

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİESEL MOTORLARDA ENJEKSİYON BASINCININ VE
AVANSININ MOTOR PERFORMANSINA VE
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
ARAŞTIRILMASI**

Makine Müh. Onur ACUR

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI (YTÜ)

İSTANBUL, 2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	3
2. DİSEL MOTORLARINDA YANMA VE EMİSYONLAR	20
2.1 Diesel Motorlarında Yanma	20
2.1.1 Tutuşma Gecikmesi	22
2.1.2 Ön Karışımly Yanma	23
2.1.3 Kontrollü Yanma	23
2.1.4 Art Yanma	24
2.2 Diesel Motorları Kaynaklı Emisyonlar	24
2.2.1 Gaz Formundaki Diesel Emisyonları	27
2.2.1.1 Karbon Monoksit Emisyonu	27
2.2.1.2 Toplam Hidrokarbon Emisyonu	28
2.2.1.3 Azot Oksit Emisyonu	29
2.2.1.4 Kükürt Oksit Emisyonu	30
2.2.2 Partikül Madde Emisyonu	31
2.3 Diesel Motorlarında Yanma ve Egzoz Emisyonlarına Etki Eden Parametreler ...	33
2.3.1 Emme Havası Giriş Basınç ve Sıcaklığı	33
2.3.2 Sıkıştırma Oranı	34
2.3.3 Hava Hareketleri	36
2.3.4 Eşdeğerlik Oranı	36
2.3.5 Yakıt Demet Açısı	37
2.3.6 Yakıtın Özellikleri	37
2.3.7 Yakıt Püskürtme Basıncı	38
2.3.8 Yakıt Püskürtme Avansı	39
2.3.9 Aşırı Doldurma	40
3. DİSEL YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMLERİ	42
3.1 Sıra Tipi Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri	43
3.2 Distribütör Tipi Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri	43

3.2.1	Aksiyal Pistonlu Distribütör Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemi.....	44
3.2.2	Radyal Pistonlu Distribütör Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemi.....	45
3.3	Tek Pistonlu Yakıt Püskürtme Sistemleri	45
3.3.1	Birim Enjektörlü Yakıt Püskürtme Sistemleri.....	46
3.3.2	Birim Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri	46
3.4	Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi	47
4.	DİSESEL MOTORLARINDA ISI AÇIĞA ÇIKIŞI	55
4.1	Termodinamiğin 1. Kanununa Göre Isı Açığa Çıkış Analizi	55
4.1.1	Direkt Püskürtmeli Diesel Motorunda Isı Açığa Çıkış Analizi	57
4.1.2	Yakıt Yanma Oranı Analizi	58
4.2	Basınç Analizi	60
5.	DENEYSEL ÇALIŞMA	63
5.1	Deneyin Şartları.....	63
5.2	Deney Düzeneği	63
5.3	Deneyin Yapılışı	68
5.4	Deney Sonuçları	69
5.4.1	Farklı Püskürtme Basıncı Değerlerinde Püskürtme Avansı Değişiminin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonu Üzerine Etkileri	69
5.4.2	Silindir İçi Basınç Değişimleri ve Isı Açığa Çıkış Oranları	80
6.	SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	88
	KAYNAKLAR	91
	ÖZGEÇMİŞ	94

SİMGE LİSTESİ

N_e	Motor gücü
λ	Hava fazlalık katsayısı
dB_A	Yanma gürültüsü
∂Q_{hr}	Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi
∂W	Piston hareketinden dolayı oluşan iş
dU	İç enerji değişimi
∂Q_w	Silindir cidarına transfer olan ısı
$Q_{T,net}$	Toplam net ısı açığa çıkışı
R	Gaz sabiti
T	Sıcaklık
dT	Sıcaklık değişimi
∂Q_{net}	Net ısı yayılımı
c_v	Sabit hacimdeki ısınma ısısı
c_p	Sabit basınçta ısınma ısısı
ϕ	Eşitlik oranı
γ	Özgül ısıların oranı

KISALTMA LİSTESİ

ATDC	Üst ölü noktadan sonra
AÖN	Alt ölü nokta
BSN	Bosch is numarası
CH ₄	Metan
CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbon dioksit
DI	Direkt püskürtmeli
foeb	Fren ortalama efektif basıncı
FÖYT	Fren özgül yakıt tüketimi
FSN	Filtre is numarası
HC	Hidrokarbon
HRR	Isı açığa çıkış oranı
H ₂ O	Su
H ₂ SO ₄	Sülfürik asit
IDI	İndirekt püskürtmeli
KMA	Krank mili açısı
NO	Azot oksit
NO ₂	Azot dioksit
NO _x	Azot oksit bileşikleri
N ₂	Azot
O ₂	Oksijen
P _{max}	Silindir içi maksimum basınç
PM	Partikül madde
SO ₂	Kükürt dioksit
THC	Toplam hidrokarbon
TSE	Türk standartları enstitüsü
ÜÖN	Üst ölü nokta

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Püskürtme basıncının motor performans ve egzoz emisyonlarına etkisi 3
Şekil 1.2	Püskürtme basıncının partikül ve is emisyonlarına etkisi 4
Şekil 1.3	Farklı püskürtme basınçlarında ısı açığa çıkışının karşılaştırılması..... 4
Şekil 1.4	Püskürtme basıncı ve avansının motor gücüne etkileri..... 6
Şekil 1.5	Püskürtme basıncı ve avansının FÖYT'ye etkileri..... 6
Şekil 1.6	Püskürtme basıncı ve avansının is emisyonuna etkileri 6
Şekil 1.7	Püskürtme basıncı ve avansının yanma gürültüsüne etkileri..... 7
Şekil 1.8	Püskürtme basıncı ve avansının silindir içi maksimum basınca etkileri..... 7
Şekil 1.9	Püskürtme basıncının motor momentine etkisi 8
Şekil 1.10	Püskürtme basıncının fren özgül yakıt tüketimine etkisi 8
Şekil 1.11	Püskürtme basıncının NO _x emisyonuna etkisi..... 8
Şekil 1.12	Püskürtme basıncının dumana etkisi 9
Şekil 1.13	Püskürtme basıncının is ve NO _x emisyonlarına etkisi 10
Şekil 1.14	Püskürtme basıncının THC'ye etkisi..... 10
Şekil 1.15	Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı moment değişimi..... 11
Şekil 1.16	Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı motor gücü değişimi..... 12
Şekil 1.17	Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı özgül yakıt tüketimi değişimi 12
Şekil 1.18	Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı duman koyuluğu değişimi 13
Şekil 1.19	Püskürtme basıncının motor momentine etkisi 14
Şekil 1.20	Püskürtme basıncının motor gücüne etkisi..... 14
Şekil 1.21	Püskürtme basıncının özgül yakıt tüketimine etkisi..... 14
Şekil 1.22	Püskürtme basıncının duman koyuluğuna etkisi 15
Şekil 1.23	Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı NO _x değişimi..... 16
Şekil 1.24	Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı PM değişimi..... 16
Şekil 1.25	Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı silindir içi basınç üst sınır değeri değişimi 16
Şekil 1.26	Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı silindir içi basınç değişimi 17
Şekil 1.27	Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı ısı açığa çıkış oranı değişimi 17
Şekil 1.28	Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı FÖYT ve yanma gürültüsü değişimi..... 17
Şekil 2.1	Püskürtmede yakıt demeti ve sıvı damlanın yanması 20
Şekil 2.2	Diesel motorlarında yanmanın evreleri 21
Şekil 2.3	Diesel motor egzoz gazları içerisindeki kirletici konsantrasyonlarının hava/yakıt oranı λ' 'ya göre değişimi 25
Şekil 2.4	Diesel motorlarında ani yanma sırasında kirleticilerin oluşum mekanizması..... 26
Şekil 2.5	Diesel motorlarında kontrollü yanma sırasında kirleticilerin oluşum mekanizması 26
Şekil 2.6	Tutuşma gecikmesi periyodunda püskürtülen yakıtın HC mekanizmasının şematik gösterilişi 28
Şekil 2.7	Yanma sırasında püskürtülen yakıtın HC oluşum mekanizmasının şematik gösterilişi 29
Şekil 2.8	Partikül Emisyonlarının Bileşenleri 31
Şekil 2.9	Karbon partikülünün yapısı 31
Şekil 2.10	Silindir içerisindeki partikül oluşumunun şematik gösterilişi..... 32

Şekil 2.11	Giriş basıncının tutuşma gecikmesine etkisi	33
Şekil 2.12	Dolgu sıcaklığına bağlı NO _x emisyonu değişimi.....	34
Şekil 2.13	Sıkıştırma oranının duman miktarına etkisi	35
Şekil 2.14	Sıkıştırma oranı değişiminin NO emisyonlarına etkisi	35
Şekil 2.15	Eşdeğerlik oranına bağlı NO _x ve NO konsantrasyonları	37
Şekil 2.16	Püskürtme basıncına bağlı olarak damlacık çapı değişimi.....	38
Şekil 2.17	Diesel motorunda püskürtme zamanlamasının performans ve emisyonlara etkisi	39
Şekil 2.18	NO _x ve HC emisyonlarına yükün etkisi.....	40
Şekil 3.1	Sıralı pompa yakıt püskürtme sisteminin dizaynı ve çalışma prensibi	43
Şekil 3.2	Aksiyal pistonlu distribütör pompanın çalışma prensibi ve dizaynı	44
Şekil 3.3	Radyal pistonlu distribütör pompanın çalışma prensibi ve dizaynı	45
Şekil 3.4	Birim enjektör pompasının dizaynı ve çalışma prensibi	46
Şekil 3.5	Birim pompa sisteminin dizaynı ve çalışma prensibi.....	47
Şekil 3.6	Ortak hat yakıt püskürtme sisteminin genel görünümü.....	48
Şekil 3.7	Yüksek basınç sisteminin genel görünümü	49
Şekil 3.8	Yüksek basınç pompası	50
Şekil 3.9	Yüksek basınçlı yakıt üretimi.....	51
Şekil 3.10	Yakıt dağıtıcı (rail) ve yüksek basınç yakıt boruları	51
Şekil 3.11	Yakıt enjektörü	52
Şekil 3.12	Yakıt enjektörü kapalı konumda	53
Şekil 3.13	Yakıt enjektörü kapalı konumda	54
Şekil 4.1	Isı yayılımı için yanma odası kapalı sistemi.....	55
Şekil 4.2	Yanma fazlarını gösteren direkt püskürtmeli diesel motoru ısı açığa çıkışı	58
Şekil 4.3	Kriger - Borman metodu ile basınç verisi kullanılarak hesaplanan yanma oranı	60
Şekil 4.4	Doğal emişli, dört zamanlı, direkt püskürtmeli bir diesel motorunun enjektör kalkış ve silindir basınç değişimi	61
Şekil 4.5	1500 d/d motor devri ve %40 yük şartında basınç değişimi	62
Şekil 5.1	Deney düzeneği şematik yapısı	63
Şekil 5.2	Motor karakteristikleri.....	64
Şekil 5.3	AC dinamometre	65
Şekil 5.4	Egzoz emisyon cihazı	65
Şekil 5.5	İs ölçüm cihazı	66
Şekil 5.6	Yakıt miktarı ve sıcaklığı ölçüm cihazı.....	68
Şekil 5.7	Püskürtme basıncı ve avansına göre motor momentinin değişimi	69
Şekil 5.8	Püskürtme basıncı ve avansına göre motor gücünün değişimi.....	70
Şekil 5.9	Püskürtme basıncı ve avansına göre P _{max} değişimi.....	71
Şekil 5.10	Püskürtme basıncı ve avansına göre ÖYT değişimi.....	72
Şekil 5.11	Püskürtme basıncı ve avansına göre CO emisyonu değişimi.....	73
Şekil 5.12	Püskürtme basıncı ve avansına göre CO ₂ emisyonu değişimi	74
Şekil 5.13	Püskürtme basıncı ve avansına göre NO emisyonu değişimi.....	75
Şekil 5.14	Püskürtme basıncı ve avansına göre NO _x emisyonu değişimi.....	76
Şekil 5.15	Püskürtme basıncı ve avansına göre THC emisyonu değişimi	77
Şekil 5.16	Püskürtme basıncı ve avansına göre O ₂ emisyonu değişimi	78
Şekil 5.17	Püskürtme basıncı ve avansına göre is değerinin değişimi	79
Şekil 5.18	0° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları	80
Şekil 5.19	0° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları.....	80
Şekil 5.20	-5° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları.....	81
Şekil 5.21	-5° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları	81

Şekil 5.22	-10° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları.....	82
Şekil 5.23	-10° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları	82
Şekil 5.24	-15° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları.....	83
Şekil 5.25	-15° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları	83
Şekil 5.26	120 MPa püskürtme basıncında elde edilen silindir içi basınçları	84
Şekil 5.27	120 MPa püskürtme basıncında ısı açığa çıkışı oranları	84
Şekil 5.28	120 MPa püskürtme basıncında ısı açığa çıkışı oranları	85
Şekil 5.29	120 MPa püskürtme basıncında ısı açığa çıkışı oranları	85
Şekil 5.30	120 MPa püskürtme basıncında ısı açığa çıkışı oranları	86
Şekil 5.31	120 MPa püskürtme basıncında ısı açığa çıkışı oranları	86

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 AB emisyon standartları	27
Çizelge 5.1 Deney motorunun teknik özellikleri	64
Çizelge 5.2 Egzoz emisyon cihazı ölçüm aralıkları	66
Çizelge 5.3 İş ölçüm cihazının ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri.....	67
Çizelge 5.4 AVL 735S/753C cihazının teknik özellikleri	67

ÖNSÖZ

Diesel motorlarda enjeksiyon basıncının ve avansının motor performansına ve emisyonlarına etkisinin deneysel olarak araştırılması konulu yüksek lisans tez çalışmamın gerçekleşmesinde büyük katkısı olan değerli hocam merhum Prof. Dr. Orhan DENİZ'e ve tez çalışmasının tamamlanmasında benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde yardımlarını esirgemeyen değerli hocalarım, Arş. Gör. Levent YÜKSEK ve Arş. Gör. Orkun ÖZENER'e şükranlarımı bir borç bilirim.

Tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan tüm arkadaşlarıma, desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ocak, 2011

ÖZET

Diesel motorlarında bazı çalışma parametrelerini değiştirerek motor performans ve emisyonlarını iyileştirebilmek mümkündür. Yakıt püskürtme basıncı ve yakıt püskürtme avansı diesel motorlarında performansı ve egzoz emisyonlarını etkileyen önemli parametrelerdir.

Yapılan bu deneysel çalışmada; püskürtme basıncı ve püskürtme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. Deneyler dört silindirli, dört zamanlı, direkt püskürtmeli turboşarjlı bir diesel motorda gerçekleştirilmiştir. 2500 d/d sabit motor hızında, püskürtme basıncının 120 ile 140 MPa arasında ve püskürtme avansının -15° ile 0° KMA (ÜÖN'den sonra) arasında değiştirilmesiyle moment, güç, Pmax, özgül yakıt tüketimi, CO, CO₂, NO, NO_x, THC, O₂ ve is gibi emisyon ve motor performans değerleri ölçülmüştür.

Deney sonuçlarına göre, püskürtme basıncının arttırılmasıyla motor gücü, momenti, Pmax, HRR ile NO, NO_x, O₂ emisyonları artmış, ÖYT, CO emisyonu ve is azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılmasıyla ÖYT ile CO, O₂, THC emisyonları ve is artmış, motor gücü, momenti, Pmax ile NO, NO_x emisyonları azalmıştır.

Anahtar Kelimeler: Diesel motor, püskürtme basıncı, püskürtme avansı, performans, egzoz emisyonları.

ABSTRACT

By changing some parameters on diesel engines, engine performance and exhaust emissions can be improved. Fuel injection pressure and fuel injection advance are the important parameters on diesel engines which effects engine performance and exhaust emissions.

In this experimental study, effects of injection pressure and injection advance on engine performance and exhaust emissions have been investigated. Experiments have been performed on a turbocharged diesel engine with 4-cylinder, 4-stroke, direct injection. Emissions and engine performance values such as torque, power, Pmax, specific fuel consumption, CO, CO₂, NO, NO_x, THC, O₂ and smoke have been measured by changing injection pressure from 120 to 140 MPa and injection advance from 0 to -15 CA at 2500 rpm constant engine speed.

According to test results; when the injection pressure is increased, engine power, torque, Pmax, HRR and NO, NO_x, O₂ emissions are increased, SFC, CO emission and smoke are decreased. When the injection advance is decreased, SFC, CO, O₂, THC emissions and smoke are increased, engine power, torque, Pmax and NO, NO_x emissions are decreased.

Keywords: Diesel engine, injection pressure, injection advance, performance, exhaust emissions.

1. GİRİŞ

Direkt püskürtmeli diesel motorların kullanım alanları özellikle son yıllarda gelişim göstermiştir. Bunun sebebi diesel motorların yüksek verimleri sayesinde benzinli motorlara oranla daha az yakıt tüketmesi olarak gösterilebilir. Deniz taşımacılığı, raylı sistemler, sabit sistemler ve kara araçları gibi gittikçe genişleyen kullanım alanından dolayı diesel motorlar üzerindeki iyileştirme çalışmaları da hız kazanmıştır. Bugün üretici firmalar, ürettikleri araçların ekonomik ve çevreci olabilmesini sağlayabilme gayreti içerisindeyler. Bu amaçla, silindir içerisine alınan yakıtın enerjisinden en yüksek seviyede yararlanabilmek, ve zararlı emisyon miktarlarını azaltabilmek için çeşitli çalışmalar yapmaktadırlar.

Diesel motorlarda performans ve emisyonlara etki eden önemli faktörlerden biri karışımın teşkili ve yanmadır. Karışımın teşkili, yakıtın zerrelere ayrılarak, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde karışması ile sağlanmaktadır (Yavaşlıol, 1988). Motorlarda hava yakıt karışım oluşumu yakıt tüketimini, egzoz gaz kompozisyonunu ve yanma gürültüsünü direkt olarak etkilemektedir. Bu bağlamda, yakıt püskürtme sistemleri karışım oluşumunda önemli rol oynamaktadır. Bununla birlikte, püskürtmenin başlangıcı-bitişi, püskürtme süresi, püskürtme basıncı, püskürtme demeti sayısı gibi püskürtme sistemi parametreleri yanma prosesini ve karışım oluşumunu etkilemektedir. Yakıt püskürtme süresi krank açısı olarak yanmanın başlama süresini belirler. Yakıt püskürtme süresi, motor hızı, motor yükü ve motor sıcaklığı gibi parametrelerden etkilenecek, tutuşma gecikmesi süresinin değişimini de etkilemektedir.

Yeni nesil araçlarda kullanılan ortak hat yakıt püskürtme sistemleri ile püskürtme avansı, basıncı, süresi ve faz sayısına müdahale edilebilmesi, optimum çalışma noktalarının yakalanabilmesine olanak sağlamaktadır. Klasik diesel yakıt püskürtme sistemleri ile karşılaştırıldığında aşırı doldurma ile birlikte yapılan fazlı yüksek basınçlı yakıt püskürtme, karışım teşkilinde yaratılan olumlu katkı sonucu, başta motor hızı artışı olmak üzere torkta da ciddi artış sağlanmaktadır.

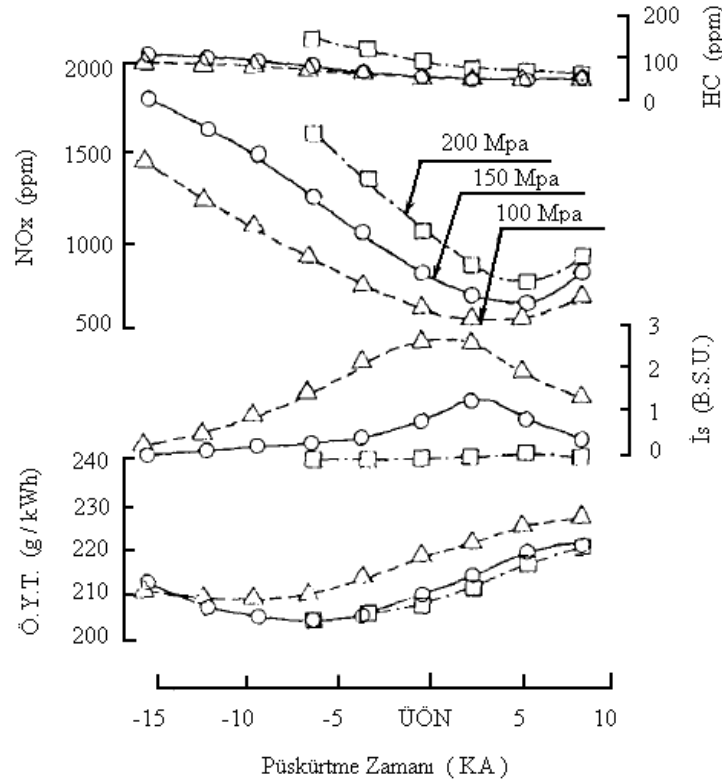
Ortak hat yakıt püskürtme sisteminin geliştirilmesiyle ısı verimin arttırılması, gürültü düzeyinin azaltılması ve is oluşumunun azaltılması yönünde oldukça başarılı sonuçlar ortaya çıkmıştır. Diesel motorlarında mekanik püskürtme pompasına göre, ortak hat yakıt püskürtme sistemleri yakıt püskürtme miktarını ve püskürtme zamanını etkili biçimde kontrol etmektedir. Ortak hat püskürtme sistemlerinde kullanılan motor kontrol ünitesi, çeşitli sensörlerden gelen verileri işleyerek, enjektörlere uygulanacak olan akımın süresi ile zamanını

kontrol ederek en uygun püskürtme işlemini ve bu işlemin zamanlamasını belirlemektedir. Diesel motorlarında kontrol stratejisinin temeli, egzoz ve gürültü emisyonu standartlarının öngördüğü sınırlar dahilinde gereken motor momentinin, minimum özgül yakıt sarfiyatı değerinde elde edilmesine dayanır. Kontrol stratejisinde temel parametre motor hızıdır. Hız kontrolüne etki eden girdiler ise püskürtme başlangıcı, püskürtme süresi ve basıncıdır (Guzella, 1998).

Yapılan çalışmada amaçlanan püskürtme basıncı ve püskürtme avansı parametrelerindeki değişimlerin diesel motor performans ve emisyonlarına etkilerinin araştırılmasıdır. Çalışmanın deneysel kısmında dört silindirli, turbo şarjlı diesel motora sahip test düzeneğinde 2500 d/d sabit motor devrinde, 120-130-140 MPa püskürtme basınçlarında ve -15° ile 0° KMA (ÜÖN'den sonra) arasında püskürtme avanslarında bu etkiler incelenmiştir.

1.1 Literatür Araştırması

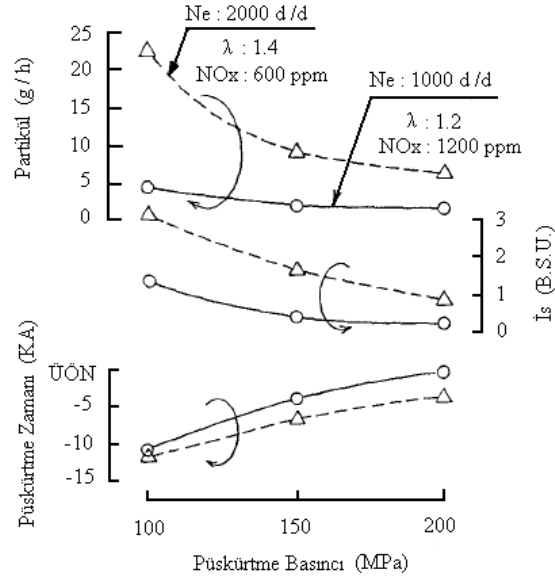
Shundoh vd. (1991) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, doğal emişli, tek silindirli bir diesel motorda, yüksek basınçlı yakıt püskürtme kullanarak püskürtme parametrelerinin diesel yanmasına etkilerini araştırmışlardır. Deneysel çalışma 100, 150, 200 MPa olmak üzere 3 farklı püskürtme basıncında, tam yük şartlarında ve 1000, 2000 d/d motor hızlarında gerçekleştirilmiştir.



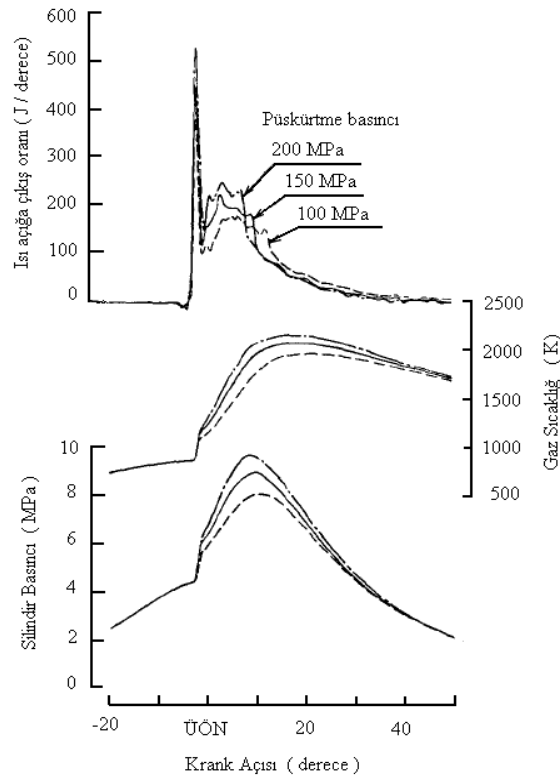
Şekil 1.1 Püskürtme basıncının motor performans ve egzoz emisyonlarına etkisi (Shundoh vd., 1991)

NO_x emisyonları püskürtme basıncı ve püskürtme avansının artırıldığı durumlarda artış göstermiştir. Püskürtme basıncı arttırıldıkça HC emisyonları çok az oranda azalmıştır. Özgül yakıt tüketimi püskürtme basıncının arttırılmasıyla azalmıştır. Püskürtme basıncı arttırıldıkça, partikül ve is emisyonlarında da azalma görülmüştür.

Düşük hızlarda 150 MPa püskürtme basıncı, is seviyesinin yaklaşık sıfır seviyesine kadar düşürülmesine yeterli olmuştur. Ancak yüksek hızlarda is seviyesinin düşük seviyelerde tutulabilmesi için 200 MPa püskürtme basıncına gerek duyulacağı belirtilmiştir.



Şekil 1.2 Püskürtme basıncının partikül ve is emisyonlarına etkisi (NO_x değerleri sabit) (Shundoh vd., 1991)



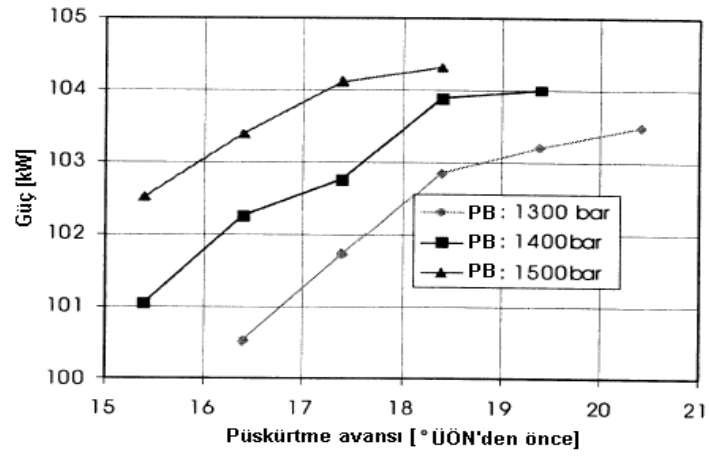
Şekil 1.3 Farklı püskürtme basınçlarında ısı açığa çıkışının karşılaştırılması (Shundoh vd., 1991)

Şekil 1.3'te püskürtme basıncı değişiminin ısı açığa çıkış oranı, gaz sıcaklığı, silindir içi basınca etkileri gösterilmektedir. Püskürtme basıncı arttırıldıkça ısı açığa çıkış oranı, silindir içi basınç değerleri ve gaz sıcaklığında artış meydana gelmiştir.

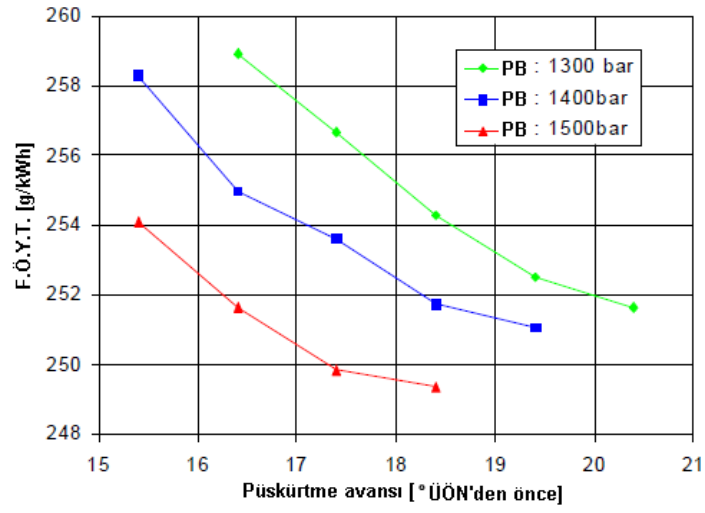
Gardner (1992) yaptığı çalışmada, direkt püskürtmeli, üstten kamlı, dört zamanlı, tek silindirli bir diesel motorda, motor dizayn parametrelerinin diesel yanması ve emisyonlarına etkilerini araştırmıştır. Çalışmada kullanılan yakıt püskürtme sistemi tam yükte 1500 bar püskürtme basıncına ulaşabilen elektro-mekanik kam tahrikli birim püskürtme sistemidir. Enjektör nozül açılma basıncı 280 bar değerine ayarlanmıştır. Püskürtme avansının artırılmasıyla NO_x emisyonlarında artış, HC emisyonları, is ve partikül madde miktarında ise azalma olduğu görülmüştür.

Pierpont ve Reitz (1995) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, tek silindirli, turbo şarjlı bir diesel motorda, püskürtme basıncının ve nozül geometrisinin performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışma sabit 1600 d/d motor hızında, püskürtme basıncı 72-160 Mpa arasında değiştirilerek %25 ve %75 motor yükü değerleri için ayrı ayrı denenmiştir. %75 motor yükünde püskürtme basıncının artırılması partikül emisyonunu etkili şekilde azaltmıştır. Aynı zamanda NO_x seviyesinin belli bir değerde sabit tutulabilmesi için püskürtme zamanının geciktirilmesi, özgül yakıt tüketiminde artışa sebep olmuştur. %75 yükte NO_x emisyon değerinin sabit bir değeri için (4 g/bg*h) püskürtme basıncının 72 MPa'dan 160 MPa'ya artırılmasıyla özgül yakıt tüketiminde artış yaklaşık %3 olmuştur. %25 motor yükünde gerçekleştirilen çalışma kısa püskürtme süresi nedeniyle çok başarılı olamamıştır. Püskürtme basıncının artırılması bu motor yükünün uygulandığı durumda da NO_x emisyonlarında artışa neden olduğu görülmüştür.

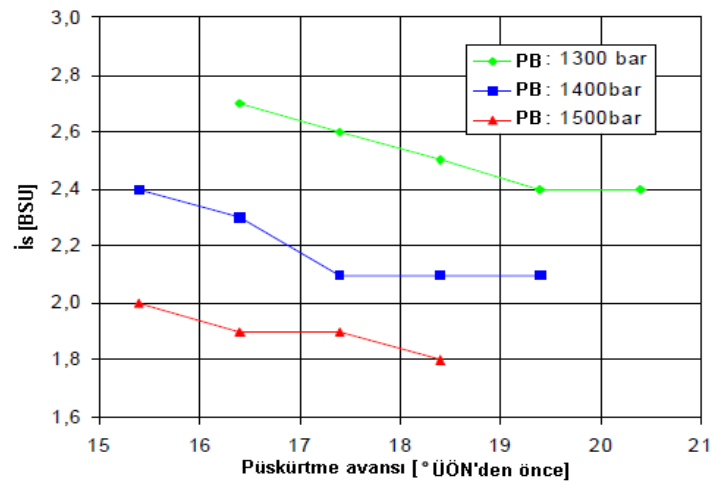
Badami vd. (1999) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, beş silindirli turbo şarjlı bir diesel motorda, püskürtme basıncının performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada püskürtme basıncının 1300 bar'dan 1500 bar'a yükseltilmesiyle maksimum güçte %2.3 artış, is emisyonunda %27 azalış, fren özgül yakıt tüketiminde %2.7 azalış elde edilmiş ve yanma gürültüsünün %2 arttığı görülmüştür.



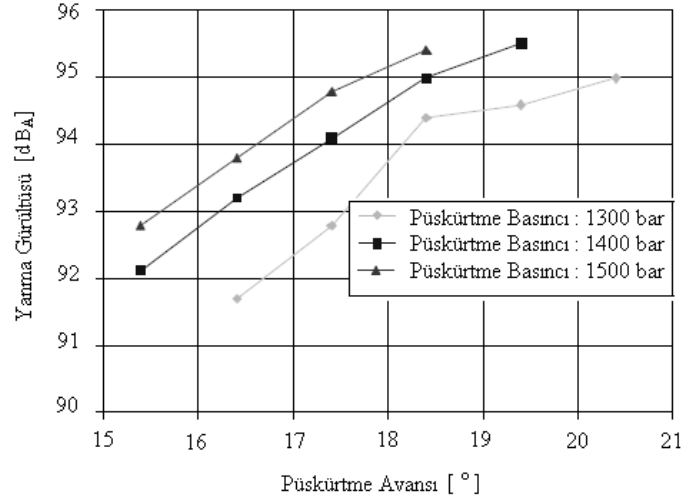
Şekil 1.4 Püskürtme basıncı ve avansının motor gücüne etkileri (Badami vd., 1999)



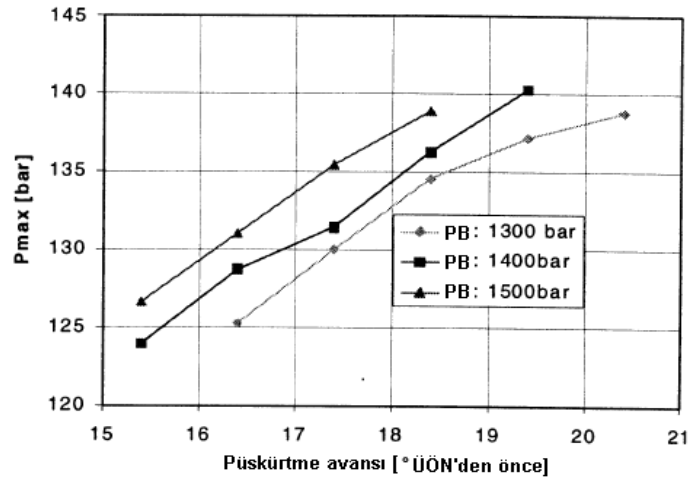
Şekil 1.5 Püskürtme basıncı ve avansının FÖYT'ye etkileri (Badami vd., 1999)



Şekil 1.6 Püskürtme basıncı ve avansının is emisyonuna etkileri (Badami vd., 1999)

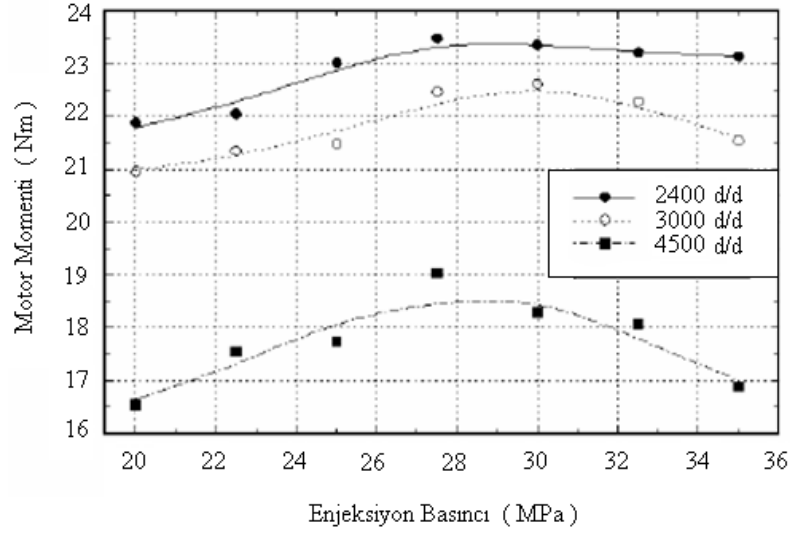


Şekil 1.7 Püskürtme basıncı ve avansının yanma gürültüsüne etkileri (Badami vd., 1999)

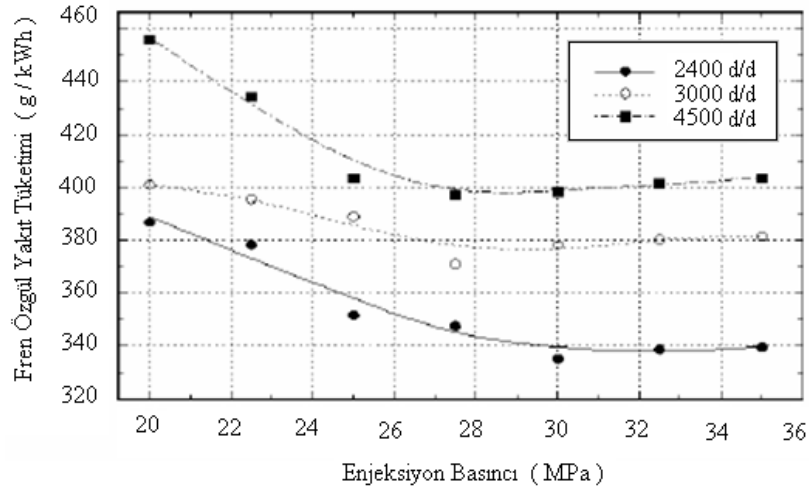


Şekil 1.8 Püskürtme basıncı ve avansının silindir içi maksimum basınca (Pmax) etkileri (Badami vd., 1999)

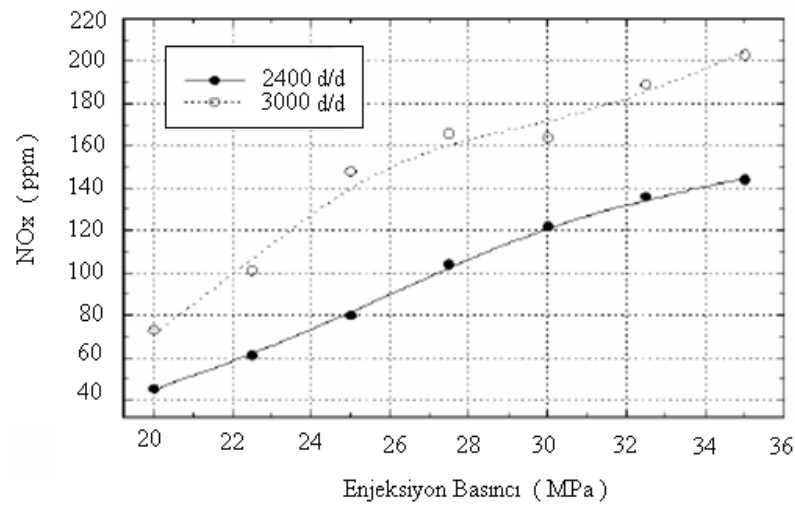
Salman ve Topgül (2001) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, üstten kamlı, tek silindirli bir diesel motorda püskürtme basıncının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. Deneysel çalışma 2400 d/d, 3000 d/d ve 4500 d/d sabit motor devirlerinde, püskürtme basıncı 20 MPa ile 35 MPa arası değiştirilerek gerçekleştirilmiştir.



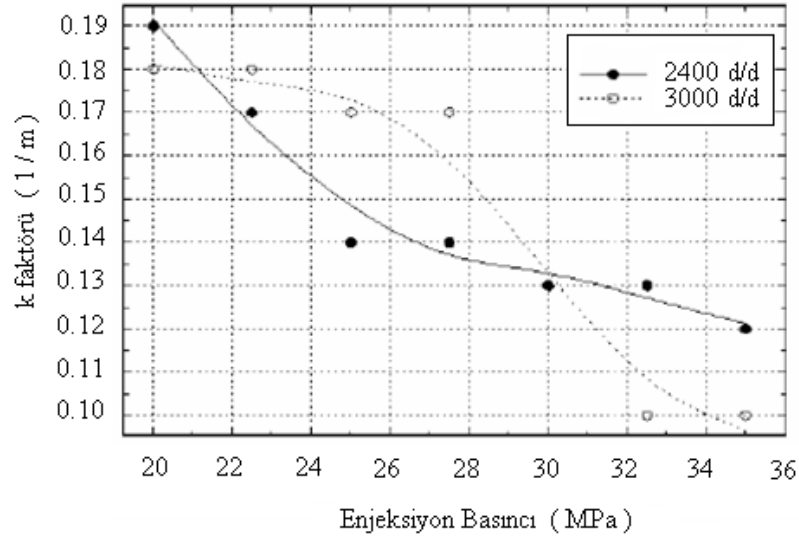
Şekil 1.9 Püskürtme basıncının motor momentine etkisi (Salman ve Topgül, 2001)



Şekil 1.10 Püskürtme basıncının fren özgül yakıt tüketimine etkisi (Salman ve Topgül, 2001)



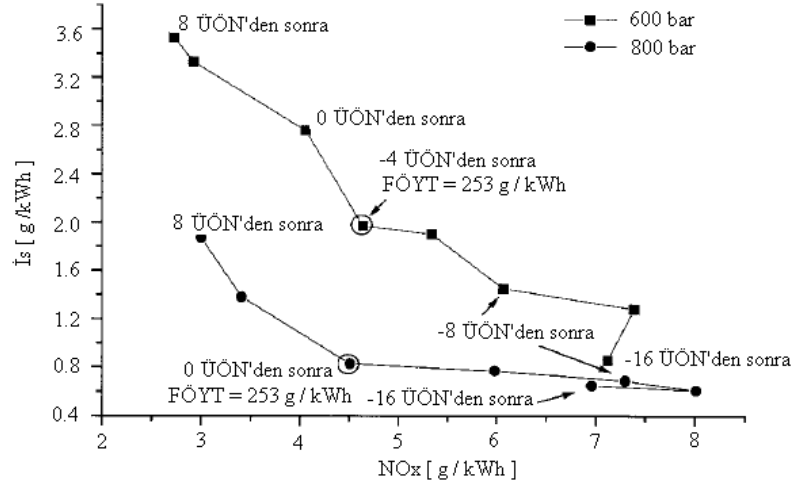
Şekil 1.11 Püskürtme basıncının NO_x emisyonuna etkisi (Salman ve Topgül, 2001)



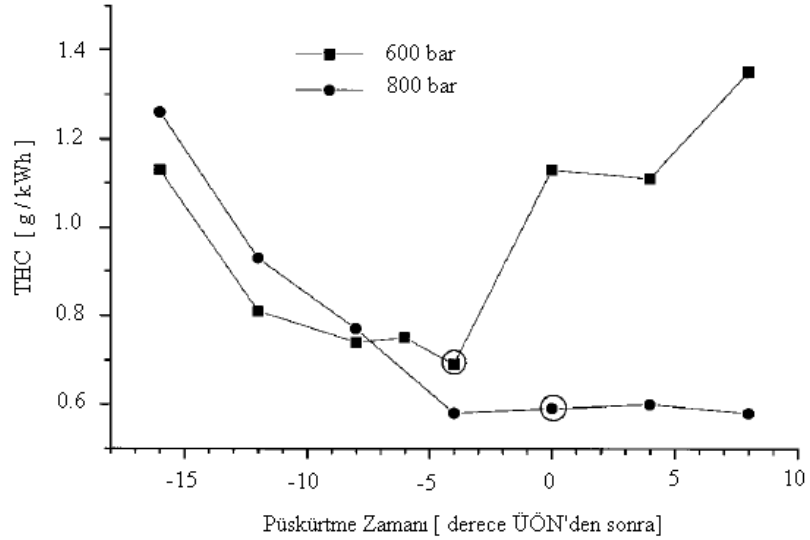
Şekil 1.12 Püskürtme basıncının dumana etkisi (Salman ve Topgöl, 2001)

2400 d/d motor devrinde ve 27,5 MPa püskürtme basıncında moment 23,48 Nm ile maksimum değere ulaşmıştır. 27,5 MPa püskürtme basıncının üzerindeki ve altındaki basınçlarda moment azalmıştır. 3000 d/d ve 4500 d/d motor devirlerinde de benzer bir değişim görülmüştür. FÖYT 2400 d/d motor devrinde ve 30 MPa püskürtme basıncında 335,06 g/kWh olarak minimum değerini almıştır. Aynı devirde, püskürtme basıncı azaltıldığında veya arttırıldığında FÖYT artış göstermiştir. Püskürtme basıncı 20 MPa'dan 35 MPa'ya arttırıldığında is miktarı azalmış, NO_x emisyonu artmıştır.

Tennison ve Reitz (2001) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, tek silindirli, yüksek hızlı bir diesel motorda, püskürtme parametrelerinin performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışma; tam yükte, 1004 ve 1757 d/d motor hızlarında, 600 ve 800 bar püskürtme basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Püskürtme basıncı arttırıldıkça NO_x emisyonlarında büyük artışlar olmadan, is emisyonunda belirgin bir azalış olduğu görülmüştür. Püskürtme zamanının biraz geciktirilmesiyle her iki püskürtme basıncı değeri için de eşit seviyede NO_x emisyonu elde edilebileceği saptanmıştır.



Şekil 1.13 Püskürtme basıncının is ve NO_x emisyonlarına etkisi (Tennison ve Reitz, 2001)



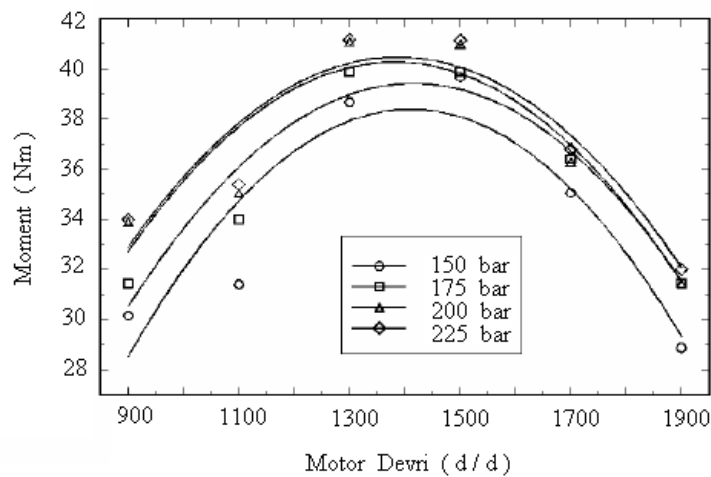
Şekil 1.14 Püskürtme basıncının THC'ye etkisi (Tennison ve Reitz, 2001)

Püskürtme basıncı 600 bar, püskürtme zamanı 0° KMA (ÜÖN'den sonra) ve püskürtme basıncı 800 bar, püskürtme zamanı -4° KMA olduğu zaman elde edilen fren özgül yakıt tüketimi aynı değeri (253 g/kWh) almıştır. Püskürtme basıncı 600 bar'dan 800 bar'a yükseltildiğinde is emisyon değerinde yaklaşık %50 azalma saptanmıştır. Püskürtme zamanı geciktirildiğinde püskürtme basıncının arttırılmasının THC emisyonları üzerinde etkisi daha iyi görülmüştür. THC emisyonları püskürtme basıncının arttırılmasıyla meydana gelen yakıtın parçalanması ve karışımın iyileşmesine bağlı olarak azalış göstermiştir.

Çelikten (2003) yaptığı çalışmada, indirekt püskürtmeli, dört zamanlı, dört silindirli, turboşarjlı bir diesel motorda püskürtme basıncının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini araştırmıştır. Deneysel çalışma sırasıyla %50, %75, %100 gaz pozisyonu için, 100-150-200-250 bar püskürtme basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada 150 bar'da maksimum performans sonuçları elde edilmiştir. Yüksek basınç değerlerinde O_2 , SO_2 ve CO_2 emisyonlarında, düşük basınç değerlerinde ise NO_x emisyonları ve is seviyesinde düşüş gözlemlenmiştir.

Hountalas vd. (2003) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, tek silindirli, turboşarjlı bir diesel motorda, püskürtme basıncının performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışma kısmi (%50) ve tam yüklerde, düşük ve yüksek motor hızlarında 400 ila 1600 bar arası püskürtme basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Püskürtme basıncı yükseldikçe özellikle düşük hız ve tam yükte NO_x emisyonları önemli miktarda artmıştır. Partikül emisyonları püskürtme basıncının arttırılmasıyla önemli ölçüde azalmıştır. Kısmi yük ve düşük motor hızlarında partikül emisyonu azalışı daha belirgin görülmüştür. Püskürtme basıncının arttırılmasının yanma süresini kısalttığı ve ısı açığa çıkışını hızlandırdığı sonucuna ulaşmışlardır. Püskürtme basıncının arttırılmasıyla fren özgül yakıt tüketiminde azalma gözlemlenmiştir.

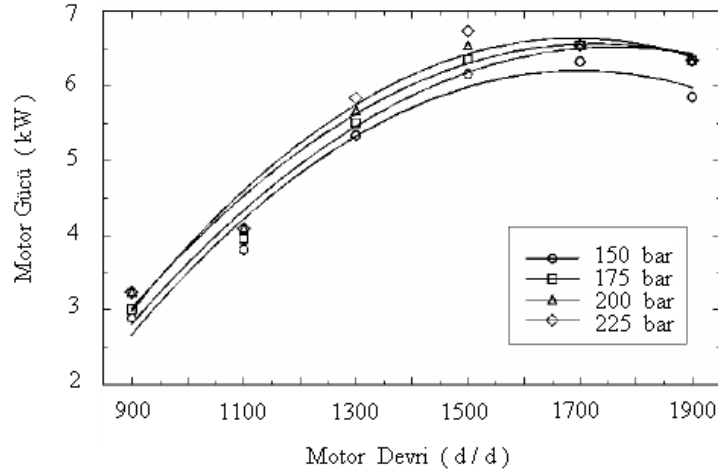
Okur vd. (2003) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, tek silindirli bir diesel motorda püskürtme basıncı, maksimum yakıt miktarı ve hava filtresi tıkanıklığının motor performansı ve duman koyuluğuna etkileri deneysel olarak incelenmiştir.



Şekil 1.15 Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı moment değişimi

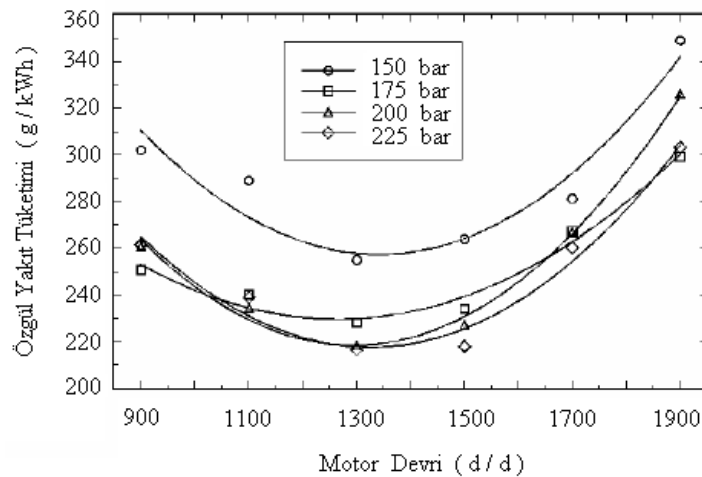
(Okur vd., 2003)

Deneysel çalışma 150, 175, 200 ve 225 bar olmak üzere 4 farklı püskürtme basıncında, tam yük çalışma şartlarında ve 900-1900 d/d arasında 200 d/d aralıklarla 6 farklı motor devrinde gerçekleştirilmiştir. Püskürtme basıncının standart basıncın (175 bar) altına düşürülmesi (150 bar) ile yanmanın kötüleşmesine bağlı olarak motor momentinde düşme görülmüştür. Standard püskürtme basıncının üzerindeki basınçlar değerlerinde ise (200, 225 bar) yakıtın atomizasyonun iyileşmesi ile motor momentini artmıştır.



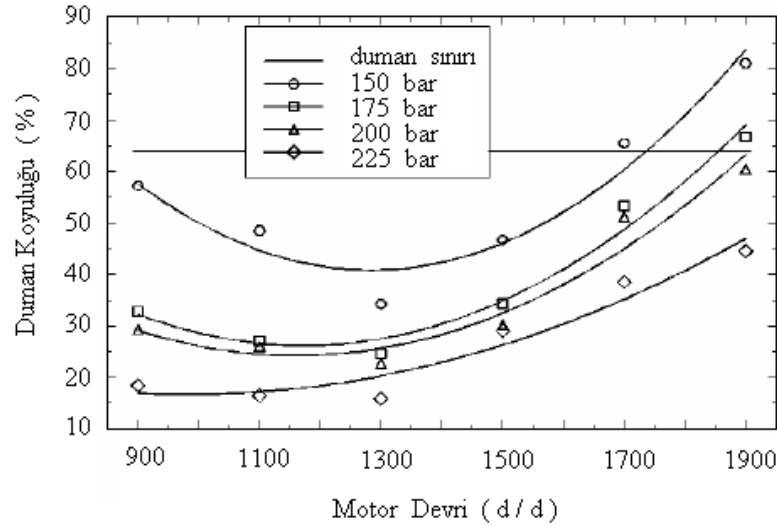
Şekil 1.16 Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı motor gücü değişimi (Okur vd., 2003)

Standart püskürtme basıncında 1500 d/d'da motor gücü 6,55 kW iken, aynı devirde 150 bar püskürtme basıncında 6,15 kW'a düşmüştür. Püskürtme basıncındaki artış ile motor gücü artmakta, 225 bar püskürtme basıncında 6,74 kW olmuştur.



Şekil 1.17 Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı özgül yakıt tüketimi değişimi (Okur vd., 2003)

Maksimum momentin elde edildiği 1300 d/d'da püskürtme basıncının azaltılması ile özgül yakıt tüketiminde artış gözlenmiştir. Püskürtme basıncının artırılması ile özgül yakıt tüketiminde çok az bir değişim olmuştur. Püskürtme basıncındaki azalma sonucunda yakıt daha zor parçalanacağından duman miktarı oldukça artmıştır.

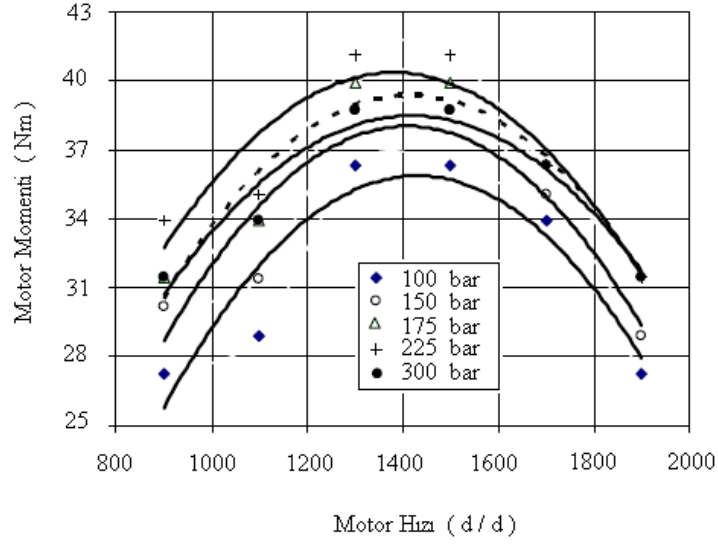


Şekil 1.18 Farklı püskürtme basınçlarında motor devrine bağlı duman koyuluğu değişimi (Okur vd., 2003)

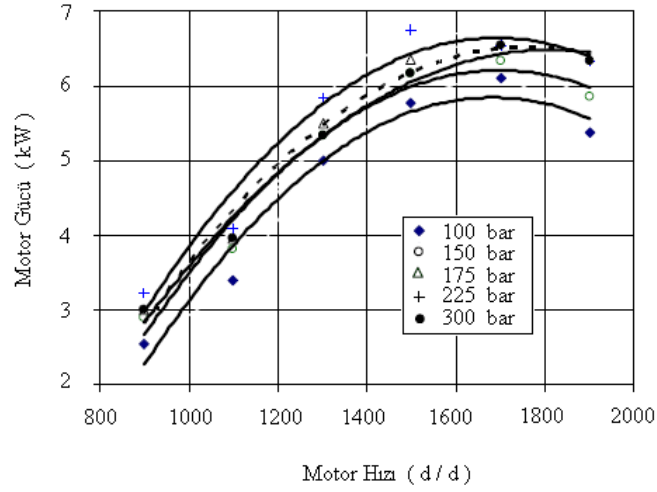
Püskürtme basıncının artırılması ile (200 ve 225 bar) istenilen duman sınırının oldukça alt seviyelerinde kalınmıştır.

Desantes vd. (2004) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, tek silindirli bir diesel motorda püskürtme basıncı ve püskürtme zamanının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışmanın gerçekleştirildiği motorda püskürtme avansı ÜÖN'den önce ve sonra olmak üzere değişik değerlere ayarlanmıştır. Çalışmada genel literatüre uygun olarak artan püskürtme avansı ile birlikte NO_x emisyonlarında artış, is emisyonlarında azalma gözlemlenmiştir. FÖYT değerinde de artan püskürtme avansında, artışa paralel azalma görülmüştür.

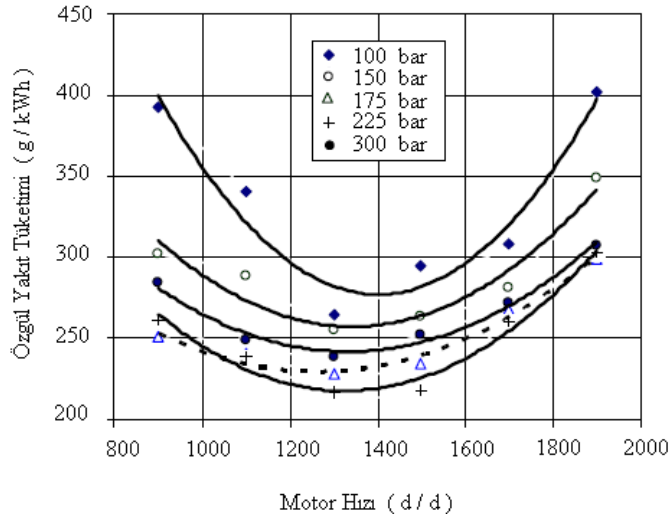
Sekmen vd. (2004) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, tek silindirli bir diesel motorda püskürtme basıncı ve maksimum yakıt miktarının performans ve duman emisyonlarına etkileri deneysel olarak araştırılmıştır.



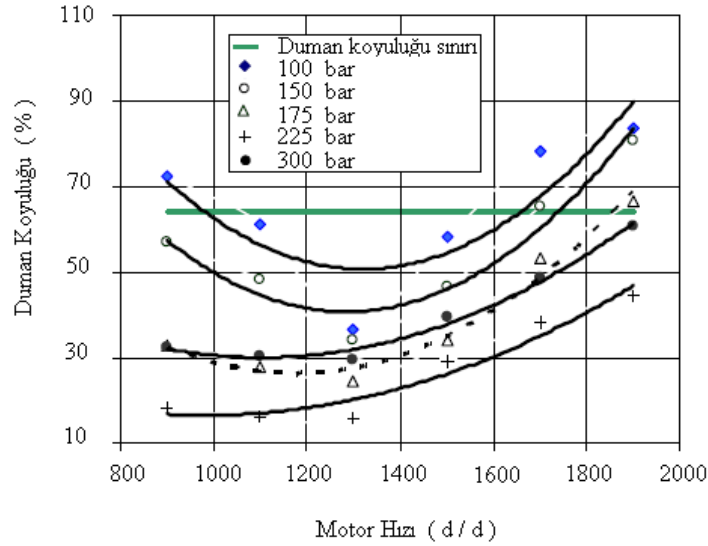
Şekil 1.19 Püskürtme basıncının motor momentine etkisi (Sekmen vd., 2004)



Şekil 1.20 Püskürtme basıncının motor gücüne etkisi (Sekmen vd., 2004)



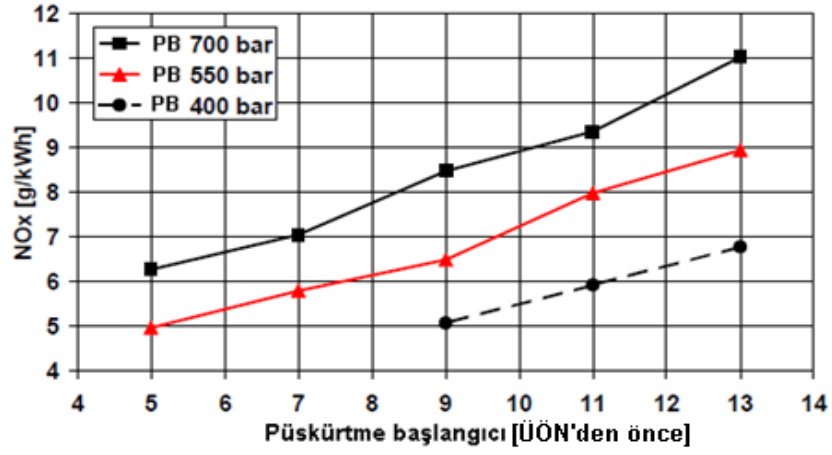
Şekil 1.21 Püskürtme basıncının özgül yakıt tüketimine etkisi (Sekmen vd., 2004)



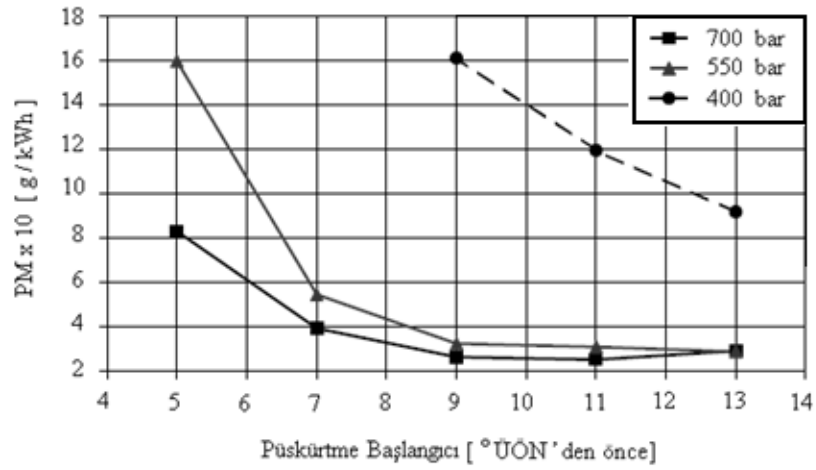
Şekil 1.22 Püskürtme basıncının duman koyuluğuna etkisi (Sekmen vd., 2004)

Bu çalışmada püskürtme basıncının belli değere kadar (300 bar) artması ile birlikte moment ve güçte bir miktar artış, yakıt ekonomisinde iyileşme ve duman emisyonlarında azalma gözlenmiştir ancak püskürtme basıncının belirli bir değerden (300 bar) daha fazla artırılması motor performansını olumsuz etkilemiştir. Bu durum artan püskürtme basıncı ile belirli bir değere kadar damlacık çapının küçülmesi ve yanma hızının artışı ile açıklanmıştır. Püskürtme basıncının çok artmasının damlacık çapını küçülttüğü, nüfuz derinliğini azalttığı, görüşü ile de güç ve momentteki düşüş açıklanmıştır. Bununla birlikte, belirli bir noktaya kadar artan püskürtme basıncıyla duman koyuluğunun azaldığı, ancak artışın devamı ile birlikte bu durumun terse döndüğü gözlemlenmiştir.

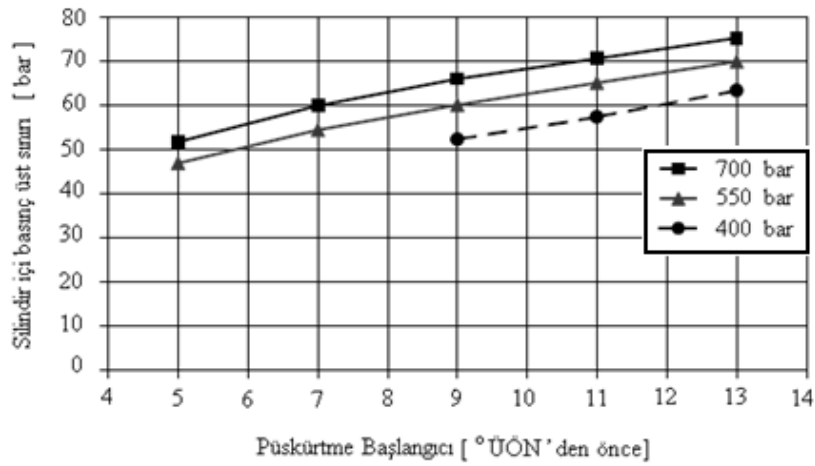
Mallamo vd. (2005) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, iki silindirli bir diesel motorda, sıkıştırma oranı ve püskürtme basıncının değiştirilmesinin performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada püskürtme basıncının değişiminin etkileri sabit sıkıştırma oranında (17.5:1) ve 400, 550, 700 bar olmak üzere 3 farklı püskürtme basıncında denenmiştir.



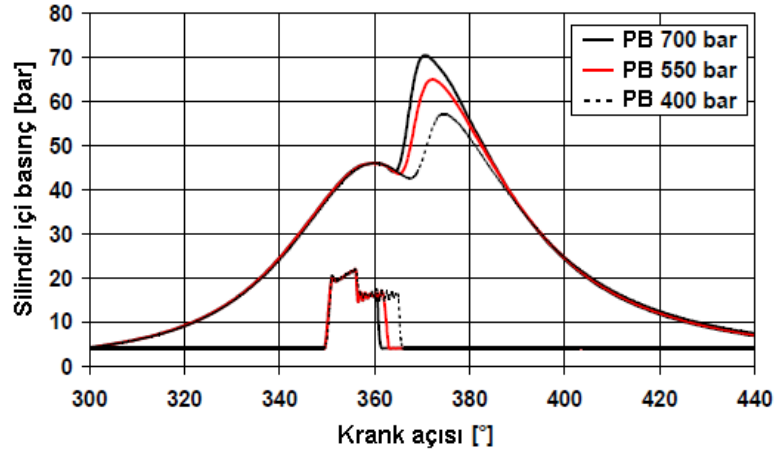
Şekil 1.23 Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı NO_x değişimi (Mallamo vd., 2005)



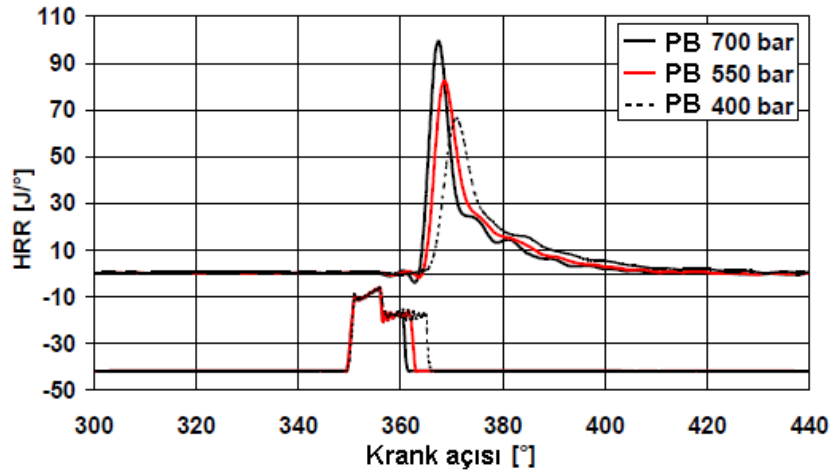
Şekil 1.24 Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı PM değişimi (Mallamo vd., 2005)



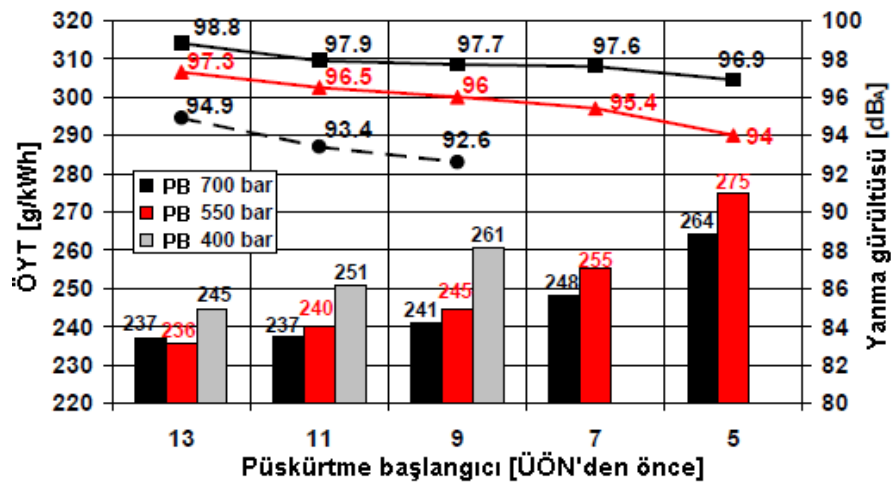
Şekil 1.25 Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı silindir içi basınç üst sınır değeri (Pmax) değişimi (Mallamo vd., 2005)



Şekil 1.26 Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı silindir içi basınç değişimi (Mallamo vd., 2005)



Şekil 1.27 Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı ısı açığa çıkış oranı değişimi (Mallamo vd., 2005)



Şekil 1.28 Farklı püskürtme basınçlarında püskürtme başlangıcına bağlı FÖYT ve yanma gürültüsü değişimi (Mallamo vd., 2005)

Sabit püskürtme başlangıcı göz önüne alınarak püskürtme basıncı değeri 700 bar'dan 550 bar'a düşürüldüğünde NO_x emisyonlarında ortalama %19 azalma meydana gelmiş ve püskürtme basıncının daha da düşürülerek 400 bar'a getirilmesiyle yaklaşık %24 azalma gözlemlenmiştir. Diğer taraftan püskürtme basıncı azaltıldıkça PM emisyonlarında artış kaydedilmiştir. Özellikle püskürtme basıncı 400 bar'a getirildiğinde kabul edilemez partikül seviyeleri elde edilmiştir. Püskürtme basıncının 700 bar'dan 550 bar'a düşürülmesiyle PM emisyonları püskürtme başlangıcının 11^0 ÜÖN'den önce gerçekleştirilmesiyle yaklaşık %23 ve 5^0 ÜÖN'den önce gerçekleştirilmesiyle %100'e kadar artış göstermiştir. Püskürtme basıncının düşürülmesiyle silindir içi basınçta üst sınır değerlerin düştüğü belirlenmiştir. Sabit püskürtme başlangıcı göz önüne alınarak püskürtme basıncı değeri 700 bar'dan 550 bar'a düşürüldüğünde fren özgül yakıt tüketiminde yaklaşık %2 artış meydana gelmiş ve püskürtme basıncının daha da düşürülerek 400 bar'a getirilmesiyle yaklaşık %5 artış gözlemlenmiştir.

İlkılıç (2008) yaptığı çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, hava soğutmalı, tek silindirli bir diesel motorda, püskürtme basıncının değiştirilmesinin egzoz emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. Deneysel çalışma $\frac{3}{4}$ sabit gaz keleşbeği açıklığı konumunda 150, 200 ve 250 bar olmak üzere 3 farklı püskürtme basıncında ve 1300-3100 d/d arasında 300 d/d aralıklarla 7 farklı motor devrinde gerçekleştirilmiştir. CO emisyonunun motor hızı ve püskürtme basıncının yükselmesiyle beraber düştüğü gözlemlenmiştir. CO emisyonundaki düşüş, yükselen motor hızı ile beraber püskürtme hızının da artarak yanma odasında türbülans oluşturmaları sonucu yanma kalitesinin yükselmesiyle açıklanmıştır. Üç püskürtme basıncı için de artan devir sayısı ile birlikte NO_x emisyonunun önce arttığı ve belli bir değerdan sonra düştüğü gözlemlenmiştir. Püskürtme basıncının artması ile yanma odasına gönderilen yakıtın debisinin değiştiği buna bağlı olarak da oksijen tüketiminin artması sonucu O_2 konsantrasyonunda azalma olduğu belirtilmiştir. Yüksek basınç değerlerinde artan hava miktarı oranına uygun oksijen tüketilmediğinden, belirli bir devirden sonra egzoz gazındaki O_2 'de tekrar artış gözlenmiş. Egzoz gazı sıcaklıklarının 2800 d/d motor hızında üç püskürtme basıncı için de en yüksek değeri ne ulaştığı görülmüştür.

Bakar vd. (2008) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, iki zamanlı, dört silindirli bir diesel motorda, püskürtme basıncının performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada motor devrinin 200 d/d aralıklarla 600-1600 d/d arasında ve püskürtme basıncının 10 bar aralıklarla 180-220 bar arasında değiştirilmesinin etkileri denenmiştir. Ayrıca sabit bir motor devri kabul edilerek (1600 d/d) motor yükünün %5 aralıklarla %55-%80 arasında ve püskürtme basıncının 10 bar aralıklarla 180-220 bar arasında

değiştirilmesinin etkileri incelenmiştir. Yakıt püskürtme basıncının arttırılmasıyla motor gücü, fren ortalama efektif basıncı ve özgül yakıt tüketiminde artış gözlemlenmiştir.

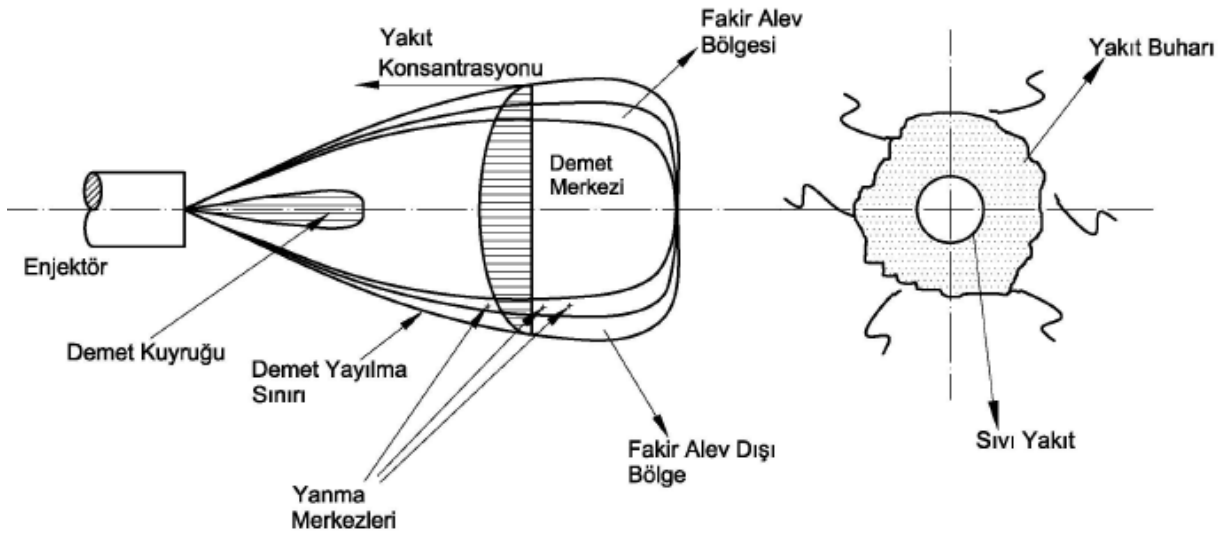
Kannan ve Udayakumar (2010) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, dört zamanlı, tek silindirli bir diesel motorda, yakıt püskürtme basıncının performans ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Deneysel çalışma 1500 d/d motor hızında, 150-200-250 bar püskürtme basınçlarında farklı yük şartlarında gerçekleştirilmiştir. Motor gücü püskürtme basıncının 150 bar'dan 200 bar'a yükseltilmesiyle %1.3, 200 bar'dan 250 bar'a yükseltilmesiyle %2.9 azalmıştır. Motor yükünün 5 kW olduğu şartta püskürtme basıncının düşürülmesinin, fren ısı verimini arttırdığı fakat fren özgül yakıt tüketimini azalttığı belirtilmiştir. Püskürtme basıncı 150 bar değerinde iken en yüksek fren ısı verimi ve en düşük fren özgül yakıt tüketimi değerleri elde edilmiştir. 5 kW motor yükünde CO₂ ve NO_x en düşük değerini 200 bar püskürtme basıncında, is ve HC emisyonu en düşük değerini 150 bar püskürtme basıncında almıştır. 200 bar püskürtme basıncında elde edilen CO₂ sırasıyla, 150 bar ve 250 bar püskürtme basıncında elde edilenlere göre %15 ve %24 daha düşüktür. 200 bar püskürtme basıncındaki NO_x, 150 bar ve 250 bar püskürtme basıncındakilere göre sırasıyla %12 ve %20 daha düşük elde edilmiştir. 150 bar püskürtme basıncında elde edilen HC sırasıyla, 200 bar ve 250 bar püskürtme basıncında elde edilene göre %30 ve %34 daha düşük değer almıştır. 150 bar püskürtme basıncında elde edilen is emisyonu sırasıyla 200 bar ve 250 bar püskürtme basıncında elde edilene göre %7 ve %1 daha düşük değerde ölçülmüştür.

Jayashankara ve Ganesan (2010) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli, tek silindirli bir diesel motorda, püskürtme avansı ve hava giriş basıncının CFD modeli uygulanarak performansa olan etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışma 1000 d/d motor hızında, 16°, 12° ve 8° KMA (ÜÖN'den önce) püskürtme avansları ile 1.01, 1.21 ve 1.71 bar hava giriş basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Püskürtme avansının arttırılması ile silindir içi basınç ile sıcaklık, ısı açığa çıkış oranı, toplam ısı açığa çıkışı ve NO_x emisyonlarında artış olmuştur. NO_x emisyonlarında yaklaşık %6.88 artış tespit edilmiştir. Püskürtme avansının azaltılmasıyla tam tersi yönde sonuçlar elde edilmiştir. NO_x emisyonlarında yaklaşık %6.85 azalış olmuştur. Püskürtme avansının arttırılmasıyla belli krank açısına kadar is emisyonları artmış, sonra püskürtme zamanının geciktirilmesiyle is emisyonları tersi yönde eğilim göstermiştir.

2. DİESEL MOTORLARINDA YANMA VE EMİSYONLAR

2.1. Diesel Motorlarında Yanma

Diesel motorlarında silindirlere atmosferden hava alınır. Sıkıştırma periyodunda, politropik sıkıştırma sonucu sıcaklığı yaklaşık 700-900°C mertebesine ulaşan bu hava içerisine püskürtülen yakıt kendi kendine yanmaya başlar. Diesel motorlarında silindire giren yakıt, başlangıçta sıvı fazda olduğundan hemen yanmaya başlamaz. Yanmanın gerçekleşebilmesi için yakıt damlasının ısınması, buharlaşması, hava ile karışması ve kendi kendine yanma sıcaklığına kadar sıcaklığının artması gereklidir (Yavaşlıol, 1988).

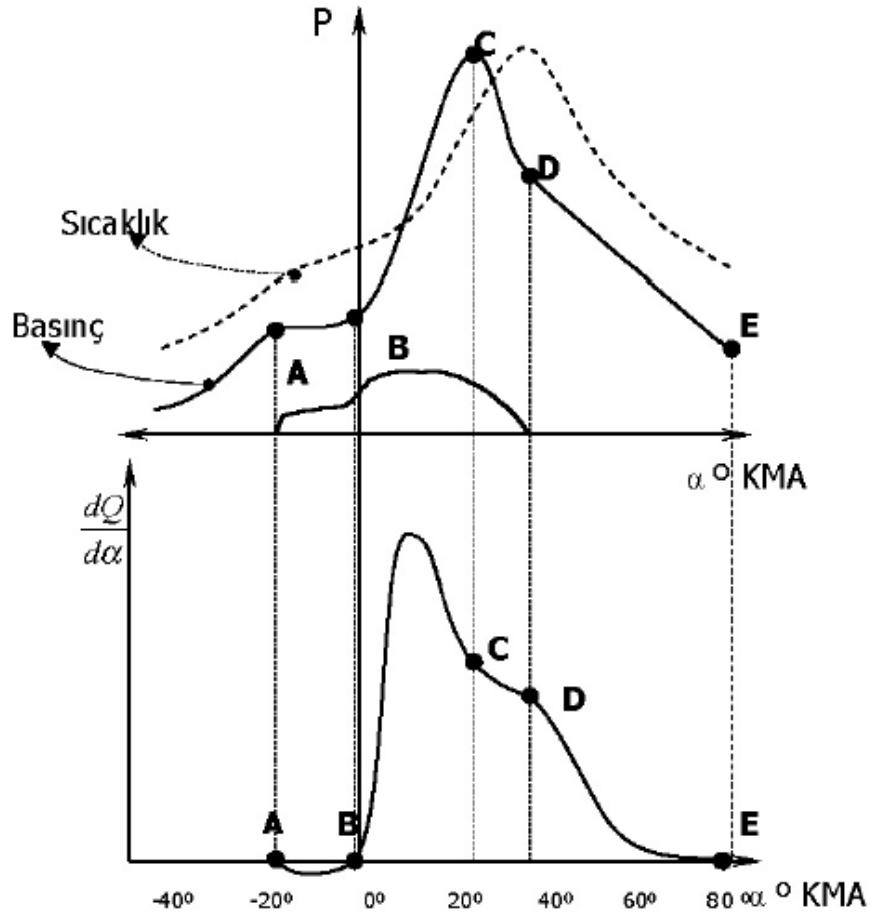


Şekil 2.1 Püskürtmede yakıt demeti ve sıvı damlanın yanması (Yavaşlıol, 1988)

Şekil 2.1’de görüldüğü üzere enjektörden püskürtülen yakıt, hava ile sürtünmesi sonucu parçalanır. Yakıtta parçalanma oranı demet çevresinde sürtünmelerin fazlalığı nedeni ile daha fazla olur ve çevrede daha küçük taneli damlacıklar oluşur. Küçük taneli damlacıkların kütlelerine göre hava ile temas yüzeyleri daha fazla olduğundan ilk buharlaşan ve yanmaya hazır olan yakıt zerrelere demet çevresinde oluşur. Damlacıkların hazırlanma zamanını tamamlayarak yanmaya başlaması, demet çevresinde birkaç noktada birden meydana gelebilir. İlk yanma başladıktan sonra mevcut yakıt demetinin içindeki ve halihazırda süren püskürtme nedeni ile silindire giren yakıtın iyi bir şekilde yanması için diesel motorlarında değişik şekillerde hava hareketleri yaratılır. Yanma olayı dört fazda incelenebilir. Bunlar;

- Tutuşma gecikmesi,
- Kontrolsüz (Ön karışimli) yanma,

- Kontrollü yanma,
- Art yanma (Yavaşlıol, 1988).



Şekil 2.2 Diesel motorlarında yanmanın evreleri (Yavaşlıol, 1988)

Diesel motorlarında yanmanın evreleri Şekil 2.2'de görülmektedir. Silindire ilk yakıt sevkini başlangıcından ilk tutuşma başlayıncaya kadar geçen süre tutuşma gecikmesi süresi olarak tanımlanır. Tutuşma gecikmesi olarak tanımlanan (AB) arasında, silindire giren yakıtın ısınması ve buharlaşması için ortamdan çektiği ısı nedeni ile silindir basıncında biraz azalma görülür. Kontrollsüz yanma tutuşma gecikmesi sonunda yakıtın ani olarak yandığı ve maksimum basıncın olduğu bölümdür. Kontrollsüz yanma olarak tanımlanan (BC) arasında, yanma sonucu açığa çıkan ısı, daha sonra yanmada açığa çıkan ısıya göre relatif olarak daha fazladır. Motorun yumuşak çalışmasını sağlamak için (BC) arasındaki basınç değişimi azaltılmalı, yani daha az enerjinin açığa çıkması sağlanmalıdır. Bu durum ise iki şekilde sağlanabilir: Gecikme süresinde silindire giren yakıt miktarının azaltılması veya gecikme süresinin kısaltılması sağlanmalıdır. (BC) arasındaki kontrollsüz yanmanın ardından silindire sokulan yakıt miktarı yanmaya katılır. Kontrollü yanma bölgesi olarak tanımlanan (CD) bölgesindeki silindir içi basınç değişimi, bu evrede silindire sokulan yakıt miktarı ile

belirlenir. Yakıt miktarının artması (CD) basınç değişim eğrisinin eğiminin artmasına neden olur. (D) noktasında, silindire yakıt sevki kesilmesine rağmen o ana kadar yanmaya katılamayan yakıt, "art yanma" olarak tanımlanan (DE) bölgesinde yanmasını tamamlar. (E) noktasında yanma tamamlandığından, bundan sonra yanma sonucu sıcaklığı artan gazlar, egzoz periyodu başlangıcına kadar genişler (Yavaşlıol, 1988).

Diesel motorlarında yanmanın kalitesi yakıtla havanın karıştırılabilme derecesinden etkilenir. Gerek ilk yanma öncesinde ve gerekse yanma esnasında yakıt hava karışımının homojenliğinin sağlanması yanma verimini yükseltir. Diesel motorlarında iyi bir yanmanın elde edilebilmesi karışımın teşkili ile doğrudan ilgilidir. Genel anlamda karışım teşkili; yakıtın ince zerrelere ayrılarak, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde karışmasının sağlanmasıdır. Karışım teşkilinin iyileştirilebilmesi için temel unsurlardan biri, püskürtme yoluyla yakıtın ince zerrelere ayrılmasını sağlamak ve böylelikle silindirdeki sıcak hava ile temas eden yakıt yüzeyini arttırmaktır. Yanma için gerekli sürenin kısılması ve bunun sonucu olarak yakıtın kolaylıkla buharlaşması ve havanın içerisindeki difüzyonun artması karışma süresini kısaltır ve karışımın homojenliğini artırır. Bu nedenledir ki diesel motorlarında yakıtın püskürtülerek silindire sokulması zorunludur (Yavaşlıol, 1988).

Düşük motor hızlarında hava hareketinin az olmasıyla, yüksek motor dönme sayılarında ise yetersiz süre ve düşük volümetrik verim sonucu alınan yakıt için gerekli hava miktarı azalmakta bu da yanma veriminin düşük olmasına sebep olmaktadır. Bu durumda is emisyonu artış göstermektedir. Yanma sonucu oluşan is motor parçalarının ömrünü kısaltır. Piston, silindir, segmanlar ve supaplarda aşınmalara sebep olur (Safgönül vd., 1999).

2.1.1. Tutuşma gecikmesi

Silindire ilk yakıt sevkini başlangıcından ilk tutuşma başlayıncaya kadar geçen süre tutuşma gecikmesi süresi olarak tanımlanır. Bu sürenin uzaması, yanma başlayıncaya kadar silindire giren yakıt miktarının artmasına sebep olur. İlk yanma başladıktan sonra, o ana kadar silindire giren yakıt miktarı büyük oranda yanmaya katılır. Silindirde ani basınç yükselmesine sebep olan bu durum diesel vuruntusu olarak tanımlanır ve motorun sert çalışmasına neden olur (Yavaşlıol, 1988). Tutuşma gecikmesini etkileyen faktörleri işletme, yapısal ve yakıt faktörleri olarak üçe ayırmak mümkündür (Safgönül vd., 1999).

İşletme faktörleri içerisinde en önemli olanları motor devir sayısı, emme havası sıcaklığı ve basıncı, motorun yük durumu ve oksijen konsantrasyonudur. Motor devir sayısının artışı ile tutuşma gecikmesi zaman olarak azalmasına rağmen, krank mili açısı olarak artmaktadır.

Emme havası sıcaklığı ve basıncı arttıkça tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Motorun yükü arttıkça tutuşma gecikmesi hem zaman hem de krank mili açısı olarak azalacaktır. Yanma odası içerisindeki oksijen konsantrasyonu azaldıkça tutuşma gecikmesi artmaktadır (Safgönül vd., 1999).

Yapısal faktörler içerisinde sıkıştırma oranı, motorun soğutma koşulları ve püskürtme kalitesi en önemli olanlarıdır. Artan sıkıştırma oranı, sıcaklık ve basıncın artmasına sebep olduğu için tutuşma gecikmesini azaltmaktadır. Motorun boyutlarına bağlı olarak motorda yakıtın püskürtüldüğü bölgelerin sıcaklıkları değişebilmektedir. Yüksek sıcaklık tutuşma gecikmesini azaltmaktadır (Safgönül vd., 1999).

Diesel motorlar için kullanılan yakıtların setan sayısı tutuşma gecikmesini etkileyen bir diğer faktördür. Setan sayısı arttıkça tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Yakıtın setan sayısının belirli bir aralıkta olması istenir. Eğer setan sayısı yüksek olursa yakıt enjektörden çıkar çıkmaz enjektör ucuna çok yakın bir yerde tutuşur, bu da enjektörün uç kısmında koklaşmaya ve tıkanmaya sebep olur. Setan sayısının düşük olmasında ise tutuşma gecikeceğinden içeride yakıt birikmesi ve daha sonra ani tutuşma oluşmasına sebep olmaktadır. Ayrıca yakıtın viskozitesi de püskürtme kalitesini ve damlacık boyutlarını etkilemektedir. Yüksek viskozite ortalama damlacık çapını büyüttüğünden tutuşma gecikmesi artmaktadır (Safgönül vd., 1999).

2.1.2. Kontrolsüz (Ön karışım) yanma

Silindir içerisine püskürtülen yakıtın buharlaşarak tutuşması ile yanma başlar ve silindir içerisindeki basınç maksimum oluncaya kadar kontrolsüz yanma fazı gerçekleşir. Tutuşma gecikmesinin fazla olması ve silindir içerisinde fazla yakıt birikmesi ile bu fazda basınç artışının fazla olması diesel vuruntusunun olmasına neden olmaktadır. Motorun vuruntulu çalışmasını önlemek için tutuşma süresinin kısaltılması ve bu süre içinde biriken yakıtın azaltılması gerekmektedir. Genel olarak bu yanma süresi yaklaşık 6° KMA civarında gerçekleşmekte olup, her bir krank milinde basınç artışı 200-300 kPa arasında olmaktadır (Safgönül vd., 1999).

2.1.3. Kontrollü yanma

Kontrolsüz yanma sonucu ulaşılan basınç, yanma devam etmesine rağmen pistonun aşağıya inmesinden dolayı daha fazla artış gösterememektedir. Bununla birlikte sıcaklıkta artış devam etmektedir. Maksimum basınca ulaşılan zaman ile maksimum sıcaklığa ulaşılan zaman arasında geçen faz kontrollü yanma olarak tanımlanmaktadır. Bu fazda silindir içerisine

püskürtülen yakıtın miktarı ayarlanarak sıcaklık ve basınç yükselmesi kontrol altında tutulmaktadır. Bu faz içerisinde buharlaşma hızı ve yakıt buharının hava ile karışma hızı, yanma hızını belirlemektedir. Püskürtülen yakıtın ortalama damlacık çapı, silindir içindeki hava hareketleri ve hava fazlalık katsayısı önemlidir. Diesel motorlarda yakıtın buharlaşması ve tutuşması tek bir noktada değil birden fazla noktada gerçekleşebilmektedir. Karışımın oluşum hızı yakıtın yanma hızını kontrol etmektedir. Karışımın oluşum hızı ve yanma hızı yüksek tutularak yanmanın sıcaklıkların yüksek olduğu ÜÖN'ye yakın olduğu konumlarda tamamlanması gerekir. Aksi takdirde yanma sıcaklığının düştüğü ve genleşmenin olduğu fazda devam eder. Bu durum is oluşumuna ve motor veriminin düşmesine sebep olmaktadır (Safgönül vd., 1999).

2.1.4. Art yanma

Yanma sürecinde maksimum sıcaklığa ulaşıldıktan sonra art yanma fazı başlar. Yakıtın silindire püskürtülmesi bitmiş ve piston AÖN'ye inmektedir. Art yanmada, yanma hızı yine difüzyon hızı ve karışım oluşum hızıyla belirlenmektedir. Ayrıca zengin karışımlarda eksik yanmış yanma ürünleri de art yanma sırasında yanarlar. Genişleme sırasında gerçekleşen art yanma ÜÖN'den sonra 70°-80° KMA'ya kadar devam eder (Safgönül vd., 1999).

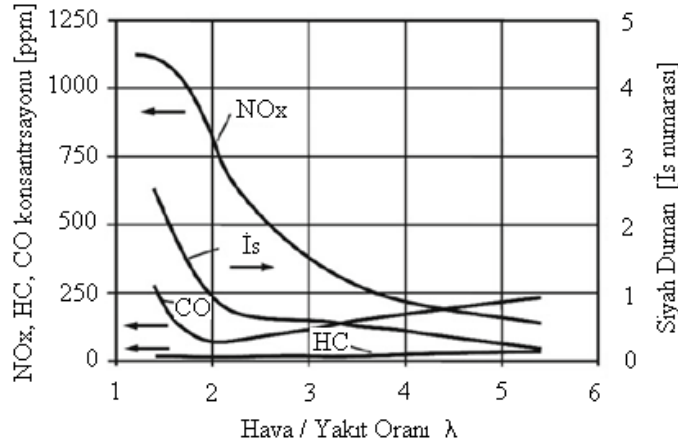
2.2 Diesel Motorları Kaynaklı Emisyonlar

Yakıtın yanması, yakıtın içerisindeki yanabilen elemanlar ile havanın oksijeni arasında yüksek hızda oluşan kimyasal reaksiyonlardır. İdeal yanmada (teorik tam yanma) hava içerisindeki O₂, karbonla birleşerek CO₂ ve hidrojenle birleşerek (H₂O) oluşturur. Havadaki N₂ ise reaksiyona girmez. H₂O zararlı değildir ve kirletici bir özellik taşımamaktadır. CO₂ gazı doğrudan insan ve çevre sağlığı üzerinde zararlı etkilere sahip değildir ancak yanma sonucu atmosfere en çok salınan ve sera etkisi yaratan gazdır. İdeal yanma denklemi aşağıdaki gibidir:



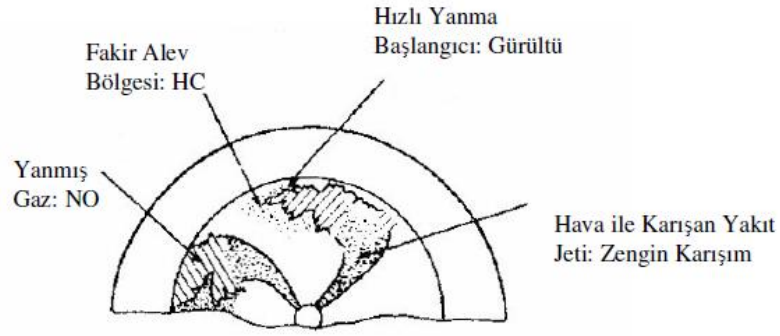
Yukarıda anlatılan ideal koşullar uygulamada tam olarak gerçekleştirilememektedir. Yanmaya katılan hava gerekenden çok (fakir yakıt-hava karışımı) veya az (zengin yakıt-hava karışımı) olabilir. Yanmaya katılan hava gereken miktarda olsa bile, yanma odasında yakıt ile havanın iyi karışmaması nedeniyle zengin ve fakir karışım bölgeleri oluşabilir ve yine tam yanma gerçekleşmeyebilir. Her türlü ideal yanma koşulları sağlansa bile yanmanın kimyası gereği,

bir miktar kirletici denilen tür bileşen (özellikle CO ve NO_x) oluşacaktır. Uygulamada yanmanın tam olmaması ve yanma odası koşullarına bağlı olarak bazı kimyasal parçalanma olayları nedeniyle oluşan ara ürünler egzoz gazları içerisinde ek olarak HC, NO_x, CO, SO₂, is ve partiküller gibi zararlı maddeler de yanma ürünleri arasında yer alır. Yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının yaklaşık %60 kadarını HC emisyonu oluşturur (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

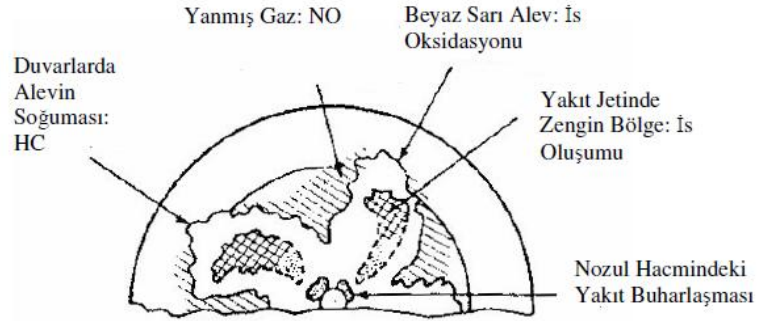


Şekil 2.3 Diesel motor egzoz gazları içerisindeki kirletici konsantrasyonlarının hava/yakıt oranı λ 'ya göre değişimi (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

Diesel motorlarda silindirlere püskürtülen yakıtın silindir içerisinde homojen bir şekilde dağılamamasından dolayı karışımın farklı bölgelerinde, farklı sıcaklık ve basınç bölgeleri oluşmaktadır. Yakıt silindirlere püskürtüldüğünde Şekil 2.1'de ön karışım sırasında NO_x ve yanmamış hidrokarbonlar (HC), Şekil 2.2'de kontrollü karışım sırasında HC, NO_x ve partikül madde oluşumu görülmektedir. NO_x emisyonları alevin dış kısmında ve iç kısmında oluşmakta olup sıcaklığın fazla olduğu bölgelerde daha çok görülmektedir. Bu nedenle alevin iç kesimlerinde NO_x emisyonu sıcaklığın etkisiyle daha fazla olmaktadır. Partikül (is) emisyonu alevin çekirdek bölgelerinde daha çok yanmamış yakıtın olduğu zengin karışım bölgesinde görülmektedir. HC emisyonları ise yakıtın tam yanmamasından dolayı ve silindir duvarlarında alevin soğuması ile oluşmakta olup alevin dış kesimlerinde görülmektedir (Heywood, 1998).



Şekil 2.4 Diesel motorlarında ani yanma sırasında kirleticilerin oluşum mekanizması (Heywood, 1998)



Şekil 2.5 Diesel motorlarında kontrollü yanma sırasında kirleticilerin oluşum mekanizması (Heywood, 1998)

İnsan ve diğer canlıların sağlığına zararlı olan hava kirletici miktarlarının yasalarda belirtilen sınır değerlerine düşürülmesi için çeşitli çalışmalar yapılmaktadır. Avrupa Birliğine üye olan ülkeler 91/441/EEC, 93/59/EEC, 94/12/EC, 96/69/EC, 98/69/EC, 2002/80/EC ve 2007/715/EC gibi bazı standartlar geliştirerek yasal düzenlemeler ile zararlı egzoz emisyon ürünlerine bir sınırlama getirmişlerdir. Avrupa Birliği ülkelerinin hazırladıkları Euro I, Euro II, Euro III, Euro IV, Euro V ve Euro VI normları ile motorlu araçlarının zararlı egzoz emisyonlarına sınırlandırma getirmişlerdir. Türkiye’de TSE tarafından hazırlanan TS 11365 standardı şu anda yürürlüktedir.

Çizelge 2.1 AB emisyon standartları (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

Euro standartları	1992/1993 Euro I	1995/1996 Euro II	2000/2001 Euro III	2005/2006 Euro IV	2008/2009 Euro V	2012/2014 Euro VI
Test çevrimi	mod-13	mod-13	ESC	ESC	ESC	WHSC
CO g/kWh	4.5 (4.9)	4	2.1	1.5	1.5	1.5
HC g/kWh	1.1 (1.23)	1.1	0.66	0.46	0.46	0.13
NO _x g/kWh	8.0 (9.0)	7	5	3.5	3.5	0.4
PM g/kWh	0.61(0.68)	0.25	0.13	0.02	0.02	0.01
	0.36 (0.4)	0.15	0.10			
İs			0.8	0.5	0.5	

2.2.1 Gaz Formundaki Emisyonlar

2.2.1.1. Karbon monoksit (CO) emisyonu

Diesel motorları kaynaklı CO emisyonları normalde çok düşüktür ve sadece yanma prosesinde is sınırına ulaşıldığı zamanlarda artmaktadır (Mollenhauer ve Tschoeke 2010). CO emisyonları içten yanmalı motorlarda hava/yakıt eşdeğer oranı ile ilişkilendirilmektedir. CO eksik ya da zayıf yanma sonucu oluşur. CO oluşumu hidrokarbonun yanma mekanizmasında birkaç reaksiyon basamağında meydana gelir. CO oluşum reaksiyonu aşağıdaki gibidir:



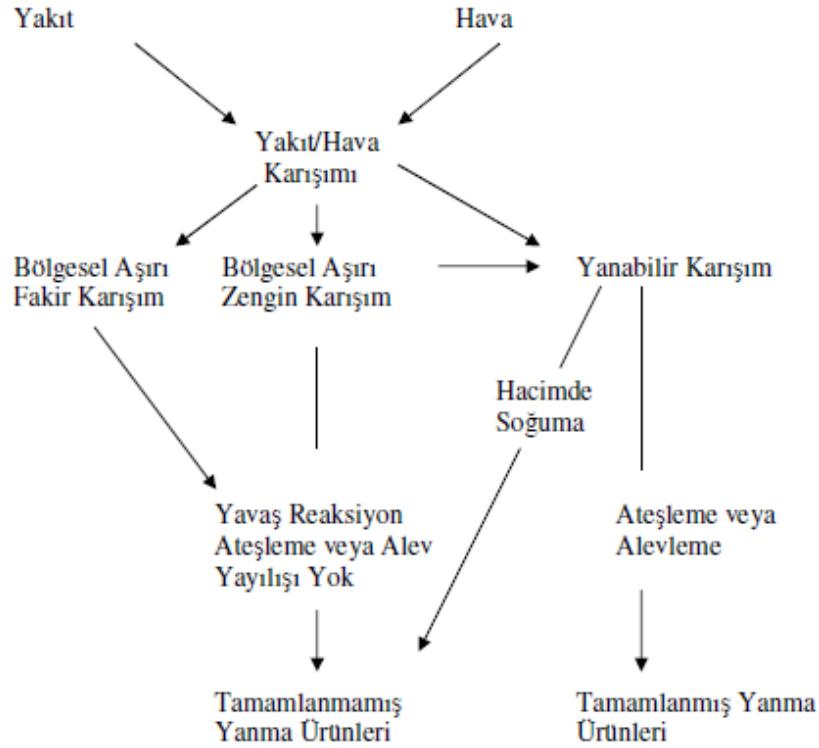
Denklemden R hidrokarbon kökü olarak kullanılmıştır. Yanma işleminde oluşan CO oksitlendikten sonra CO₂'ye dönüşür.

Gaz sıcaklığının düşük olması, karışımın homojen olmaması, yeterli oksijenin bulunmaması ve CO₂'ye dönüşüm süresinin kısa olmasından dolayı yanmanın tamamlanamaması CO miktarını artırır. Zengin karışımlar için egzozdaki CO, giren yakıt miktarı yükselirken yükselen eşdeğer oranı ile birlikte düzenli olarak yükselir. Fakir karışımlar için egzozdaki CO konsantrasyonu eşdeğer oran ile az miktarda değişmektedir (Heywood, 1998).

2.2.1.2. Hidrokarbon (HC) emisyonu

Diesel motorlarında HC emisyonu yakıtların eksik yanması sonucu meydana gelmektedir. Büyük yapıda hidrokarbon molekülleri sıcaklığın etkisi ile parçalanarak daha küçük hidrokarbonlara dönüşür. Hidrokarbonların O_2 ile reaksiyonu sonucunda yanma gerçekleşir. Yanma reaksiyonunun çok hızlı oluşması ve yetersiz O_2 , bazı küçük hidrokarbon bileşiklerinin yanma reaksiyonunu tamamlayamamasına sebep olabilir. Bunlar yanma odasını terk ederek çığ gaz halinde atmosfere karışır (Heywood, 1998).

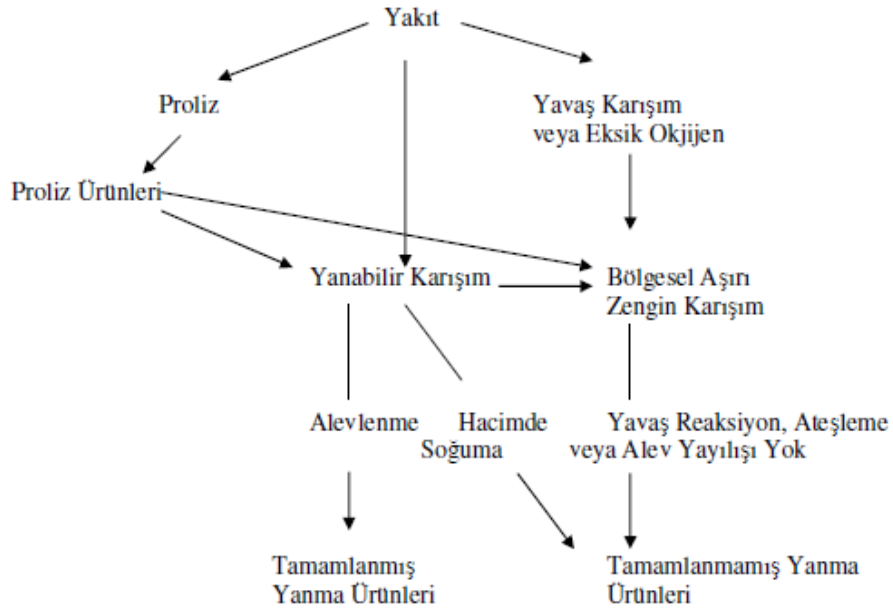
Hidrokarbon emisyonlarına etki eden faktörler içinde tutuşma gecikmesinde meydana gelen fakir karışım bölgesi, piston segmanlarında ve çatlaklarda kalmış olan yakıt ve silindir hacminin genişlemesi boyunca sönmüş zengin karışım önemli olanlardır.



Şekil 2.6 Tutuşma gecikmesi periyodunda püskürtülen yakıtın HC mekanizmasının şematik gösterilişi (Heywood, 1998)

Şekil 2.6'da tamamlanmamış ve tamamlanmış yanma ürünlerinin oluşumu şematik olarak gösterilmiştir. Gecikmiş bir tutuşma periyodu sırasında yakıtın hava ile karışması sırasında bazı bölgelerde fakir, bazı bölgelerde ise püskürtmenin yavaş ilerlemesinden ötürü zengin karışım oluşur. Zengin karışım oluşan bölgelerde tutuşma daha önce başlar. Buna karşılık fakir bölgelerde daha geç tutuşma oluşmaktadır. Genişleme zamanı başladığında zengin karışimli bölgelerde yanma tamamlandığı halde fakir karışimli bölgelerde yanma egzoz

periyoduna kadar uzanır. Bundan dolayı egzoz emisyonlarında yanmasını tamamlayamamış yanma ürünleri ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.7 Yanma sırasında püskürtülen yakıtın HC oluşum mekanizmasının şematik gösterilişi (Heywood, 1998)

Şekil 2.7’de yanma esnasında hızlı oksidasyon ve yakıt ısıl bozunma ürünlerinin hava ile karışmasıyla tam yanma gerçekleşir. Ancak bunların hava ile yavaş karışması sonucu ise zengin karışım oluşmaktadır. Zengin karışımında yavaş reaksiyon ve silindir cidarında meydana gelen soğumalardan dolayı tam yanma olmamaktadır ve HC emisyonları olarak dışarı atılmaktadır (Heywood, 1998).

2.2.1.3. Azot oksit (NO_x) emisyonları

Havada %79 oranında bulunan azot, azot oksitlerin esas kaynağını oluşturur. Farklı azot oksitlerden (NO , NO_2 , N_2O , N_2O_3 , N_2O_5) sadece NO ve NO_2 bileşikleri yanma sonucu kayda değer miktarlarda ortaya çıkar ve bunlar genel olarak NO_x (azot oksitler) emisyonları olarak isimlendirilir. Silindir içerisinde üretilen NO , NO_x emisyonlarının büyük bir kısmını oluşturur, geri kalanını ise yaklaşık %5-%15 oranla NO_2 oluşturmaktadır (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010). NO oluşumu en iyi biçimde ısıl dengeye dayanan Zeldovich mekanizması ile açıklanabilir. Burada yanmanın stokiyometrik oranda karışım ile gerçekleştiği kabul edilir ve gerçekleşen reaksiyonlar aşağıdaki gibidir:



Alev bölgesinde oluşan NO aşağıdaki reaksiyon ile hızlı bir şekilde NO₂' ye dönüşebilir.



NO₂'nin tekrar NO' ya dönmesi ise



reaksiyonu ile gerçekleştirilir. Alev bölgesinde oluşan NO₂ soğutucu akışkan vasıtasıyla tekrar soğumaya başlar.

NO_x emisyonları silindir içerisinde yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlarda meydana gelmektedirler. Karışımın erken tutuşması basınç, sıcaklık ve NO_x oluşumunu artırır. Silindir içerisindeki O₂ oranı NO_x oluşumundaki önemli faktörlerden biridir. NO_x emisyonlarının oluşmasında en büyük etken silindir içi sıcaklığın bölgesel olarak 2000 K üzerine çıkmasıdır. Yüksek sıcaklıklarda motor daha verimli çalışırken is emisyonu azaldığı halde NO_x emisyonları yükselen sıcaklıkla beraber artmaktadır. Bunun nedeni silindir içerisindeki sıcaklığın 2200K değerinin üzerine çıkmasıyla silindir içerisindeki O₂ moleküllerinin atomlarına parçalanması ve N₂ ile tepkimeye girmesidir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

Diesel motorlarında oluşan NO_x emisyonları, püskürtmenin geciktirilmesi ve yanmanın ÜÖN den sonra gerçekleşmesinin yanında, silindir içine alınan havanın soğutulması ve EGR uygulanarak yanma sıcaklığının sınırlandırılmasıyla düşürülebilir. EGR egzoz gazlarının bir kısmını silindirlere geri göndererek karışım içerisindeki O₂ konsantrasyonunu azaltır ve NO_x oluşumunun nedeni olan maksimum gaz sıcaklığının düşürülmesini sağlar (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

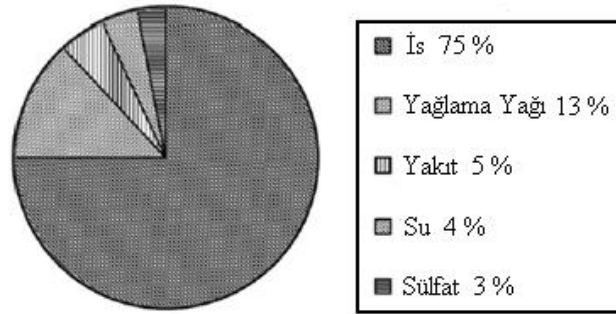
2.2.1.4. Kükürt dioksit (SO₂) Emisyonu

Kükürt dioksit (SO₂) renksiz, geniz yakıcı bir gazdır. Yakıt içerisinde bulunan kükürtten kaynaklanan bir emisyondur. Su ile reaksiyona girmesi sonucunda sülfürik asit oluşumuna neden olur. Bu da motor malzemelerini tahribata uğratmaktadır. Atmosfere atılan SO₂ daha sonra yağmurla birlikte asit yağmurları şeklinde yeryüzüne yeniden dönmektedir. Egzoz gazlarında bulunan partiküllerle beraber etkisi güçlenerek, solunum yollarında tahribata ve

gözlerde yanmalara neden olmaktadır. Diesel motorlarda SO_2 emisyonunun azaltılması ancak düşük kükürt içeren yakıtların kullanılması ile mümkün olmaktadır (Ergeneman vd., 1998).

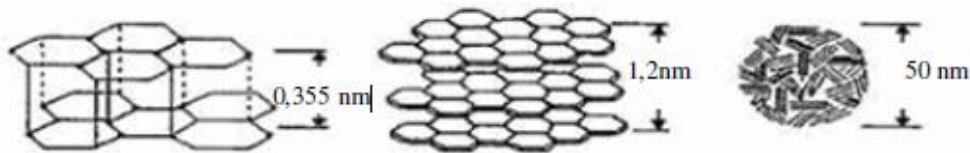
2.2.2. Partikül madde (PM) emisyonları

Diesel motorlar tarafından üretilen katı taneciklerin büyük bir bölümünü is oluşturmaktadır. Is yanmamış karbon partikülüdür ve özellikle diesel motorlarında oluşmaktadır. Diesel motorlarının egzozundan atılan partiküller karbon-hidrojen zincirinden oluşmakta olup bünyelerinde yanmamış hidrokarbonları, oksitlenmiş hidrokarbonları, polinükleer aromatikleri ve kükürt dioksit, azot oksit ve sülfürik asit gibi inorganik bileşenleri bulundurmaktadır. Diesel motorlarda yanma sırasında aşırı zengin bölgelerde katı karbon / is partikülleri oluşmaktadır. Bunun nedeni yanma odası içerisinde heterojen bir karışım bulunması ve bahsi geçen bölgelerde tüm karbonları CO_2 'ye çevirmeye yeterli O_2 'nin bulunmamasıdır. Tam yük gibi, enjekte edilen yakıt miktarının arttığı durumlarda bu oluşum artmaktadır.



Şekil 2.8 Partikül Emisyonlarının Bileşenleri (Mollenhauer ve Tschöcke, 2010)

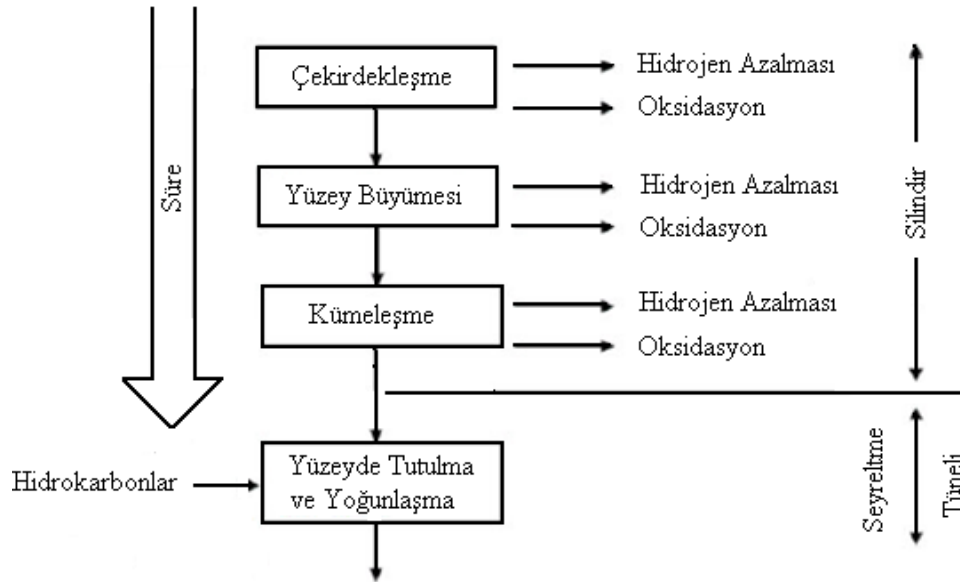
Bir diesel partikülü kafes yapısı her küreciğin merkezi etrafında düzenlenmiş ortak merkezli lamelli bir yapı şeklindedir. Ortak merkezli lamellerin düzeni karbon yapısına benzer. Karbon atomları genel olarak küme şeklinde altıgen yüzey merkezli düzende birbirine bağlanırlar. Kümeler kristal şekilli tabakalardan oluşurlar. Her kürecikte 1000, kristal sırasında 2 ile 5 küme vardır. Tek bir kürecik 10^5 ile 10^6 arasında karbon atomu ihtiva etmektedir (Heywood, 1989).



Şekil 2.9 Karbon partikülünün yapısı (Heywood, 1989)

Diesel partikülleri genellikle yanma esnasında karbonlu maddeleri ihtiva eden bazı organik bileşimlerin absorbe edildiği emisyonlardır. Partiküllerin çoğu hidrokarbonların tam yanmamasından meydana gelmektedir. Partikül maddelerinin bileşimi motor egzozundaki şartlara bağlıdır. 500°C' nin üzerindeki sıcaklıklarda yaklaşık partikül küreciğinin çapı 15 ile 30nm arasında değişen bir çok küre ve karbon küreciklerinin bir yığını olarak görülmektedir. Sıcaklığın 500°C' nin altına düşmesi halinde partiküller yanmamış hidrokarbon, oksidasyona uğramış hidrokarbon; ketonlar, eterler, organik asitler; ve polinükleer aromatik hidrokarbonlar ihtiva eden yüksek molekül ağırlıklı bileşimler halinde yoğunlaşır ve tabaka haline gelirler. Partikülün yapısı, karbon taneciklerine sülfatlar, metal ve benzeri oksitler, nem, yüksek polarlı bileşenler ve organik bileşenlerin yapışması ile meydana gelirler. Yoğuşmuş olan kısımlar kükürt dioksit (SO₂), azot dioksit (NO₂) ve sülfürik asit (H₂SO₄) gibi inorganik türler de ihtiva ederler (Heywood, 1989).

Diesel motorlarında partikül miktarı yanma başlangıcından hemen önce hızlı bir şekilde yükselir. Enjektör deliğine yakın yakıt huzmesinin eksenindeki partikül konsantrasyonu da önemlidir. Aşırı derecede zengin yakıt çekirdeğindeki karbon, yüksek basınçlı olarak alev çekirdeğine tesir etmektedir. Piston çukurunun dış çapına yakın huzmede ve silindir cidarında önce yükselir, daha sonra yavaş yavaş düşer (Heywood, 1989).



Şekil 2.10 Silindir içerisindeki partikül oluşumunun şematik gösterilişi (Heywood, 1989)

Yakıt huzmesinden uzak kurum birikimleri, huzmenin merkez ekseninden yükselen mesafe ile birlikte hızlı bir şekilde düşer. Yanma işlemi boyunca silindir içindeki kurum konsantrasyonu, egzozu önceden okside eden şekillenmiş kurumun tamamını ortaya çıkarır (Heywood, 1989).

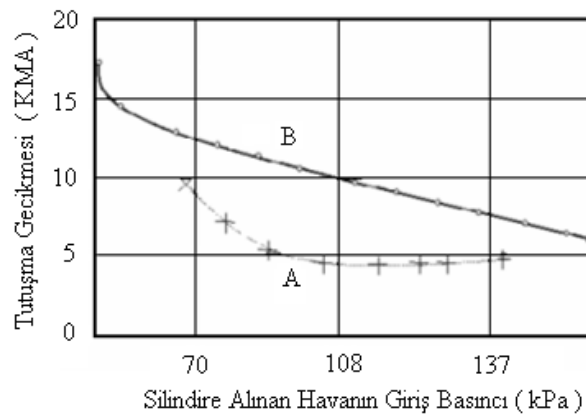
Diesel partikül oluşumu, yakıtın cinsine, yanma odası sıcaklığına ve hava fazlalık katsayısına bağlıdır. Diesel partikülü ve is üretimi alevin çevreye yayılması ile zengin karışım ve yüksek sıcaklıkta daha fazla olmaktadır. Ayrıca bu oran hıza ve yüke bağlı olarak da değişmektedir. Partikül boyutu yakıtın yüzey alanı ve hava fazlalık katsayısı faktörlerinden etkilenir (Heywood, 1989).

Partikül emisyonları püskürtme basıncının artması ile azalmaktadır. Partiküllerin oluşumunda yanmamış yakıt, yanmamış yağ ve yanma ürünleri önemli rol oynamaktadır. Özellikle yağlama yağı partikül oluşumunda etkilidir. Yağlama yağı segmanlar vasıtasıyla yanma odası içine girebilmektedir. Yağlama yağının viskozitesi diesel yakıtına göre daha yüksektir. Karbon hidrojene göre daha geç yandığı için partikülün çekirdek kısmı yağlama yağı tarafından oluşturulmaktadır. Oluşan is partiküllerinin toplam kütlesinin %2-%25'i yağlama yağından kaynaklanmaktadır. Artan motor hızı ile yağlama yağının is kütlesindeki oranı artış göstermektedir (Heywood, 1989).

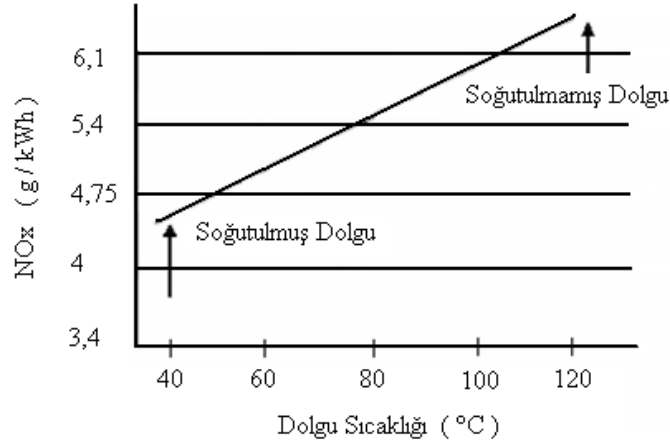
2.3. Diesel Motorlarında Yanma ve Egzoz Emisyonlarına Etki Eden Parametreler

2.3.1. Emme Havası Giriş Basıncı ve Sıcaklığı

Emme zamanında silindire alınan havanın giriş basıncı arttıkça, sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı artacağından tutuşma gecikmesi süresi azalır. Şekil 2.11'de giriş basıncının tutuşma gecikmesine etkisi görülmektedir. Giriş basıncının artmasıyla, silindire daha fazla hava alınacağından volumetrik verim de artar. İçeriye daha fazla yakıt püskürtülerek, güç artırılabilir. Ancak, bu durum maksimum basıncın da artmasına neden olur (Doğru, 2007)



Şekil 2.11 Giriş basıncının tutuşma gecikmesine etkisi A:Düz yanma odası B:Bölünmüş yanma odası (Doğru, 2007)

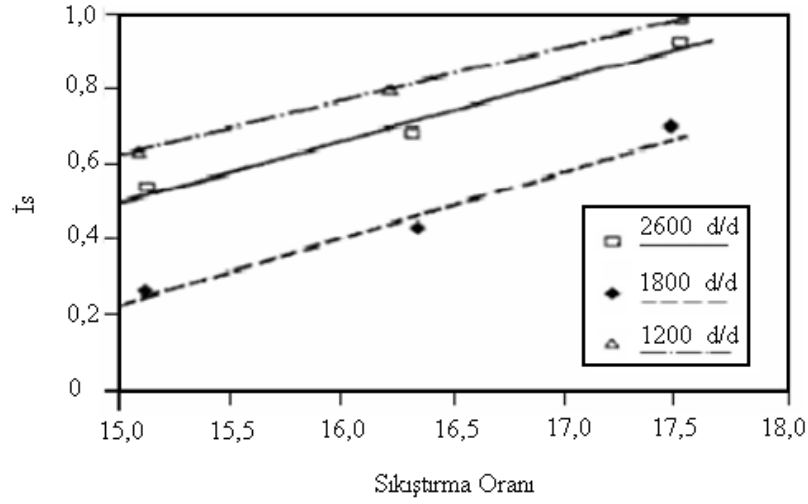


Şekil 2.12 Dolgu sıcaklığına bağlı NO_x emisyonu değişimi (Doğru, 2007)

Şekil 2.12’de silindir içerisine alınan dolgunun sıcaklığının NO_x emisyonuna etkisi görülmektedir. Dolgu havası sıcaklığının artması, tutuşma gecikmesi süresinin azalmasına, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak NO_x emisyonunun artmasına neden olmaktadır (Doğru, 2007)

2.3.2. Sıkıştırma Oranı

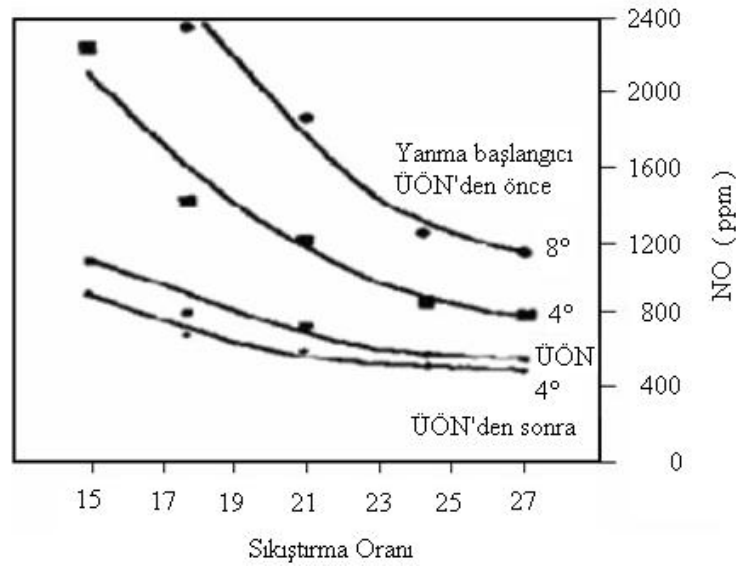
Sıkıştırma oranındaki artış motorun termik verimini yükseltir. Ancak sıkıştırma oranındaki artış motorun verimini yükseltmesine karşın sürtünme kuvvetlerinin de fazlalaşmasına sebep olur ve böylece verimde sağlanan artma gittikçe azalır. Sıkıştırma oranının artması, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığının 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. Motorun ilk harekete kolay geçmesini sağlamak için yüksek sıkıştırma oranı gerekmektedir. İlk harekete geçirmede, sıkıştırma sonunda püskürtülen yakıtın emniyetle yanmaya başlayabilmesi için yeterli düzeyde yüksek sıcaklık ortamı gereklidir. Sıkıştırma sonu sıcaklığının yükseltilmesi ise sıkıştırma oranının arttırılması ile mümkündür (Doğru, 2007).



Şekil 2.13 Sıkıştırma oranının duman miktarına etkisi (Doğru, 2007)

Şekil 2.13'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 (Doğru, 2007).

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 (Doğru, 2007).



Şekil 2.14 Sıkıştırma oranı değişiminin NO emisyonlarına etkisi (Doğru, 2007)

Şekil 2.14'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 kısılacağından NO oluşumu azalacaktır. Fakat sürtünme işi artacağından çevrim verimi kötüleşecektir (Doğru, 2007)

2.3.3. Hava Hareketleri

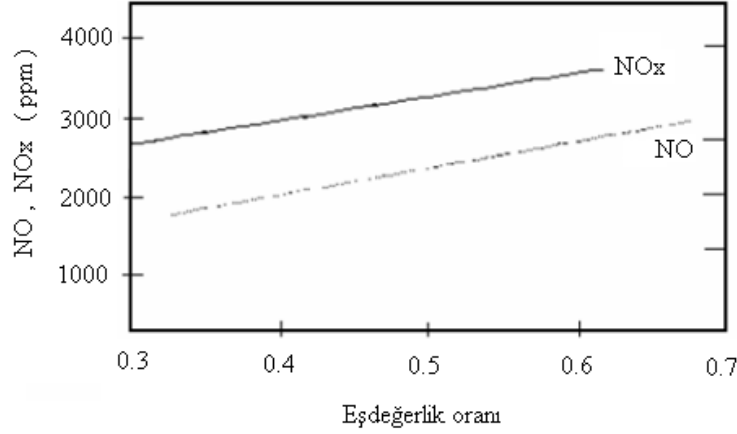
Direkt püskürtmeli motorlarda, yanma odasına püskürtülen yakıtın hava ile karışımını iyileştirebilmek için emilen hava, emme kanalına verilen kavisli şekil sayesinde silindir içine bir dönme hareketi (swirl) ile girmektedir. Havanın bu dönme hareketi motorun ancak belli bir hızında iyi bir yakıt hava karışımı oluşmasını sağlar. Ayrıca bu dönme hareketinden dolayı yüksek hızlarda motorun volümetrik verimi düşerek güçte bir azalma meydana gelmektedir. Yüksek püskürtme basıncıyla ve alışlagelenden 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, yakıt 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. 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 (Doğru, 2007).

2.3.4. Eşdeğerlik Oranı

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

Diesel motorlarında güç ayarı motora emilen havanın içine püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesi ile yapılır. Motor gücü azaltılmak isteniyorsa, püskürtülen yakıt miktarı azaltılır. Böylece karışım oranı yük durumuna göre değiştirilmektedir ve motor genelde fakir karışım ile çalışmaktadır. Emisyonlar bakımından ana sorun is ve NO_x üretiminden

kaynaklanmaktadır. NO_x emisyonları artan yüke bağlı olarak artış gösteren sıcaklıklar nedeniyle artmaktadır. NO oluşumu, eşdeğerlik oranı 0,9 ile 1,0 arasında iken maksimum olur.



Şekil 2.15 Eşdeğerlik oranına bağlı NO_x ve NO konsantrasyonları (Doğru, 2007)

Eşdeğerlik oranı arttıkça ağır yüklerde maksimum basıncın (dolayısıyla maksimum sıcaklığın) artması karışımın daha geniş bir bölgede stokiometrik orana yakın bir değerde yanmasını sağlar. Bu durumda NO_x oluşumu artacaktır. Eşdeğerlik oranının azaltılması ile NO_x emisyonları azalır. Fakat diesel motorlarında yakıtın düzgün püskürtülememesinden dolayı bu azalış fazla değildir (Doğru, 2007)

2.3.5 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 (Doğru, 2007)

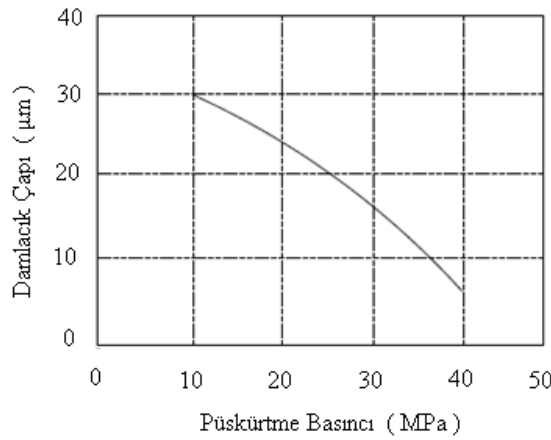
2.3.6. Yakıtın Özellikleri

Yakıtın kimyasal kompozisyonu, motor performansı ve emisyonlarını önemli oranda etkilemektedir. Yakıt ne kadar fazla parafin hidrokarbonları ihtiva ederse, setan sayısı o kadar yüksek olur, tutuşma gecikme süresi kısalmış, motorun çalışması daha düzenli ve sarsıntısız

olur. Yakıtın uçuculuğu, yüzey gerilmesi ve viskozitesi gibi fiziksel karakterler aynı zamanda yanma prosesine tesir eder. Yakıtın viskozitesi ve yüzey gerilimi, atomizasyonun iyiliğini, yakıtın uçuculuğu ise yanıcı karışımın oluşum hızını etkiler. Yakıtın bileşiminde bulunan hidrokarbonlar, gerek tek ve gerekse grup halinde yanma olayını önemli derecede yönlendirir. Yakıttaki parafinik hidrokarbonların miktarı arttıkça yakıtın setan sayısı da artar. Dolayısıyla tutuşma gecikme süresi azalır ve motor daha yumuşak çalışır. Yakıtın setan sayısı yanında viskozitesi, yüzey gerilimi ve uçuculuk gibi fiziksel özellikleri de yanma olayını etkiler. Viskozite ve yüzey gerilimi parçalanmanın derecesini, uçuculuk ise karışımın oluşumunu biçimlendirir (Doğru, 2007).

2.3.7. Yakıt Püskürtme Basıncı

Püskürtme basıncı, yakıtın atomizasyonuna, dolayısıyla karışım formasyonuna etki eden faktörlerden birisidir. Püskürtme basıncı arttıkça yakıt daha iyi parçalanarak, damlacık çapı küçülmektedir. Şekil 2.16'da püskürtme basıncına bağlı olarak, yakıt damlacık çapının değişimi verilmektedir. Burada püskürtme basıncı arttıkça damlacık çapının azaldığı görülmektedir.



Şekil 2.16 Püskürtme basıncına bağlı olarak damlacık çapı değişimi (Sekmen vd., 2004)

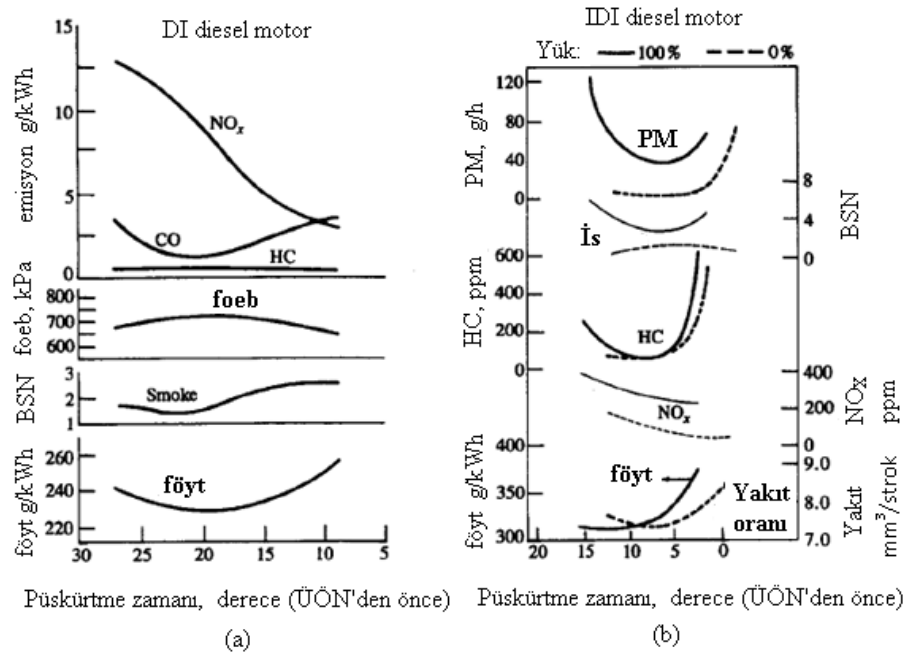
Damlacık çapının küçülmesiyle yakıt atomizasyonu iyileşir. Atomizasyonun daha iyi olmasından dolayı gecikme periyodu kısılacağından NO_x formasyonunda ve is oluşumunda azalma görülecektir.

Ancak, püskürtme basıncının çok artması tanecik çapının çok azalmasına yakıtın hızlı bir biçimde buharlaşmasına sebep olur. Bunun sonucunda 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 dönüşme işleminin verimsiz bir şekilde gerçekleşmesine sebep olur (Sekmen vd., 2004)

2.3.8. Yakıt Püskürtme Avansı

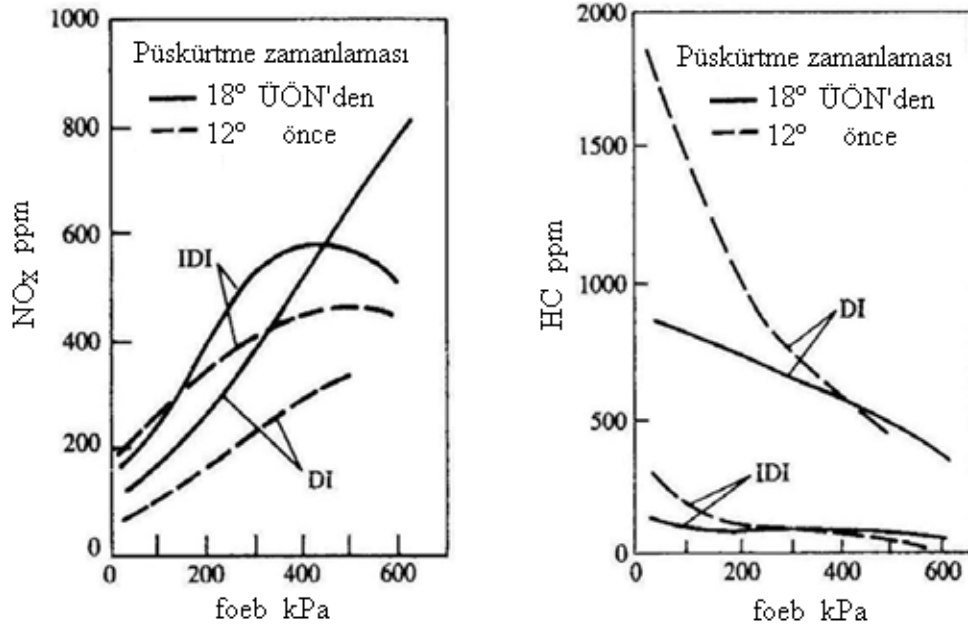
Yakıt püskürtme süresi krank açısı olarak yanmanın başlama süresini belirler. Yakıt püskürtme süresi içeri alınan havanın durumunun değişimini ve tutuşma gecikmesi süresinin değişimini etkilemektedir. Yakıt püskürtme oranı, delik sayısı ve yakıt püskürtme basıncı Diesel yakıtının sprey karakterini ve hava ile karışımı etkilemektedir. Şekil 2.17'de orta girdaplı direkt püskürtmeli Diesel motoru ile bölünmüş odalı Diesel motorunda püskürtme zamanlamasının değişiminin performans ve emisyon üzerine etkileri görülmektedir.



Şekil 2.17 Diesel motorunda püskürtme zamanlamasının performans ve emisyonlarına etkisi (Heywood, 1989)

Sabit motor hızında ve sabit çevrim başına yakıt sevinde DI Diesel motoru uygun püskürtme süresi için optimum FÖYT ve fren ortalama efektif basıncı değeri vermektedir. Optimum püskürtme zamanı, maksimum moment değerinin elde edilmesini sağlamaktadır. IDI Diesel motorunda belirlenmiş FÖYT değeri için, tam yükte FÖYT ve yakıt sevk oranı rölantide minimum değer almaktadır. Optimum değerden önce yapılan püskürtmede yanma çok erken başlamaktadır. Diğer taraftan optimum değerden gecikmelerde ise yanma çok geç kalmaktadır.

Püskürtme zamanı değişiminin DI Diesel motorlarında NO_x emisyonları üzerinde önemli etkisi vardır. Bu etki IDI Diesel motorlarında nispeten daha azdır. DI motorlarında, yüksek yüklerde özgül HC emisyonları düşük ve püskürtme zamanı ile çok az değişim göstermektedir. Düşük yüklerde HC emisyonları daha yüksek ve püskürtme süresinin optimumundan gecikmesi ile artmaktadır. Bu durum özellikle rölantide gerçekleşmektedir. IDI motorlarında HC emisyonları aynı trendi göstermektedir. Ancak DI motorlarından daha düşük değerler almaktadır. Şekil 2.18'de bu görüşü desteklemektedir (Heywood, 1989).



Şekil 2.18 NO_x ve HC emisyonlarına yükün etkisi "Doğal emişli 5.9 dm^3 silindir hacmine sahip 6 silindirli 17 sıkıştırma oranlı 2800 d/d hızda dönen direkt püskürtmeli motor ile 16.7 sıkıştırma oranlı bölünmüş yanma odalı 3000 d/d dönen IDI püskürtmeli motor" (Heywood, 1989).

Püskürtme zamanındaki gecikme genelde isi artırmaktadır. Bu eğilim diesel motorun tipi ve dizaynına göre değişim göstermektedir. Bununla birlikte partikül emisyonları da artan gecikme ile artmaktadır.

2.3.9. 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 arttırabilmek 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 arttırılır (İçingür ve Altıparmak, 2003).

Normal emişli motora göre, aşırı doldurma uygulaması yapılan motorda silindirlere gönderilen hava miktarının arttırılmasıyla silindir içerisine daha fazla yakıt sürülerek; fren ortalama efektif basıncı ve motor gücü artırılır. Egzoz gazlarının sahip olduğu enerjiden yararlanan aşırı doldurma sistemlerinin kullanımı, sıcaklık seviyelerinde artış sağladığı için genelde HC emisyonlarını azaltıcı, diğer taraftan NO_x emisyonlarını da artırıcı doğrultuda etki etmektedir. Yanma odasındaki sıcaklık seviyesi ile birlikte, egzoz gazları sıcaklıkları da arttığı için bu süreç içindeki oksidasyon reaksiyonları da artış gösterecektir. Ayrıca silindirdeki karışım oluşumunun da iyileşmesi yanma olayı üzerinde olumlu etki yapacaktır. Sonuçta HC emisyonları önemli ölçüde azalır. NO_x emisyonları ise özellikle yüksek güçte çalışma bölgesinde, sıcaklıktaki artışa paralel olarak artmaktadır; ancak ara soğutmalı aşırı doldurma sistemlerinde, sistemin sağladığı güç artışı dikkate alındığında, birim güç başına üretilen NO_x emisyonu değerlerindeki artış sınırlandırılabilir.

3. DİSEL MOTORLARINDA YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMLERİ

Diesel motorların yakıt sistemini genel şekilde, besleme ünitesi ve püskürtme ünitesi olarak düşünebiliriz. Besleme ünitesi; yakıt deposu, besleme pompası, yakıt filtreleri, püskürtme ünitesi ise; püskürtme pompası ve enjektörlerden oluşmaktadır. Besleme ünitesinin görevi, depodan gelen yakıtı her türlü yabancı maddeden arındırarak püskürtme pompasına sevk etmektir. Bu sevk işlemi, depo ile püskürtme pompası arasında yükseklik farkı mevcut ise, statik basınç etkisiyle, değilse, bir besleme pompası vasıtasıyla sağlanır. Filtreleme besleme pompasından önce ve sonra uygulanabileceği gibi, motorun çalıştırıldığı ortama bağlı olarak, filtrelemedeki kademe sayısı arttırılabilir (Yavaşlıol, 1988).

Püskürtme pompaları yakıtın basınç altında enjektörlere sevk edilmesini sağlarlar. Püskürtme pompasında elde edilen basınç enjektör açılma basıncının üstüne çıkması halinde, silindire yakıt sevki sürer. Püskürtme sistemindeki basınç enjektör kapanma basıncının altına düşmesi halinde ise yakıt sevki durur. Pompa ile enjektör arasındaki yakıt basıncı, sevk sonunda enjektör kapanma basıncının altında fakat belli bir düzeyde tutulur. Aksi halde, her püskürtme sürecinde yakıt sistemindeki hacimsel genişlemeler ve sistemdeki yakıt hacminin küçülmesi yüzünden, pompa strokunun uzaması gerekecektir (Yavaşlıol, 1988).

Çok silindirli motorlarda püskürtme pompası her bir silindire eşit yakıt sevki sağlamalıdır. Aksi halde, silindirlerden alınan güçlerdeki farklılaşma motorun çalışma düzenini bozar. Uygulamada silindirlere sevk edilen yakıt miktarlarındaki farklılık %3 mertebesini aşmamalıdır. Yakıt püskürtme sisteminden beklenen özellikleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

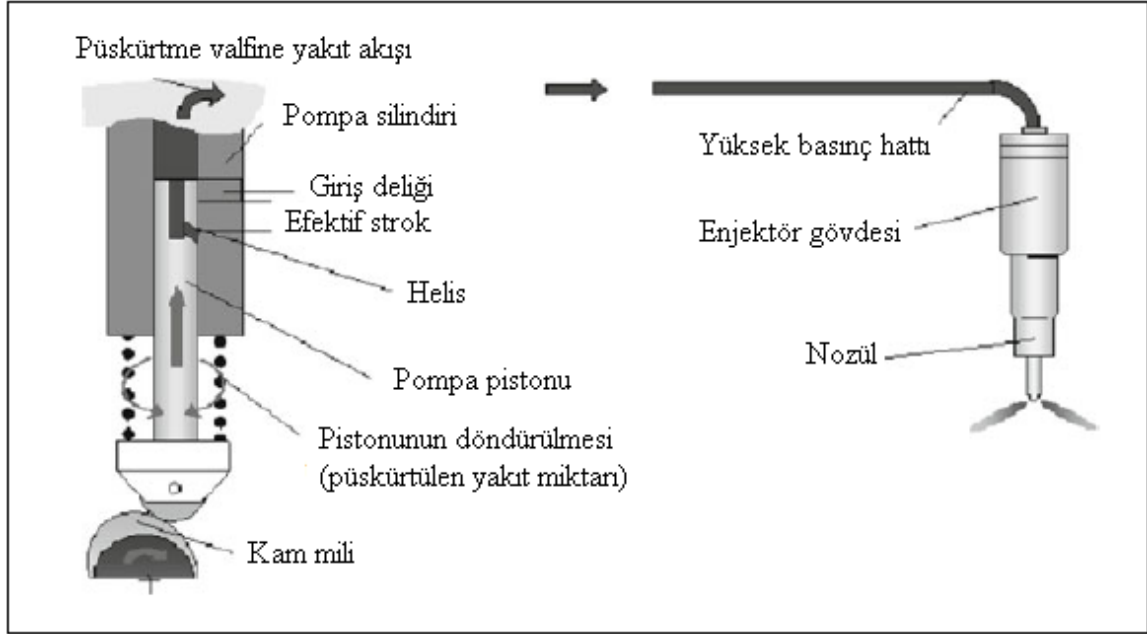
- 1- Yakıtın silindirin içerisine uygun zamanda ve istenilen sürede püskürtülmesini sağlamak
- 2- Motor yüküne bağlı olarak gereken miktardaki yakıtı silindire püskürtmek
- 3- İssiz yanma sağlayacak şekilde, püskürtülen yakıtın zerrelere ayrılmasını sağlamak
- 4- Diesel vuruntusunu engelleyecek şekilde zamana bağlı olarak silindire giren yakıt miktarını ayarlamak
- 5- Çok silindirli motorlarda her bir silindire aynı miktarda yakıt püskürtülmesini sağlamak.

Diesel motorlarda kullanılan yakıt pompa sistemi çeşitleri:

- Sıralı Pompa Yakıt Püskürtme Sistemleri
- Distribütör Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri
- Tek Pistonlu Yakıt Püskürtme Sistemleri
- Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi

3.1 Sıralı Pompa Yakıt Püskürtme Sistemleri

Sıralı pompa yakıt püskürtme sistemlerinde her bir motor silindirin kendine ait pompası bulunmaktadır ve bunlar birbirine sıralı bir şekilde bağlanmıştır. Sistemin dizaynı ve çalışma prensibi Şekil 3.1 de gösterilmektedir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).



Şekil 3.1 Sıralı pompa yakıt püskürtme sisteminin dizaynı ve çalışma prensibi (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

Motorun krank dişlisinin hareketiyle sürülen pompanın kam mili pompa pistonlarını hareket ettirir. Piston yayları pompa pistonunu eski konumuna getirir. Pompa pistonlarının stroku sabittir. Pompa pistonu çıkış hattını kapattıktan sonra yakıt akışı başlar. Pompa pistonu yukarı hareketiyle yakıtı sıkıştırır ve nozüle sevk eder. Nozül basınç kontrollü çalışmaktadır. Kam milinin eğik helisel geometrisi sayesinde pompa çıkış hattı bağlantısı tekrar kurulmasıyla pompa pistonunun üzerindeki kuvvet azalır ve sonuç olarak da nozül kapanır. Pompa pistonunun hareketi ile efektif strok ve püskürtülen yakıt miktarı ayarlanabilir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

3.2 Distribütör Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri

Distribütör tipi pompalı yakıt püskürtme sistemlerinde her bir silindire hizmet eden, yakıtın sevk ve ölçümünü sağlayan bir merkezi püskürtme pompası bulunmaktadır. Sistem kompakt ve düşük maliyetlidir. Sistem geçmişte başlıca direkt püskürtmeli motora sahip araçlarda (IDI sistemlerde de kullanılmış) ayrıca silindir başına yaklaşık 45kW güç üreten ticari taşıt

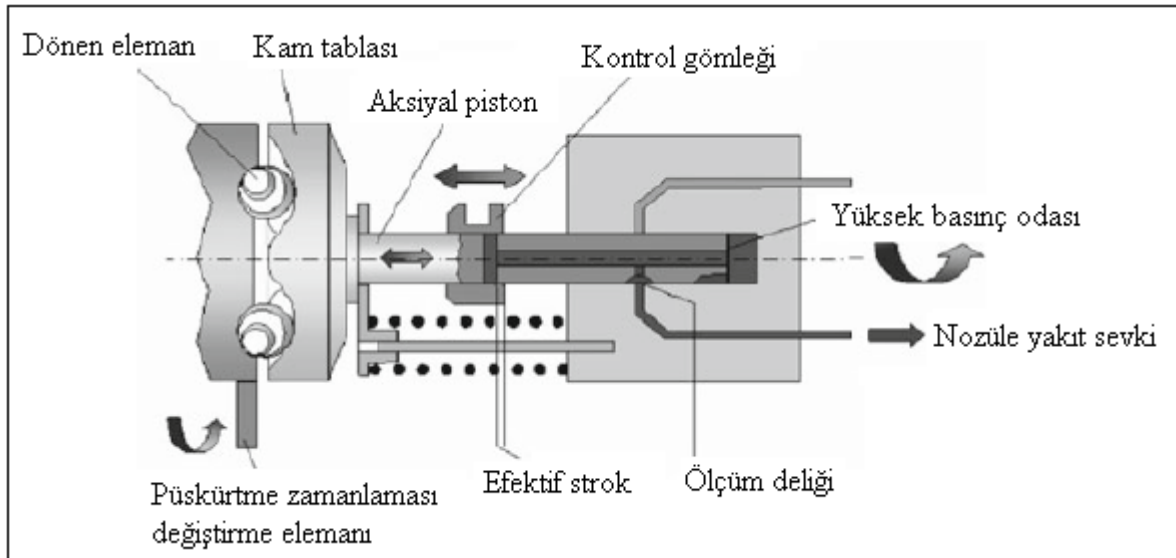
motorlarında kendisine kullanım alanı bulmuştur. Distribütör tipi pompalı yakıt püskürtme sistemini oluşturan elemanlar aşağıda gösterilmektedir:

- Dağıtıcı tip yüksek basınç pompası
- Hız/yakıt regülatörü
- Püskürtme zamanını ayarlayan mekanizma
- Düşük basınç besleme pompası
- Elektrik kesme cihazı (kontrol bileziğine sahip pompalarda bulunur)
- İlave işlevsel birimler (mekanik kontrollü pompalar)

Distribütör tipi pompalı yakıt püskürtme sistemlerinde püskürtme nozulünde 1550 bar'a kadar püskürtme basıncı üreten aksiyal pistonlu dağıtıcı pompa ve 2000 bar'a kadar püskürtme basıncı üreten radyal pistonlu dağıtıcı pompalar kullanılmıştır. Bu iki sistemin de uygulanabileceği motorların silindir sayısı 6 ile sınırlandırılmıştır (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

3.2.1 Aksiyal Pistonlu Distribütör Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemi

Aksiyal pistonlu distribütör pompalı yakıt püskürtme sisteminde tüm motor silindirleri için sadece bir tane aksiyal pistonlu distribütör pompa elemanı bulunur. Sistemde motorun kam milinden hareket alan kam tablası üzerinde bulunan kam sayısı motorun silindir sayısına (≤ 6) eşittir.

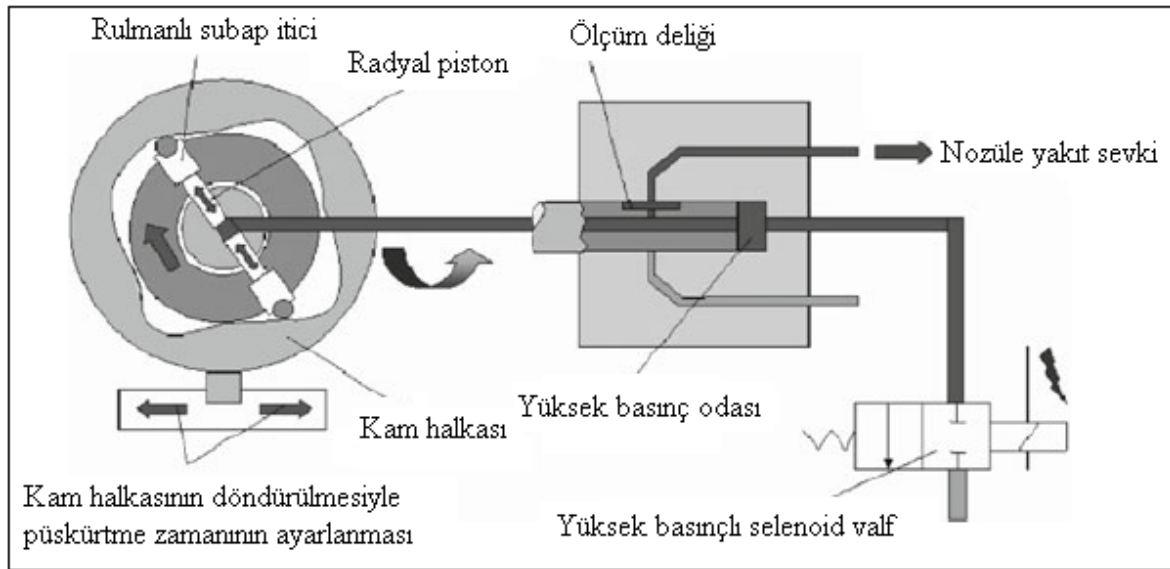


Şekil 3.2 Aksiyal pistonlu distribütör pompanın çalışma prensibi ve dizaynı (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

Merkezi distribütör piston delikleri açar ve kapatır. Pompa pistonu yakıtı aksiyal şekilde sıkıştırarak basınç kontrollü nozüle sevk eder. Yakıt akışı yakıtın çıkış noktasından motor silindirlerine doğru gerçekleşir. Kontrol bileziği efektif stroğu değiştirerek püskürtülen yakıt miktarını değiştirir. Yakıt sevk başlangıcı püskürtme zamanlama mekanizması tarafından değiştirilebilir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

3.2.2 Radyal Pistonlu Distribütör Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemi

Radyal pistonlu distribütör pompalı yakıt püskürtme sisteminde yüksek basınç üretimi radyal pompa pistonu tarafından sağlanır. Sistemde motorun kam milinden hareket alan kam tablası üzerinde bulunan kam sayısı motorun silindir sayısına (≤ 6) eşittir.



Şekil 3.3 Radial pistonlu distribütör pompanın çalışma prensibi ve dizaynı (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

Motordan hareket alan distribütör mil rulmanlı supap iticilerine bağlıdır. Rulmanlı supap iticileri pompa yuvasında döner ve bu pompa hareketini üretir. Piston çiftleri merkeze doğru yakıtı sıkıştırır ve basınç kontrollü nozüle iletir. Merkezi distribütör mil delikleri açar ve kapatır. Yakıt akışı yakıtın çıkış noktasından motor silindirlerine doğru gerçekleşir. Selenoid valf püskürtülen yakıt miktarını kontrol eder. Selenoid valf kapalı konumdayken yüksek basınç üretilir. Yakıt sevk başlangıcı selenoid kontrollü püskürtme zamanlama mekanizması tarafından değiştirilebilir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

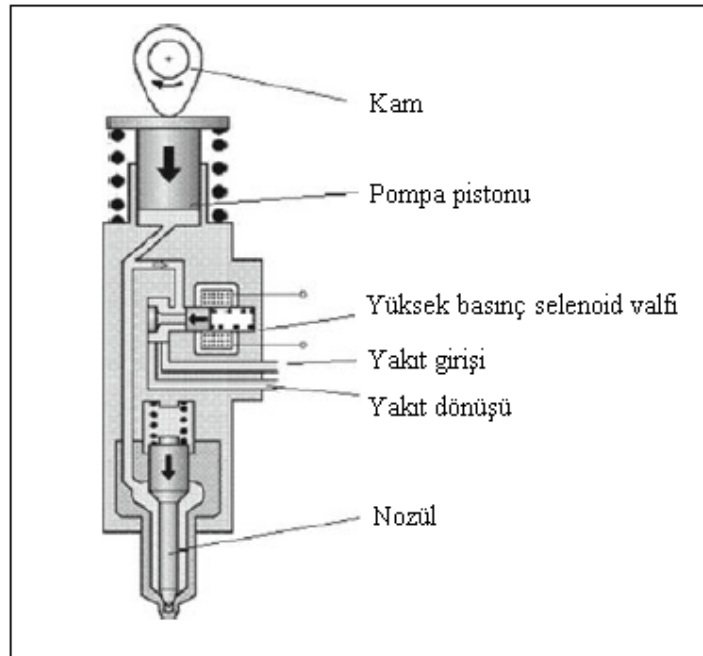
3.3 Tek Pistonlu Yakıt Püskürtme Sistemleri

Tek pistonlu yakıt püskürtme sistemlerinde her bir motor silindirinin kendisine ayrılmış püskürtme pompası bulunmaktadır. Sistem kam ve zaman kontrollü olmak üzere birim

enjektör ve birim pompa sistemleri olmak üzere ikiye ayrılıp incelenebilir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

3.3.1 Birim Enjektörlü Yakıt Püskürtme Sistemleri

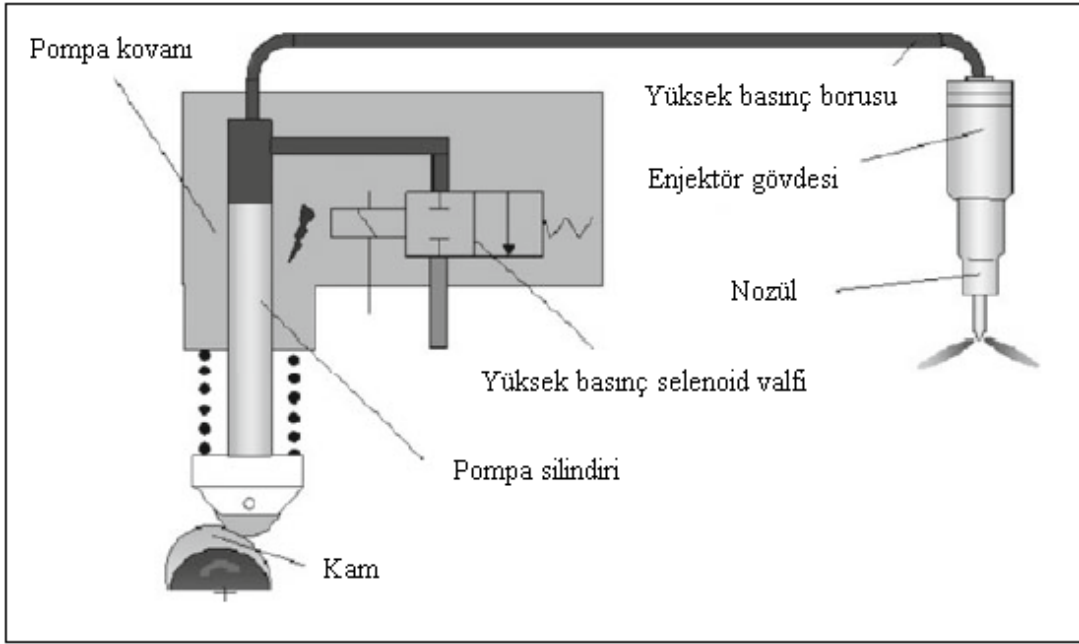
Motorun silindir kafasına entegre biçimde her bir silindir için bir birim enjektör bulunmaktadır. Birim enjektör hareketini motorun kam milinden almaktadır. Yüksek basınç pompa silindiri tarafından üretilir. Yüksek basınç üretimi bölgesel olarak nozülde önce üretilir bundan dolayı sistemde yüksek basınç hattı bulunmaz. Nozül basınç kontrollü olarak çalışır. Selenoid valf püskürtülen yakıt miktarı ve püskürtme başlangıcını kontrol eder. Yüksek basınç üretimi selenoid valf kapandığında elde edilir. Kontrol ünitesi yakıt miktarını hesaplar ve kontrolünü gerçekleştirir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).



Şekil 3.4 Birim enjektör pompasının dizaynı ve çalışma prensibi
(Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

3.3.2 Birim Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri

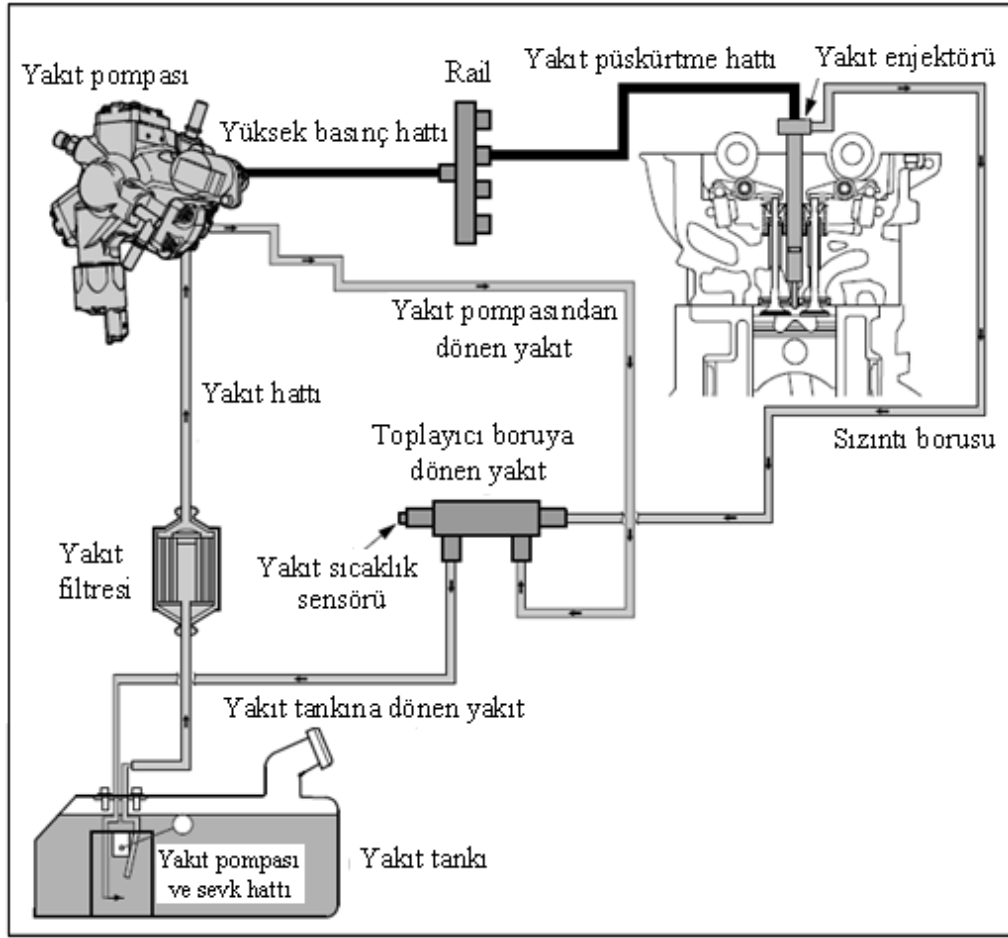
Birim pompalı yakıt püskürtme sistemlerinin çalışma prensibi daha önce anlatılan birim enjektör yakıt püskürtmeleri ile aynıdır. Bununla birlikte kısa bir yüksek basınç borusu enjektör gövdesi içerisindeki nozül ile pompayı birbirine bağlar. Her bir motor silindiri için bir tane püskürtme ünitesi bulunur ve kam milinden hareket alır. Nozül basınç kontrollü olarak çalışır. Selenoid valf püskürtülen yakıt miktarı ve püskürtme başlangıcını kontrol eder (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).



Şekil 3.5 Birim pompa sisteminin dizaynı ve çalışma prensibi
(Mollenhauer ve Tschoeke, 2010)

3.4 Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi

Modern dizel motorlarına olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Bugün dizel motorlarında önem verilen egzoz emisyonlarını çevreye en az zararlı olacak seviyelere çekmekle sınırlı değil ayrıca yakıt tüketiminin asgari düzeye düşürülmesi, motorun daha sessiz çalışması istenmektedir. Gerçekleşmesi istenen bu konular kompleks yakıt püskürtme sistemleri, yüksek püskürtme basınçları ve elektronik kontrollü tam yakıt ölçümü yapılabilmesini gerektirir. Yüksek basınçlı püskürtme enjektör nozülünde yakıtı küçük damlacıklara dönüştürür ve yine yüksek püskürtme basıncına göre bu yakıt damlacıkları yanma odasına dağılır. Yüksek basınçlı püskürtme sonucunda THC, CO emisyonları ve PM azalır. Ek olarak yakıtın karışım formunun optimize edilmesi yakıt tüketimini azaltır. Direkt püskürtmeli motorlarda yanma prosesinden kaynaklanan diesel vuruntusu ek pilot püskürtmeler ile belirgin şekilde azaltılabilir. NO_x emisyonları da pilot püskürtmeler ile azaltılabilir (Mollenhauer ve Tschoeke, 2010).

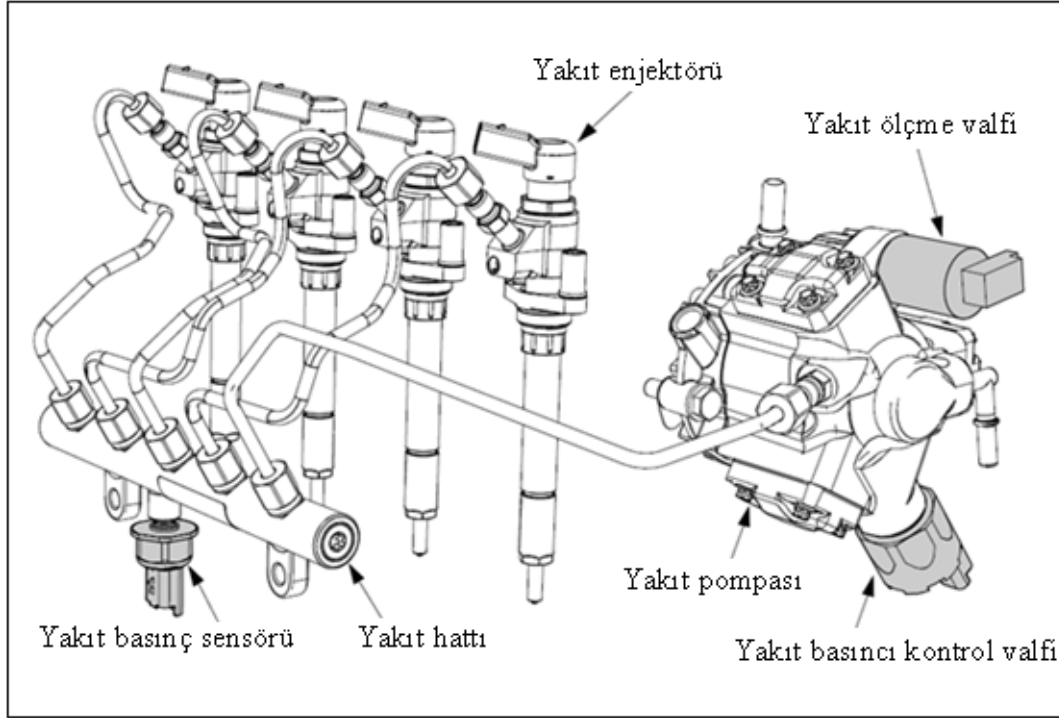


Şekil 3.6 Ortak hat yakıt püskürtme sisteminin genel görünümü
(Ford technical service training, 2008)

Ortak hat yakıt püskürtme sistemlerinde basınç üretimi ile püskürtme işlemi birbirinden ayrılmıştır. Püskürtme basıncı motor hızı ve püskürtülen yakıt miktarından bağımsız olarak üretilir. Ortak hat yakıt püskürtme sistemleri yüksek basınç pompası ve yakıt hattı içerir. Yakıt hattı elektronik kontrollü yakıt enjektörlerine sabit basınçta yakıt dağıtımını gerçekleştirir. Yakıt ölçümü elektronik kontrollü bir kontrol modülü tarafından gerçekleştirilir. Kontrol modülü sayesinde püskürtülen yakıt miktarı, püskürtme zamanı ve püskürtme basıncı değiştirilebilir. Yakıt besleme sistemi, bir düşük basınç devresi ve bir de yüksek basınç devresi olmak üzere iki bölümden meydana gelir. Düşük basınç devresi aşağıdakilerden oluşur;

- Yakıt deposu
- Besleme pompası
- Yakıt filtresi

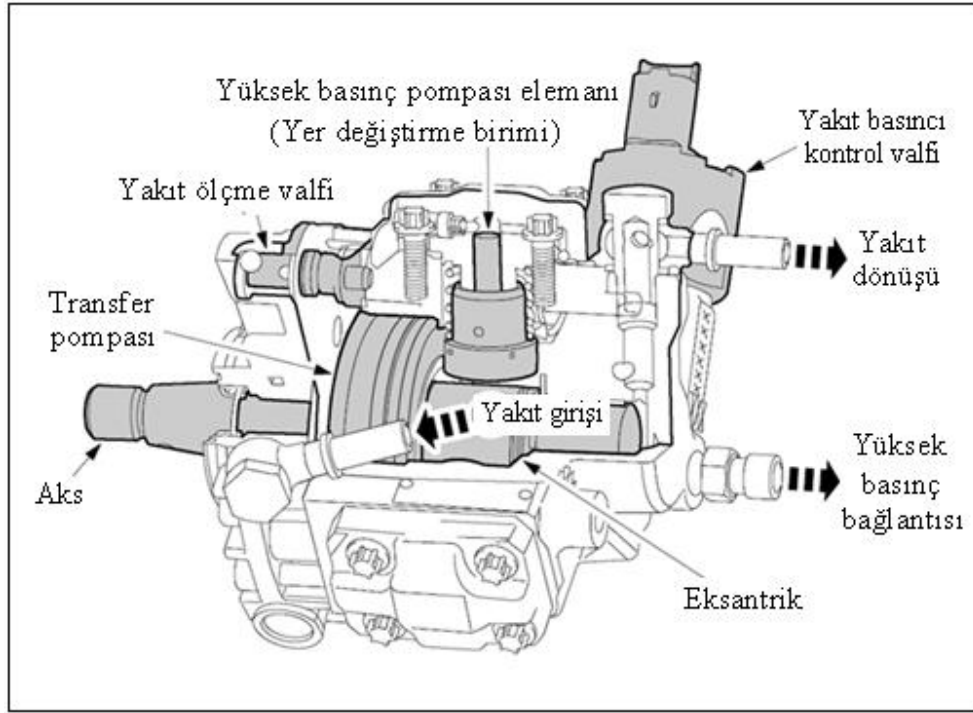
Düşük basınç devresinde yakıt pompasına entegre bir transfer pompası yardımıyla yakıt deposundan yakıt filtresine yakıt gönderilir. Yakıt pompası yakıtı sıkıştırır ve yakıt hattına gitmeye zorlar. Yakıt enjektörlerindeki fazla yakıt ve yakıt pompasından geri dönen yakıt, yakıt tankına geri döner. Yüksek basınç devresi Şekil 3.7’de gösterilen elemanlardan oluşmaktadır;



Şekil 3.7 Yüksek basınç sisteminin genel görünümü (Ford technical service training, 2008)

Yüksek basınç devresinin elemanları, yakıtın sıkıştırılmasını ve püskürtme işlemini sağlar. Yüksek basınç pompası, 1350 bar’lık azami basınç üreterek, sıkıştırılmış yakıtın yeterli bir miktarını dağıtıcı eşiğine, diğer bir ifadeyle rail basınç ayar ünitesine iletir. Bunun dışında dağıtıcı eşiğinde basıncın kontrol ve ayarı işlevini gören değişik elemanlar bulunur. Bunlar basınç sensörü, yakıt basınç ayar supabıdır. Yakıt, dağıtıcı eşiği üzerinden rail elemanlarına dağılır. Enjektörler bu rail elemanlarından kısa hatlar vasıtası ile yanma işlemi için gereken yakıtı alırlar.

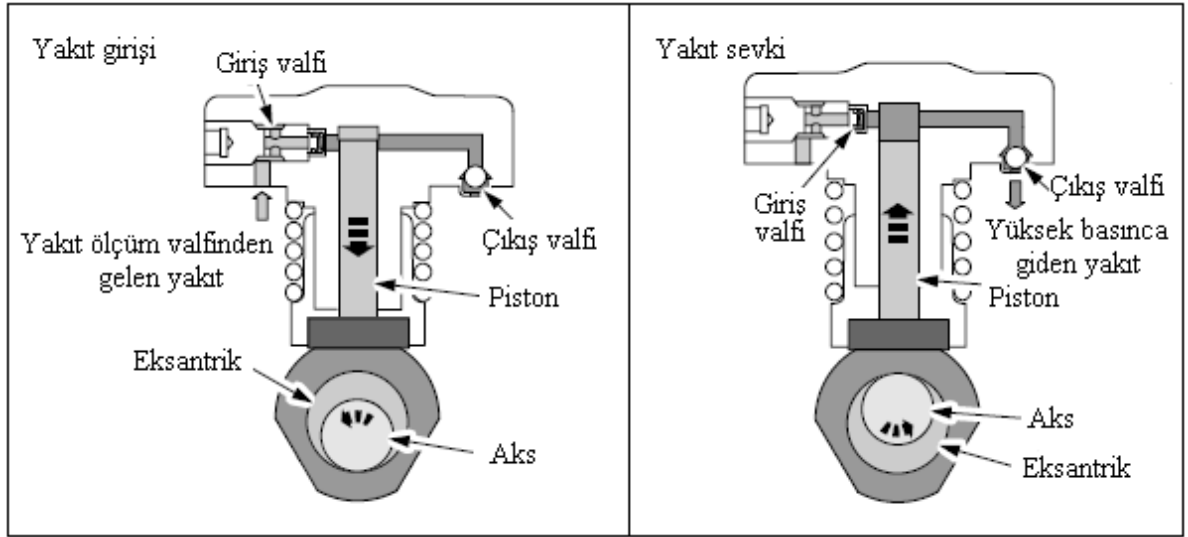
Yüksek basınç pompası, alçak basınç ve yüksek basınç beslemesi arasındaki bağlantıyı sağlar. Bu esnada yakıt üç pompa elemanı tarafından sıkıştırılır. Pompa elemanlarının arasında eksantrik ve eksantrik mili bulunur. Eksantriğin hareketi 120° aralıklı yerleştirilen pistonların aşağı-yukarı hareketine yol açar.



Şekil 3.8 Yüksek basınç pompası (Ford technical service training, 2008)

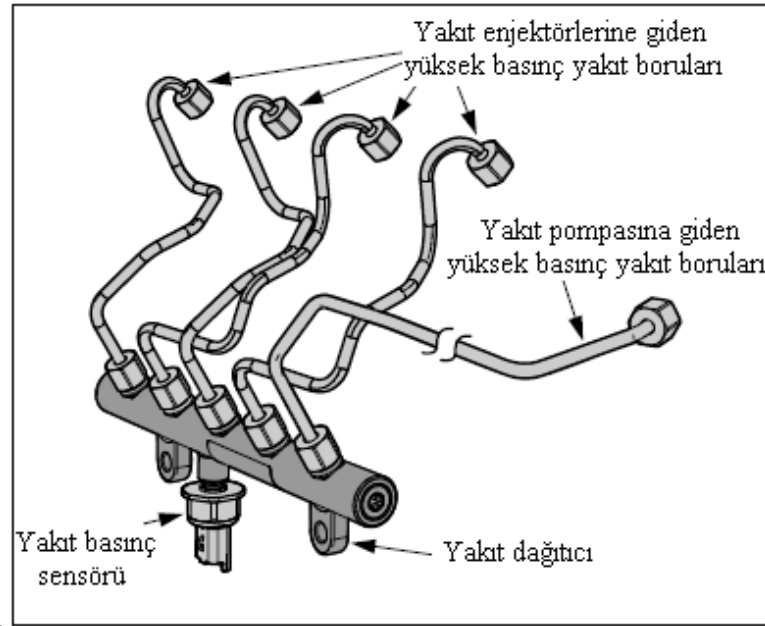
Pompa, kanallar üzerinden, içeride dolaşan aynı dizel yakıt ile yağlanır ve soğutulur. Pompa, uygun şekilde soğutmanın sağlanması için, düşük basınçta en az 0,5 bar ile ve besleme debisinden en az 0,5 l/dk. daha fazla bir debi ile beslenmelidir. Basınç ayar valfi tarafından çekilen yakıt ile pompanın soğutulması ve yağlanması için kullanılan yakıt, atmosfer basıncındaki depoya gönderilir.

Her pompa elemanının üstünde birer giriş ve çıkış supabı bulunur. 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 elemanın da rail sisteminde mevcut olan basınca ulaşıldığında çıkış supabı açılır. 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 3.9 Yüksek basınçlı yakıt üretimi (Ford technical service training, 2008)

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.

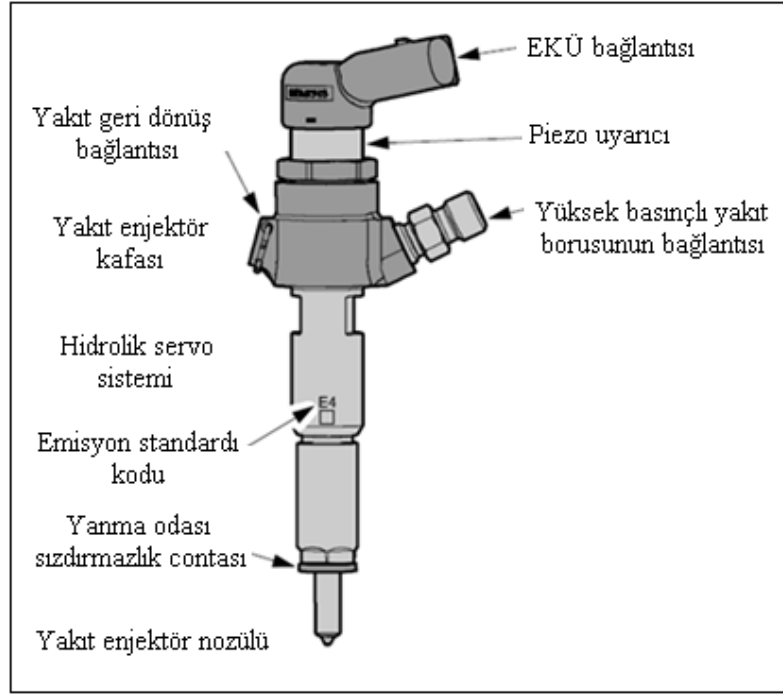


Şekil 3.10 Yakıt dağıtıcı (rail) ve yüksek basınç yakıt boruları (Ford technical service training, 2008)

Yakıt dağıtıcı (rail) dövme çelikten yapılmıştır. Dağıtıcının görevi yakıtı yüksek basınçla depolama ve basınç dalgalanmalarını minimuma indirmektir. Yüksek basınçlı yakıt sistemlerindeki basınç dalgalanmalarının sebebi enjektörün açılma, kapanması ve yakıt

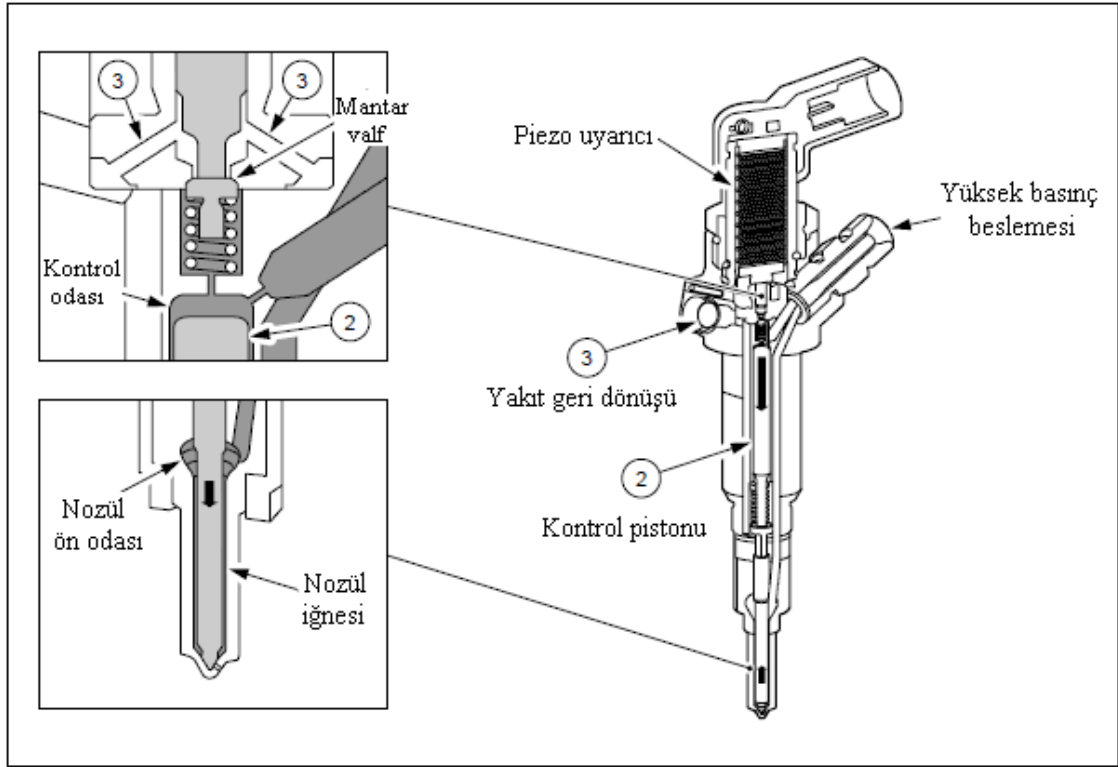
pompasının yüksek basınç odasındaki çalışma hareketleridir. Püskürtme işlemi için yakıt dağıtıcıdan yakıt alınsa dahi basınç sabit kalır.

Motor işletim sistemi püskürtülen yakıt miktarını, yakıt dağıtıcı üzerindeki yakıt basınç sensörü yardımıyla yakıt dağıtıcı içerisindeki anlık yakıt basıncının fonksiyonu olarak belirler. Yüksek basınç yakıt boruları yakıt pompasını yakıt dağıtıcısına ve yakıt dağıtıcısını yakıt enjektörlerine ayrı ayrı bağlar.



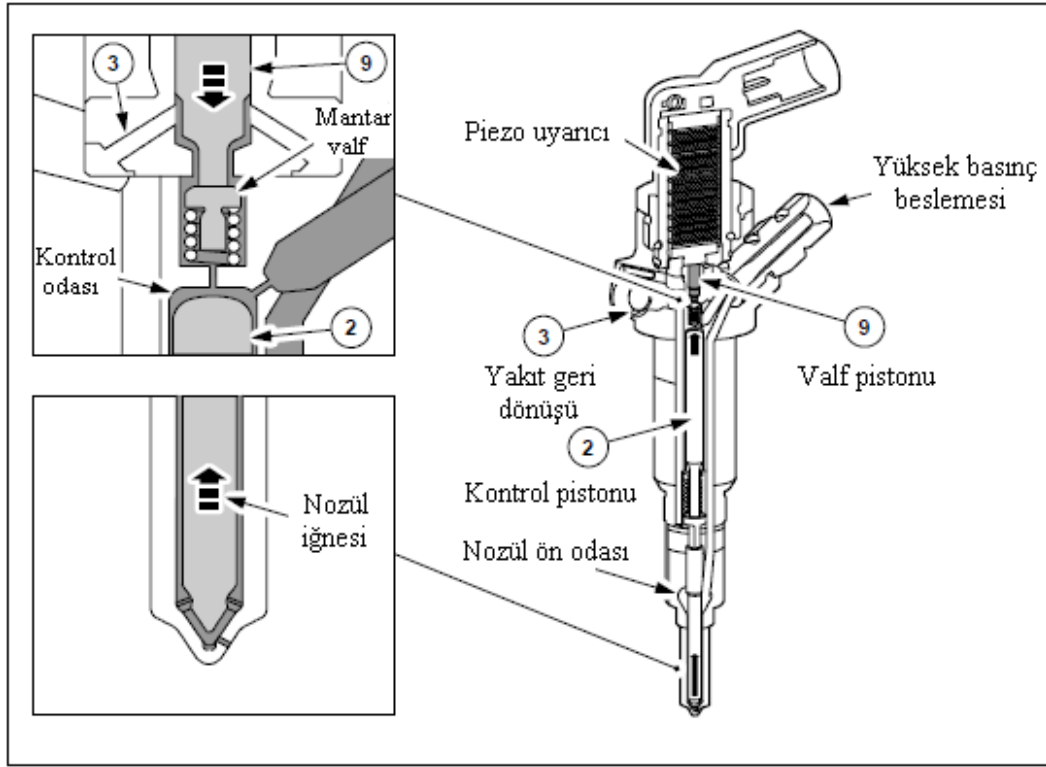
Şekil 3.11 Yakıt enjektörü (Ford technical service training, 2008)

Püskürtmenin başlangıç zamanını ve püskürtülen yakıt miktarını belirleyen elektronik kontrol ünitesi piezo elektronik kontrollü enjektörleri uyarır. Motor hız ve yüküne bağlı olarak yakıt enjektörünün açılması için yaklaşık 70V voltaj gereklidir piezo ile bu 140V 'a kadar yükselir. 200ms gibi oldukça küçük değiştirme zamanlarına sahiptir. Yakıt enjektörleri yakıt enjektör başı, hidrolik servo sistem ve yakıt enjektör nozülü olmak üzere üç bölüme ayrılır.



Şekil 3.12 Yakıt enjektörü kapalı konumda (Ford technical service training, 2008)

Enjektör nozül iğnesi kapalı iken rail elemanından alınan yüksek basınca sahip yakıt, kontrol odası ve nozül ön odasına iletilir. Bu durumda basınç tetik mekanizması enerjisizdir. Yakıt dönüş deliği yaylı bir mantar şekilli valf yardımıyla kapatılmıştır. Nozül iğnesine hidrolik bir kuvvet uygulanır. Kontrol pistonu ile kontrol odasındaki yüksek yakıt basıncı nozül iğnesine etkiyen hidrolik kuvvetten daha yüksektir. Yakıt enjektörünün nozül iğnesi kapalı konumda ve bu durumda yakıt püskürtme yoktur.



Şekil 3.13 Yakıt enjektörü açık konumda (Ford technical service training, 2008)

Basınç tetik mekanizmasına elektronik kontrol ünitesinden gelen sinyalle piston hareket ettirilir. Mantar şekilli valf yakıt geri dönüşü ile kontrol odası arasındaki deliği açar. Bunun sonucunda kontrol odasında basınç düşüşü meydana gelir. Nozül iğnesi yukarı çıkar ve yakıt enjektörü açılır. Yakıt yanma odasına püskürtme memelerinden püskürtülür. Elektronik kontrol ünitesi basınç tetik mekanizmasını belli bir noktada devre dışı bırakır. Supap pistonu eski konumuna geri döner ve mantar şeklindeki valf kontrol odasını kapatır. Kontrol odasındaki basınç nozül ön odasındaki basınç geçince nozül iğnesi püskürtme memelerini kapatır ve püskürtme sona erer.

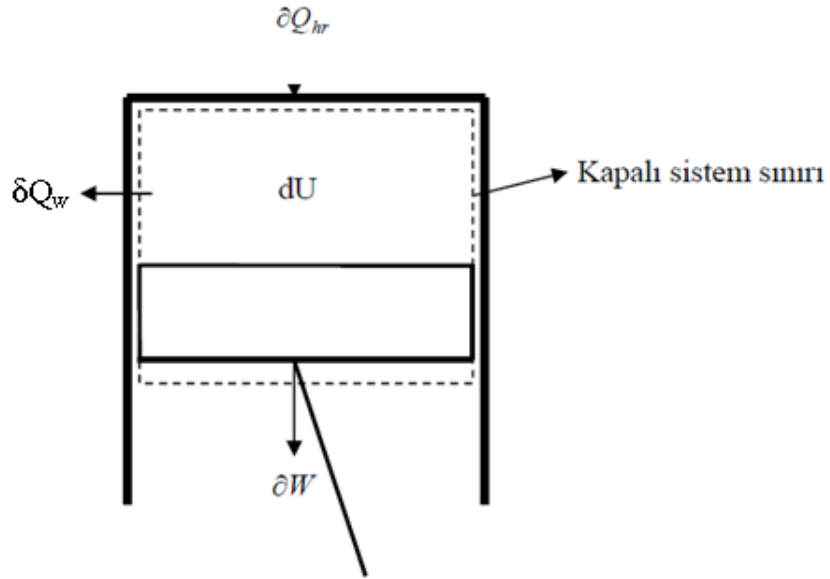
4. DİESEL MOTORLARINDA ISI AÇIĞA ÇIKIŞI

Silindir içerisindeki yanmada krank açısı başına ısı açığa çıkışı olarak tanımlanan ısı açığa çıkış oranı (HRR), özellikle yanma etüdü ve buna bağlı silindir içi basınç analizinde büyük önem arz etmektedir. İçten yanmalı motorlarda literatürde en çok kullanılan ısı açığa çıkış ifadesi termodinamiğin 1. kanununa göre ortaya konulmaktadır. Deneylerde elde edilen silindir içi basınç dataları kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre ısı açığa çıkış hızı ve basınç değerleri hesaplanmıştır.

4.1 Termodinamiğin 1. kanununa göre ısı açığa çıkışı analizi

İçten yanmalı motorlarda literatürde en çok kullanılan ısı açığa çıkış ifadesi termodinamiğin 1. kanununa göre ortaya konmaktadır. Termodinamiğin birinci yasasına göre Şekil 4.1’de gösterilen kapalı bir sistemde:

$$\partial Q_{hr} = \partial W + dU + \partial Q_w \quad (4.1)$$



Şekil 4.1 Isı yayınımları için yanma odası kapalı sistemi

Burada;

∂Q_{hr} : Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi

∂W : Piston hareketinden dolayı oluşan iş

dU : İç enerji değişimi

∂Q_w : Silindir cidarına transfer olan ısı

Gerekli açılımlar yapılırsa;

$$\partial W = PdV \quad (4.2)$$

$$dU = mc_v dT \quad (4.3)$$

Silindir içeriği ideal gaz olarak kabul edilirse;

$$PV = mRT \quad (4.4)$$

$$dT = \frac{d(PV)}{mR} \quad (4.5)$$

Gaz sabiti 'R' nin sabit olduğu kabul edilirse:

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \quad (4.6)$$

$$\frac{R}{c_v} = \gamma - 1 \quad (4.7)$$

Özgül ısıların oranı olan γ sabit olarak kabul edilebilir. Diesel motorlardaki ısı yayılımında bu oran 1,3 ile 1,35 arasında alınabilir (Heywood, 1988).

(2) ve (3) eşitlikleri (1)'de yerine konulursa:

$$\partial Q_{hr} = PdV + mc_v dT + \partial Q_w \quad (4.8)$$

(5) eşitliği yardımıyla

$$\partial Q_{hr} = PdV + mc_v \frac{d(PV)}{mR} + \partial Q_w \quad (4.9)$$

(7) eşitliğinin (9)'da kullanılmasıyla:

$$\partial Q_{hr} = PdV + \frac{1}{\gamma - 1} d(PV) + \partial Q_w \quad (4.10)$$

$$\partial Q_{hr} = PdV + \frac{1}{\gamma - 1} VdP + \frac{1}{\gamma - 1} PdV + \partial Q_w \quad (4.11)$$

$$\partial Q_{hr} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} PdV + \frac{1}{\gamma - 1} VdP + \partial Q_w \quad (4.12)$$

elde edilir. Bu ifade basitleştirilmiş bir ifade olmasına rağmen yakın sonuçlar vermektedir (Brunt, 1999; Egnell, 2001). Denklemden γ dolgu sıcaklığı ve kompozisyonuna göre değişmektedir. γ hesaplanan ısı açığa çıkışı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. İdeal olarak γ hava-yakıt oranı, EGR, dolgu basıncı ve sıcaklığına göre değişse de, genelde sıcaklığın bir

fonksiyonu olarak tanımlanır. Bu bağlamda daha önce yapılmış çalışmalara göre gamma için denklem 4.16'daki korelasyon verilebilir (Brunt vd., 1996).

$$\gamma = 1.35 - 6.0 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1.0 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (4.13)$$

Bu denklemde T, Kelvin cinsinden sıcaklıktır. Burada 1000K değeri için bu denklem 1.3 değerini, 2000K için ise 1.27 değerini almaktadır.

Analizi basitleştirmek amacıyla ∂Q_w terimi ihmal edilir ve net ısı yayılımı bulunur.

$$\partial Q_{hr} - \partial Q_w = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dP \quad (4.14)$$

$$\partial Q_{net} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dP \quad (4.15)$$

Eşitlik (15) belirli krank açısı aralığında θ krank:

$$\frac{\partial Q_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (4.16)$$

elde edilir. Silindir içi basınç ve bu basınç değerlerine karşılık gelen krank açısı değerleri ile anlık net ısı yayılımı (16) eşitlik ile bulunabilir. Toplam net ısı yayılımı ise;

$$Q_{T,net} = \int_{\theta_i}^{\theta_s} \frac{\partial Q_{net}}{d\theta} d\theta \quad (4.17)$$

ile bulunabilir. Burada θ_i püskürtmenin başlangıcı, θ_s ise yanma sonu olarak alınabilir.

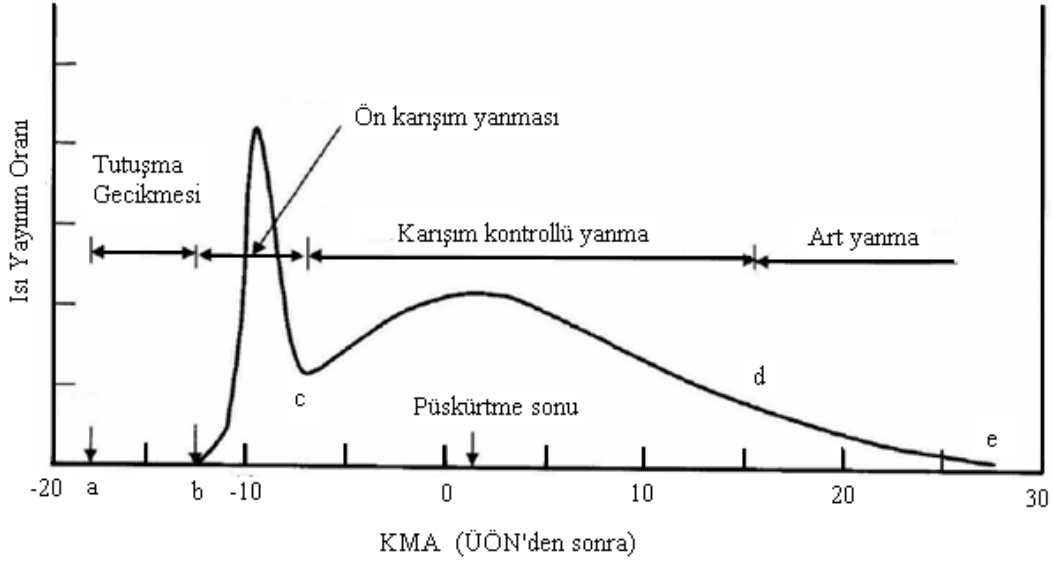
4.1.1 Direkt püskürtmeli diesel motorunda ısı açığa çıkış analizi

Bir açık sistemde termodinamiğin 1. kanunu uygulamalarına dayanan basınç datasından yanma bilgisinin elde edilmesi iki temel yaklaşıma dayanmaktadır. Bu iki yaklaşımdan biri yakıt yanma oranını, diğeri ise ısı açığa çıkış oranını vermektedir. Bu her iki yaklaşımda da yanma esnasında silindir içerisinde sıcaklık düzgün olarak dağılmaktadır. Ayrıca silindir içerisindeki karışım ve yanma ürünleri homojendir. Bu bağlamda yanma homojen olarak gerçekleşmektedir. Diğer taraftan, bu yaklaşımda sıcaklık gradyeni, dengesiz bileşimler, yakıt buharlaşması ve karışım göz önüne alınmamıştır.

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + m_f \cdot h_f = \frac{dU}{dt} \quad (4.18)$$

Şekil 4.2'de tipik bir direk püskürtmeli diesel motorunun ısı açığa çıkış hızı diyagramı verilmektedir. Bu diyagramda; "ab" tutuşma gecikmesi, "bc" ön ve hızlı karışimli yanma

fazını, "cd" karışım kontrollü yanma fazını ve "de" art yanma fazını göstermektedir. Bu tip bir diyagram kullanılarak, püskürtme parametreleri ve motor dizaynının yanma prosesi üzerine etkileri ifade edilebilmektedir (Zhao, 2001).



Şekil 4.2 Yanma fazlarını gösteren direkt püskürtmeli diesel motoru ısı açığa çıkışı (Zhao, 2001)

dQ/dt net ısı açığa çıkış hızı olarak ifade edilir. Kısaca, yakıt tarafından açığa çıkarılan kimyasal enerji ile motor tarafından atılan ısı miktarı farkıdır. Silindir içindeki gaz yapısı ideal gaz olarak kabul edilmesi durumunda, direkt püskürtmeli bir diesel motorunun ısı açığa çıkış oranı denklem 4.19'daki gibi verilebilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \quad (4.19)$$

4.1.2 Yakıt yanma oranı analizi

Kruger ve Borman tarafından ortaya atılan yaklaşım direk olarak yakıt yanma oranını vermektedir. Burada "U" silindir içindeki tüm dolgunun iç enerjisi olarak ifade edilmektedir. Bu bağlamda termodinamiğin 1. kanununa göre denklem şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{d(mu)}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_f \cdot \frac{dm}{dt} \quad (4.20)$$

Bu denklem de Q_{ht} yanma odası ile gaz arasındaki ısı transferi miktarıdır. Silindir içerisindeki gazların spesifik iç enerjisi "u" ve gaz sabiti "R" basıncın (P), sıcaklığı (T) ve eşitlik oranının (ϕ) fonksiyonudur.

$$u = u(T, P, \varphi) \text{ ve } R = R(T, P, \varphi) \quad (4.21)$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (4.22)$$

$$\frac{dR}{dt} = \frac{\partial R}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial R}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{\partial R}{\partial \varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (4.23)$$

Eşitlik oranı;

$$\varphi = \varphi_0 + \left(\frac{m}{m_0} - 1 \right) \cdot \frac{1 + \left(\frac{F}{A} \right)_0}{\left(\frac{F}{A} \right)_s} \quad (4.24)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{1 + (F/A)_0}{(F/A)_s m_0} \frac{dm}{dt} \quad (4.25)$$

Bu denklemlerde, "o" yakıt püskürtmeden önceki ilk değeri, "s" stokiyometrik değeri, F/A da yakıt-hava oranını ifade etmektedir.

$$\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} = \frac{-(RT/V)(dV/dt) - (\partial u / \partial P)(dP/dt) + (1/m)(dQ/dt) - CB}{u - h_f + D(\partial_u / \partial \varphi) - C[1 + (D/R)(\partial R / \partial \varphi)]} \quad (4.26)$$

Bu denklemde;

$$B = \frac{1}{P} \frac{dP}{dt} - \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \quad (4.27)$$

$$C = \frac{T(\partial u / \partial T)}{1 + (T/R)(\partial R / \partial T)} \quad (4.28)$$

$$D = \frac{[1 + (F/A)_0]m}{(F/A)_s m_0} \quad (4.29)$$

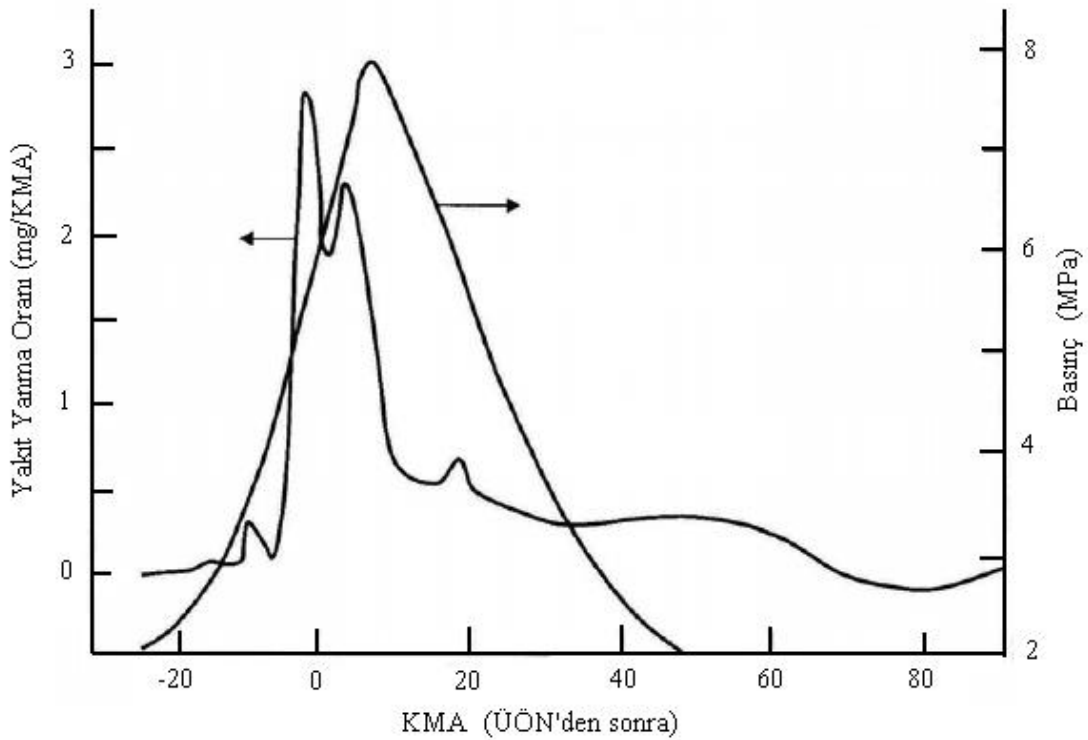
Kruger ve Borman direkt püskürtmeli Diesel motorlarda yanma ürünlerinin ayrışma etkisinin ihmal edilebilir olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrışma olmadığı durumda $u = u(T, \Phi)$ ve R sabit alınabilir. Bu durum dikkate alındığında denklem şu şekilde sadeleştirilebilir.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{[1 + (c_v/R)]P(dV/dt) + (c_v/R)V(dP/dt) - (dQ/dt)}{h_f + (c_v/R)(PV/m) - u - D(\partial_u / \partial \varphi)} \quad (4.30)$$

Bu denklemde dp/dt ile dV/dt silindir basınç verisinden ve motor geometrisinden elde edilir. Bu ifade yakıt yanma oranını göreceli olarak vermektedir. Elde edilen sonucun yakıtın alt ısı değeri ile çarpılması, yakıtın kimyasal enerjisini ya da ısı açığa çıkış oranını vermektedir.

Diğer taraftan gerçek yanma oranı, tüm yakıt tam olarak yeterli hava ile yanmadığı için elde edilememektedir.

Şekil 4.3'de DI Diesel motorunda silindir basınç ölçümü yapılarak, Krieger ve Borman yaklaşımı ile elde edilen yakıt yanma oranı profili görülmektedir. Isı transferi modelinde Annand korelasyonu kullanılmıştır. Bu şekildeki ilk büyük pik yanmanın ön karışım kısmını ifade etmektedir. Bununla birlikte kimyasal enerji açığa çıkışı genişleme prosesinde de devam etmektedir (Zhao, 2001).



Şekil 4.3 Krieger - Borman metodu ile basınç verisi kullanılarak hesaplanan yanma oranı (Zhao, 2001)

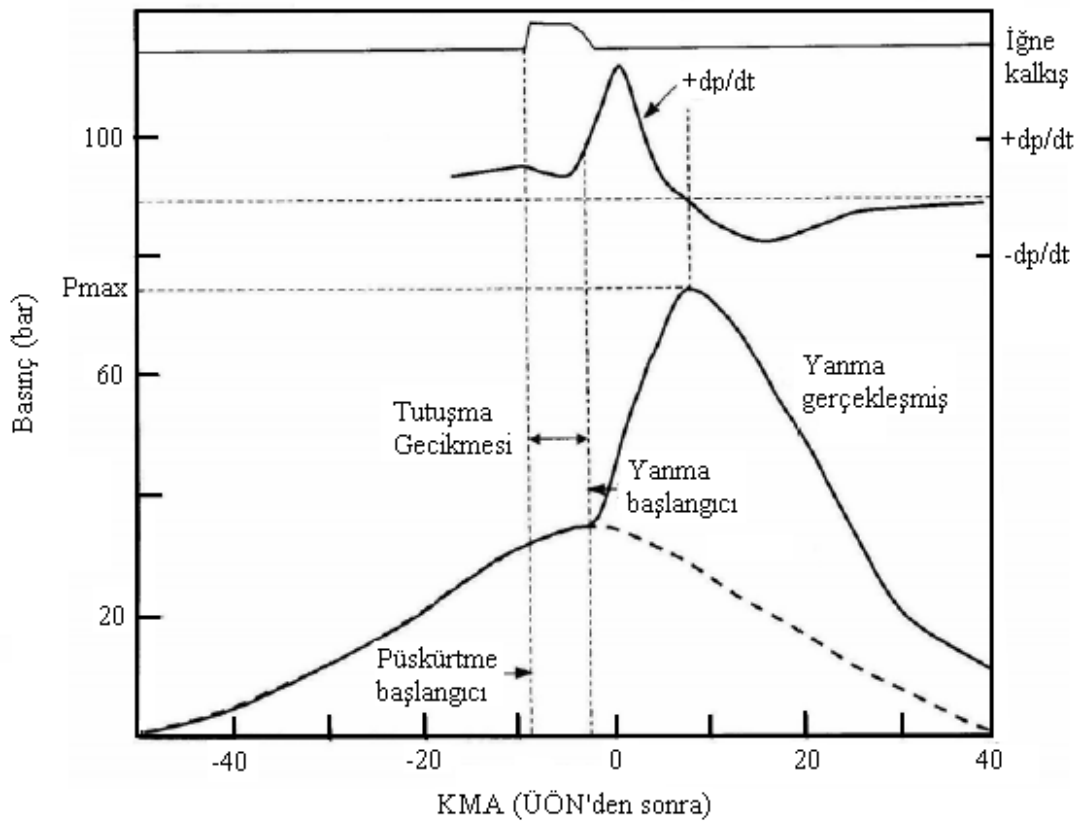
4.2 Basınç Analizi

Diesel yanmasında en önemli parametre püskürtme başlangıcı ile yanma başlangıcı arasındaki tutuşma gecikmesi süresidir. Tutuşma gecikmesi diesel yanmasının fazlarını etkilediğinden, yanmanın optimizasyonunda önemli bir parametredir. Püskürtme başlangıcı iğne kalkış sensörünün sinyali ile ölçülür. Yanma başlangıcı ise, zamana bağlı basınç diyagramlarından (dp/dt) tespit edilir. Şekil 4.4'de doğal emişli, dört zamanlı bir Diesel motorunun p-t diagramı görülmektedir.

Diesel motorlarındaki çoklu yanma başlangıçları, ısı açığa çıkışını hızlandırmaktadır. Bu durum diesel motorlarında yanma basıncının çok yüksek olmasına neden olmaktadır. Motor

tasarımı yapılırken bu yüksek basınç dikkate alınmaktadır. Turbo doldurmalı motorlarda yüksek sıkıştırma basıncı ile hatalı yakıt kontrolü silindirde aşırı yüksek basınç oluşmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, deneylerde pik silindir basıncı değişimi gözlenmelidir (Zhao, 2001).

Tutuşma gecikmesi süresini takiben başlayan hızlı basınç yükselmeleri motorda vibrasyona ve gürültüye (diesel vuruntusu) neden olmaktadır. Yüksek basınç, krank mili, biyel kolu ve krank yataklarında yüksek mukavemet ihtiyacı doğurmaktadır. Bu durum parça ağırlığını ve maliyetlerini artırmaktadır. Silindir içi basınç ölçümleri ile optimize edilen yakıt püskürtme parametreleri diesel motor gürültüsünün azaltılmasında etkili olmaktadır (Zhao, 2001).

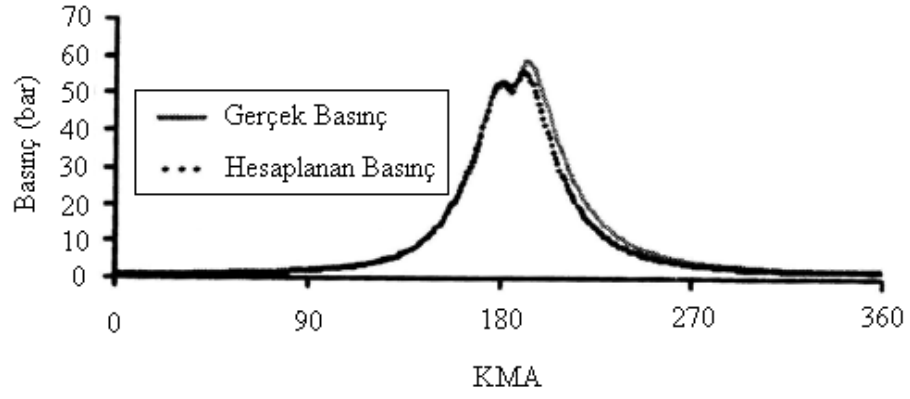


Şekil 4.4 Doğal emişli, dört zamanlı, direkt püskürtmeli bir diesel motorunun enjektör kalkış ve silindir basınç değişimi (Zhao, 2001)

Isı açığa çıkış analizi denklemlerindeki ısı açığa çıkışı motor yükünün ve yanmanın fonksiyonu olarak izah edilmekte ve bu ifadelerin doğruluğunu araştırmak amacıyla genelde termodinamiğin birinci kanunu kullanılmaktadır. Bu bağlamda denklem 4.31 de silindir içi basınç değişiminin termodinamiğin birinci kanuna uyarlanmış formu görülmektedir.

$$\frac{dP}{d\theta} = (\gamma - 1) \frac{1}{V} \frac{\partial(Q_p + Q_m)}{\partial\theta} - \gamma P \frac{dV}{d\theta} \quad (4.31)$$

Denklem 4.31 Matlab kullanılarak nümerik olarak çözülmüş, basıncın krank açısı başına değişimi elde edilmiştir.

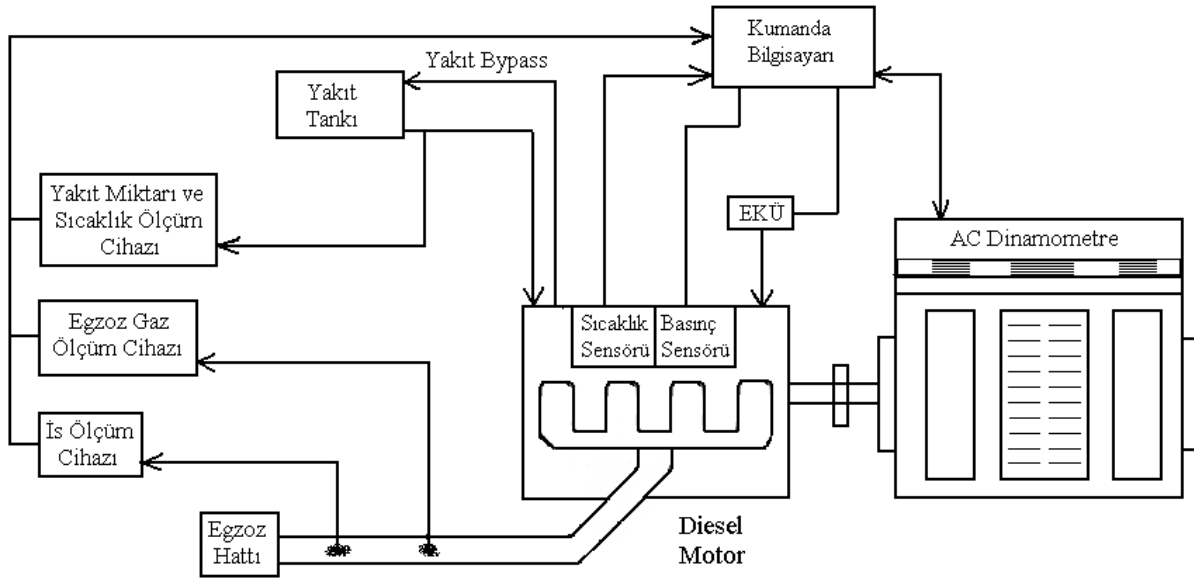


Şekil 4.5 1500 d/d motor devri ve %40 yük şartında basınç değişimi (Kumar, 2004)

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1 Deneyin Şartları

Bu çalışmanın amacı püskürtme basıncı ve püskürtme avansının, diesel motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisinin araştırılmasıdır. 2500 d/d sabit motor hızında, çevrim başına sabit 28 mg yakıt püskürtülerek, 120-130-140 MPa püskürtme basınçlarında ve -15° , -10° , -5° ve 0° KMA (ÜÖN'den sonra) püskürtme avansı değerlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmada, performans ve egzoz emisyonlarındaki değişimler incelenmiştir. Ayrıca silindir içi basınçlar ölçülüp ve ısı açığa çıkış oranı analizleri yapılmıştır. Deneyde kullanılan düzeneğin şematik yapısı Şekil 5.1'de görülmektedir.



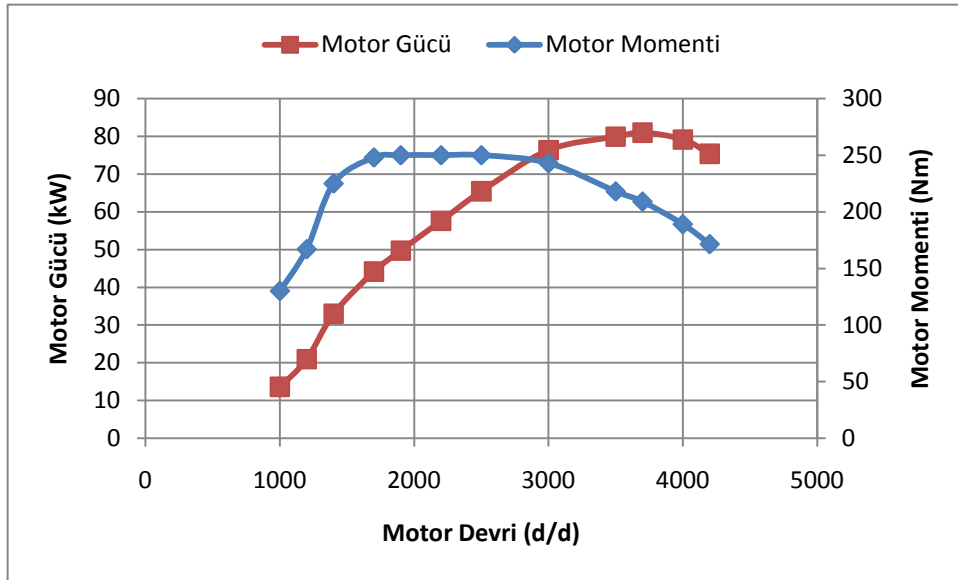
Şekil 5.1 Deney düzeneği şematik yapısı

5.2 Deney Düzeneği

Bu çalışmada su soğutmalı, turbo şarjlı, 4 silindirli, 1.8L'lik bir diesel motor kullanılmıştır. Motor maksimum gücü olan 81 kW değerini 3750 d/d motor devrinde elde etmektedir. Motor maksimum torku olan 250 Nm değerini 1700-2500 d/d motor devirleri arasında sağlamaktadır. Motorun yakıt püskürtme sistemi Siemens firması tarafından üretilmiş olan bir ortak hat yakıt püskürtme sistemidir. Motorun teknik özellikleri Çizelge 5.1'de, motorun genel karakteristikleri ise Şekil 5.2'de görülmektedir.

Çizelge 5.1 Deney motorunun teknik özellikleri

Tipi	Lynx 110 BG
Silindir hacmi (cm ³)	1753
Silindir sayısı (adet)	4
Silindir çapı (mm)	82.5
Strok (mm)	82
Kompresyon oranı	18.5:1
Motor devri (d/dak)	3750
Motor gücü (kW)	81
Maksimum tork (Nm)	250 Nm @ 1700-2500 d/dak
Püskürtme sistemi	Common rail (Siemens)
Supap adedi	8



Şekil 5.2 Motor karakteristikleri

Deneylerde Şekil 5.3'de gösterilen AVL DYNOEXACT marka, model AC dinamometre kullanılmıştır. Bu dinamometre maksimum 8000 d/d hız değerine kadar çalışma, 220 kW güç üretimi ve 934 Nm moment üretimi gibi özelliklere sahiptir.



Şekil 5.3 AC dinamometre

Bu çalışmada egzoz emisyonlarının ölçümü iki farklı test cihazı ile yapılmıştır. CO, CO₂, NO, NO_x, THC ve O₂ ölçümü için Şekil 5.4'te gösterilen Horiba Mexa 7100D-EGR egzoz emisyon cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz THC emisyonlarını ölçmek için alev iyonlaştırma tespit (FID), NO/NO_x emisyonlarını ölçmek için ısıtılmış vakum tipi, kimyasal bileşim oksidasyonu ile ışık meydana gelmesi tespit (CLD), CO/CO₂ emisyonlarını ölçmek için dağıtıcı olmayan kızılötesi yöntem (NDIR), O₂ emisyonlarını ölçmek için manyeto-pnömatik tespit (MPD) yöntemlerini kullanmaktadır. Çizelge 5.2'de egzoz emisyon cihazının ölçüm aralıkları gösterilmektedir.



Şekil 5.4 Egzoz emisyon cihazı

Çizelge 5.2 Egzoz emisyon cihazı ölçüm aralıkları

Cihaz	Ölçülen	Min. Ölçüm Aralığı	Max. Ölçüm Aralığı
Horiba Mexa 7100D-EGR	CO	0-100 ppm	0-12 % hacim
Horiba Mexa 7100D-EGR	CO ₂	0-5000 ppm	0-20 % hacim
Horiba Mexa 7100D-EGR	NO / NO _x	0-10 ppm	0-10000 ppm
Horiba Mexa 7100D-EGR	THC	0-10 ppm	0-50000 ppm
Horiba Mexa 7100D-EGR	O ₂	0-5 % hacim	0-25 % hacim

İs ölçümü için Şekil 5.5'te gösterilen AVL 415S is ölçüm cihazı kullanılmıştır. Cihazın ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri Çizelge 5.3'te gösterilmektedir.



Şekil 5.5 İs ölçüm cihazı

Çizelge 5.3 İis ölçüm cihazının ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri

Cihaz	Ölçülen	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
AVL 415S	İis	0-10 FSN	0.001 FSN
AVL 415S	Partikül	0-32000 mg/m ³	0.01 mg/m ³
AVL 415S	Kirlilik Derecesi	0-100 %	—

Yakıt miktarının ve yakıt sıcaklığının ölçümünde kullanılan AVL 735S/753C cihazı Şekil 5.6’da, cihazın teknik özellikleri Çizelge 5.4’te gösterilmektedir.

Çizelge 5.4 AVL 735S/753C cihazının teknik özellikleri

Cihaz	Ölçülen	Ölçüm Aralığı	Hata
AVL 735S/753C	Yakıt miktarı	0-125 kg/h	0.12 %
AVL 735S/753C	Yakıt sıcaklığı	10-80 °C	<0.02 °C
AVL 735S/753C	Yakıt tipi	Otto (EN228), Diesel (EN590),	—



Şekil 5.6 Yakıt miktarı ve sıcaklığı ölçüm cihazı

5.3 Deneyin Yapılışı

Deney motoru önceden belirlenmiş olan $\sim 70^{\circ}\text{C}$ blok sıcaklığı değerine kadar yüksüz şartta ısıtılarak deneye hazırlanmıştır. Bu esnada emisyon ölçüm cihazlarının kalibrasyonları gerçekleştirilmiş ve silindir içi basınç datası kaydı için gerekli olan bilgisayar donanımı hazır konuma getirilmiştir. İtten yanmalı motorun çevresinde gerçekleştirilen kontrollerin ardından sırayla istenen şartlar kumanda bilgisayarına girilerek deneylere başlanmıştır. Kumanda bilgisayarı önceden hazırlanmış deney matrisi üzerinden veri okuyarak dinamometreye ve elektronik kontrol ünitesine kumanda vererek istenen yük ve hız şartı otomatik ayarlanmıştır.

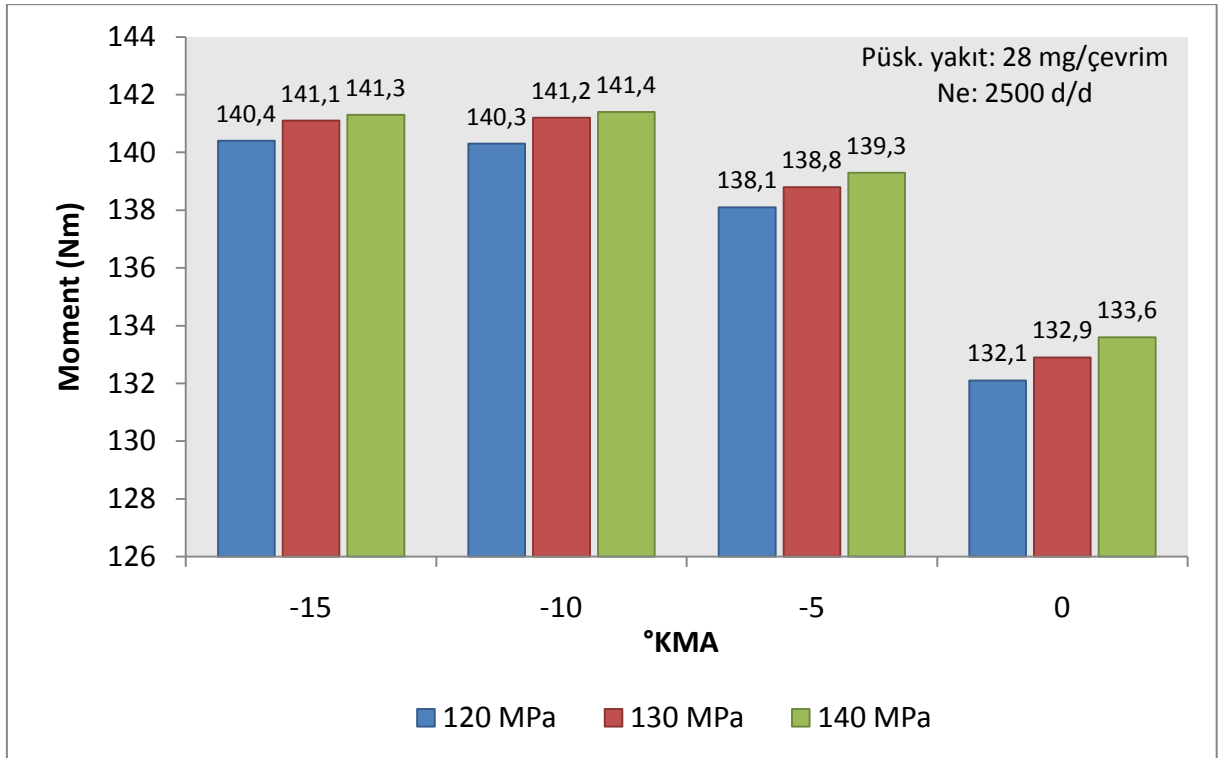
Kumanda bilgisayarı amaca özel üretilmiş olan elektronik kontrol ünitesine motor üzerinde istenen şartları sağlayacak parametreleri göndererek, püskürtme basıncını, süresini, avansını, turbo basıncını emniyet sınırları içerisinde istenen şartlara ayarlayabilmektedir. Bu sayede kumanda bilgisayarına girilen hedef değerler için elektronik kontrol ünite sinyalleri otomatik olarak ayarlanarak motor parametrelerinin hedef değerlere ulaşması sağlanmıştır. Stabilizasyonun sağlanabilmesi açısından her deney noktasında 60 s süreyle ölçüm alınmış ve ortalama değer kaydedilmiştir. Silindir içi basınç datasının ölçülmesi esnasında ardı ardına gerçekleştirilen 50 çevrimin ortalaması alınarak kaydedilmiştir. Tüm silindirlerden alınan ölçümler, bağımsız olarak kaydedilmiştir. Analiz için en yüksek kompresyona sahip olan 3.

silindirin basınç dataları seçilmiştir.

5.4 Deney Sonuçları

2500 d/d sabit motor devrinde, 120-130-140 MPa püskürtme basınçlarında ve -15° , -10° , -5° ve 0° KMA (ÜÖN'den sonra) püskürtme avansı değerlerinde gerçekleştirilen çalışmada, motor performans ve egzoz emisyonlarındaki değişimler aşağıda incelenmiştir. Ayrıca silindir içi basınç ve ısı açığa çıkış oranları da sabit püskürtme avansında farklı püskürtme basınçları için incelenmiştir.

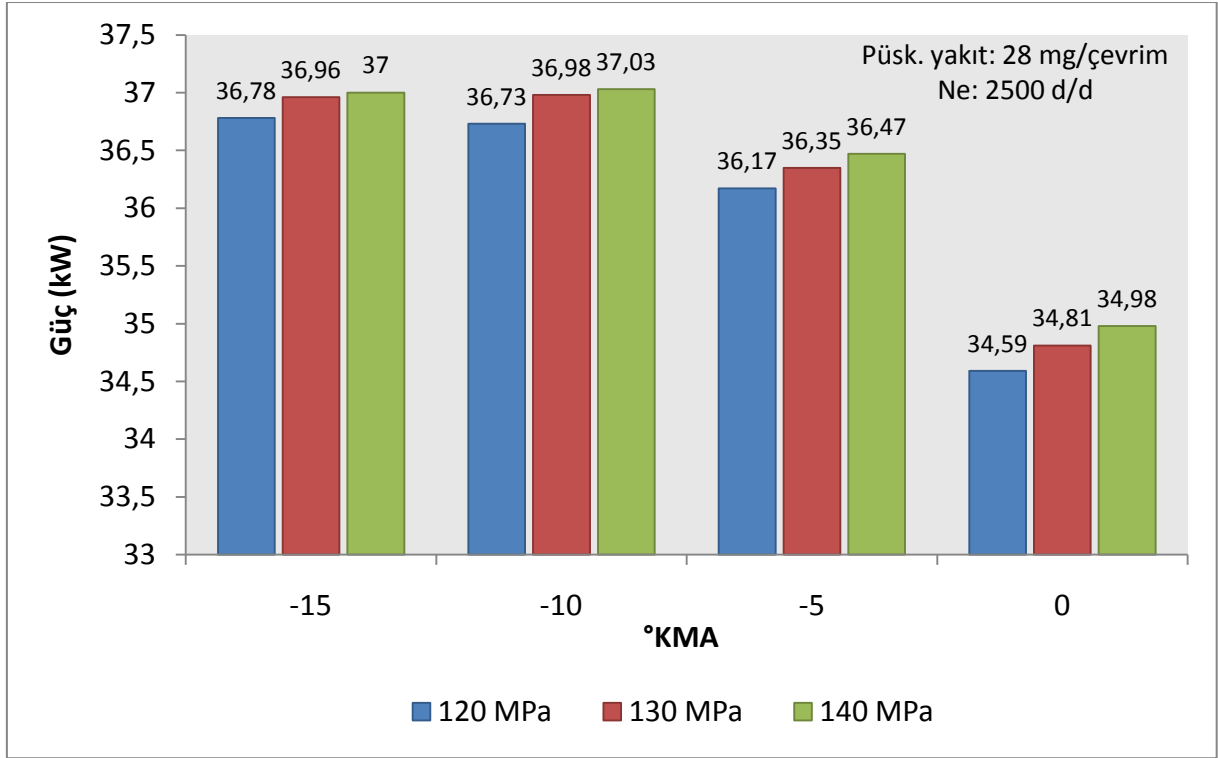
5.4.1 Farklı Püskürtme Basıncı Değerlerinde Püskürtme Avansı Değişiminin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonu Üzerine Etkileri



Şekil 5.7 Püskürtme basıncı ve avansına göre motor momentinin değişimi

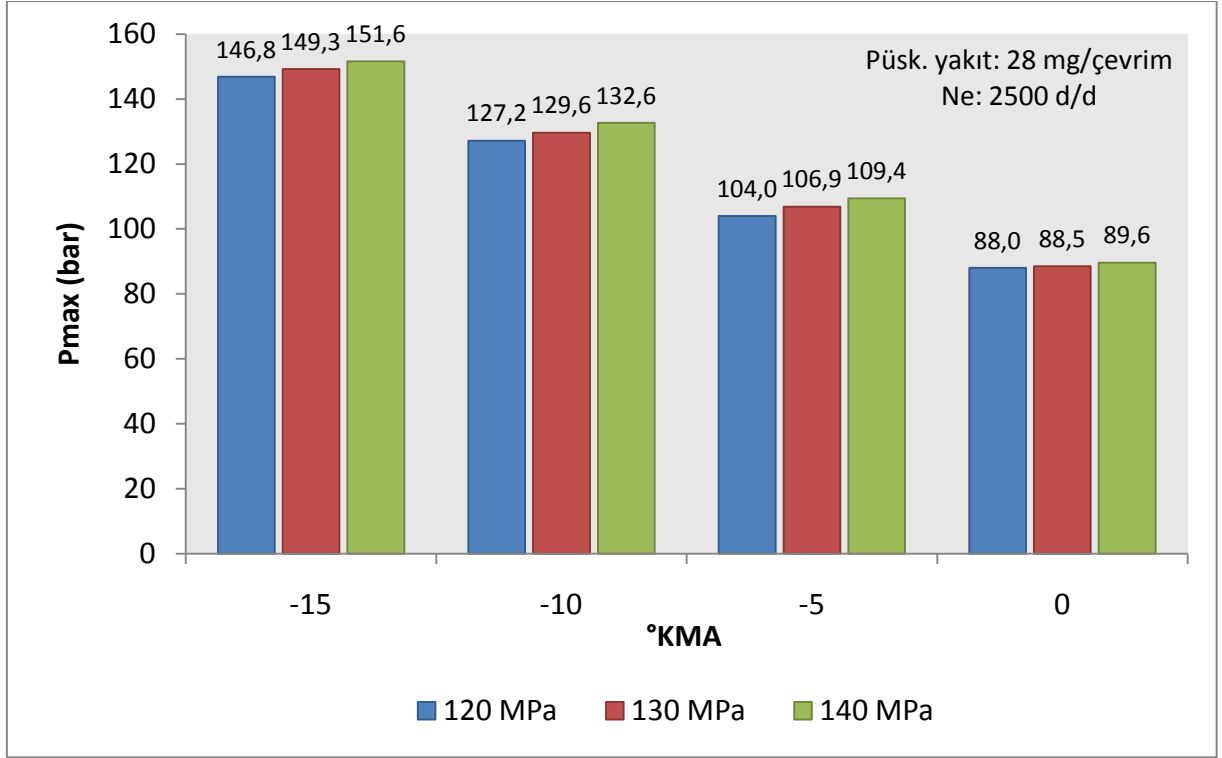
Şekil 5.7’de püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin motor momentini üzerine etkileri gösterilmektedir. Motor momentini -10° KMA püskürtme avansı değeri ve 140 MPa püskürtme basıncında 141,4 Nm ile en yüksek değerini almıştır. Püskürtme avansının bu değerden sonra azaltılmasıyla motor momentini azalmıştır. Bununla birlikte tüm avanslar için, püskürtme basıncının artırılmasıyla motor momentinde artış gözlenmiştir. Bu durum karışımın hazırlığı aşamasında harcanan süre ile ilişkilendirilebilir, zira her avans değeri için artan püskürtme basıncı ile birlikte bu sürenin azaldığı ve momentin arttığı Şekil

5.7'den görülmektedir. Avansın -10° KMA değerinden daha fazla arttırılması durumunda moment artışı olmayışı sıkıştırma stroğundaki negatif işin ve toplam sürtünme işinin artışı işaret ederken bu yaklaşımı şekil 5.9'daki maksimum silindir içi basıncı değerleri de doğrular niteliktedir.



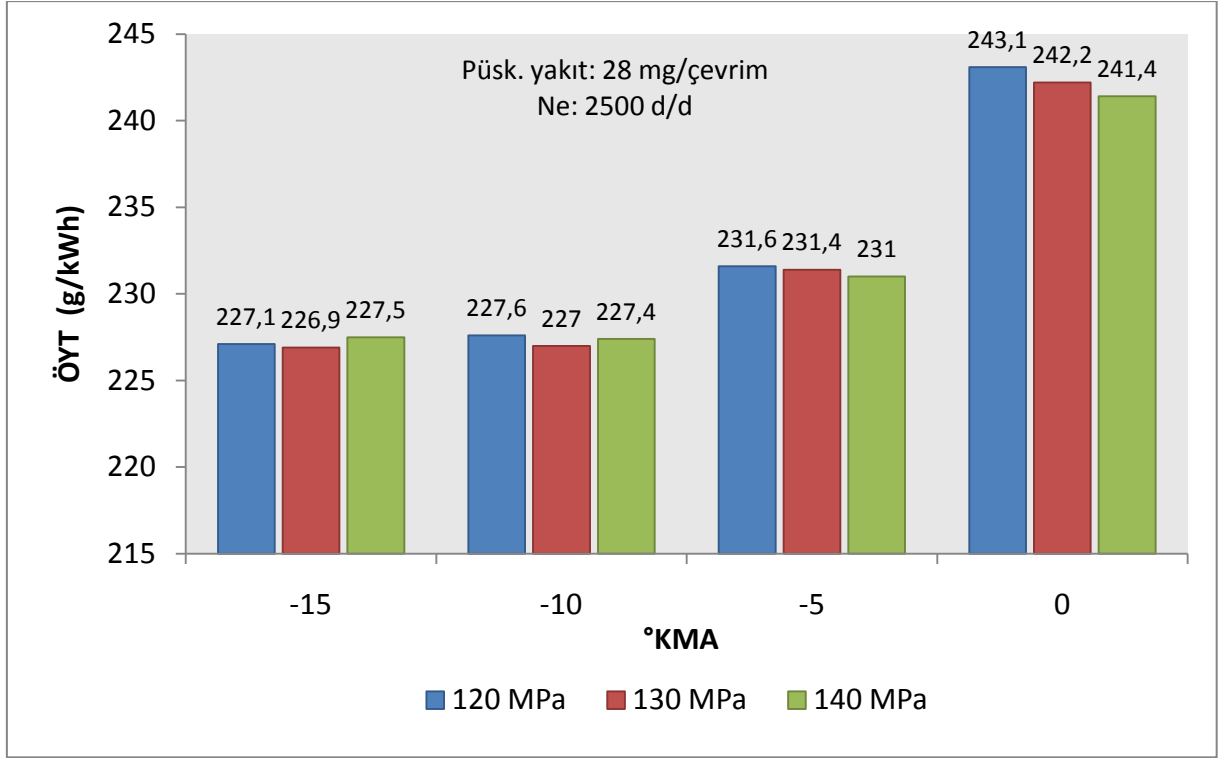
Şekil 5.8 Püskürtme basıncı ve avansına göre motor gücünün değişimi

Şekil 5.8'de püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin motor gücü üzerine etkileri gösterilmektedir. Motor gücü ifadesi motor momenti ve motor devrine bağlı olarak değişmektedir. Deneyler sabit motor devrinde gerçekleştirildiğinden motor momentindeki değişim gücü direkt olarak etkilemektedir. Bu yüzden motor gücündeki değişim, motor momentindeki benzer bir eğilimde gerçekleşmiştir. Motor gücü -10° KMA püskürtme avansı ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde 37,03 kW ile en yüksek değerini almıştır. Püskürtme avansının bu değerden sonra azaltılmasıyla motor gücü azalmıştır. Püskürtme basıncının arttırılmasıyla motor gücü artmıştır.



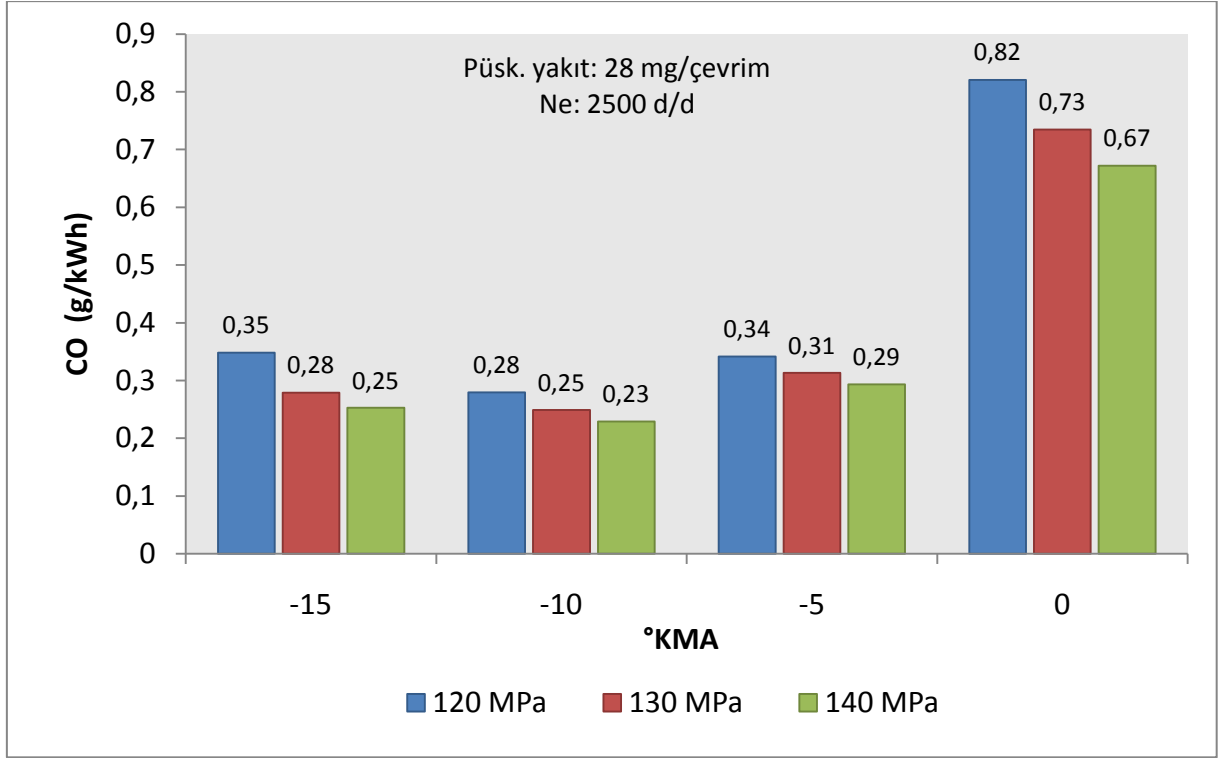
Şekil 5.9 Püskürtme basıncı ve avansına göre Pmax değişimi

Şekil 5.9’da püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin silindir içi maksimum basıncı Pmax üzerine etkisi gösterilmektedir. Püskürtme basıncı arttırıldıkça artan Pmax, -15° KMA püskürtme avansı ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde 151,6 bar ile en yüksek değerini almıştır. Püskürtme avansı azaltıldıkça Pmax değeri azalmıştır. Yakıt enjeksiyonun erken gerçekleştirilmesi ile erken başlayan ısı girişi sonucunda yüksek avans değerlerinde silindir içi basınç artmıştır. Eşit avans açısında püskürtme basıncının artışı ile artan silindir içi basıncı tutuşmanın daha erken başladığını göstermektedir.



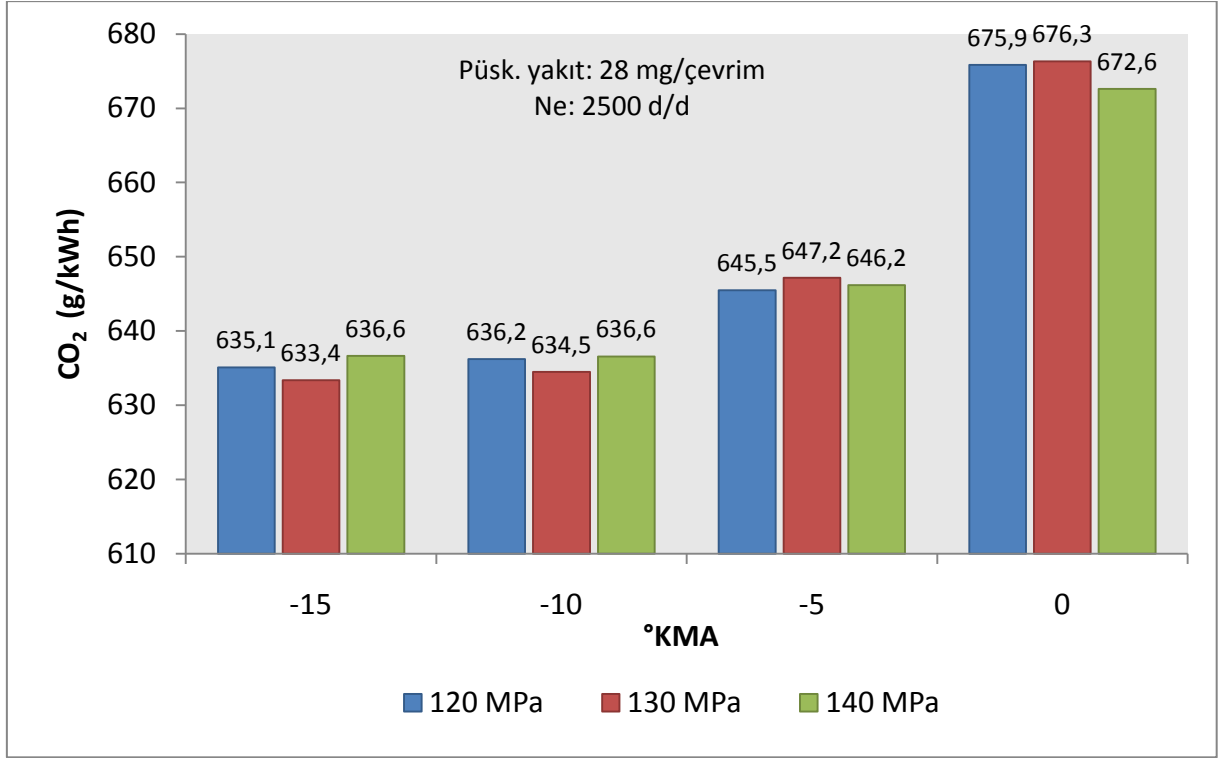
Şekil 5.10 Püskürtme basıncı ve avansına göre ÖYT değişimi

Şekil 5.10’da püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin özgül yakıt tüketimi üzerine etkisi gösterilmektedir. Özgül yakıt tüketimi 226,9 g/kWh olan en düşük değerini -15° KMA püskürtme avansı ve 130 MPa püskürtme basıncı değerlerinde almıştır. ÖYT değerinin püskürtme basıncının artırılmasıyla genelde düştüğü görülmektedir. Püskürtme avansının azaltılmasıyla ÖYT artmıştır. Püskürtme avansının artırılması ile -10° KMA avans değerinden sonra ÖYT’nin azalmadığı Şekil 5.10’dan görülmektedir, bu bağlamda üzerinde çalışılmış olan motor için optimum püskürtme değerinin -10° KMA olduğu anlaşılmaktadır. Artan avans ile beklenen güç artışının -15° KMA değerinde gerçekleşmeyişinin temel sebebi, yüksek olan silindir içi basıncı sebebiyle düşen termik verim ve sürtünmeye harcanan iş miktarının fazlalaşması olduğu Şekil 5.10 ve Şekil 5.9 birlikte değerlendirildiğinde görülmektedir.



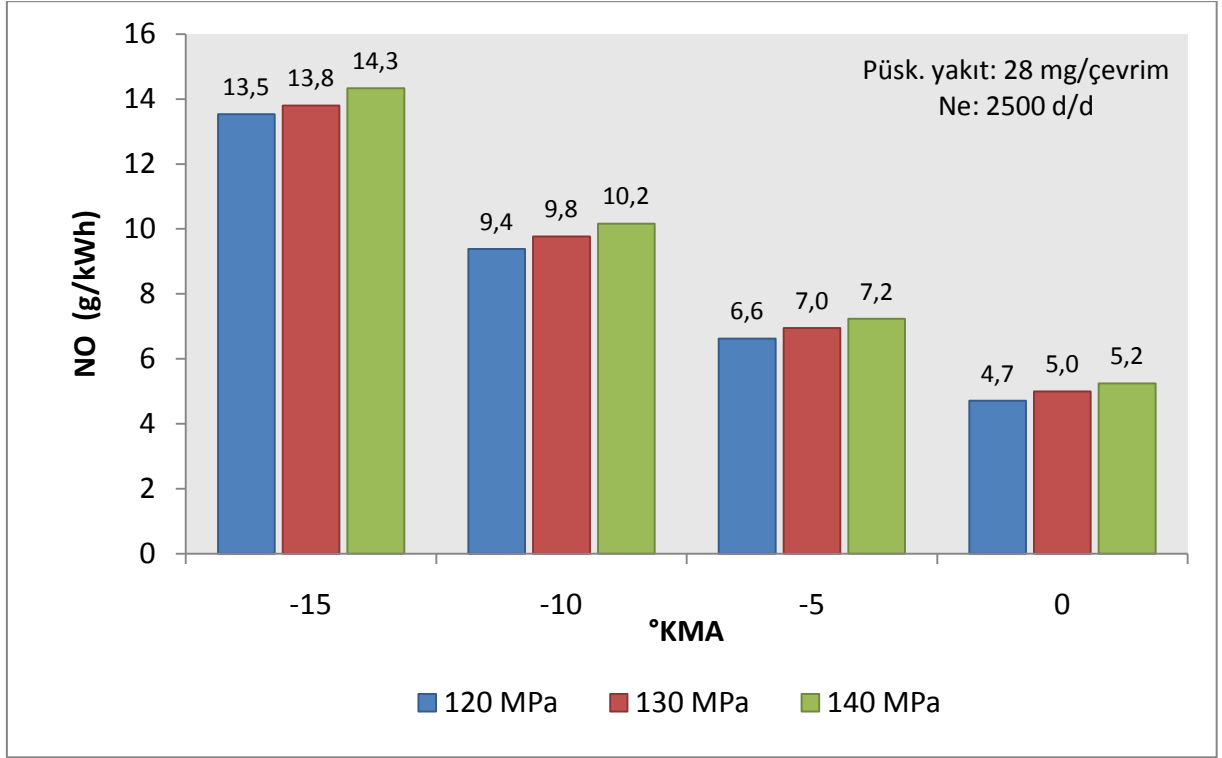
Şekil 5.11 Püskürtme basıncı ve avansına göre CO emisyonu değişimi

Şekil 5.11’de püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin CO emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. CO emisyonu 0,23 g/kWh olan en düşük değerini maksimum gücün elde edildiği -10° KMA püskürtme avansı ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde almıştır. Püskürtme avansının azaltılmasıyla CO emisyonu değeri artmıştır. Püskürtme basıncının artırılmasıyla tanecik çapı küçülen yakıt parçacıklarının hava ile daha iyi karışarak yanmanın iyileşmesiyle CO emisyonu değeri azalmıştır.



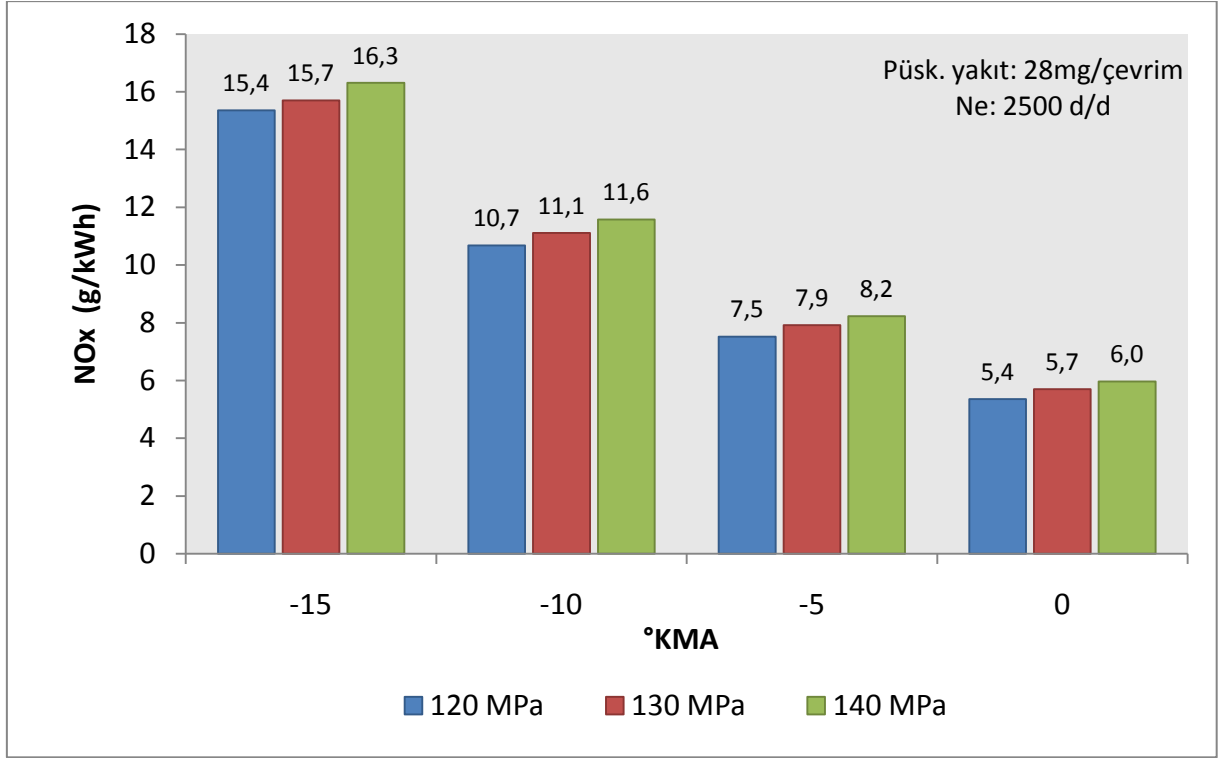
Şekil 5.12 Püskürtme basıncı ve avansına göre CO₂ emisyonu değişimi

Şekil 5.12’de püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin CO₂ emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. CO₂ emisyonu -15° KMA püskürtme avansı ve 130 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. Püskürtme avansı azaltıldıkça CO₂ emisyonu artmıştır. Bu durum artan ÖYT ile ilişkilendirilebilir, zira verilen emisyon değerleri özgül değerler olduğu için giren yakıt miktarının ve gücün fonksiyonu olarak değişim göstermektedirler, CO₂ emisyonu düşük avans değerlerinde artan ÖYT ile doğru orantılı olarak artmıştır.



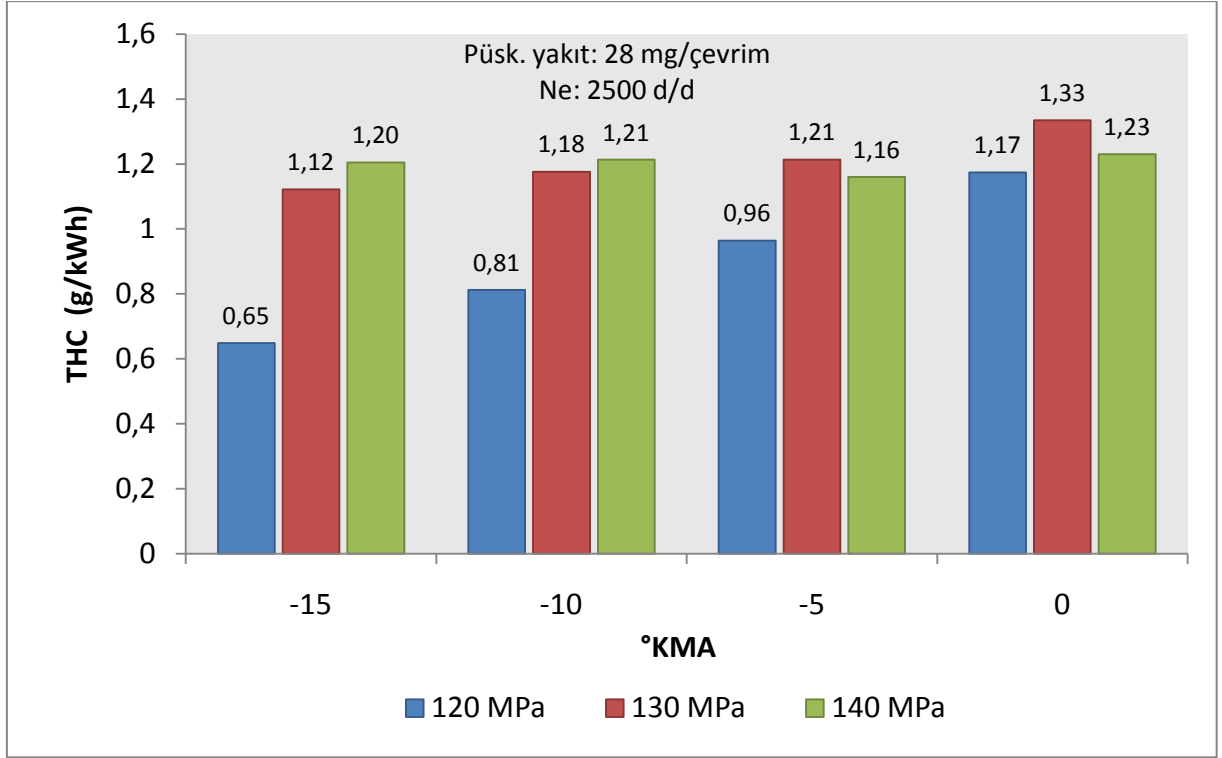
Şekil 5.13 Püskürtme basıncı ve avansına göre NO emisyonu değişimi

Şekil 5.13'te püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin NO emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. NO emisyonu 0° KMA püskürtme avansı ve 120 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. Püskürtme avansı ve püskürtme basıncı arttırıldıkça NO emisyonu artmıştır. Püskürtme basıncının arttırılması ile iyileşen yanma sonucu artan motor gücü ve egzoz sıcaklıklarına bağlı olarak NO artmıştır. HRR eğrilerinin eğimlerine bakıldığında püskürtme basıncının artışı ile eğim artmış ve daha hızlı bir ısı açığa çıkışı gözlemlenmiştir. NO emisyonunun artışına etki eden bu faktör daha kısa sürede daha fazla yakıtın yanması ile alev içerisinde oluşan NO miktarını arttırmıştır.



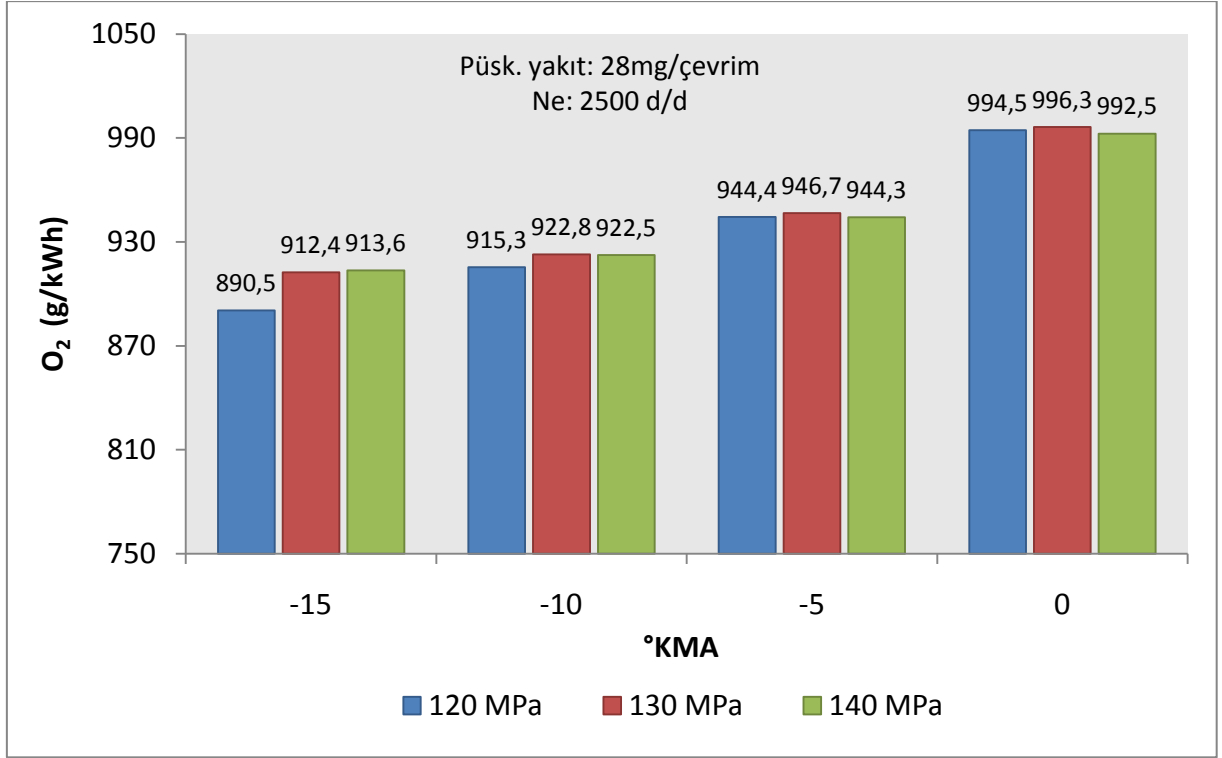
Şekil 5.14 Püskürtme basıncı ve avansına göre NO_x emisyonu değişimi

Şekil 5.14'te püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin NO_x emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. NO_x yanma odasındaki sıcaklığa, basınca, tutuşma gecikmesi süresince yanma odası içerisinde biriken yakıt miktarına ve karışımın teşkiline bağlıdır. NO_x emisyonu NO emisyonu ile benzer şekilde 0° KMA püskürtme avansı ve 120 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. NO emisyonu açıklanırken anlatılanlara benzer sebeplerle püskürtme basıncının ve püskürtme avansının arttırılması NO_x emisyonunu da arttırmıştır.



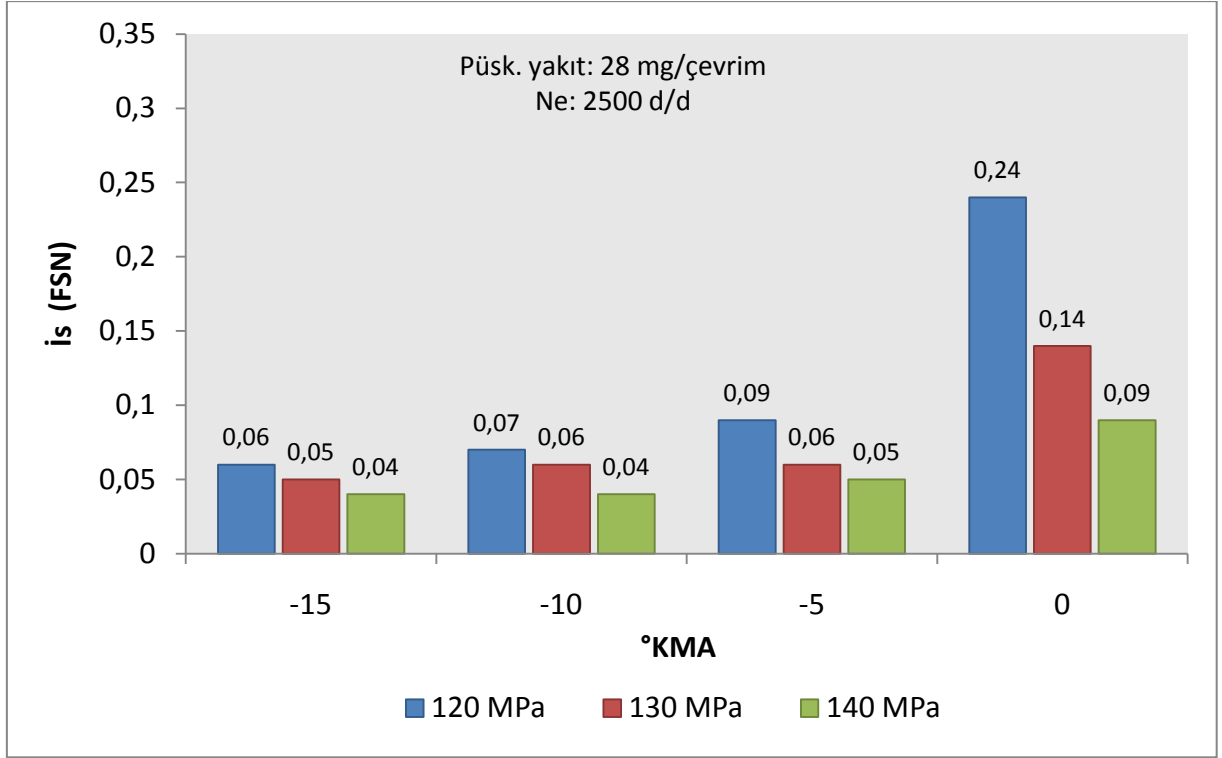
Şekil 5.15 Püskürtme basıncı ve avansına göre THC emisyonu değişimi

Şekil 5.15'te püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin THC emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. THC emisyonu en yüksek değerini 0° KMA püskürtme avansında elde etmiştir. Şekil 5.15 incelendiğinde artan püskürtme avansı ile THC emisyonunun azaldığı, püskürtme basıncının artışı ile genel olarak artış eğilimi sergilediği görülmektedir.



Şekil 5.16 Püskürtme basıncı ve avansına göre O₂ emisyonu değişimi

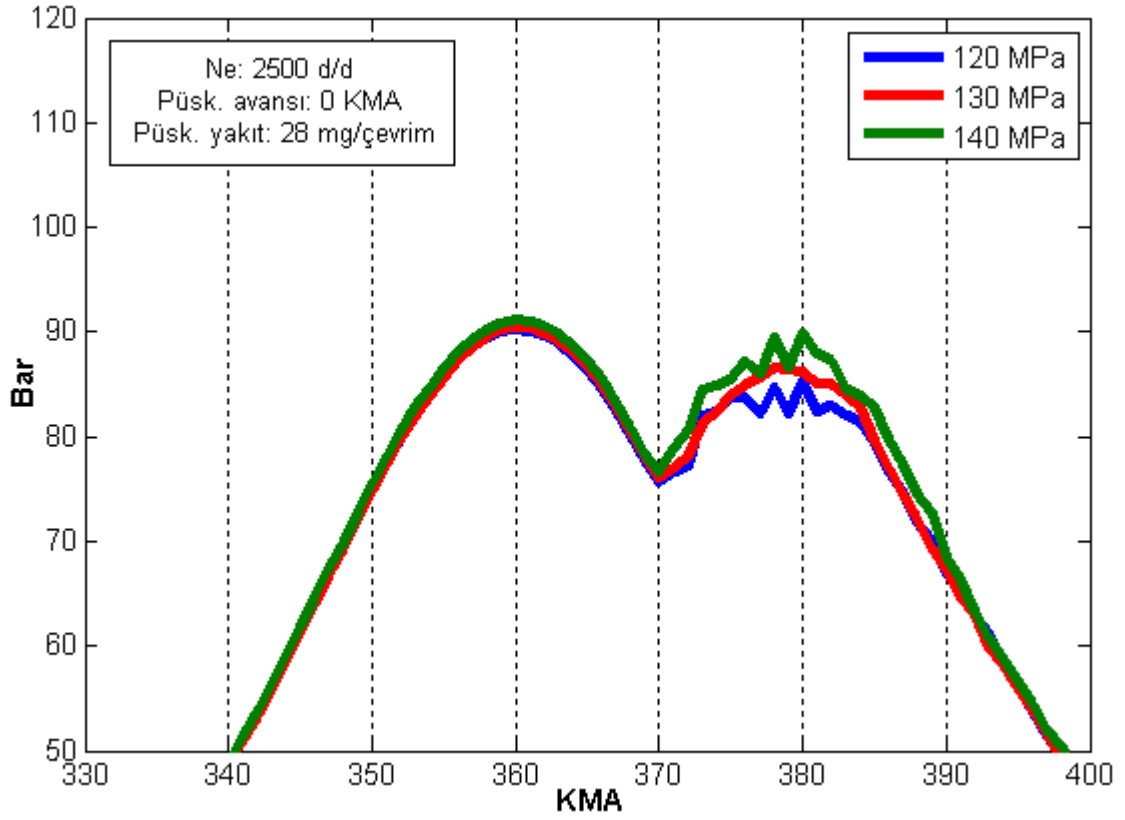
Şekil 5.14'te püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin O₂ emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. O₂ emisyonu -15° KMA püskürtme avansı ve 120 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. Püskürtme avansı azaldıkça O₂ emisyonu artmıştır.



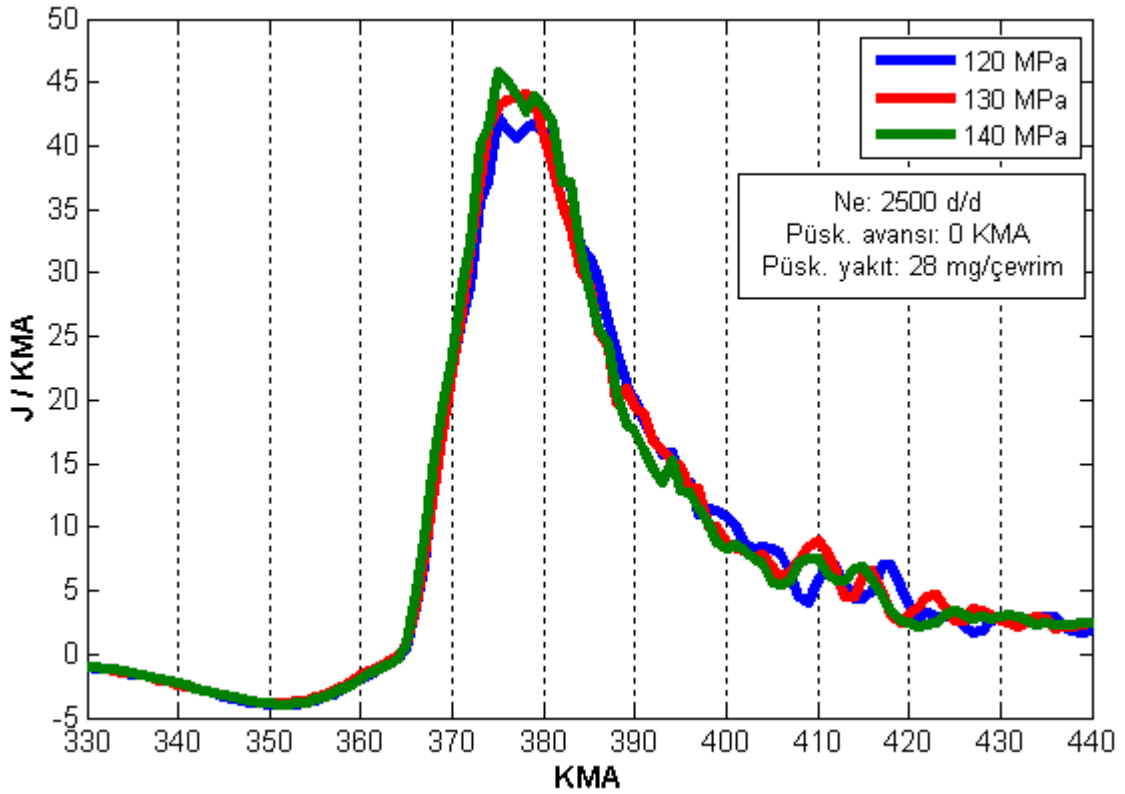
Şekil 5.17 Püskürtme basıncı ve avansına göre is emisyonu değişimi

Şekil 5.17’de püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değerlerinde yapılan değişimlerin is emisyonu üzerine etkisi gösterilmektedir. İs, eksik yanma ile ortaya çıkan yanmamış karbonların toplanmasıyla oluşan zerreciklerdir. İs oluşumu yanma odasındaki sıcaklığa, oksijen miktarına ve tutuşma gecikmesi süresine bağlıdır. Eğer is zerrecikleri yanma odasında yeterli sıcaklık, oksijen ve zamanı bulamazlarsa is artar. -15° ve -10° KMA püskürtme avanslarında ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde is en düşük değerlerini almıştır. Püskürtme avansı ve püskürtme basıncı arttırıldıkça açığa çıkan is miktarı azalmıştır.

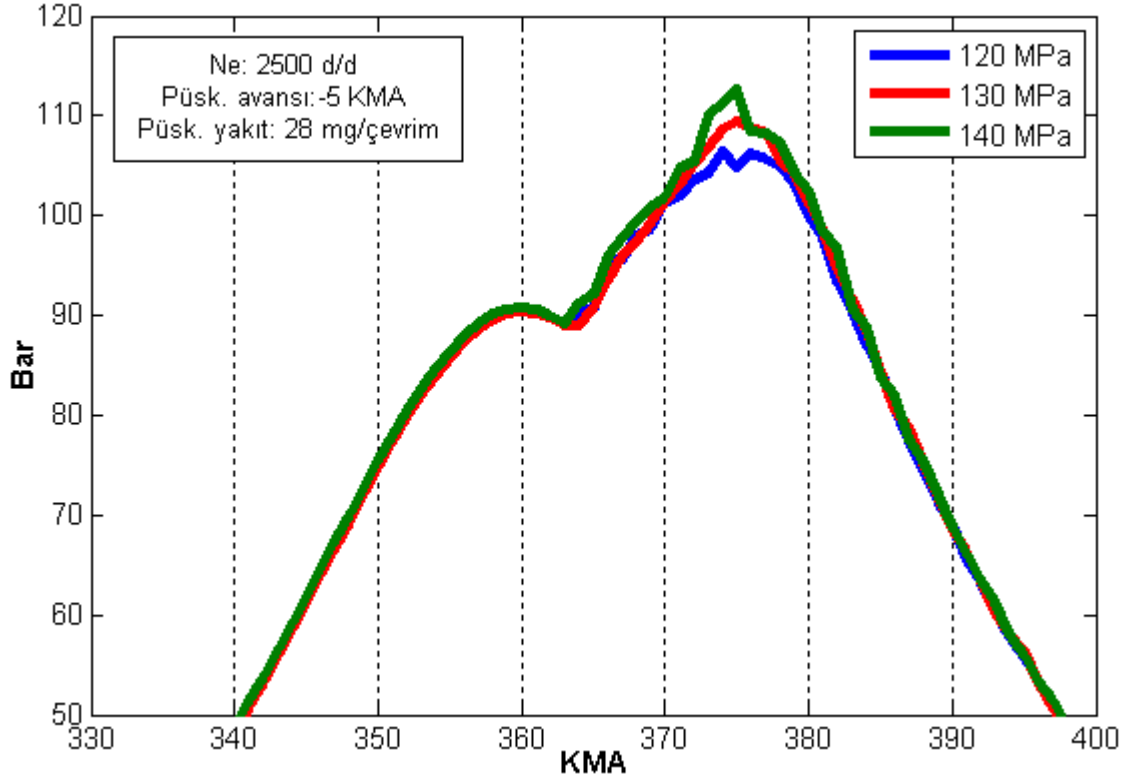
5.4.2 Silindir İçi Basınç Değişimleri ve Isı Açığa Çıkış Oranları



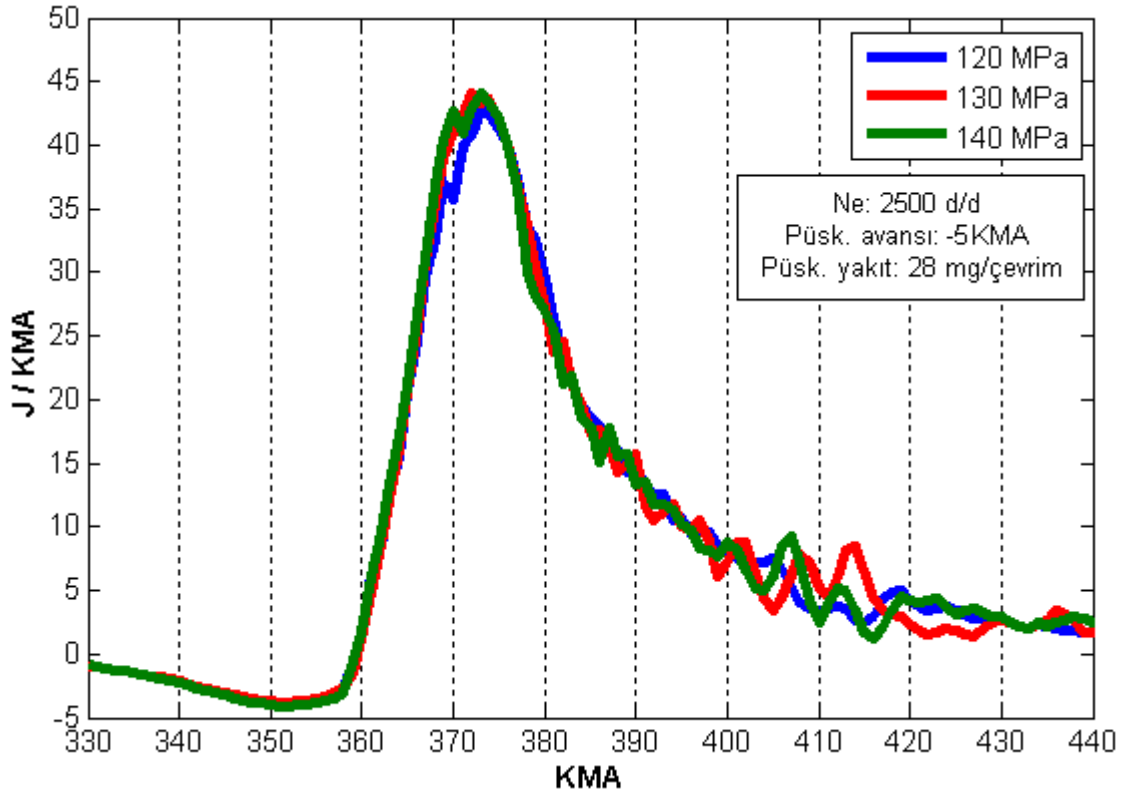
Şekil 5.18 0° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları



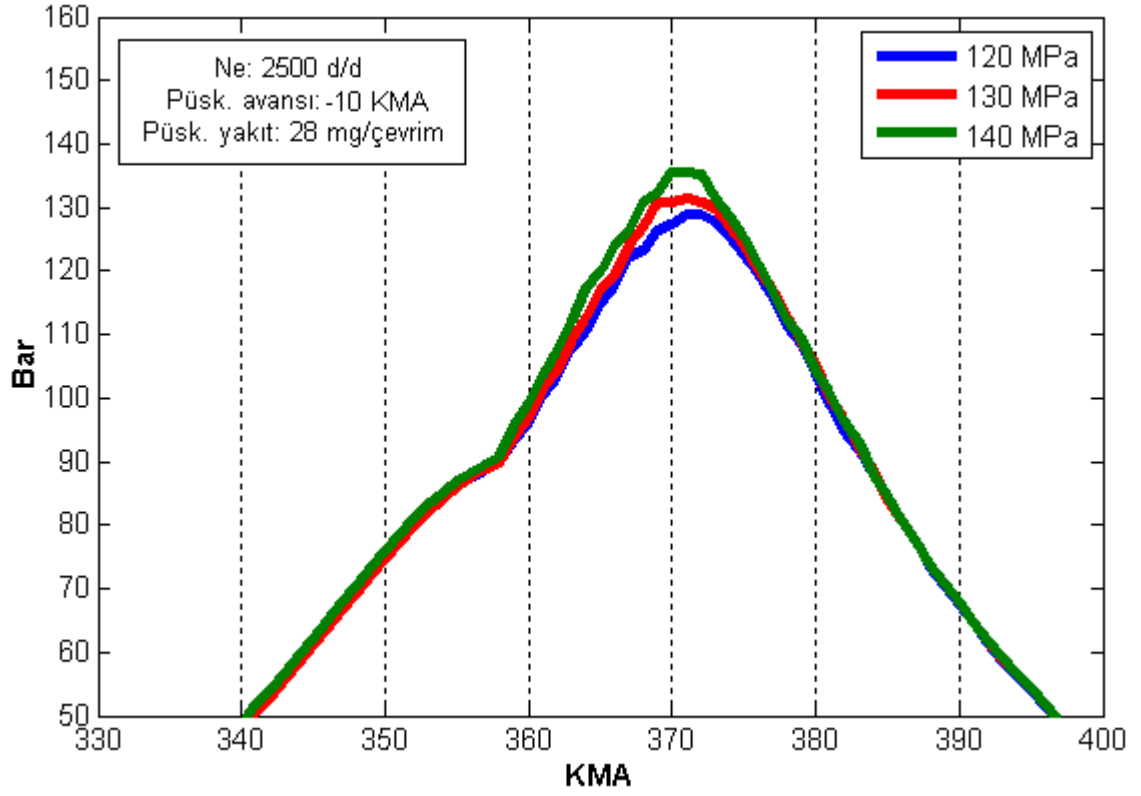
Şekil 5.19 0° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları



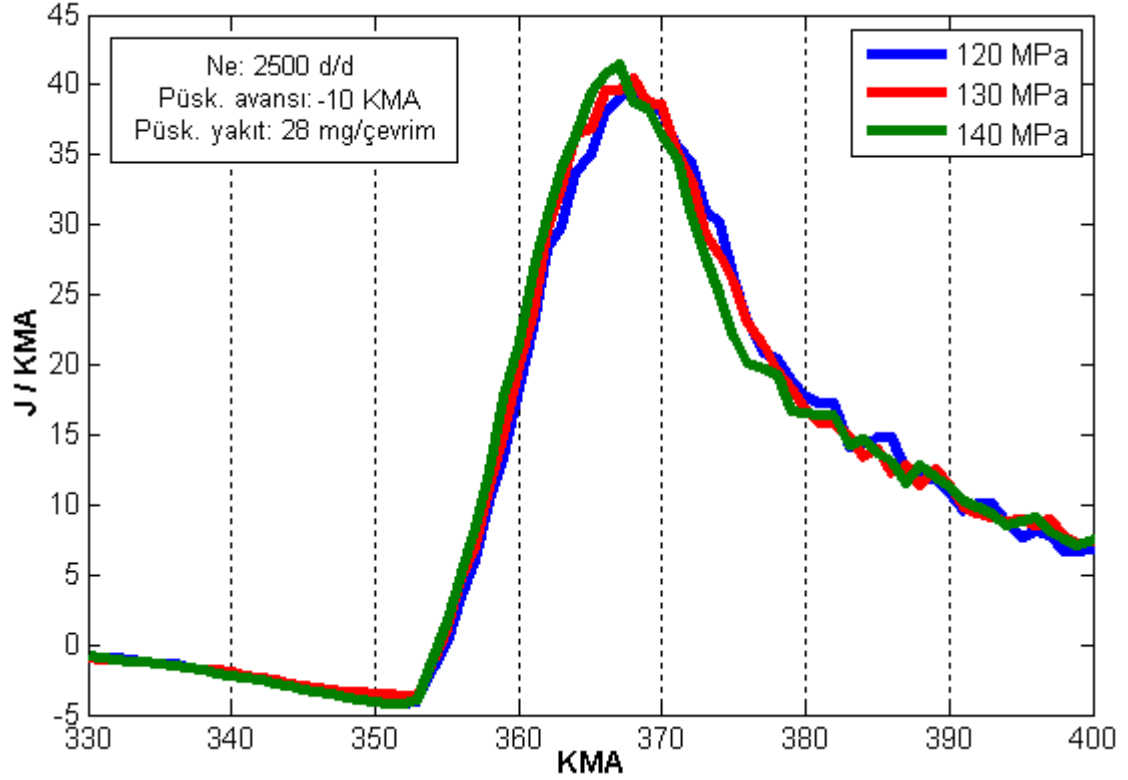
Şekil 5.20 -5° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları



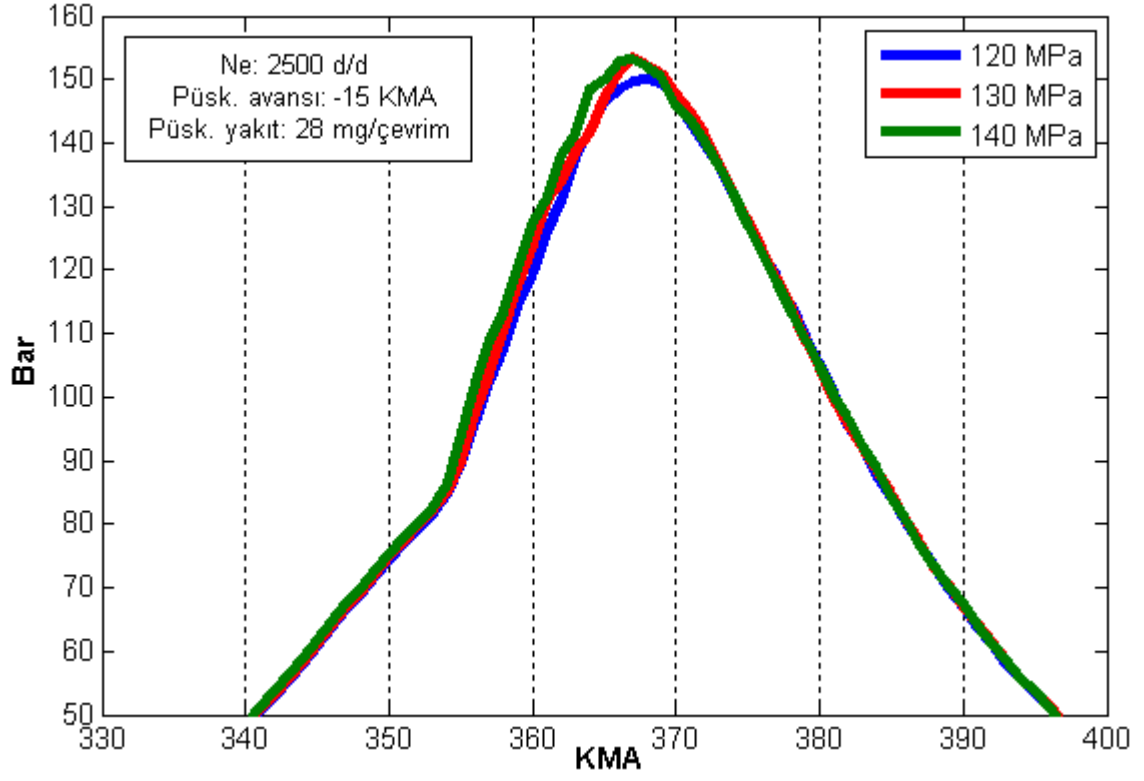
Şekil 5.21 -5° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları



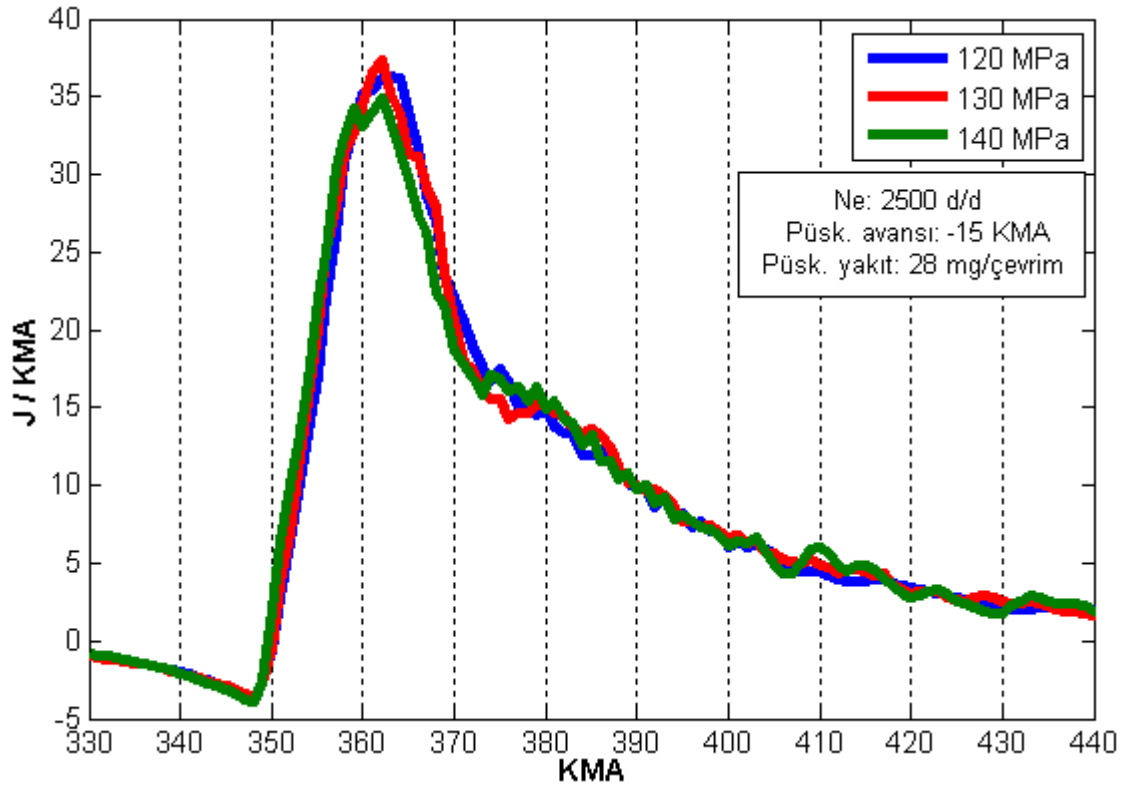
Şekil 5.22 -10° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları



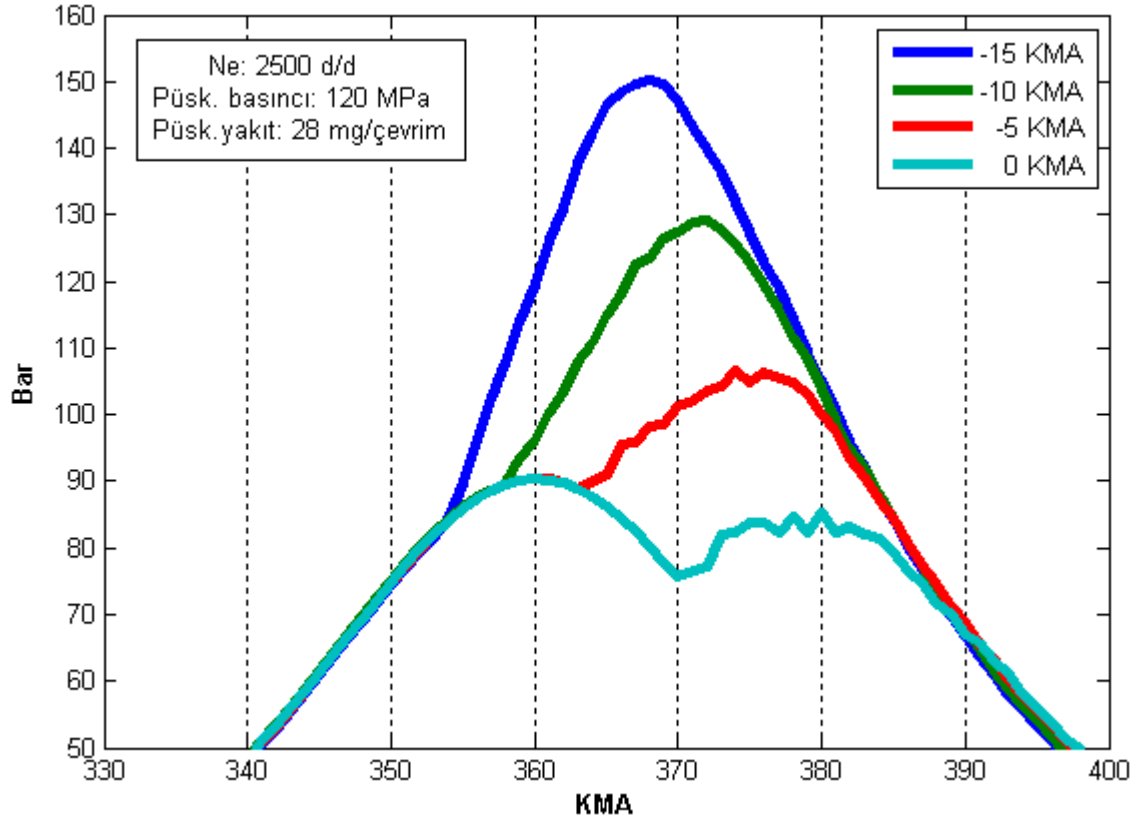
Şekil 5.23 -10° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları



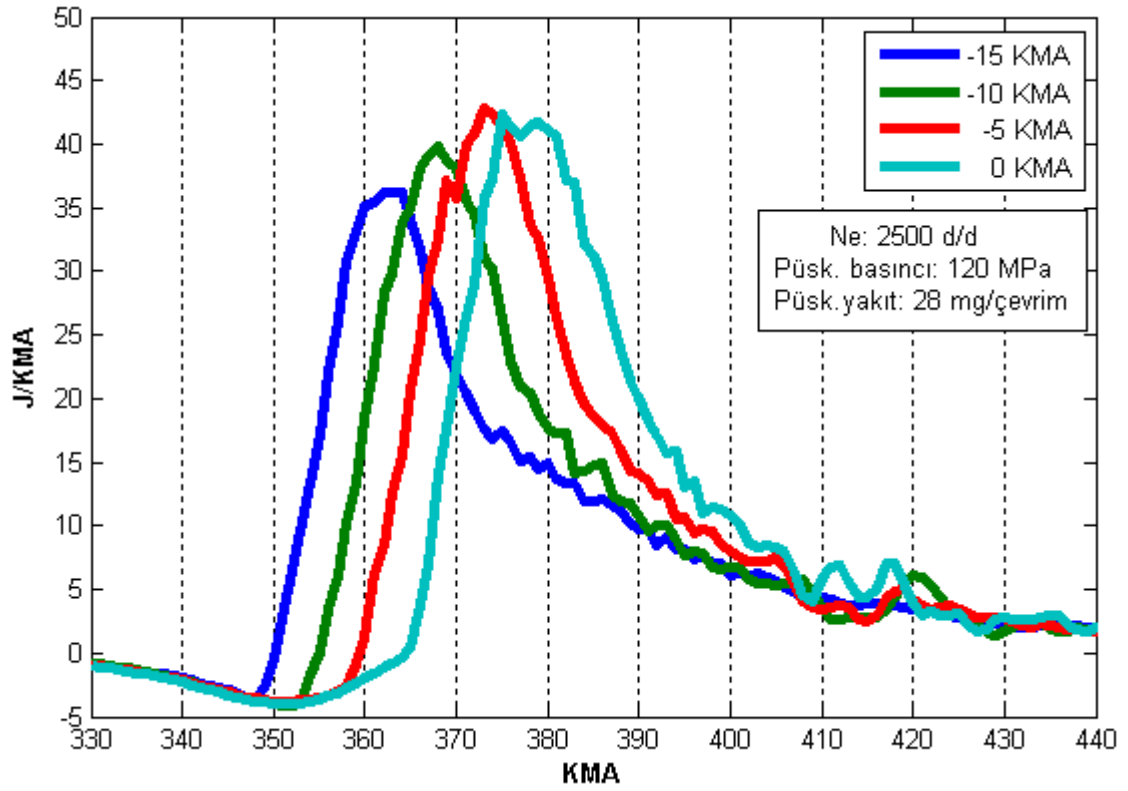
Şekil 5.24 -15° KMA püskürtme avansı değerindeki silindir içi basınçları



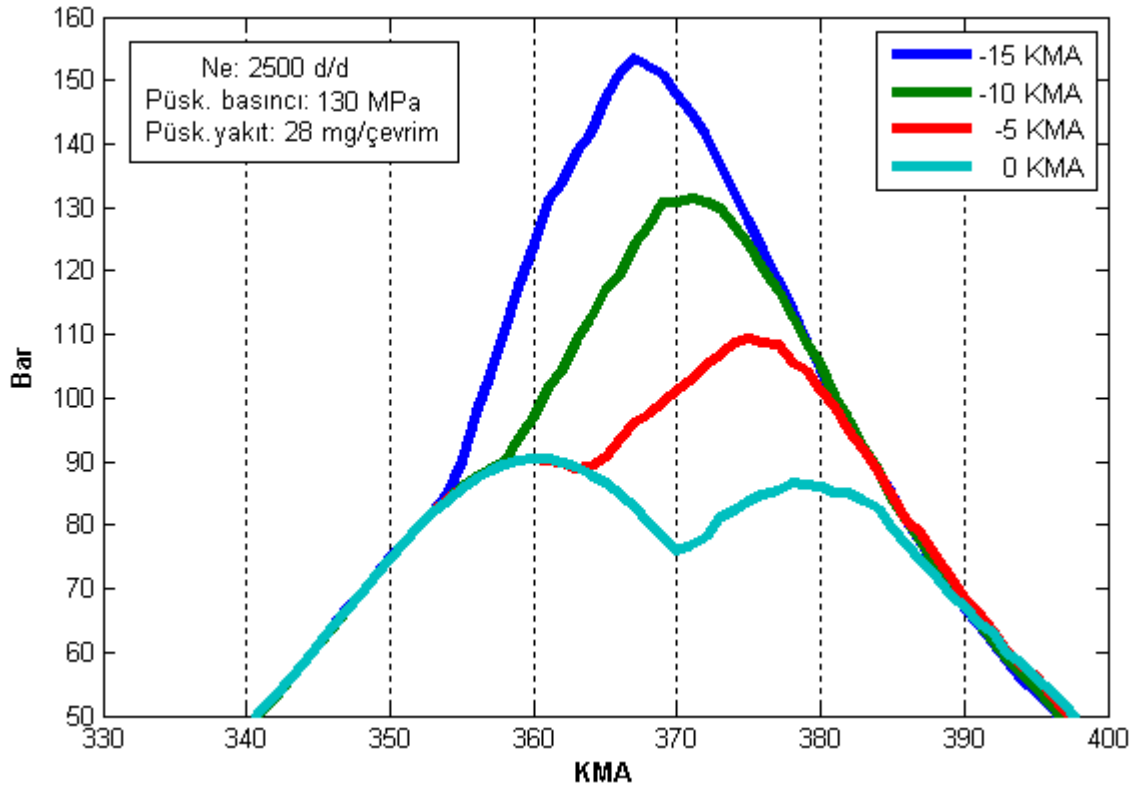
Şekil 5.25 -15° KMA püskürtme avansı değerindeki ısı açığa çıkışı oranları



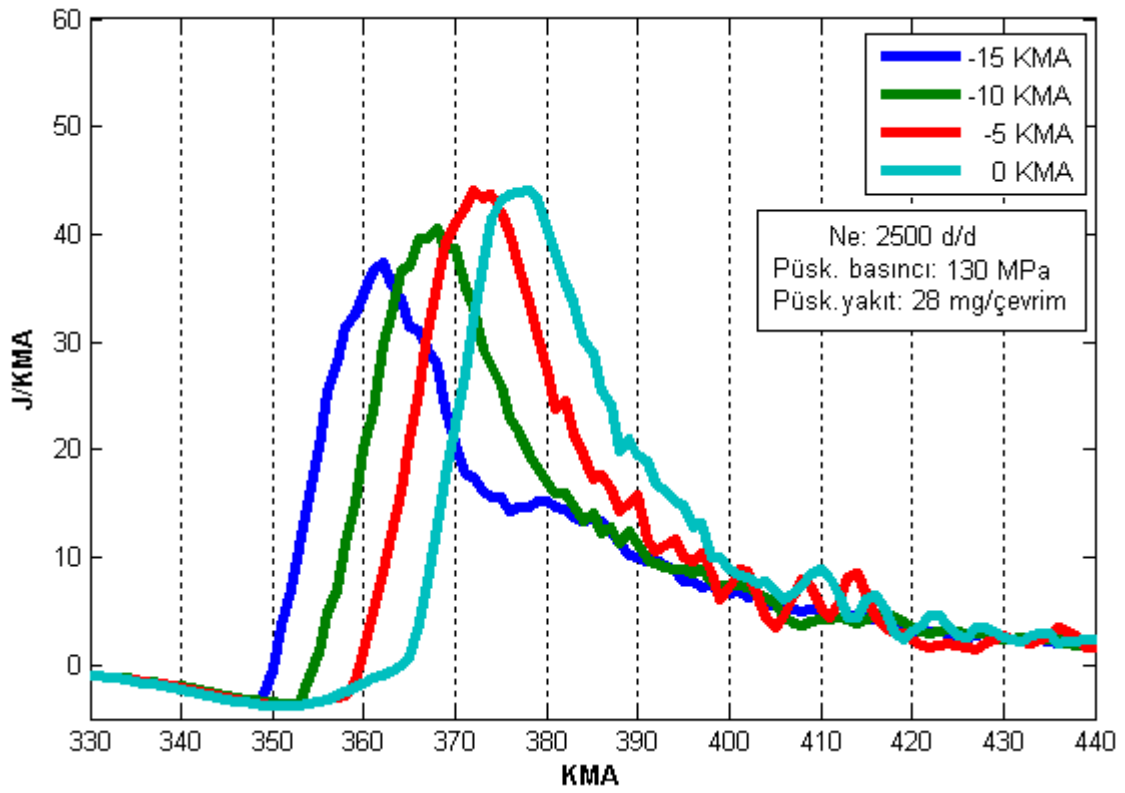
Şekil 5.26 120 MPa püskürtme basıncında elde edilen silindir içi basınçları



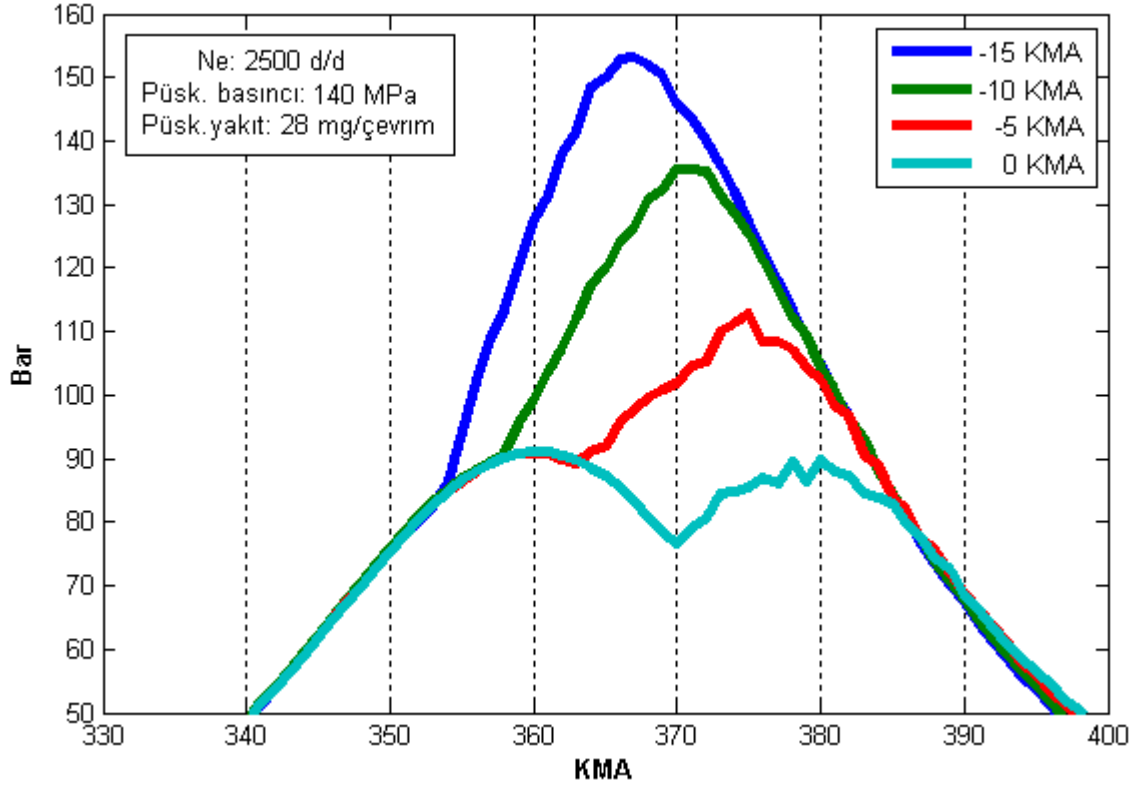
Şekil 5.27 120 MPa püskürtme basıncındaki ısı açığa çıkış oranları



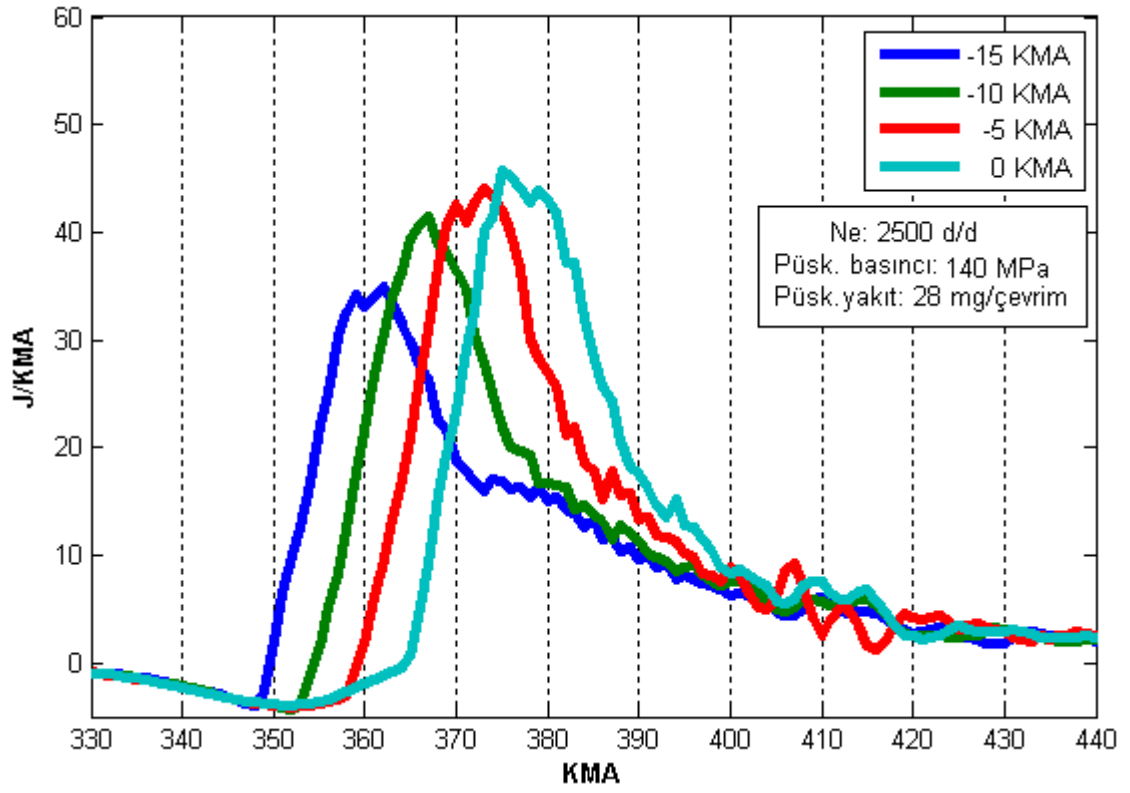
Şekil 5.28 130 MPa püskürtme basıncında elde edilen silindir içi basınçları



Şekil 5.29 130 MPa püskürtme basıncındaki ısı açığa çıkış oranları



Şekil 5.30 140 MPa püskürtme basıncında elde edilen silindir içi basınçları



Şekil 5.31 140 MPa püskürtme basıncındaki ısı açığa çıkış oranları

Silindir içi basınç ölçümü her bir krank açısında gerçekleştirilmiştir. Termodinamiğin birinci yasasının çözümlemesiyle elde edilen içten yanmalı motorlar için ısı yayılımı ifadeleri kullanılarak bir MATLAB programı yazılmış ve bu program ile ısı yayılım analizleri yapılmıştır. Isı yayılımı modellenmesi ile motor gücü, toplam ısı yayılımı, ısı yayılım dağılımı, silindir içi sıcaklıklar, yanma zamanlaması ve yanma oranı gibi bir içten yanmalı motor performansı hakkında oldukça önemli bilgilere ulaşılabilmektedir. Ayrıca ısı yayılımı analizi sonucunda egzoz emisyonları hakkında da fikir yürütülebilmek mümkündür.

-15°, -10°, -5° ve 0° KMA püskürtme avanslarında silindir içi basınç ve püskürtme sinyali ile elde edilen anlık basınç ve bu basınçlara karşılık gelen krank açıları MATLAB programında yazılan bir kod ile işlenerek anlık ısı yayılımı-krank açısı grafikleri elde edilmiştir. Bu grafiklerde püskürtme basıncı arttıkça silindir içi basıncın arttığı ve ısı açığa çıkış oranının da -15° KMA avans değeri haricinde arttığı görülmüştür. Püskürtme avansının ÜÖN'ye yaklaştırılması silindir içi basınç değerleri azalmıştır.

Isı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, en yüksek değer 0° KMA avansta gerçekleştiği görülmektedir. Her şart için püskürtme basıncı artırıldığında, yanma oranının arttığı, ısı açığa çıkış eğrisinin eğiminin artışından anlaşılmaktadır. -15° KMA avans hariç diğer tüm deneylerde maksimum ısı açığa çıkış oranı değeri püskürtme basıncının artışı ile doğru orantılı artarken -15° KMA avans değerinde 140 MPA püskürtme basıncı ile yanmanın olumsuz etkilendiği görülmüştür. Bu durum THC emisyonunu da benzer doğrultuda etkileyerek azalması beklenen noktalarda artmasına neden olmuştur.

6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma dört silindirli turboşarjlı bir diesel motorunda 2500 d/d sabit motor devrinde, çevrim başına sabit 28 mg yakıt püskürtülmesiyle, 120-130-140 MPa püskürtme basıncı ve -15° , -10° , -5° ve 0° KMA (ÜÖN'den sonra) püskürtme avansı değerlerinde gerçekleştirilerek, motor performans ve egzoz emisyonlarına olan etkileri araştırılıp analiz edilmiştir.

Motor momenti -10° KMA püskürtme avans değeri ve 140 MPa püskürtme basıncında 141,4 Nm ile en yüksek değerini almıştır. Püskürtme avansının bu değerden sonra azaltılmasıyla motor momenti azalmıştır. Bununla birlikte tüm avanslar için, püskürtme basıncının arttırılmasıyla motor momentinde artış gözlenmiştir. Bu durum karışımın hazırlığı aşamasında harcanan süre ile ilişkilendirilebilir, zira her avans değeri için artan püskürtme basıncı ile birlikte bu sürenin azaldığı ve momentin arttığı şekilde görülmektedir. Avansın -10° KMA değerinden daha fazla arttırılması durumunda moment artışı olmayışı sıkıştırma stroğundaki negatif işin ve toplam sürtünme işinin artışı işaret ederken bu yaklaşımı maksimum silindir içi basıncı değerleri de doğrular niteliktedir. Motor gücü ifadesi motor momenti ve motor devrine bağlı olarak değişmektedir. Deneyler sabit motor devrinde gerçekleştirildiğinden motor momentindeki değişim gücü direkt olarak etkilemiştir. Bu yüzden motor gücündeki değişim, motor momentine benzer bir eğilimde gerçekleşmiştir. Motor gücü -10° KMA püskürtme avansı ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde 37,03 kW ile en yüksek değerini almıştır. Püskürtme avansının bu değerden sonra azaltılmasıyla motor gücü azalmıştır. Püskürtme basıncının arttırılmasıyla motor gücü artmıştır.

Püskürtme basıncı arttırıldıkça artan P_{max} -15° KMA püskürtme avansı ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde 151,6 bar ile en yüksek değerini almıştır. Püskürtme avansı azaltıldıkça P_{max} değeri azalmıştır. Yakıt enjeksiyonun erken gerçekleştirilmesi ile erken başlayan ısı girişi sonucunda yüksek avans değerlerinde silindir içi basınç artmıştır. Eşit avans açısında püskürtme basıncının artışı ile artan silindir içi basıncı tutuşmanın daha erken başladığını göstermektedir.

Özgül yakıt tüketimi 226,9 g/kWh olan en düşük değerini -15° KMA püskürtme avansı ve 130 MPa püskürtme basıncı değerlerinde almıştır. ÖYT değerinin püskürtme basıncının arttırılmasıyla genelde düştüğü görülmektedir. Püskürtme avansının azaltılmasıyla ÖYT artmıştır. Püskürtme avansının arttırılması ile -10° KMA avans değerinden sonra ÖYT'nin azalmadığı görülmüştür, bu bağlamda üzerinde çalışılmış olan motor için optimum püskürtme

değerinin -10° KMA olduğu anlaşılmıştır. Artan avans ile beklenen güç artışının -15° KMA değerinde gerçekleşmeyişinin temel sebebi, yüksek olan silindir içi basınç sebebiyle düşen termik verim ve sürtünmeye harcanan iş miktarının fazlaşması olduğu ÖYT ve P_{max} grafikleri birlikte değerlendirildiğinde görülmektedir.

CO emisyonu 0,23 g/kWh olan en düşük değerini maksimum gücün elde edildiği -10° KMA püskürtme avansı ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde almıştır. Püskürtme avansının azaltılmasıyla CO emisyonu değeri artmıştır. Püskürtme basıncının artırılmasıyla tanecik çapı küçülen yakıt parçacıklarının hava ile daha iyi karışarak yanmanın iyileşmesiyle CO emisyonu değeri azalmıştır.

CO₂ emisyonu -15° KMA püskürtme avansı ve 130 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. Püskürtme avansı azaldıkça CO₂ emisyonu artmıştır. Bu durum artan ÖYT ile ilişkilendirilebilir, zira verilen emisyon değerleri özgül değerler olduğu için giren yakıt miktarının ve gücün fonksiyonu olarak değişim göstermektedirler, CO₂ emisyonu düşük avans değerlerinde artan ÖYT ile doğru orantılı olarak artmıştır.

NO emisyonu 0° KMA püskürtme avansı ve 120 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. Püskürtme avansı ve püskürtme basıncı arttırıldıkça NO emisyonu artmıştır. Püskürtme basıncının arttırılması ile iyileşen yanma sonucu artan motor gücü ve egzoz sıcaklıklarına bağlı olarak NO artmıştır. HRR eğrilerinin eğimlerine bakıldığında püskürtme basıncının artışı ile eğim artmış ve daha hızlı bir ısı açığa çıkışı gözlemlenmiştir. NO emisyonunun artışına etki eden bu faktör daha kısa sürede daha fazla yakıtın yanması ile alev içerisinde oluşan NO miktarını artırmıştır. NO_x emisyonu NO emisyonu ile benzer şekilde 0° KMA püskürtme avansı ve 120 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. NO emisyonu açıklanırken anlatılanlara benzer sebeplerle püskürtme basıncının ve püskürtme avansının arttırılması NO_x emisyonunu da arttırmıştır.

Yapılan çalışmada THC emisyonu en yüksek değerini 0° KMA püskürtme avansında elde etmiştir. Artan püskürtme avansı ile THC emisyonunun azaldığı, püskürtme basıncının artışı ile genel olarak artış eğilimi sergilediği görülmüştür. O₂ emisyonu -15° KMA püskürtme avansı ve 120 MPa püskürtme basıncı değerinde en düşük değerini almıştır. Püskürtme avansı azaldıkça O₂ emisyonu artmıştır.

İs, eksik yanma ile ortaya çıkan yanmamış karbonların toplanmasıyla oluşan zerreciklerdir. İs oluşumu yanma odasındaki sıcaklığa, oksijen miktarına ve tutuşma gecikmesi süresine bağlıdır. Eğer is zerrecikleri yanma odasında yeterli sıcaklık, oksijen ve zamanı bulamazlarsa

is artmaktadır. -15° ve -10° KMA püskürtme avanslarında ve 140 MPa püskürtme basıncı değerinde is en düşük değerlerini almıştır. Püskürtme avansı ve püskürtme basıncı arttırıldıkça açığa çıkan is miktarı azalmıştır.

Silindir içi basınç ölçümü her bir krank açısında gerçekleştirilmiştir. Termodinamiğin birinci yasasının çözülmesiyle elde edilen içten yanmalı motorlar için ısı yayılımı ifadeleri kullanılarak bir MATLAB programı yazılmış ve bu program ile ısı yayılım analizleri yapılmıştır. Isı yayılımı analizi ile motor gücü, toplam ısı yayılımı, ısı yayılım dağılımı, silindir içi sıcaklıklar, yanma zamanlaması ve yanma oranı gibi bir içten yanmalı motor performansı hakkında oldukça önemli bilgilere ulaşılabilmektedir. Ayrıca ısı yayılımı analizi sonucunda egzoz emisyonları hakkında da fikir yürütülebilmek mümkündür.

-15° , -10° , -5° ve 0° KMA püskürtme avanslarında silindir içi basınç ve püskürtme sinyali ile ısı yayılımı grafikleri elde edilmiştir. Bu grafiklerde püskürtme basıncı arttıkça silindir içi basıncın arttığı ve ısı açığa çıkış oranının da -15° KMA avans değeri haricinde arttığı görülmüştür. Püskürtme avansının ÜÖN'ye yaklaştırılması silindir içi basınç değerleri azalmıştır.

Isı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, en yüksek değer 0° KMA avansta gerçekleştiği görülmektedir. Her şart için püskürtme basıncı arttırıldığında, yanma oranının arttığı, ısı açığa çıkış eğrisinin eğiminin artışından anlaşılmaktadır. -15° KMA avans hariç diğer tüm deneylerde maksimum ısı açığa çıkış oranı değeri püskürtme basıncının artışı ile doğru orantılı artarken -15° KMA avans değerinde 140 MPa püskürtme basıncı ile yanmanın olumsuz etkilendiği görülmüştür. Bu durum THC emisyonunu da benzer doğrultuda etkileyerek azalması beklenen noktalarda artmasına neden olmuştur.

Deney sonuçlarına göre, püskürtme basıncının arttırılmasıyla motor gücü, momenti, P_{max} , HRR ile NO, NO_x , O_2 emisyonları artmış, ÖYT, CO emisyonu ve is azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılmasıyla ÖYT ile CO, O_2 , THC emisyonları ve is artmış, motor gücü, momenti, P_{max} ile NO, NO_x emisyonları azalmıştır.

KAYNAKLAR

- Badami, M., Nuccio, P. ve Trucco, G., (1999), “Influence of Injection Pressure on the Performance of a DI Diesel Engine with a Common Rail Fuel Injection System”, SAE International, Paper No: 1999-01-0193.
- Bakar, R. A., İsmail, A.R. ve İsmail, S., (2008), “Fuel Injection Pressure Effect on Performance of Direct Injection Diesel Engines Based on Experiment”, American Journal of Applied Sciences, 5-3: 197-202.
- Brunt F.J.M., Rai, H. ve Emtage, A.L., (1996), “The Calculation of Heat Release Energy from Cylinder Pressure Data”, SAE International, Paper No: 981052.
- Brunt, F.J.M. ve Platts, C.K., (1999), “Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines”, SAE International, Paper No: 1999-01-0187.
- Çelikten, İ., (2003), “An Experimental Investigation of the Effect of the Injection Pressure on Engine Performance and Exhaust Emission in Indirect Injection Diesel Engines”, Applied Thermal Engineering, 23: 2051–2060.
- Desantes, J.M., Benajes J., Molina S. ve Gonzalez, C.A., (2004) “The modification of The Fuel Injection Rate in Heavy-Duty Diesel Engines” Part 1: Effects on Engine Performance and Emissions, Applied Thermal Engineering, 24:2701-2714.
- Desantes, J.M., Benajes J., Molina S. ve Gonzalez, C.A., (2004) “The modification of The Fuel Injection Rate in Heavy-Duty Diesel Engines” Part 2: Effects on Combustion, Applied Thermal Engineering, 24:2715-2726.
- Doğru, B., (2007), Enjektör Parametrelerinin Motor Performansına Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Egnell, R., (2001), “Comparison of Heat Release and NOx Formation in a DI Diesel Engine Running on DME and Diesel Fuel”, SAE International, Paper No: 2001-01-0651.
- Ergeneman, M., Mutlu, M., Kutlar, O.A. ve Arslan, H., (1998), Taşıtlardan Kaynaklanan Egzoz Kirleticileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Ford Technical Service Training, (2008), “Diesel Injection and Engine Management Systems Common Rail Systems - Siemens” Ford-Werke GmbH.
- Gardner, T. P., (1992), “Investigation of the Effects of Engine Design Parameters on Diesel Combustion and Emissions Using Taguchi Methods”, SAE International, Paper No: 920116
- Guzella, L., Amstutz., (1998), “Control of Diesel Engines” , IEEE, 0272-1708/98: 53-71.
- Heywood, J.B., (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York.
- Hountalas, D.T., Kouremenos D.A., Binder, K.B., Schwarz, V. ve Mavropoulos, G.C., (2003), “Effect of Injection Pressure on the Performance and Exhaust Emissions of a Heavy Duty DI Diesel Engine”, SAE International, Paper No: 2003-01-0340.

İçingür Y. ve Altıparmak D., (2003) “Experimental Analysis of the Effects of Fuel Injection Pressure And Fuel Cetane Number on Direct Injection Diesel Engine Emissions”, Turkish J. Eng. Env. Sci., 291 – 297.

İlkılıç, C., (2008), “Bir Dizel Motorunda Enjeksiyon Basıncının Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması”, Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi, 20-3: 483-491.

Jayashankara, B. ve Ganesan V., (2010), “Effect of Fuel Injection Timing and Intake Pressure on the Performance of a DI Diesel Engine – A parametric study using CFD”, Energy Conversion and Management 51: 1835–1848.

Kannan, K. ve Udayakumar, M., (2010), “Experimental Study of the Effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance and Emission”, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 5-5: 42-45.

Kumar, R., Reader, T.G. ve Zheng, M., (2004), “Apreliminary Study of Ignition Consistency and Heat Release Analysis for a Common-Rail Diesel Engine”, SAE International, Paper No: 2004-01-932.

Mallamo, F., Badami, M. ve Millo, F., (2005), “Effect of Compression Ratio and Injection Pressure on Emissions and Fuel Consumption of a Small Displacement Common Rail Diesel Engine”, SAE International, Paper No: 2005-01-0379.

Mollenhauer, K. ve Tschoeke H., (2010), Handbook of Diesel Engines, Springer, Berlin.

Okur, M., Sekmen, Y. ve Çınar, C., (2003), “Tek Silindirli Bir Dizel Motorunda Bazı İşletme Parametrelerinin Performansa ve İş Oluşumuna Etkilerinin Deneyisel Olarak İncelenmesi”, Teknoloji, 1-2: 97-102.

Pierpont, D.A. ve Reitz, R.D., (1995), “Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on D.I. Diesel Emissions and Performance”, SAE International, Paper No: 950604.

Safgönül, B., Arslan, H.E., Ergeneman, M. ve Soruşbay, C. (1999) İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, İstanbul.

Salman, S. ve Topgül, T., (2001), “Bir Dizel Motorunda Enjeksiyon Basıncının Motor Performansına, Soğutma Suyu ve Egzoz Gazı Yoluyla Kaybedilen Isı Enerjisine Etkisi”, Politeknik Dergisi, 4-2: 27-30

Sekmen, Y., Çınar, C., Erduranlı, P. ve Boran, E., (2004), “Dizel Motorlarında Enjeksiyon Basıncı ve Maksimum Yakıt Miktarının Motor Performansı ve Duman Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi”, Politeknik Dergisi, 7-4: 321-326.

Shundoh, S., Kakegawa, T. ve Tsujimura. K., (1991), “The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection”, SAE International, Paper No: 910489.

Tennison, P. J. ve Reitz, R., (2001), “An Experimental Investigation of the Effects of Common-Rail Injection System Parameters on Emissions and Performance in a High-Speed

Direct-Injection Diesel Engine”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, 123:167-174.

Yavaşlıoğlu, İ., (1988), İçten Yanmalı Motorlar, Eğitim Yayınları A.Ş., İstanbul.

Zhao H. ve Ladommatos N., (2001), Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics, SAE Book., Warrendale.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 03.05.1986

Doğum Yeri Kdz Ereğli

Lise 2001-2004 Alaplı Anadolu Lisesi

Lisans 2004-2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı Kurum

2009-2010 YTÜ Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Otomotiv Anabilim Dalı Asistan Öğrenci