

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI YAKIT KARIŞIMLARININ VE ÇALIŞMA  
PARAMETRELERİNİN HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE  
ATEŞLEMELİ MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Ahmet MURCAK**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA EĞİTİMİ**  
**Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmet ÇEVİK**  
**Ortak Danışman : Doç. Dr. Can HAŞİMOĞLU**

**Ocak 2012**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI YAKIT KARIŞIMLARININ VE ÇALIŞMA  
PARAMETRELERİNİN HOMOJEN DOLGULU  
SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTOR  
PERFORMANSINA ETKİLERİ

DOKTORA TEZİ

Ahmet MURCAK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA EĞİTİMİ

Bu tez 12/01/2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

  
Prof. Dr.  
İ. Ayhan ŞENGİL  
Jüri Başkanı

  
Prof. Dr.  
İsmet ÇEVİK  
Üye

  
Doç. Dr.  
Murat KARABEKTAŞ  
Üye

  
Doç. Dr.  
Can ÇINAR  
Üye

  
Doç. Dr.  
Hüseyin BAYRAKÇEKEN  
Üye

## ÖNSÖZ

Dünyadaki enerji talebi gittikçe artmakta, bunun yanında kullanılan enerji kaynakları ise gittikçe azalmaktadır. Günümüzde araçların az yakıt tüketmesi ve çevreye daha az zarar vermesi hem ülkeler hem de kullanıcılar için bir gereklilik haline gelmiştir. Özellikle 1970'lerde başlayan enerji krizi ile araçların daha az yakıt tüketmeleri konusunda araştırmalar başlamış ve bugüne kadar araçların yakıt tüketimi taşıt tipine bağlı olarak % 50 ile % 300 arasında değişen oranlarda azaltılabilmektedir. Bu problemlerin çözülebilmesi için araştırmacılar, günümüzde kullanılan geleneksel motor teknolojilerine oranla nispeten yeni bir teknoloji olan homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HKSA) motorlar üzerine eğilmişlerdir. Bu çalışmada, farklı yakıt ve çalışma parametrelerinin kullanımının HKSA motor performans parametrelerine etkisi incelenmiştir.

Çalışmalarım sırasında desteklerini esirgemeyen danışmanım Sn. Prof. Dr. İsmet ÇEVİK'e, katkı ve yorumlarından ötürü Sn. Doç. Dr. Can HAŞİMOĞLU'na, deneysel çalışmalardaki yardımlarından ötürü Sn. Yrd. Doç. Dr. Vezir AYHAN'a, Sn. Arş. Gör. Gökhan ERGEN'e, Sn. Tek. Öğr. Yalçın ŞENTÜRK'e, Sn. Tek. Öğr. Hayrettin KOÇ'a, Sn. Tek. Öğr. Metin ÇETİNKAYA'a Sn. Tek. Öğr. İsmail BEKAR'a, Sn. Tek. Öğr. Yılmaz DANACI'ya, desteklerinden dolayı Gölcük Mesleki Eğitim Merkezi idarecilerine, Teori Elektrik Sanayi Ticaret Limitet Şirketine, teşekkürlerimi sunarım. Bu çalışma SAÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu tarafından desteklenmiştir.

Çalışmalarım boyunca bana vermiş oldukları destek ve göstermiş oldukları sabır için anneme, babama ve ablama gönülden teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER .....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORLAR (SAM).....	5
2.1. Dizel Motorlarında Karışım Hazırlama Teknikleri.....	5
2.1.1. Direkt Püskürtme (DI).....	5
2.1.2. Endirekt Püskürtme (IDI).....	7
2.2. Dizel Motorlarında Kullanılan Yakıtlardan İstenilen Özellikler .....	7
2.3. Dizel Motorlarında Yanma.....	9
2.3.1. Tutuşma Gecikmesi (TG).....	10
2.3.2. Ani Yanma Safhası.....	11
2.3.3. Kontrollü Yanma Safhası.....	12
BÖLÜM 3.	
HOMOJEN KARIŞIMLI SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORLAR	13
3.1. HKSA Motorlarda Yanmanın Temelleri.....	13
3.1.1. Karışım Oluşumu.....	14

3.1.2. Karışımın Kendiliğinden Tutuşması.....	14
3.1.3. Isı Yayılımı ve Yanma Kontrolü.....	15
3.2. İşletme ve Tasarım Parametrelerinin HKSA Motorların Performansına etkileri.....	16
3.2.1. Emme Hava Sıcaklığı.....	17
3.2.2. Sıkıştırma Oranı.....	17
3.2.3. EGR.....	17
3.2.4. Su Püskürtme.....	18
3.2.5. Doldurma Basıncı.....	18
3.2.6. Motor Hızı.....	19
3.3. Homojen Karışım Sıkıştırma İle Ateşlemeli Motor Yakıtlarından İstenilen Özellikler.....	19
3.4. Hidrokarbon Esaslı HKSA Motor Yakıtları.....	21
3.4.1. Benzin Yakıtlı HKSA Motorlar.....	21
3.4.2. Dizel Yakıtlı HKSA Motorlar.....	21
3.5. Homojen Karışım Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlardaki (HKSA) Karışım Hazırlama Teknikleri.....	23
3.5.1. Emme Portuna Yakıt Püskürtme Metodu.....	23
3.5.2. Silindir İçerisine Erken Yakıt Püskürtme Metodu.....	25
3.5.3. Silindir İçerisine Geç Yakıt Püskürtme Metodu.....	28
3.6. HKSA Motorlarda Kullanılabilecek Alternatif Yakıtlar.....	30
3.6.1. Metanol ve Etanol.....	31
3.7. HKSA Motorlarda Kullanılabilecek Yakıt Katkı Maddeleri.....	31
3.7.1. Dimetil Eter (DME).....	32
3.7.2. Dimetoksi Metan (DMM) ve Dietil Eter (DEE).....	33
3.7.3. Di-tertiary Butil Peroksit (DTBP).....	33
3.7.4. 2-Etilheksil Nitrat (2-EHN).....	33
3.7.5. Fischer – Tropsch Dizel (F – T Dizel).....	34
3.7.6. Benzin – Dizel Yakıt Karışımları .....	35
3.8. Kaynak Araştırması .....	35

#### BÖLÜM 4.

MATERYAL VE METOT.....	48
------------------------	----

4.1. Materyal.....	48
4.1.1. Deney Motoru. ....	48
4.1.2. Deney Düzeneği.....	49
4.1.2.1. Dinamometre.....	50
4.1.2.2. Kronometre.....	51
4.1.2.3. Hava Debisinin Ölçümü.....	51
4.1.2.4. Yakıt Tüketiminin Ölçümü.....	52
4.1.2.5. Motor Hızı Ölçümü.....	52
4.1.2.6. Püskürtme Sistemi.....	53
4.1.3. Yakıt Özellikleri.....	55
4.2. Belirsizlik Analizi.....	56
4.3. Ölçüm Yöntemi.....	60
4.4. Hesaplama Yöntemi.....	62
4.4.1. Motor Momenti.....	62
4.4.2. Motor Gücü.....	63
4.4.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi.....	63
4.4.4. Ön Karışım Oranının Hesaplanması.....	64

## BÖLÜM 5.

ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	66
5.1. Tam Yük Değişik Devir Deneşleri.....	66
5.1.1. 183 Bar Püskürtme Basıncındaki Deney Verileri.....	67
5.1.1.1. Efektif Güç.....	67
5.1.1.2. Döndürme Momenti.....	71
5.1.1.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi.....	76
5.1.2. 163 Bar Püskürtme Basıncındaki Deney Verileri.....	81
5.1.2.1. Efektif Güç.....	81
5.1.2.2. Döndürme Momenti.....	86
5.1.2.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi.....	91
5.1.3. 203 Bar Püskürtme Basıncındaki Deney Verileri.....	95
5.1.3.1. Efektif Güç.....	95
5.1.3.2. Döndürme Momenti.....	100
5.1.3.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi.....	103

5.2. Sabit Devir Değişik Yük Deneyleri.....	107
5.2.1. Etanol Ön Karışım Deneyleri.....	107
5.2.2. Benzin Ön Karışım Deneyleri.....	110
5.3. Tam HKSA Deneyi.....	113
BÖLÜM 6.	
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	115
KAYNAKLAR.....	120
ÖZGEÇMİŞ.....	132

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Ah	: Amper saat
HC	: Hidrokarbon
Hu	: Alt ısı değer (MJ/kg)
NO <sub>x</sub>	: Azot oksit
PM	: Partikül madde
ss	: Salise
A.Ö.N.	: Alt ölü nokta
BAM	: Buji ile ateşlemeli motor
BTDC	: Üst ölü nokta öncesi (Before top dead center)
CFR	: Cooperative Fuel Research
CNG	: Sıkıştırılmış doğalgaz
COV	: Değişim katsayısı
DME	: Dimetil eter
DMM	: Dimetoksi metan
DEE	: Dietil eter
DTBP	: Di-tertiary butil peroksit
DI	: Direkt enjeksiyon
DI-HKSA	: Direkt enjeksiyonlu homojen karışimli sıkıştırma ile ateşleme
dp/dt	: Basınç artış hızı
2-EHN	: 2-Etilheksil nitrat
EGR	: Egzoz gazı resirkülasyonu
FTG	: Fiziksel tutuşma gecikmesi
F-T diesel	: Fischer-tropsch dizel
GTL	: Gazdan sıvıya dönüştürme
HTR	: Yüksek sıcaklık reaksiyonu
HCCI	: Homogeneous charge compression ignition



HKSA	: Homojen karışimli sıkıştırma ile ateşleme
HPLI	: Yüksek ön karışimli geç püskürtme
IDI	: Endirekt enjeksiyon
IMEP	: İndike ortalama efektif basınç
IFP	: Institut francais du petrole
KMA	: Krank mili açısı
KTG	: Kimyasal tutuşma gecikmesi
LPG	: Sıvılaştırılmış petrol gazı
LNG	: Sıvılaştırılmış doğalgaz
LTR	: Düşük sıcaklık reaksiyonu
MON	: Motor oktan sayısı
MTBE	: Metil tersiyer-butly ether
MK	: Modulated kinetics
NTC	: Negatif sıcaklık katsayısı
NDAI	: Dar açılı direkt enjeksiyon
ÖYT	: Özgül yakıt tüketimi
PF	: Alev yayılması
PFI	: Port yakıt enjeksiyon
ppm	: Milyonda bir partikül (parts per million)
RON	: Araştırma oktan sayısı
rp	: Ön karışım oranı
rpm	: Dakikadaki devir sayısı (revolutions per minute)
SAM	: Sıkıştırma ile ateşlemeli motor
SENKIN	: Yanma simülasyon paket programı
SI	: Buji ile ateşleme (Spark ignition)
SI-HKSA	: Buji ile ateşlemeli homojen karışimli sıkıştırma ile ateşleme
SS	: Setan sayısı
SCCI	: Kademeli dolgulu sıkıştırma ile ateşleme
TG	: Tutuşma gecikmesi
UNIBUS	: Uniform bully combustion system
Ü.Ö.N.	: Üst ölü nokta
VVA	: Değişken valf sistemi

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Farklı direkt püskürtme sistemleri.....	6
Şekil 2.2.	Endirekt püskürtme sistemi.....	7
Şekil 2.3.	Dizel motorunda yanma safhaları.....	10
Şekil 2.4.	Fiziksel ve kimyasal tutuşma gecikmesi.....	10
Şekil 3.1.	Dar açılı direkt enjeksiyon yanma sistemi.....	28
Şekil 4.1.	Deney motoru.....	48
Şekil 4.2.	Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	49
Şekil 4.3.	Elektrikli dinamometre.....	50
Şekil 4.4.	Deneylerde kullanılan yük hücresi.....	51
Şekil 4.5.	Hava ölçme düzeneği.....	52
Şekil 4.6.	Yakıt ölçme düzeneği.....	52
Şekil 4.7.	Motor devir sensörü ve göstergesi.....	53
Şekil 4.8.	Püskürtme sistemi kontrol cihazı.....	54
Şekil 4.9.	Yazılım geliştirme programı (isis).....	54
Şekil 4.10.	Mikro kontrol yazılımı.....	55
Şekil 4.11.	Ayarlı kam mili muylusu.....	61
Şekil 4.12.	Emme havası ısıtma düzeneği.....	62
Şekil 5.1.	Deney motorunun çalışma bölgeleri.....	66
Şekil 5.2.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	67
Şekil 5.3.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	68
Şekil 5.4.	Dizel - %20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	68
Şekil 5.5.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	69
Şekil 5.6.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	70
Şekil 5.7.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	71
Şekil 5.8.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.....	72
Şekil 5.9.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi...	73

Şekil 5.10.	Dizel - %20 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi...	73
Şekil 5.11.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.....	74
Şekil 5.12.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi....	75
Şekil 5.13.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi....	75
Şekil 5.14.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	76
Şekil 5.15.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	77
Şekil 5.16.	Dizel - %20 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	78
Şekil 5.17.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	79
Şekil 5.18.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	79
Şekil 5.19.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	80
Şekil 5.20.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi.....	82
Şekil 5.21.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi.....	83
Şekil 5.22.	Dizel - %20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi.....	83
Şekil 5.23.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.....	84
Şekil 5.24.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.....	85
Şekil 5.25.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.....	85
Şekil 5.26.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.....	87
Şekil 5.27.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi...	87
Şekil 5.28.	Dizel - %20 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi...	88
Şekil 5.29.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.....	89
Şekil 5.30.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi....	89
Şekil 5.31.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi....	90
Şekil 5.32.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	91
Şekil 5.33.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	92

Şekil 5.34.	Dizel - %20 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	92
Şekil 5.35.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	93
Şekil 5.36.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	94
Şekil 5.37.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	95
Şekil 5.38.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	96
Şekil 5.39.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	97
Şekil 5.40.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	98
Şekil 5.41.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	99
Şekil 5.42.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi .....	99
Şekil 5.43.	Dizel - %5 Benzin karışımı için döndürme momenti eğrisi .....	100
Şekil 5.44.	Dizel - %10 Benzin karışımı için döndürme momenti eğrisi .....	101
Şekil 5.45.	Dizel - %5 Etanol karışımı için döndürme momenti eğrisi .....	102
Şekil 5.46.	Dizel - %10 Etanol karışımı için döndürme momenti eğrisi .....	102
Şekil 5.47.	Dizel - %20 Etanol karışımı için döndürme momenti eğrisi .....	103
Şekil 5.48.	Dizel - %5 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	104
Şekil 5.49.	Dizel - %10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	105
Şekil 5.50.	Dizel - %5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	106
Şekil 5.51.	Dizel - %10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	106
Şekil 5.52.	Dizel - %20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	107
Şekil 5.53.	M90 + E10 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması.....	109
Şekil 5.54.	M80 + E20 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması.....	109

Şekil 5.55.	M70 + E30 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması.....	110
Şekil 5.56.	M90 + B10 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması.....	111
Şekil 5.57.	M80 + B20 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması.....	112
Şekil 5.58.	M70 + B30 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması.....	112
Şekil 5.59.	Benzin ile Motorin tam HKSA özgül yakıt tüketimi değerlerinin karşılaştırılması.....	113

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1.	Alternatif yakıtların özellikleri.....	30
Tablo 3.2.	Yakıt katkı maddeleri özellikleri.....	32
Tablo 4.1.	Deney motorunun teknik özellikleri.....	48
Tablo 4.2.	Dinamometrenin teknik özellikleri.....	50
Tablo 4.3.	Yakıt püskürtme sisteminin teknik özellikleri.....	55
Tablo 4.4.	Yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	56
Tablo 4.5.	Deneyisel bulguların atılması için Chauvenet kriteri.....	59
Tablo 4.6.	Belirsizlik değerleri.....	60

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Homojen Karışım Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlar, Dizel Motoru, Püskürtme Avansı, Alternatif Yakıtlar, Motor Performansı.

Günümüzde araçların az yakıt tüketmesi ve çevreye daha az zarar vermesi hem ülkeler hem de kullanıcılar için bir gereklilik haline gelmiştir. Bu nedenle bilim adamları yeni arayışlar içine girmişlerdir. Bilindiği üzere benzin motorları egzoz gazları emisyonu yönünden avantajlı iken dizel motorları da yakıt tüketimi bakımından avantajlıdır. Son dönemdeki yeni eğilim, silindirlere alınan dolgunun hazırlanmasında bu iki motorun karışım hazırlama işlemlerinin birleştirildiği homojen karışım sıkıştırma ile ateşlemeli (HKSA) motor uygulamasıdır. Homojen karışım sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki yanma işlemi; ne buji ile ateşlemeli motorlardaki gibi alev cephesi şeklinde, ne de sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki gibi difüzyon alevi şeklinde gerçekleşir. Bu yeni yanma teknolojisinde; yanma, yanma odasının her noktasında aynı anda başlamaktadır. Yanmanın bu şekilde gerçekleştirilmesi ile,  $NO_x$  ve partikül madde (PM) emisyonlarında azalma elde edilirken, motor veriminde artışlar olmaktadır.

Bu çalışmada klasik bir dizel motoru homojen karışım ile çalışacak şekilde modifiye edilmiştir. Homojen karışım temin edebilmek için literatürde mevcut olan üç yöntemden ikisi uygulanmıştır. Bunlar; test yakıtının silindir içerisine deney motorunun püskürtme avansı ve püskürtme basıncı değiştirilerek erken püskürtülmesi (erken direkt enjeksiyonlu HKSA yanma metodu) ve test yakıtının tasarlanan enjeksiyon sistemi ile emme manifolduna emme zamanında (port yakıt enjeksiyonlu HKSA yanma metodu) püskürtülmesidir. Bu yöntemlerde; test yakıtı olarak, dizel yakıtıyla %5, %10 ve %20 oranlarında harmanlanmış benzin-etanol ve dizel yakıtı ile ön karışım oluşturacak şekilde %10, %20 ve %30 oranlarında benzin-etanol kullanılmıştır. Ayrıca üçüncü bir yöntem olarak da; ısıtılan emme havası içerisine emme zamanında, tasarlanan enjeksiyon sistemi aracılığı ile benzin püskürtülerek dizel motoru, tam homojen modda çalıştırılmıştır. Yapılan bu deneysel çalışmaların, motor performans parametrelerine etkisi, karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Çalışma sonucunda; mekanik ve ön karışım deneylerinde her iki yakıt karışımı, tam HKSA deneylerinde ise test yakıtı için motor gücü, döndürme momenti ve fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde iyileşmeler gözlenmiştir.

# **EFFECTS OF DIFFERENT FUEL MIXTURES AND OPERATING PARAMETERS TO PERFORMANCE OF HOMOGENEOUS CHARGE COMPRESSION IGNITION ENGINE**

## **SUMMARY**

Key Words: Homogeneous Charge Compression Ignition Engines, Diesel Engine, Injection Timing, Alternative fuels, Engine Performance.

Nowadays reducing fuel consumption of the cars and exhaust gas emissions has become a necessity for both countries and users. Because of this the scientists have begun in new researches. It is well known that gasoline engines have advantages in terms of exhaust emission, but diesel engines have advantages in terms of fuel consumption. Today the new trend is that; during the preparation of the charge which is taken into the cylinder is the application of ignition engine which is homogenous charge compression that for those two combined engine mixture. Homogenous charge compression ignition (HCCI) combustion process occurs neither flame front as spark ignition engines, nor diffusion flame as compression ignition engines. In this new technology; combustion starts in every points of combustion chamber at the same moment. Since the realization of combustion in this way, engine performance will increase while  $\text{NO}_x$  and particle matter (PM) emission decreases.

In this study, a classical diesel engine has been modified to operate with homogenous charge. To obtain homogenous charge, two of the methods, which there are three in literature have been applied. These are; injection advance of test engine for test fuel into cylinder and to be injected early by changing injection impression (early direct injection HCCI combustion method) and to be injected of test fuel with planned injection system and suction stroke into suction manifold. (port fuel injection HCCI combustion method). In these methods, diesel fuel and 5, 10 and 20 % gasoline or ethanol blends and 10, 20 and 30 % gasoline or ethanol premixed and in-cylinder injected diesel fuel were used as test fuels. Besides, as a third method, diesel engine was operated fully on homogenous charge compression ignition mode by injection of gasoline by means of the designed injection system also intake air was heated by an electrical resistant. The effects of those experimental studies to the engine performance parameters were investigated as comparatively.

At the end of the study, it was observed that engine power, torque and brake specific fuel consumption values have been improved in mechanical and premixed fuel experiments for both of test fuels (ethanol-diesel, gasoline-diesel) and in fully HCCI experiments for the test fuel of gasoline.



## **BÖLÜM 1. GİRİŞ**

Dünyadaki enerji talebi gittikçe artmakta bunun yanı sıra kullanılan enerji kaynakları da giderek azalmaktadır. Enerji kaynaklarının önemli kısmını fosil kökenli yakıtlar oluşturmaktadır. Yapılan araştırmalar, dünya petrol rezervlerinin 35-55 yıl, kömür rezervlerinin 175-250 yıl ve doğalgaz rezervlerinin 55-75 yıl sonra tükeneceğini belirtmektedir. Fosil kökenli yakıtların tükenmesinin yanında sebep olduğu kirletici emisyonlar çok önemli çevre problemlerine yol açmaktadır. Yapılan bir araştırmaya göre enerji kaynaklarının kullanımında değişiklik yapılmadığı takdirde, enerji temininde problemler yaşanacağı ve 2030 yılına kadar kirliliğin çevreye etkisinin %50 artacağı belirtilmektedir [1-3].

Enerji kaynağı olarak fosil kökenli yakıtların kullanıldığı alanlardan birisi de, modern toplumlar için vazgeçilmez unsurlardan birisi olan taşıtlardır. Eğer karada, denizde ve havada kullanılan araçlar olmasaydı bugünkü yaşam standartlarına ulaşılmasının mümkün olmayacağı görülmektedir. Günümüzde araçların az yakıt tüketmeleri ve çevreye daha az zarar vermeleri hem ülkeler hem de kullanıcılar için bir zorunluluk haline gelmiştir. Özellikle 1970'lerdeki petrol krizinden itibaren araçların daha az yakıt tüketmeleri konusunda araştırmalar başlamış ve bugüne kadar yakıt tüketiminde taşıt tipine bağlı olarak %50 'den daha yüksek oranlarda azalma sağlanabilmiştir [4,5].

Günümüzdeki taşıtlarda buji ile ateşlemeli motorlar (BAM) ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (SAM) olmak üzere iki tip motor konsepti yaygın olarak kullanılmaktadır. BAM' da, yanma önceden hazırlanmış homojen hava-yakıt karışımının (stokiyometrik hava-yakıt oranına yakın) buji tarafından tutuşturulması ile başlar. Bu motorlarda buji tırnakları arasındaki karışım oranının her çevrimde aynı olmamasından dolayı çevrimsel farklılıklar meydana gelmektedir. Bu durumun motor performansı ve ısı veriminde sebep olduğu olumsuz

etkiler, BAM' ın temel problemlerinden birini oluşturmaktadır [6,7].

Buji ile ateşlemeli motorlarda, silindire alınan hava-yakıt karışımı 7/1–12/1 oranları arasında sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan bu hava-yakıt karışımı ateşlendikten sonra oluşan alev çekirdeği, alev cephesine dönüşerek yanma odasında ilerlemeye başlar ve bütün yanma odasını tarar. Bu motorlarda, buji ile oluşturulan alev nüvesinin etkilediği hacim dışında kalan ve alev cephesi ilerledikçe basınç ve sıcaklığı yükselen karışım (son gaz) kendiliğinden tutuşarak vuruntu adı verilen olaya sebep olur. Motorda fiziksel zarara neden olan vuruntu, son gaz bölgesinin basınç ve sıcaklığı düşürülerek önlenabilmektedir. Basınç ve sıcaklığı düşürmede kullanılan temel yöntemlerden birisi de sıkıştırma oranının düşürülmesidir. Fakat bu yöntem buji ile ateşlemeli motorların veriminin düşmesine neden olmaktadır [6, 8, 9].

BAM' da, görülen diğer problemler ise, yüksek sıcaklıklardan dolayı azot oksit ( $\text{NO}_x$ ), oksijen yetersizliğinden dolayı karbon monoksit (CO) ve tamamlanmamış yanmadan dolayı hidrokarbon (HC) emisyonlarının oluşmasıdır [6].

BAM ve SAM çevrim termodinamiği bakımından birbirlerine benzemekle beraber, karışımın hazırlanması ve yanma mekanizması bakımından farklılıklar göstermektedirler. SAM' da, hava emme zamanda hiçbir engele maruz kalmadan (kısılmadan) silindirlere alınmakta, daha sonra 14/1–22/1 sıkıştırma oranı değerlerinde sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artırılmaktadır [8,10,11]. Sıcaklığı ve basıncı artırılmış hava içerisine direkt olarak püskürtülen yakıt hemen tutuşmamaktadır. Püskürtmenin başlaması ile tutuşmanın ilk görüldüğü ana kadar belirli bir süre geçmektedir. Bu süre tutuşma gecikmesi olarak adlandırılmakta ve bu süre zarfında püskürtülen yakıt buharlaşmakta, tutuşma için gerekli ön reaksiyonlar oluşmaktadır. Bu anda silindir içerisinde yakıt/hava oranı sıfır ile sonsuz arasında değişen birçok nokta bulunmaktadır ve yanma tutuşma için en uygun olan yakıt/hava oranına sahip noktadan başlamaktadır [8,12]. Teorik olarak 1 kg yakıtı yakmak için 15 kg havaya ihtiyaç vardır. Dizel motorlarında iyi bir yanma için bu miktarın 1,5 ile 2 katı kadar hava kullanılmaktadır [10,13]. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar hava fazlalığı (fakir karışım) ile çalışmasına rağmen silindir içerisinde zengin ve fakir karışım bölgeleri oluşmaktadır. Bu durum, zengin karışım bölgelerinde is

emisyonlarının, fakir karışım bölgelerinde ise  $\text{NO}_x$  emisyonlarının yüksek olmasına sebep olmaktadır [6].

BAM ile kıyaslandığında; özgül yakıt sarfiyatının düşük olması, daha fakir karışımla çalışabilmesi ve sıkıştırma oranının yüksek olması sıkıştırma ile ateşlemeli motorların üstünlükleridir. Ayrıca emisyonlar bakımından karşılaştırıldığında sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar, buji ile ateşlemeli motorlara göre; CO ve HC emisyonlarını daha az içermesine karşılık, 2-20 kat fazla  $\text{NO}_x$  ve 30-100 kat fazla duman emisyonu üretmektedir [10,14-17].

İçten yanmalı motorlarda yanma veriminin artması ve egzoz emisyonlarının düşmesi küresel açıdan önemlidir [18]. Günümüzde kullanılan geleneksel buji ile ateşlemeli motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar ile istenilen yanma verimlerine ve emisyon değerlerine ulaşmak zor görünmektedir. Bu nedenle, geleneksel yanma teknolojisinden farklı yeni bir yanma teknolojisine ihtiyaç duyulmaktadır. Son yıllarda araştırmacıların üzerinde yoğunlaştığı bu yeni yanma teknolojisine sahip motor Homojen Karışımli Sıkıştırma ile Ateşlemeli (HKSA) motor kavramıdır [19]. Homojen karışımli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar ve buji ile ateşlemeli motorların avantajları bir araya getirilmektedir. Bu motorlarda karışım, buji ile ateşlemeli motorlarda olduğu gibi silindire alınmadan önce manifoldda hazırlanmakta, hazırlanan bu homojen hava-yakıt karışımı sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda olduğu gibi hiçbir kısılmaya maruz kalmadan silindire alınıp, yüksek sıkıştırma oranlarında sıkıştırılarak, karışımın kendiliğinden tutuşması sağlanmaktadır. Homojen karışımli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki yanma işlemi; ne buji ile ateşlemeli motorlardaki gibi alev cephesi şeklinde, ne de sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki gibi difüzyon alevi şeklinde gerçekleşmektedir. Bu yeni yanma teknolojisinde; yanma, yanma odasının her noktasında aynı anda başlamaktadır. Bu yanma teknolojisi ile çok düşük  $\text{NO}_x$  ve partikül madde (PM) emisyonları ile yüksek yanma verimlerine ulaşılabilir [20].

Bu avantajlarının yanında homojen karışımli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarının çözülmesi gereken iki temel problemi bulunmaktadır. Bunlar; tutuşmanın başladığı noktanın kontrolü ve motorun çalışma aralığının genişletilmesidir [18,21]. Bu iki

problemin çözümü oldukça zordur. Çünkü homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda herhangi bir ateşleme kontrol mekanizması (buji gibi) yoktur. Bu sebeple, emme havası sıcaklığı, sıkıştırma oranı, supap zamanlaması, egzoz gazları resirkülasyonu (EGR) ile yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri gibi parametreler kullanılarak homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki yanma işlemi iyileştirilmeye çalışılmaktadır.

Bu çalışmada; farklı yakıtların ve motor çalışma parametrelerinin (püskürtme basıncı ve avansı) homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun (HKSA) performansına olan etkileri incelenmiştir. Bunun için; direkt püskürtmeli, hava soğutmalı tek silindirli bir dizel motoru, homojen karışimli ile yanma modunda çalışabilecek şekilde modifiye edilmiştir. Bu amaçla karışımın homojenliğini artırabilmek için, iki yöntem kullanılmıştır. İlk olarak; test yakıtlarının (etanol ve benzin) silindir içerisine deney motorunun standart püskürtme açısından ( $25^{\circ}$  ÜÖN'den önce) daha erken olacak şekilde püskürtüldüğü deneyler, ikinci olarak ise; tasarlanan püskürtme kontrol cihazı aracılığı ile test yakıtlarının (etanol ve benzin) emme manifolduna, emme zamanında püskürtüldüğü ön karışım deneyleri ve yine püskürtme kontrol cihazı vasıtasıyla test yakıtının (benzin) emme havasının ısıtıldığı ( $40^{\circ}\text{C}$ ) emme manifolduna, emme zamanında püskürtüldüğü tam HKSA yanma deneyleri gerçekleştirilmiştir.

## **BÖLÜM 2. SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORLAR (SAM)**

Araçlarda; buji ile ateşlemeli motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli motor olmak üzere iki farklı yanma konseptine sahip içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. Bu içten yanmalı motorlardan ikincisi olan sıkıştırma ile ateşlemeli motorların çalışma prensibi 1892 yılında Rudolf Diesel tarafından bulunmuştur. Havanın belirli bir oranda sıkıştırılması sonucu oluşan sıcaklığın, yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığından yüksek olması ilkesine göre çalışan bu motorlara, mucidinin ismi olan Dizel motorları adı verilmiştir. Bu motorlar; yüksek ısı verime sahip olmaları, egzoz emisyonlarının ve yakıt sarfiyatının düşük olması gibi avantajlarından dolayı kara ve deniz taşımacılığı ile elektrik üretimi gibi alanlarda yaygın biçimde kullanılmaktadır [22, 23].

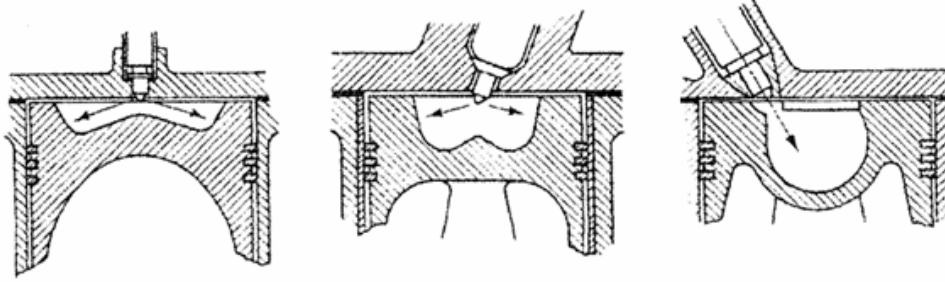
### **2.1. Dizel Motorlarında Karışım Hazırlama Teknikleri**

Aşırı duman veya diğer kirleticiler olmaksızın maksimum güç üretebilecek bir dizel motorunun tasarımı, yanma odası geometrisi, silindir içi hava hareketleri ve yakıt enjeksiyonun uyumu ile mümkündür. Dizel motorlarında karışım teşkili direkt püskürtme (DI) ve endirekt püskürtme (IDI) olmak üzere iki şekilde gerçekleştirilmektedir. Direkt püskürtmeli karışım hazırlama yönteminde yakıt direkt olarak silindir içerisine, piston üzerine püskürtülmektedir. Endirekt püskürtme sisteminde ise yakıt, ana yanma odasına bağlı ayrı bir yanma odasına püskürtülür [12].

#### **2.1.1. Direkt Püskürtme (DI)**

Direkt püskürtme sistemine sahip motorlarda, hava-yakıt karışımı yakıt püskürtme sisteminin kinetik enerjisinden etkilenmektedir. Bu nedenle optimum bir yanma sistemi için yakıt enjeksiyon sistemi tasarımı çok önemli hale gelmektedir [24].

Diğer önemli bir parametre ise silindir içerisindeki hava hareketidir. Direkt püskürtmeli motorlarda genellikle yanma odası piston üzerine açılmış bir oyuk hacimden oluşmakta ve yakıt, enjektörler tarafından piston üzerindeki bu hacme püskürtülmektedir.



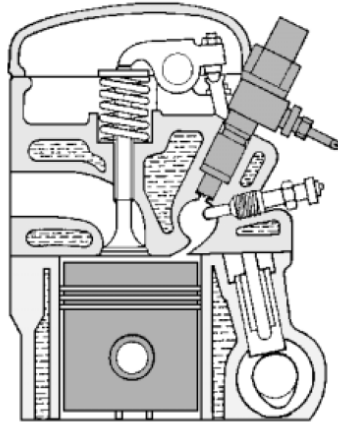
Şekil 2.1. Farklı Direkt püskürtme sistemleri [24]

Silindire alınan havanın türbülansının artırılması, silindir girişi ve piston üzerine açılmış oyuklar vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. İçerideki havanın türbülansının artırılması, hava-yakıt karışımını iyileştirirken hava-yakıt oranı duman sınırını da genişletmektedir. Fakat bu durumda yanma iyileşeceğinden, oluşan yüksek sıcaklıklardan dolayı azot oksit emisyonunda artış görülecektir. İki supaplı motorlarda (silindir başına bir emme ve bir egzoz supabı bulunan) enjektör silindirin merkezinde değildir ve eğik olarak yerleştirilmiştir. Silindir başına dört supaba sahip motorlarda ise; supap sayısının fazla olmasından dolayı pompalama kayıpları minimumdur ve enjektör merkeze yerleştirilmiştir. Silindir çapı küçük olan motorlarda yakıtın nüfuz derinliğinin kısa olması gerektiğinden dolayı püskürtme basıncı düşüktür ve hava ile yakıtın karışımı yüksek hızlı hava hareketi ile sağlanmaktadır. Silindir çapı büyük olan motorlarda ise püskürtme basıncı yüksek, bunun yanında hava hareketi ise daha düşüktür. Püskürtülen yakıtın hava ile daha iyi karışabilmesi için direkt püskürtmeli sistemlerde kullanılan enjektörler çok delikli olarak yapılmaktadır. Böylece yakıt, daha küçük parçalara ayrılacağından daha iyi bir hava-yakıt karışımı elde edilebilmektedir. Direkt püskürtme ile hava-yakıt karışımı oluşturulan motorlarda ısı transferi yüzeyinin az olmasından dolayı ısı kayıpları daha az, performansı diğer sisteme göre daha yüksek, ilk çalışma daha kolay, yakıt tüketimi endirekt püskürtme sistemine göre %20 daha iyi ve sıkıştırma oranının düşük olmasından dolayı mekanik sürtünme kayıpları daha azdır [8, 25, 12].

### 2.1.2. Endirekt Püskürtme (IDI)

Endirekt püskürtme sisteminde yakıt, pistonun üstünde bulunan ana yanma odasına bir kanal ile bağlı ayrı bir hacme püskürtülür. Ön yanma odası denilen bu hacimde tutuşma başlar ve ortaya çıkan yüksek basınç ve sıcaklık altında yanmakta olan gazlar ana yanma odasına doğru ilerler [8].

Endirekt püskürtmeli dizel motorlarında sıkıştırma oranları direkt püskürtmelilere göre yüksek olmaktadır (18/1–22/1), tutuşan karışım ana yanma odasına basınç kuvvetiyle ön yanma odasından geçtiğinden püskürtmenin karakteristiği ve basıncı, direkt püskürtmeli sistemler kadar önemli olmamaktadır. Ayrıca ısı transferi yüzeyi geniş olmasından dolayı bu sistemlerde, direkt püskürtmeli sisteme sahip motorlara göre ilk çalışma problemleri olduğu için kızdırma bujisine ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 2.2. Endirekt püskürtme sistemi [25]

Direkt püskürtmeli sisteme sahip motorlara göre bu sisteme sahip motorlar, sıkıştırma oranının yüksek olmasından dolayı daha az gürültülü çalışmakta ve daha az gerilmelere (ısı, mekanik) maruz kalmaktadır. Bunun yanında bu sistemle çalışan motorlarda yakıt tüketimi daha fazla olmaktadır [8, 25, 26].

## 2.2. Dizel Motorlarında Kullanılan Yakıtlardan İstenilen Özellikler

İçten yanmalı motorlarda, yakıtın sahip olduğu enerjiden faydalanılması, silindire alınan hava ile yakıtın kimyasal reaksiyona girmesiyle sağlanmaktadır. Bu nedenle yakıt-hava karışımının yanma odası içerisinde, kimyasal reaksiyon gerçekleşene kadar kalabilmesi gerekmektedir. Bu süre oldukça kısa olduğu için içten yanmalı motorlarda yanma olayını bu süre içerisinde gerçekleştirebilecek özellikteki yakıtlar kullanılmalıdır. Uçuculuğu fazla olan hidrokarbonların kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olması hidrokarbonların genel bir özelliğidir. Bu sebeple uçuculuğu düşük ve kaynama sıcaklığı 250 ila 370 °C olan ham petrolün damıtılmasında orta sıcaklıklarda elde edilen kısımlar, dizel yakıtı olarak daha uygundur. Dizel yakıtı içerisindeki hidrokarbonlar; parafinler, naftenler, olefinler ve aromatiklerdir. Bu hidrokarbonların karbon sayısı 8 ila 18 arasında değişmektedir [8, 10, 25, 27].

Dizel motorlarında yakıt, sıkıştırma zamanı sonuna doğru sıcaklığı 500–700 °C, basıncı 30–45 bar arasında değişen havanın içerisine püskürtülür [22]. Oluşturulan bu (reaktif) karışım belirli bir basınç ve sıcaklıkta tutulduğunda bir süre sonra kendi kendine tutuşabilmektedir. Bu şartlarda tutuşma başlayabilse bile, karışım tutuşmadan bir süre bu şartlarda kalabilmektedir. Tutuşma gecikmesi olarak bilinen bu süreç dizel motorlarında yanmanın karakteristiğini belirleyen en önemli parametredir. Dizel motorlarında kullanılan yakıtların tutuşma kabiliyeti tutuşma gecikmesi değeri ile ifade edilmektedir. Dizel motorlarında, yakıt sıvı damlacıklar halinde püskürtüldüğünden karışım buji ile ateşlemeli motorlar kadar homojen olmamakta ve tam bir buharlaşma için epey bir zaman geçmesi gerekmektedir. Bu zamanın tutuşma gecikmesi süresine eşit veya kısa olması durumunda, mekanik zorlanmalara sebep olan yüksek basınçlar (dizel vuruntusu) ortaya çıkmaktadır. Yukarıda sayılan sebeplerden dolayı dizel motorlarında kullanılan yakıtların sıkıştırma zamanı sonuna doğru elde edilen sıcaklık ve basınç değerlerinde kendi kendine tutuşabilmesi ve dizel vuruntusunun azaltılabilmesi için tutuşma kabiliyetinin iyi olması gerekir [8, 10, 26, 28-30].

Akma noktası ve viskozite dizel motorlarında kullanılan yakıtlar için önemli özelliklerdir. Akma noktası; sıvıların akıcılıklarını kaybetmeye başladıkları nokta olup, çalışma şartlarında donmayı engelleyecek ve akma yeteneğini kaybetmeyecek



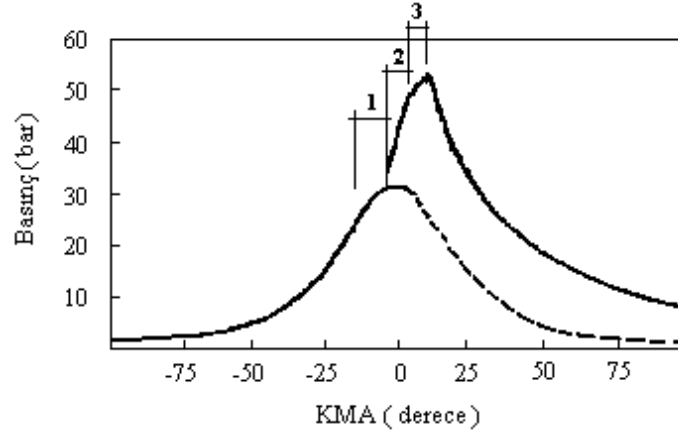
düzyeyde olmalıdır. Viskozite; sıvıların akmaya karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanır. Viskozitenin çok yüksek olması durumunda yakıtın depodan enjektörlere kadar olan hatta ilerlemesi zorlaşacak ve püskürtme sonrası oluşan tanecik çapları da büyük olacaktır. Düşük viskozite durumunda ise, yakıt atomizasyonu iyileşecek, bununla birlikte yakıt püskürtme sisteminde sızdırmazlık ve parçaların aşınması gibi problemler ortaya çıkacaktır [8, 28]. Bu nedenlerden dolayı yakıtların belirtilen özelliklerinin dizel motorlarında kullanılabilir nitelikte olması gerekmektedir.

Yakıtların özellikleri birbirlerinden farklıdır. Bir açıdan mükemmel sonuçlar verebilen bir yakıt başka bir açıdan kötü sonuçlar verebilir. Örneğin parafin oranının yüksek olması yakıtın tutuşma kabiliyetine olumlu etki yaparken, düşük sıcaklık performansını kötüleştirmektedir. Benzer şekilde yakıt içerisindeki aromatiklerin yüzdesi yakıtın ısıl değerini artırırken, motorun isli çalışmasına sebep olmaktadır [8, 10,30]. Bu nedenle dizel motorlarında kullanılabilir en uygun yakıt kompozisyonunun belirlenerek kullanılması gerekmektedir.

### **2.3. Dizel Motorlarında Yanma**

Yanma olayı; kimyasal, termodinamik ve aerodinamik yönden birçok detayı kapsadığından araştırmacıların üzerinde önemle durduğu konuların başında gelmektedir. İçten yanmalı motorlarda ise yanma olayı çok değişik çalışma şartlarından etkilendiği için çok daha karmaşık hale gelmektedir [8]. Dizel motorlarında da bütün teknolojik imkânların kullanılmasına rağmen hala yanma gizemli bir süreç olarak karşımıza çıkmaktadır [12]. Yanma, içten yanmalı motorlarda dışarıdan ateşleme veya kendi kendine tutuşma şekillerinden biri ile başlatılabilmektedir. Dizel motorlarında yanma başlangıcı kendi kendine tutuşma şeklinde olmaktadır. Bu motorlarda silindir içerisinde hazırlanmış olan reaktif karışım belirli bir basınç ve sıcaklığa ulaşır bu şartlarda bekletilince bir süre sonra kendi kendine tutuşabilmektedir. Yanıcı ve yakıcı maddelerin yukarıda söz edilen şartlara ulaşması halinde reaksiyonlar başlamakta fakat tutuşma için gerekli şartlar sağlansa bile tutuşma gerçekleşmemektedir. Bir süre karışım tutuşmadan kalabilmekte ve daha sonra patlama (infilak) görülmektedir [8]. Ricardo; yanma

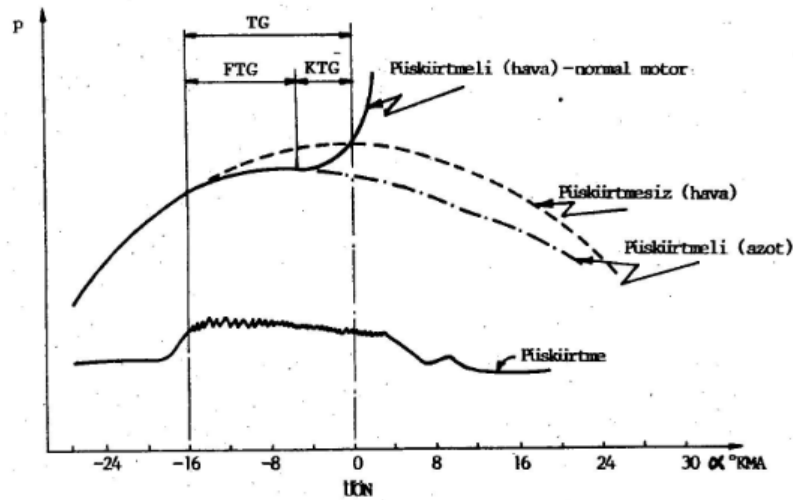
olayını üç ayrı safhaya ayırmıştır. Şekil 2.3' de görüldüğü gibi bunlar; tutuşma gecikmesi (1), ani yanma (2) ve kontrollü yanma (3) safhalarıdır [10, 31].



Şekil 2.3. Dizel motorunda yanma safhaları [10, 31].

### 2.3.1. Tutuşma Gecikmesi (TG)

Püskürtme başlangıcı ile ilk alevin görüldüğü veya hissedebilir basınç artışının olması için geçen süre tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır. Tutuşma gecikmesi; fiziksel tutuşma gecikmesi (FTG) ve kimyasal tutuşma gecikmesi (KTG) olmak üzere ikiye ayrılarak açıklanabilir.



Şekil 2.4. Fiziksel ve kimyasal tutuşma gecikmesi [8, 32]

Fiziksel tutuşma gecikmesi; püskürtme başlangıcından buharlaşma nedeniyle basınç düşüşünün sona erdiği noktaya kadar geçen süre iken, kimyasal tutuşma gecikmesi ise; fiziksel tutuşma gecikmesi sonundan buharlaşma sonucu düşen basıncın geri kazanıldığı noktaya kadar geçen süreyi kapsamaktadır. Enjektör tarafından püskürtülen yakıt damlacıklarının buharlaşması belli bir süre almakta ve yakıt damlacıkların etrafında püskürtmenin hemen ardından bir buhar tabakası oluşmaktadır. Yanmanın başlangıcı bu buhar tabakasında gerçekleşmektedir. Tutuşma gecikmesi boyunca yakıt silindire girmeye devam ederek içeride birikir. Fakat bundan sonra içeriye giren yakıtın tutuşma gecikmesi üzerinde herhangi bir etkisi bulunmamaktadır. Tutuşma gecikmesi sürecinde gerçekleşen olaylar yanmanın diğer safhalarını önemli ölçüde etkilediğinden bu safha oldukça önem arz etmektedir. Örneğin; dizel vuruntusunda esas alınacak bağımsız değişken tutuşma gecikmesidir. Bu nedenle tutuşma gecikmesini etkileyen bütün unsurlar dizel vuruntusunu da etkilemektedir [8, 10, 26]. Bu nedenle yanmanın iyi olması için TG'nin mümkün olduğu kadar kısa olması gerekmektedir. Bunu sağlayan şartlar arasında, püskürtme basıncının artması ve enjektör memesi çapının küçültülmesi, silindir hacminin küçültülmesi, yanma odasında bulunan sıkıştırılmış havanın sıcaklık ve basıncının arttırılması, sıkıştırma sonunda havanın içinde bulunan oksijen konsantrasyonunun arttırılması ve yakıtın setan sayısının arttırılması sayılabilir [33-35].

### **2.3.2. Ani Yanma Safhası**

Tutuşma gecikmesi süresince yakıt silindirlere girmeye devam etmekte ve buharlaşmaktadır. Yakıt damlacıkları daha küçük parçacıklara bölünüp hava ile karışmaktadır. Tutuşma gecikmesi sonunda oluşan yanma sonucu, oksijenle temas eden yakıt büyük bir hızla yanar. Bu yanma hızı silindir içerisindeki basınç artma hızını ( $dp/dt$ ) da belirler. Yüksek bir basınç artma hızı, hareketli motor parçalarına ani bir yük uygulanması demek olacağından, bu parçalarda tahribata sebep olur. Basınç artma miktarı esas olarak püskürtülen yakıt miktarına bağlıdır. Basınç artışını etkileyen diğer önemli parametreler ise; yakıtın atomizasyon derecesi ve tutuşma gecikmesi süresince yakıtın havayla ne oranda karıştığıdır. Yanmanın bu safhası tutuşma gecikmesine oranla çok daha kısa olduğundan yakıtın büyük bir kısmı tutuşma gecikmesi süresince püskürtülmektedir. Dolayısıyla maksimum basıncı,

tutuşma gecikmesi tayin etmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere, ani yanma safhasındaki basınç artışı ve maksimum basınç değeri, yanmanın diğer safhalarını etkilediğini belirttiğimiz tutuşma gecikmesi safhasındaki şartlara bağlıdır. Bu yüzden tutuşma gecikme süresinin kontrol edilmesi son derece önemli olmaktadır [8, 10].

### **2.3.3. Kontrollü Yanma Safhası**

Bu safha ani yanma safhasının sonu ile yanmanın büyük ölçüde tamamlandığı an arasındaki süreyi kapsar. Ani yanma süresi sonundaki basınç ve sıcaklık çok yüksek olduğundan bu safhayı takiben püskürtülen yakıt, oksijen bulunca hemen yanar. Bu safhadaki basınç değişimi; yakıtın püskürtülme hızına, motor hızına, yanma odasının şekline ve pistonun konumuna bağlı olarak değişmektedir. Eğer tutuşma gecikmesi süresi içinde yakıtın püskürtülmesi biterse o zaman bu safhadaki basınç eğrisinin değişimini, bir önceki safhada gerekli oksijeni bulamamış yakıt damlacıkları tayin eder. Verimin yüksek olması için yanmanın üst ölü nokta (ÜÖN)'ya mümkün olduğunca yakın tamamlanması gerekmektedir. Bu nedenle kontrollü yanma safhasında, oksijen / yanmamış yakıt oranının yüksek, karışımın çabuk ve çok iyi hazırlanmış olması gerekmektedir [8, 10].

Kontrollü yanma ile egzoz supabının açılmasına kadar geçen sürede, yakıtın küçük bir kısmı henüz yanmadığından, art yanma olarak kabul edilebilir. Bu safhada yanma tamamlanmakta, pistonun alt ölü nokta (A.Ö.N)'ya hareketinden dolayı oluşan hacim düşmesi yüzünden basınç ve sıcaklık düşmektedir. Yanma verimi açısından kısa sürmesi istenen bir süreçtir [8, 24].

## **BÖLÜM 3. HOMOJEN KARIŞIMLI SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORLAR (HKSA)**

Günümüz araçlarında herkes tarafından bilindiği gibi içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. Fosil kökenli yakıtların azalması ve bu yakıtların çevreye vermiş olduğu zararların artmasından dolayı araştırmacılar yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları üzerine araştırmalar yapmaya yönelmişlerdir. Bu çalışmalar sırasında bilim adamlarının üzerinde durdukları yakıt, temiz ve yenilenebilir olması sebebiyle hidrojen olmuştur. Fakat uygulamanın yaygınlaştırılmasının önünde bazı engeller (ekonomik faktörler ve mevcut enerji sistemleri ile geleneksel motorların güncelliğini kaybetmesinin getirebileceği sakıncalar gibi) bulunmaktadır [36]. Araştırmacılar bu olumsuzluklara rağmen çalışmalar devam etmektedir. Bu araştırmalar devam ederken üretici firmalar hem içten yanmalı motorların kullanıldığı hem de elektrik motorunun kullanıldığı bugünkü içten yanmalı motorlara sahip araçlardan daha verimli olan hibrid motora sahip araçları insanlığın kullanımına sunmaya başlamışlardır. Bunlar olurken araştırmacıların, yaklaşık 25 yıl önce farklı bir yanma olayı olarak üzerinde çalıştıkları ama daha sonra üzerindeki çalışmalara ara verdikleri mevcut içten yanmalı motorların en iyi özelliklerinin bir araya getirildiği homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar üzerine tekrar çalışmaya başlamışlardır [ 37 – 39].

Homojen karışimli sıkıştırma ile ateşleme yanma modu ilk olarak iki zamanlı içten yanmalı motorlara alternatif yanma modu olarak düşünülmüştür [38]. Bu tip yanma işlemi ile; NO<sub>x</sub> ve partikül madde emisyonlarında azalma sağlanırken, yakıt ekonomisi ve termik verimde de artış elde edilmektedir [40].

### **3.1. Homojen Karışimli Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlarda Yanmanın Temelleri**

### 3.1.1. Karışım Oluşumu

Dizel yakıtı kullanarak homojen karışım oluşturmada bazı önemli problemler vardır. Dizel yakıtının uçuculuğu düşük olduğundan buharlaşma büyük bir problemdir. Emme portuna veya silindir içine erken enjeksiyonda, düşük hava sıcaklığı yakıtın buharlaşmasını önemli ölçüde engeller. Bunun için dolgunun ısıtılması tavsiye edilmektedir. Bir diğer problem ise; homojen karışımın sağlanması için zamanın gerekli olduğudur. Yakıtın düşük yoğunluk ve sıcaklıkta enjekte edilmesi yakıtın buharlaşma ve atomizasyon süreçlerini çok kötüleştirmektedir. Bunun yanında, yakıtın silindir duvarlarına çarpmasını minimize etmek için geleneksel yüksek basınç enjeksiyon sistemlerinin kullanılması uygun değildir. Bunun yerine, fakir homojen karışım sağlayacak yakıt enjeksiyon sistemleri, yakıtın silindir duvarlarından uzak kalması için tavsiye edilmektedir.

Karışımın homojen olmasında, fakir karışım şartlarının daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Büyük ölçüde kendiliğinden tutuşma gecikmesi, fiziksel olaylar tarafından değil kimyasal olaylardan etkilenmektedir. Yanmanın başlangıcı, enjeksiyon olayı tarafından değil sıkıştırma stroku sonuna yakın yüksek sıcaklık tarafından gerçekleşmektedir [41].

### 3.1.2. Karışımın Kendiliğinden Tutuşması

Kendiliğinden tutuşma olayı yanma biliminin klasik problemlerinden birisidir. Yanma süreci; hava-yakıt karışım karakteristiklerinin kararsızlığından dolayı radikallerin yapılarındaki reaksiyonlar tarafından başlatılır ve gelişmesi; yakıt özellikleri, hava kompozisyonu, eşdeğerlik oranı veya yanma odasındaki sıcaklık ve basınç gibi birçok faktöre bağlıdır. Kendiliğinden tutuşma prosesi iki evreden oluşur;

Birinci evre; düşük sıcaklık reaksiyonlarından oluşur. Yakıt moleküllerinin bozulmaya başlamasıyla yakıt tüketilir. Serbest radikaller, aldehidler ve hidrojen peroksit oluşumuna yol açar. Bu reaksiyonlar 700 K sıcaklıklarda başlar ve orta reaksiyon hızlarında gerçekleşir. Bu aşamada ısı yayılımından dolayı karışım sıcaklığı artar ve sıcaklık 900 K'e ulaştığında, "yüksek sıcaklık aşaması" başlar. Bu

proses; yüksek derecede ekzotermiktir, karışım sıcaklığı hızla artar ve reaksiyonlar son yanma ürünlerine doğru değişir. Oksijen ve yakıt molekülleri tamamen tüketilir. Radikal reaksiyonlar, is önleyici olarak düşünülen değişik türlere; karbon monoksit ( CO ) ve hidrojenin ( H<sub>2</sub> ) yanında, karbondioksit ( CO<sub>2</sub> ) ve su ( H<sub>2</sub>O ) oluşumuna yol açar [41].

### 3.1.3. Isı Yayılımı ve Yanma Kontrolü

Kendiliğinden tutuşma kimyasının, iki aşaması, motor şartlarında homojen karışımların yanmasında, gözlenen “Isı yayılımı” modelleriyle ifade edilmektedir. Kendiliğinden tutuşma sürecinin ilk aşamasından dolayı artan soğuk alev (cool flame) önemli bir ısı yayılımı sağlamakta, motor performansını kontrol edecek ana ısı yayılımına yol açan yüksek sıcaklık aşamasına kadar dayanan negatif sıcaklık katsayısı kimyası denilen belirsiz bir ısı yayılım periyodu tarafından izlenmektedir. Bu kendiliğinden tutuşma kimyasının iki aşaması ayrıca homojen karışumlu dizel motoru şartlarında da gözlenmektedir.

Yakıt enjeksiyonu, sıkıştırma strokunda erken uygulanırsa, kendiliğinden tutuşma kimyasının ilk aşaması, ısı yayılımının ilk uç noktasında sonuçlanmaktadır. Bu yanma evresi geçici durumu, dolgu sıcaklığı tarafından kontrol edilmektedir. Eğer motor hiçbir şekilde modifiye edilmezse, kendiliğinden tutuşma homojen bir karışım elde etmek için yeterli zamanı sağlamak koşuluyla, enjeksiyon başlangıcından bağımsız belirli bir krank açısı pozisyonunda olmaktadır. Kendiliğinden tutuşmanın yüksek sıcaklık evresi süreci, karışım sürecinin farklılığından dolayı enjeksiyon zamanından etkilenmektedir. Enjeksiyon zamanının çok gecikmesi veya enjekte edilen yakıtın miktarının çok yüksek olması vuruntulu yanmaya sebep olabilmektedir. Kendiliğinden tutuşma kimyasının ikinci aşamasındaki yüksek sıcaklık eşiğinin kontrolüne sıkıştırma zamanının da çok erken ulaşılması durumunda, yanma evresi oldukça ileride oluşmakta bu durumda yüksek gürültü, verimin kötüleşmesi, artan vuruntu olasılığına yol açmaktadır. Sonuç olarak; motorun zarar görme riski artmaktadır. Bununla beraber, eğer bu sıcaklık eşiğine oldukça geç ulaşılması, çok yüksek HC emisyonlarına ve düşük performansa yol açan alev sönmesi olasılığına sebep olmaktadır. Yanma evresinin kontrolü, karışımın

reaksiyona girme kabiliyetinin kontrolü veya sıcaklığın çevrim boyunca yayılması ile yapılabilir. Yanma başlangıcının kontrolünde bazı alternatif stratejiler de mevcuttur.

Bunlar;

- 1- Giriş dolgusunun sıcaklığının kontrolü [42].
- 2- EGR oranı, eşdeğerlik oranı değişikliği, ozon ilavesi, hava-yakıt karışımının kontrolü veya çift yakıt sistemi kullanımı ile giriş dolgusunun bileşiminin değiştirilmesi [43 – 49].
- 3- Çeşitli sıkıştırma oranları, supap zamanlaması veya su enjeksiyonu vasıtasıyla sıkıştırma sırasındaki gaz sıcaklıklarının değiştirilmesi [42,49–51].

Yukarıda sayılan yöntemlerin çoğu, çevrimden çevrime bir kontrol için oldukça yavaştır. Bu, karışımın homojenliğinin azaldığı stratejilere yol açarken yanma başlangıcının kontrolünü kolaylaştırmaktadır. Bu stratejiler; erken enjeksiyon stratejileri ve geç enjeksiyon stratejileri olarak ayrılabilir. Bu yöntemler, farklı ateşleme zamanının yanında, hava-yakıt karışımı homojenliğinde farklı seviyeler sağlar. Özellikle geç enjeksiyon stratejileri ile yanma başlangıcı kontrolü kolayca başarılırken, en düşük homojenlik seviyelerine ulaşılmaktadır. Sonuç olarak; HKSA yanmasında yakıt karakteristikleri çok önemlidir. Özellikle buharlaşma özellikleri ve kendiliğinden tutuşma kalitesi, homojenlik seviyelerinde ve yanmanın başlangıcındaki termodinamik şartlarda önemli bir rol oynamaktadır. Literatürde karşılaşılan homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda kullanılan karışım hazırlama teknikleri aşağıda açıklanmıştır.

### **3.2. İşletme ve Tasarım Parametrelerinin HKSA Motorların Performansına etkileri**

Homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorların (HKSA) en önemli probleminin, yanma başlangıcının kontrolü olduğu önceki bölümlerde belirtilmişti. Ayrıca motorun çalışma aralığının genişletilmesi de ayrı bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu sayılan problemlerin giderilebilmesi için birçok yöntem üzerinde çalışılmaktadır. Bu yöntemlerin bazılarında aşağıda kısaca bahsedilmiştir.



### 3.2.1. Emme Havası Sıcaklığı

HKSA motorlarda, yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığına etki eden en önemli parametre emme havasının sıcaklığıdır. Emme havası sıcaklığının artırılması durumunda, yakıt daha sıcak bir ortama püskürtülmekte ve bu durum buharlaşmayı ve dolayısıyla tutuşma gecikmesi süresini kısaltmaktadır. Emme havası sıcaklığının yüksek olması, HKSA motorlardaki yanmayı iyileştirmekte fakat çalışma aralığı nispeten sınırlı kalmaktadır. Ayrıca yüksek emme havası sıcaklığı volümetrik ve termik verimi azaltmaktadır [8, 40].

### 3.2.2. Sıkıştırma Oranı

Emme havasının sıcaklığının artırılmasında sıkıştırma oranı önemli bir etkiye sahiptir. Silindir içine alınan havanın sıcaklığı, sıkıştırma oranı artırılarak, yükseltilebilmekte, bu ise yakıtın kendiliğinden tutuşma süresinin başlangıcını iyileştirebilmektedir. Ayrıca yüksek sıkıştırma oranı ile termik verim artışı da sağlamaktadır. Yüksek sıkıştırma oranına sahip HKSA motorun, yüksek oktan sayısına sahip yakıtlarla çalıştırılması gerekmektedir. Aksi durumda vuruntu problemi ortaya çıkmakta ve bu durum motora çok büyük zarar verebilmektedir.

Yapılan bir çalışmada; sıkıştırma oranının artırılmasının emme havasının ısıtılmasında etkili bir yol olduğu belirlenmiştir. Fakat yüksek sıkıştırma oranının, hızlı gerçekleşen genişleme zamanından ötürü, reaksiyon zamanını kısalttığı ve CO emisyonlarını artırdığı tespit edilmiştir [40,52].

### 3.2.3. EGR

HKSA motorlarda dolgu sıcaklıklarının kontrol edilmesinin yollarından birisi de emme manifolduna egzoz gazı ilavesidir. Egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) adı verilen bu yöntem ile, homojen karışımli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki yanma işlemi iyileştirilebilmektedir. Egzoz gazları içerisinde bulunan inert gazlar, kimyasal reaksiyon hızına etki etmekte, bu ise yanma sırasındaki ısı açığa çıkma hızını kontrol etmeye olanak sağlamaktadır. İner gazlar, kimyasal reaksiyon hızını

etkileyerek kendi kendine tutuşma süresini uzatabilmekte, ısı açığa çıkış hızını yavaşlatmakta ve böylece en yüksek silindir içi basıncını düşürmektedir. Harici EGR' nin bazı olumsuzlukları vardır. EGR sisteminin ısı kaybının yüksek olması ve kısa süreli çalışmadaki tepki süresinin uzun olması EGR' nin ısı etkisini düşürmektedir. Harici EGR' de görülen bu problemler, değişken supap zamanlaması ile giderilebilmektedir. Değişken supap zamanlaması kullanılarak art gazların silindir içerisinde tutulmasına olanak sağlanabilir. Egzoz gazları, taze dolguyu ısıtıp, sıkıştırma yoluyla dolgunun ısıtılması ihtiyacını azaltmaktadır. Bu durumda, HKSA motorlardaki yanma kontrol edilebilmektedir. Egzoz gazlarının, HKSA motorlardaki kendiliğinden tutuşma üzerine olan etkisi termaldir. Silindir içerisindeki yanmış gaz miktarının etkisi asıl ana yanma (kontrollü yanma) üzerine olmaktadır [40,53].

EGR uygulaması; silindir içerisinde, taze dolgu ve art gazlar arasında heterojen bölgelerin oluşmasına neden olmaktadır. Bu HKSA motorlarda istenilen bir durumdur. Çünkü, art gazlarca zengin bölgelerdeki sıcaklıklar, homojen karışımla ulaşılan değerlerden daha yüksek olmaktadır. Sıcaklığın yüksek olduğu bu bölgelerde kendiliğinden tutuşma daha kolay olmaktadır [40].

#### **3.2.4. Su Püskürtme**

HKSA motorlarda, kendi kendine tutuşma zamanlamasının kontrol edilmesi ve ısı açığa çıkış hızının yavaşlatılması için kullanılan yöntemlerden birisi de silindir içerisine su püskürtme işlemidir. Yapılan deneysel çalışmalarda, çeşitli motor çalışma koşullarında, su püskürtülmesi ile tutuşma zamanlama kontrolünün yapılabileceği tespit edilmiştir. Fakat motora su püskürtülmesi durumunda HC ve CO emisyonlarının artış gösterdiği belirlenmiştir [40,54].

#### **3.2.5. Doldurma Basıncı**

Aşırı doldurma uygulaması, içten yanmalı motorların performansını artırmada kullanılan etkili yollardan birisidir. Aşırı doldurma, buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılabilir olmasına rağmen sıkıştırma oranı sınırlılığından dolayı daha çok sıkıştırma ile ateşlemeli motorlara uygulanmaktadır. Sıkıştırma ile ateşlemeli

motorlarda uygulanan aşırı doldurma ile bu motorların performansları artmış ve emisyonları da azalmıştır.

Aşırı doldurma uygulaması, homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda (HKSA) yanma safhası için, hava – yakıt oranının kullanılma aralığının genişletilmesinde önemli bir yere sahiptir. Yapılan bir deneysel çalışmada; homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda aşırı doldurma uygulaması ile, indike ortalama efektif basıncın (IMEP) artabileceği tespit edilmiştir [40,55].

### **3.2.6. Motor Hızı**

Dizel motorlarında tutuşma gecikmesi (TG) süresi motor hızından hemen hemen bağımsızdır. Yani yanmanın erken safhalarında karışım hareketini etkileyen esas faktör hızdan ziyade yanma odasının tasarımıdır. Yüksek devirlerde, TG açısı daha büyük olacağından gecikme süresince daha fazla yakıt püskürtülecek ve buna bağlı olarak basınç artış oranı daha yüksek olacaktır. Düşük devirlerde ise; TG süresi boyunca daha az yakıt birikeceğinden basınç artış oranı düşük kalacaktır. Aynı şekilde HKSA motorlarda; yanmayı etkileyen esas faktör, karışımın kimyasıdır. TG süresini dengeleyebilmek için HKSA motorlarda emme havası sıcaklığı artırılmaktadır. Motor hızının artmasıyla TG süresinin arttığını ve bu durumda HKSA yanmasının başlatılabilmesi için emme havası sıcaklığının artırılması gerektiğini belirtmişlerdir [40,56].

### **3.3. Homojen Karışimli Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motor Yakıtlarından İstenilen Özellikler**

HKSA yanma işlemi, karmaşık kimyasal reaksiyonların yanında (700–1000 K üzerindeki sıcaklıklarda oluşan), atomizasyon, karışım ve buharlaşmayı kapsayan kompleks fiziksel süreçleri de kapsar. Yakıt özellikleri ve bileşimi, fiziksel ve kimyasal işlemlerin hepsinde önemlidir.

Tarihi geçmişine bakıldığında, ilk olarak, HKSA için motorin ve benzin benzeri yakıtlar tariflenmiştir. Daha sonra çalışmalar, optimum HKSA çalışması için, HKSA

motorlarda kullanılmak üzere özel olarak formüle edilmiş yakıtların tespitine yönelmiştir.

İçten yanmalı motorlarda kullanılacak yakıtların gelişiminde, yakıtla ilgili problemlerle karşılaşmış ve kritik yakıt özellikleri tanımlanıp, problemleri azaltmak için özel limitler tanımlanmıştır. Kritik özellikler motor deneyleri vasıtasıyla tanımlanmıştır. Bu özellikler ve karakteristikler listelenip, performans özellikleri olarak adlandırılan özellikler sınırlandırılmıştır.

Dizel yakıtı için bu özellikler; akma ve bulutlanma noktası, viskozite ve özgül küttedir. Dayanıklılık (devamlılık) özellikleri ise, atomik kirlilik, yüksek sıcaklık stabilitesi ve yağlamadır. Benzin özellikleri de benzer çalışma ve dayanıklılık özelliklerini kapsamaktadır.

Setan ve oktan sayısı, yanma ile direkt ilişkili özelliklerdir. Bu özellikler, ateşleme karakteristikleri ile ilgili performans özellikleridir. Setan sayısı; sıvı yakıtların kendi kendine tutuşma kolaylığının bir ölçüsüdür. Setan sayısı dizel motorları için önemlidir. Setan sayısı, soğuk duman kirliliğini ve başlangıç için gerekli sıkıştırma oranını tanımlar. Oktan sayısı; “Buji ile ateşlemeli motorlarda zararlara yol açan, vuruntu için” benzinin vuruntuya karşı direncinin bir ölçüsüdür.

HKSA motorlar yeni bir yanma konseptine sahiptir. HKSA motorlar homojen hava-yakıt karışımının sıkıştırma ile ateşlenmesi ile çok düşük emisyonlara ve çok yüksek verimlere ulaşma potansiyeline sahiptir.

HKSA motorlar, düşük emisyonlu yanma teknolojisi olarak da adlandırılmaktadır. Bu yanma konseptinde, benzin ve dizel yakıtların her biri kullanılabilir. Yakıt bileşiminin (normal hidrokarbonlu yakıtlar) reaksiyon süresi ve reaksiyon oranına, reaksiyon başlangıcında az bir etki yapmaktadır. Yakıt bileşimi, giriş sıcaklığı veya kendiliğinden tutuşma sıcaklığını tanımlar. HKSA motor reaksiyonları genel olarak düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık reaksiyonları olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. Düşük sıcaklık reaksiyonları 750 K, yüksek sıcaklık reaksiyonları ise 950 K bölgesinde başlamaktadır [41].

### 3.4. Hidrokarbon Esaslı HKSA Motor Yakıtları

#### 3.4.1. Benzin Yakıtlı HKSA Motorlar

HSKA motorlar, klasik buji ile ateşlemeli motorlar (BAM) ile kıyaslandığında  $NO_x$  emisyonlarında azalma ve yakıt ekonomisinde iyileşme göstermektedir. HKSA motorlarda karışım hazırlama, benzinde dizel yakıtından daha kolay gerçekleşmektedir.

Benzinin uçuculuğunun yüksek olması homojen karışım oluşumunu kolaylaştırmakta ancak kendiliğinden tutuşma sıcaklığının yüksek olması ve düşük sıkıştırma oranlarından dolayı düşük yüklerde reaksiyon başlangıcı zor olmaktadır. Tam yük şartlarında ise; düşük sıkıştırma oranı ve yüksek oktan sayısı vuruntuyu önlemek için gereklidir. Benzinin kendi kendine tutuşabilmesi için gerekli sıcaklıkları elde edebilmek için emilen dolgunun ısıtılması gereklidir. Soğutma suyu veya egzoz gazları vasıtasıyla ısı değiştirgeçleri kullanılarak emilen dolgu ısıtılabilir gibi, silindir içi art gazlar kullanılarak da bu sağlanabilmektedir [40,57].

İç art gazlarla dolgu sıcaklığını artırma iki zamanlı motorların düşük yüklerde HKSA yanma modunda çalışmasına olanak sağlarken, dört zamanlı motorlarda ise; dolgu sıcaklığının ve karışım bileşiminin kontrolü için farklı seyreltme stratejilerinin kullanılması gerekmektedir (Supap bindirmesi gibi) [40].

#### 3.4.2. Dizel Yakıtlı HKSA Motorlar

İlk HKSA motor gelişimi, esas olarak dizel yakıtı kullanan sıkıştırma ile ateşlemeli (SAM) motorlara dayanmaktadır. Özellikle 1990' lı yıllardan sonra dizel motorlarının sebep olduğu emisyonların azaltılması için dizel yakıtlı HKSA motor yanma konseptine önem verilmeye başlanmıştır. Bu yeni yanma kavramı dizel motorlarının sebep olduğu  $NO_x$  ve PM emisyonlarını önemli ölçüde azaltmaktadır. Bu yanma işleminde karışımın homojenliği sağlanmakta ve yanma, klasik sıkıştırma ile ateşlemeli motor yanmasından farklı olarak difüzyon alevi şeklinde değil, yanma odasının her noktasında aynı anda başlamaktadır. Buna bağlı olarak düşük yanma

sıcaklıklarından dolayı daha düşük  $\text{NO}_x$  emisyonları elde edilirken, karışımın homojen olmasından dolayı ise PM emisyonları daha düşük olabilmektedir [40,41]. Dizel yakıtlı HKSA motorlar, orta ve ağır ölçekli kamyon motorlarında kullanılması yakın gelecekte mümkün görülememektedir [21,40,58]. Özellikle soğuk ilk hareket şartlarındaki motoru çalıştırmada ve ağır yüklerde HKSA motor yanma hızlarının kontrolündeki zorluklar, bu şartlarda klasik SAM ve BAM kullanılmasını gerekli kılmakta, diğer kısımlarda ise HKSA yanma modunun kullanılmasına olanak vermektedir [40]. Doğru bir HKSA motor çalışması için, motora gönderilen yakıtın tamamı buharlaşmalı veya en azından reaksiyon başlangıcından önce kısmen karışım oluşturabilmelidir. Bu dolgu sıcaklıklarının artırılması ile mümkün olmakta ve ön karışımli homojen dolgu oluşumunu zorlaştırmaktadır [40,41]. Bir başka olumsuzluk ise, dizel yakıtının soğuk yanma kimyasına sahip olmasıdır. Bu özellikle sıkıştırma sırasındaki sıcaklıklar 800 K'i aştığında kendiliğinden tutuşmaya olanak sağlar [40,59].

Yukarıda sayılan bu olumsuzluklar, yanma fazını aşırı derecede geliştirmekte, bu nedenle; sıkıştırma oranlarının ve emme hava sıcaklıklarının azaltılmasını gerekli kılmaktadır.

Dizel yakıtlı HKSA motorların geliştirilmesi için farklı püskürtme metotları geliştirilmiştir. Bunlar;

- 1- Ön karışımli HKSA motor; yakıt emme portuna emme zamanından önce püskürtülmektedir.
- 2- Erken direkt püskürtmeli HKSA motor; yakıt, klasik dizel yanmasından daha önce silindir içerisine püskürtülmektedir.
- 3- Geç direkt püskürtmeli HKSA motor; yakıt, klasik dizel yanmasından daha geç silindir içerisine püskürtülmektedir.

Ayrıca bu yöntemlerin uygulanması sırasında ortaya çıkan; tutuşma gecikmesi ve ısı açığa çıkma hızının kontrolü için su püskürtme yöntemi üzerinde de çalışılmaktadır.

### 3.5. Homojen Karışım Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlardaki (HKSA) Karışım Hazırlama Teknikleri

#### 3.5.1. Emme Portuna Yakıt Püskürtme Metodu

Homojen karışım hazırlamada kullanılacak en doğru yöntem, yakıtın emme portuna püskürtülmesidir. Bu prensip, geleneksel buji ile ateşlemeli motorlardaki hava – yakıt karışımının hazırlanması ile aynıdır. Enjeksiyon sisteminin çalışması için gerekenler buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılanlardan çok farklı değildir. Karışım sonuç olarak; emme ve sıkıştırma zamanlarında homojendir ve kendiliğinden tutuşma geleneksel dizel motorlarında olduğu gibi sıkıştırma ile olmaktadır.

Port yakıt enjeksiyonlu homojen karışım sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda, homojenlik ve buharlaşma derecesine bağlı olarak NO<sub>x</sub> emisyonları geleneksel yanmadan 100 kez daha düşük seviyelerde olduğu rapor edilirken, is de çok düşük seviyelere inmiştir. Bununla birlikte, HC ve CO emisyonları geleneksel dizel yanmasında daha yüksektir ve bunların oranı karışımın homojenlik seviyesine bağlıdır [54,60,61].

Bu sistemlerin ana konusu yakıtın buharlaşma sorunudur. Genel olarak, yalnız dizel yakıtının tamamının buharlaşması, emme manifoldundaki sıcaklığın üzerindeki bir sıcaklıkta olur. Eğer yakıt buharlaşmasının artırılması için önlem alınmazsa, sıkıştırma zamanında yakıtın önemli bir kısmının buharlaşması gecikir, hatta buharlaşma yanma başlangıcından sonra olur. Bu HKSA motor yanmasından elde edilen yararların kaybolmasına yol açan bir heterojen karışıma yol açar. Bununla beraber silindir duvarlarına yakıtın çarpması veya sıvılaşması yüksek seviyede HC emisyon oluşumuna ve yağlama yağının seyreltilmesine yol açabilir. Bu seviyeler yanma verimini etkileyecek kadar çok yüksek seviyelerde olabilmektedir [62,63].

Buharlaşmayı artırmak için emme dolgusu ısıtılır [63]. Emme portuna püskürtülen dizel yakıtı burada ısınıp, yeterli homojenlikte buharlaştırılmaktadır. Karışımın, sıcaklığı, sıkıştırma zamanında kendi kendine tutuşma sıcaklığına kadar çıkmaktadır. Bununla beraber, geleneksel dizel motoru sıkıştırma oranları ile kendi kendine

tutuşma sıcaklığına sıkıştırma zamanının çok erken safhalarında ulaşılmaktadır ( Ü.Ö.N'den çok önce ). Bu ise verim ve gürültü problemlerine yol açar. Eğer giriş dolgusu ısıtılırsa, yakıtın buharlaşması artacak ve bu durum sıkıştırma zamanı başlangıcında yüksek sıcaklıklara yol açtığından yanma çok erken başlayacaktır.

Giriş dolgusundaki oksijen konsantrasyonunun azaltılması yani EGR, ateşlemenin başlangıcını geciktirmek için etkili yollardan biridir [61]. Egzoz gazlarının, sıcaklığı yakıtın buharlaşmasını iyileştirirken, aynı zamanda CO ve HC emisyonlarını da artırmaktadır.(14)

Bir HKSA motorunda tipik yüksek yanma oranı, yüksek hava-yakıt oranları [55,60] veya su enjeksiyonu [54] kullanarak azaltılabilmektedir. Yük bölgesinin en üst limiti temel olarak, oldukça yüksek yanma oranı tarafından (vuruntulu yanmaya yol açtığından) sınırlandırılmıştır. Aynı stratejiler yük alanını artırmak için kullanılmıştır.

Yapılan araştırmalar [64–67], yüksek verimli atomizasyon araçları kullanılması durumunda dizel yakıtının buharlaşması ile ilişkili problemlerin giderilebileceğini göstermiştir. Alparstein ve ark'nın [68] dizel HKSA'lı ilk çalışmasında kullandığı fumigasyon (buharlaşma) araçları da bazı benzer karakteristiklere sahiptir.

Teorik olarak, porta yakıt püskürtülen (PFI) HKSA yanma işlemi geleneksel dizel yanma işleminden daha verimlidir. Sebebi ise iyi homojenlik, hemen hemen bütün yakıtın aynı anda yanmasıdır. Fakat bu pratik olarak böyle olmaz. Bu yanma orta yüksekliklere ulaşıldığında çok hızlanabilir, basınç gradyanı çok hızlı artar ve motor için çok riskli olan vuruntulu yanma gerçekleşir. Genellikle; bu sorun sıkıştırma oranının azaltılmasıyla önlenir. Fakat bu durum motorun maksimum veriminde ciddi bir düşmeye yol açar [41,62].

Sonuç olarak; motor verimindeki sınırlamalar, yüksek yanmamış HC emisyonu, yüksek gürültü gibi olumsuzluklardan dolayı, port yakıt enjeksiyonlu HKSA yanması, NO<sub>x</sub> ve is emisyonlarındaki avantajlarına rağmen, geleneksel dizel yanmasına gerçek bir alternatif olarak günümüzde düşünülmemektedir. Yakıt



buharlaşma problemlerinin yanı sıra, yanma evresinin kontrolü port yakıt enjeksiyonlu HKSA dizel motorlarında, maksimum ulaşılabilir yük limitlerinde, ana sorundur. Bununla birlikte, yanmanın bu tipinin araştırılması, HKSA yanma işleminin temellerinin anlaşılmasını artırmıştır. Bu yük alanına erişmek için bir alternatif yöntem, yüksek yüklerde geleneksel dizel yanmasına yol ačan, üst ölü nokta civarında bir direkt enjeksiyonlu port yakıt enjeksiyonu ile birleştirmek olacaktır [54, 55, 60,61, 64 – 67].

### **3.5.2. Silindir İçerisine Erken Yakıt Püskürtme Metodu**

Homojen bir karışım, Ü.Ö.N'den önce, sıkıştırma zamanı esnasında yakıtın yanma noktasına direkt püskürtülmesi ile elde edilebilir [69]. Erken direkt püskürtme yöntemi, emme manifolduna yapılan püskürtme yöntemi ile karşılaştırıldığında birçok avantajlara sahiptir.

Bu yöntemde; yakıt, gaz sıcaklıklarının ve yoğunluklarının yüksek olduğu sıkıştırma zamanında püskürtüldüğünden buharlaşma daha iyi olmakta ve bunun sonucu olarak karışım oluşumu gelişmektedir. Ayrıca bu yöntemde emme havasının ısıtılması ihtiyacı ortadan kalkmaktadır.

Bu yöntemin diğer bir avantajı ise, aynı yakıt püskürtme sisteminin, hem direkt püskürtmeli geleneksel dizel yanması için hem de erken püskürtmeli HKSA motor yanması için kullanılabilmesidir. Fakat geleneksel püskürtme sisteminin basıncının yüksek olması erken püskürtme uygulaması sırasında, silindir duvarının ıslanması gibi bir probleme sebep olabilmektedir. Bu nedenle bu problemi ortadan kaldıracabilecek enjektör tasarımına ihtiyaç bulunmaktadır. İyi tasarlanmış bir enjektör ile yakıtın silindir duvarını ıslatmasının önüne geçilebilmekte ve bunun sonucu olarak, yanmamış hidrokarbon emisyonlarında azalma, yanma veriminde ise artma meydana gelebilmektedir [41,51,70,71].

Erken direkt püskürtmede hava ile yakıt karışması için gerekli zaman ön karışımlı püskürtme sistemi (PFI) ile karıştırıldığında daha azdır. Bu daha az homojen karışıma sebep olmaktadır. Ayrıca NO<sub>x</sub> ve is emisyonları, ön karışımlı püskürtme

sistemli HKSA motorlardan elde edilenden daha yüksek fakat geleneksel dizel yanmasındakinden daha düşüktür. Ayrıca erken direkt püskürtmeli HSKA motorlarda, yanma fazının kontrolü, bir problem olarak varlığını sürdürmektedir. Erken direkt püskürtme yönteminde birçok farklı metot kullanılmıştır. Bunlar;

- 1- New Ace Instule Metodu
- 2- Hiro Motors Ltd. Metodu
- 3- Mitsubishi Metodu
- 4- Toyota Metodu
- 5- IFP Metodu'dur.

### **1. New Ace Instule Metodu**

New Ace Instule'nde, erken direkt püskürtme HKSA motor uygulamaları üzerinde çalışılmaktadır. Yapılan çalışmalarda, değişik püskürtme teknikleri vasıtasıyla iyi bir karışım elde edilirken çok düşük  $NO_x$  ve duman emisyonlarına ulaşılmıştır [41,72].

Ancak düşük yanma verimi ve gelişmiş yanma fazından dolayı geleneksel dizel çalışmasına göre HC emisyonları yüksektir ve yakıt sarfiyatı kötüdür.

Bu metodun uygulanması durumunda görülen, aşırı nüfuziyet ve silindir duvarının ıslanması probleminin azaltılması ve yakıtın daha iyi dağıtılması için, farklı yakıt püskürtme teknikleri denenmiştir. Bunlar;

- a) Meme deliği ölçüsü küçültülürken, meme deliği sayısı artırılmıştır.
- b) Değişik açılarda 30 adet meme deliği bulunan enjektör kullanılmıştır.
- c) Silindirin her iki tarafına yerleştirilmiş iki adet enjektör kullanılarak, iki yakıt huzmesi oluşturulmuş ve bunların yanma odasının ortasında çarpışması sağlanmıştır [40].

### **2. Hiro Motor Ltd. Metodu**

Bu yöntemde, yakıtın püskürtülmesi iki şekilde gerçekleştirilmiştir.

- a) Yakıtın % 50'si Ü.Ö.N'ya yakın bir noktada püskürtülürken, yakıtın diğer % 50'si erken püskürtülmüştür.
- b) Yakıtın % 35'i Ü.Ö.N yakınlarında, % 15'i Ü.Ö.N'den sonra ve % 50'si de erken püskürtülmüştür.

Bu iki yöntemdeki emisyon ve performans değerleri arasında çok fazla bir fark görülmemiştir. Yakıtın % 50'sinin erken püskürtülmesi ile NO<sub>x</sub> emisyonlarda düşüş, olurken, duman ve HC emisyonlarında artışlar olmuştur. HC ve duman emisyonundaki bu artışın yakıtın aşırı nüfuziyetinin sonucu olduğu düşünülmektedir. Bu durum özel bir enjektör ucunun dizaynı ile giderilebilmektedir [40,72,73].

### 3. Mitsubishi Metodu

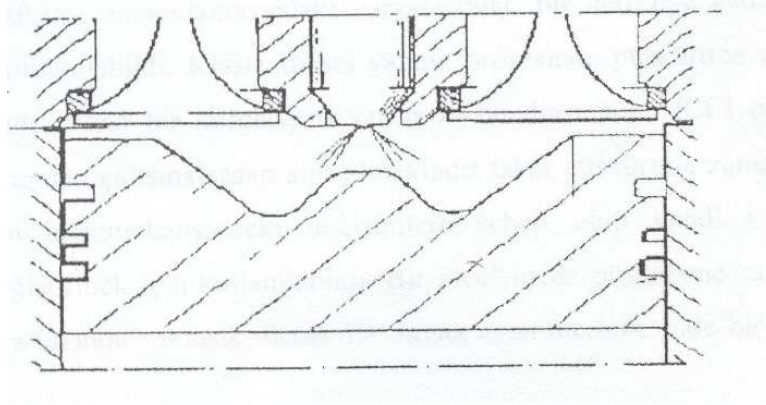
Iwabuchi ve ark. [74] deneylerde geleneksel direkt enjeksiyonlu dizel enjektör nozulu kullanmışlardır. Yakıtı, 40<sup>0</sup>, 80<sup>0</sup>, 120<sup>0</sup> ve 157<sup>0</sup> merkez açılı meme deliklerinden erken püskürtme yöntemi ile püskürtmüşlerdir. Ayrıca sıkıştırma oranını 12:1'e düşürmüşlerdir. Yapılan bu çalışmalar sonucu, en iyi motor performans değeri 80<sup>0</sup> lik meme açısında elde edilmiştir. 12/1 sıkıştırma oranı ve 80<sup>0</sup> 'lik meme açısının kullanılması, Ü.Ö.N'den önce 40<sup>0</sup> - 60<sup>0</sup> krank açısı gibi püskürtme açılarında, çok düşük NO<sub>x</sub> ve kabul edilebilir HC emisyonlarına ulaşmışlardır. Bunun yanı sıra, çok yüksek is emisyonları oluşmuştur [40,41,74].

### 4. Toyota Metodu

Toyotanın UNIBUS (Uniform Bully Combustron System) yanma sistemi, erken direkt püskürtmeli bir HSKA motor yanma konseptidir. Bu teknikte, Ü.Ö.N.'den yaklaşık 50<sup>0</sup> önce homojen karışım meydana getiren birinci püskürtme daha sonra ise, Ü.Ö.N'den 13<sup>0</sup> krank açısı sonra ikinci püskürtme yapılmaktadır. Bu iki aşamalı püskürtme tekniği ile, HC ve CO emisyonları aşırı derecede kötüleştirmeden yanma verimi gelişmektedir [41].

### 5. IFP (Institut Francais du Petrole) Metodu

Dar açılı direkt enjeksiyon (NDAI) konsepti IFP tarafından geliştirilmiştir. Yanma odası tasarımı ve püskürtme formasyonu, direkt enjeksiyonlu geleneksel dizel yanması fonksiyonunu kaybetmeksizin, erken püskürtmeli HKSA motor yanması için optimize edildi. Yaklaşık 80 derece açığı kapsayan dar açılı bir nozul kullanıldı. Yakıt, sıcaklık ve yoğunluğun düşük olduğu, silindir duvarının ıslanmadığı, sıkıştırma zamanında, erken püskürtüldü. Piston başı geometrisi dikkatli bir şekilde dizayn edildi ve yakıt, aynı enjektörle, geleneksel difüzyon yanmasında, tam yükte püskürtüldü. Motor, düşük yükten orta yüke HKSA rejim ile çalıştırılırken, yüksek yükte ise geleneksel yanma rejiminde çalıştırıldı [41,71].



Şekil 3.1. Dar açılı direkt enjeksiyon yanma sistemi (40)

### 3.5.3. Silindir İçerisine Geç Yakıt Püskürtme Metodu

Püskürtme çok geciktirilirse, pistonun genişleme hareketinden dolayı gaz sıcaklık ve yoğunluğu azalır ve bu durum kendiliğinden tutuşma gecikmesi süresinin çok artmasına yol açar. Bu şartlar, karışım formasyonunu geliştirmektedir. HKSA motor yanması için bu şartlar uygundur. Geç püskürtme yöntemi, eğer yüksek EGR oranları ile birleştirilirse gerçeğe uygun HKSA motor yanması elde etmek için en kolay yoldur.

Geç püskürtme stratejisinin; silindir içinde yeterli homojen karışım sağlamadaki yetersizliğine rağmen iki büyük avantajı vardır. Bunlar;

- a) Geç püskürtme stratejisi geleneksel dizel motorlara rahatça uygulanabilir.

- b) Yanma başlangıcı kontrolü, diğer HKSA yanma konseptlerinden daha kolaydır. Yanma fazı kontrolü geleneksel dizel motorlarındakine benzer şekilde püskürtme zamanlamasıyla sağlanır [41].

Bu geç püskürtme konseptinin iki başarılı uygulaması MK (Modulated Kinetics) ve HPLI (Yüksek ön karışimli geç püskürtme) yanma sistemleridir.

MK yanma tekniği Nissan Motor şirketi tarafından geliştirilmiş ve yüksek hızlı dizel motorlarında kullanılmaya başlamıştır [41,75,76].

Birinci nesil MK sisteminin çalışma sahası maksimum torkun yaklaşık üçte biriyle, orta hız seviyeleriyle sınırlıdır [40]. MK sisteminde, HKSA karakteristikli yanmanın başarısı 3 faktöre bağlıdır. Birincisi; giriş hava oksijen konsantrasyonu EGR ile düşürülmekte; bu durum  $NO_x$  emisyonunda sert bir düşüşe yol açarken, is ve HC emisyonlarını kötüleştirmektedir. İkinci olarak; ateşleme başlangıcı, düşük  $NO_x$  ve is emisyonlu, ön karışimli yanmaya yol açtığı için geciktirilmiştir. Fakat HC emisyonları artış göstermiştir. Üçüncü olarak ise, karışım oluşumunu geliştirmek için yüksek türbülans oranı kullanılmıştır. Çok düşük is emisyonları ve ciddi oranda HC emisyonlarında azalmaya yol açmıştır. Bu üç faktör tutuşma gecikmesinin artırılmasına katkı sağlamış ve sonuç olarak yakıtın tamamı ateşleme başlangıcından önce enjekte edilmiştir [41,62,76].

İkinci nesil MK sisteminde çeşitli değişiklikler yapıp, sisteminin çalışma sahası daha ağır yük ve yüksek hız bölgesine kaydırılmıştır [40,41,77]. İkinci nesil MK yanma sisteminde, çok yüksek püskürtme basıncı vasıtasıyla, kendiliğinden tutuşma gecikmesi, sıkıştırma oranı ve soğuk EGR miktarının azaltılmasıyla birlikte azaltılmıştır. Oksijen konsantrasyonunun azalması ve ateşleme başlangıcının gecikmesiyle birlikte,  $NO_x$  ve is emisyonlarının aynı anda azalması sağlanmıştır. Yakıtın hepsi yanma başlangıcından önce püskürtüldüğünde, eş değerlik oranından bağımsız olarak is emisyonlarının çok düşebileceği görülmüştür [41,77].

Yüksek ön karışimli geç püskürtme sisteminde (HPLI), püskürtme Ü.Ö.N.'dan sonra gerçekleştirilmektedir. Geleneksel yanmayı önlemek için, püskürtme başlangıcı;

yanmadan önce homojen karışımı sağlayacak kadar geciktirilmiştir. Püskürtme sonu ve yanma başlangıcı arasındaki süreye, uygun karışım oluşumunu sağlayacak şekilde karar verilmiştir. Püskürtme ve yanma evresinin birlikte olması durumunda; dikkate değer miktarda is üretimi gerçekleşmekte ve bu nedenle, yanma aşamasının sonunda çok az yüksek sıcaklıklarda tutmak is oksidasyonunun tamamlanmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaltılması % 40 EGR oranlarında mümkün olmuştur [41].

### 3.6. HKSA Motorlarda Kullanılabilecek Alternatif Yakıtlar

Petrol kökenli yakıtların rezervlerinin sınırlı olması bilim adamlarını bu yakıtların yerini alabilecek alternatif yakıtların arayışına itmiştir. Bu arayış sonucu içten yanmalı motorlarda kullanılabilecek birçok alternatif yakıt bulunmuştur. Ancak yüksek üretim ve dağıtım maliyetleri gibi ekonomik faktörler alternatif yakıtların motorlarda kullanımını sınırlandırmaktadır [40,78].

HKSA motorlarda alternatif yakıtların kullanılmasının esas sebebi, HKSA motorların çalışma aralığının genişletilmesi isteğidir. Ayrıca HKSA motorların çalışması sırasında görülen diğer problemlere de alternatif yakıtların çözüm olabileceği düşünülmektedir. HKSA motorlarda kullanılabilecek alternatif yakıtlar; sıkıştırılmış doğalgaz (CNG), sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG), sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), hidrojen, metanol ve etanoldur [40,79].

Tablo 3.1. Alternatif yakıtların özellikleri [ 40,78,80,81].

Yakıt	MON	RON	SS	Hu (MJ/kg)
Benzin	82-89	90-100	13-17	42-44
Dizel			40-55	~42,5
Doğal Gaz	120	>127	<6	45-49
LPG	93-96	94-110	<3	49,9
Hidrojen		>130		120
Metanol	92	106	<5	19,7
Etanol	89	107	<5	26,8

### 3.6.1. Metanol ve Etanol

Metanol ve etanol içten yanmalı motorlarda kullanılabilen alkol kökenli yakıtlardır. Metanol, doğalgaz ve kömürden, etanol ise tarımsal ürünlerin fermantasyonundan elde edilebilmektedir [40,78]. Bu iki alkol yakıtın, HKSA yanma karakteristiklerini iyileştirdiği tespit edilmiştir. Özellikle metanol, benzin ile kıyaslandığında HKSA çalışma aralığını önemli ölçüde genişletebilmektedir. İki zamanlı bir buji ile ateşlemeli motorun (BAM) HKSA modunda çalıştırılıp, yakıt olarak benzin ve metanolun kullanıldığı, çalışma sonucunda, metanolun benzine göre daha fakir karışım ile çalışabilme imkanı sağladığı ve rölanti şartlarında HKSA çalışmasına imkan verdiği görülmüştür [82].

Alkol yakıtlar, diğer yakıtlarla karşılaştırıldığında daha çok formaldehit emisyonu üretmektedir. Metanol de etanole göre daha fazla formaldehit emisyonu oluşturmaktadır. Metanolün, etanola göre daha geniş HKSA çalışma aralığına sahip olmasını, daha fazla formaldehit üretmesine bağlayabiliriz. Çünkü az miktardaki NO ve NO<sub>2</sub>' nin kendi kendine tutuşmayı kolaylaştırdığı bilinmektedir [83,84].

Metanolü yakıt olarak kullanan motorların, ağır yüklerde ön tutuşma reaksiyonlarının çok hassas olduğu bilinmektedir. 10 °C ' nin altındaki ortam sıcaklıklarında metanol kullanan motoru ilk harekete geçirmek çok zordur. Bu metanolün düşük buhar basıncından ve yüksek buharlaşma ısısı ihtiyacından ileri gelmektedir [40,85,86].

### 3.7. HKSA Motorlarda Kullanılabilecek Yakıt Katkı Maddeleri

Bilinen alternatif yakıtların temel problemi, metanol ve etanol hariç, yüksek oktan sayılarına sahip olmalarıdır. Bu durum sıkıştırma oranı yüksek HKSA çalışmasını gerekli kılmaktadır. Yüksek oktan sayısına sahip yakıtların HKSA çalışma aralığını genişletmek için tutuşma kabiliyetini artırıcı katkı maddelerinden yararlanılabilir.

Dizel yakıtının setan sayısını (ss) artırmak üzere kullanılan katkı maddeleri, benzin ve alternatif yakıtlar içinde kullanılarak tutuşma kabiliyetlerinin artırılması sağlanmaktadır. Tutuşma kabiliyetini artırıcı katkı maddeleri; dimetil eter (DME),

dimetoksi metan (DMM), dietil eter (DEE), di-tertiary butil peroksit (DTBP) ve 2-etilheksil nitrat (2-EHN) olarak sıralayabiliriz [40,87,88].

Tablo 3.2. Yakıt katkı maddeleri özellikleri [40,89].

Yakıt katkı maddeleri	Setan sayısı	Kaynama noktası °C	Hu (MJ/kg)
DME	>55	-25	27,6
DMM	25-30	42	22,3
DEE	>125	34	33,9
DTBP		110	
2-EHN			

### 3.7.1. Dimetil Eter (DME)

DME; doğalgaz, kömür ve bio-kütle gibi değişik hidrokarbonlardan üretilmektedir. Düşük kaynama noktası ve buhar basıncından dolayı kolayca buharlaşabilmektedir. Tutuşma karakteristikleri bakımından ise çok iyi bir yakıttır. Tutuşma gecikmesi diğer gaz yakıtlardan daha kısadır ve yüksek setan sayısına sahiptir. Ayrıca yüksek buhar basıncı sayesinde, dizel yakıtının erken püskürtülmesi nedeniyle ortaya çıkan buharlaşma problemine maruz kalmamaktadır. Bu sayılan özelliklerinden dolayı DME, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar için uygun bir yakıttır [41,90].

Ancak DME' de dizel yakıtı gibi çok çabuk tutuşmaktadır. Bu durumda DME' in dizel yakıtı gibi katkısız kullanılması, HKSA çalışma aralığının sınırlı olması problemine çözüm getirmeyecektir. Yukarıda sayılan bu özelliklerin yanında; DME dizel yakıtının yerine düşünülse de, maliyetinin dizel yakıtından yüksek olması DME'i daha çok katkı maddesi olarak değerlendirilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu nedenle DME daha çok dizel yakıtının tutuşmasını artırıcı bir katkı maddesi olarak kullanılmaktadır [40,91].



### 3.7.2. Dimetoksi Metan (DMM) ve Dietil Eter (DEE)

Di metoksi metan; gazdan sıvıya dönüşüm (GTL) teknolojisi kullanılarak üretilmektedir. DMM ayrıca DME' in oksidasyonu yoluyla da elde edilebilmektedir. DMM / dizel yakıtı karışımlarının partikül madde (PM) emisyonlarını % 30' dan % 80' e kadar azalttığı tespit edilmiştir. DMM' nin setan sayısı dizel yakıtından daha düşüktür. DMM dizel yakıtı ile karıştırıldığında karışım setan sayısı azalmaktadır. Dizel yakıtı içerisindeki DMM oranı hacimce % 30' un altında ise setan sayısında fazla düşüş olmamaktadır [40,92–94].

Di etil eter, etanolun dehidrasyonu ile elde edilmektedir. DEE' de DMM gibi dizel motorların performans ve emisyonlarında aynı etkiyi göstermektedir. Dizel motorunun ilk harekete geçmesi için DEE çok iyi bir katkı maddesidir. DEE' nin setan sayısı 100' den büyük ise de DEE' ye dizel yakıtı ilave edilmesi tutuşmayı önemli derecede geciktirir. Dizel yakıtlı HKSA motorlarda en önemli problem tutuşmanın erken olmasıdır. DMM veya DEE' nin dizel yakıtına ilavesi ile kendiliğinden tutuşma başlangıcı geciktirilerek ÜÖN' ye yaklaştırılabilmektedir [40,95].

### 3.7.3. Di-tertiary Butil Peroksit (DTBP)

DTBP, tutuşma kabiliyetini artırıcı peroksit bazlı bir katkı maddesidir. Peroksitlerin tümü setan sayısı artırıcı olarak işlev görmektedir. Peroksitlerin en önemli problemi ısıl kararlılıktır ve bu durum peroksitlerin kullanımını sınırlamaktadır. Peroksitler zaman içinde ortam sıcaklıklarında bozularak serbest kökler oluşturmaktadırlar. Bu hidroperoksitlerin oluşumuna ve yakıt kullanma problemlerine yol açar. Dialkil peroksitler ise bunların içinde daha fazla ısıl kararlılığa sahiptir. DTBP, Dialkil peroksitler içerisinde, dizel yakıtının setan sayısını artırmada öne çıkmaktadır. Dizel yakıtına % 1 oranında DTBP ilavesi ile 10 - 15 arasında setan sayısı artışı sağlamaktadır [40,96,97].

### 3.7.4. 2-Etilheksil Nitrat (2-EHN)

Dizel yakıtının setan sayısını artırmada etkili maddelerden birisi de organik nitrat bileşiklerdir. Bu organik nitrat bileşiklerden birisi de 2-etilheksil nitrat (2-EHN) 'dır. Yapılan bir çalışmada dizel yakıtına 2-EHN ve DTBP ilavesi yapılmıştır. Test yakıtına 7500 ppm 2-EHN katıldığında test yakıtının setan sayısı 11,4 artarken, aynı artışı elde etmek için 12000 ppm DTBP' ye ihtiyaç olduğu görülmüştür. Yine başka bir çalışmada, DTBP' nin setan sayısı artırmada ki etkinliği 2-EHN' nin yaklaşık % 60' ı kadar olduğu tespit edilmiştir. 2-EHN ve diğer nitratların HKSA çalışmasındaki kendiliğinden tutuşma üzerindeki etkisi araştırılmaktadır [40,98,99].

### 3.7.5 Fischer – Tropsch Dizel (F – T Dizel)

F–T dizel, gazdan sıvıya dönüştürme (GTL) teknolojileri kullanılarak üretilebilmektedir. F–T dizel yakıtı; kömür, doğalgaz veya bio–kütle gibi hidrokarbonların herhangi birinden elde edilebilmektedir. F–T dizel yakıtı yapısının büyük bir bölümü düz parafinik hidrokarbonlardan oluşmakta ve içerisinde kükürt, azot ve aromatikler çok az miktarda bulunmaktadır. Ayrıca yüksek setan sayısı ( $ss > 70$ ) değerlerine sahiptir.

F – T dizel yakıtının tek başına kullanıldığı motorlarda önemli miktarda emisyon düşüşleri sağlanmaktadır. Ayrıca alt ısı değerinin dizel yakıtına yakın olması yakıt ekonomisi açısından bir kayba sebep olmamaktadır. Ancak bu olumlu özellikleri yanında F – T dizel yakıtı, şu an için petrol kökenli yakıtlar ile rekabet edememektedir. O nedenle daha çok F – T dizel katkı maddesi olarak kullanılmaktadır.

Norton ve ark; 2 no'lu dizel yakıtına % 30 oranında F – T dizel ilavesi ile  $NO_x$  emisyonlarında % 10, PM emisyonlarında % 5, CO emisyonlarında % 15 ve HC emisyonlarında ise % 40 azalma sağlamıştır [40,100].

F–T dizel yakıtının bir başka problemi ise; düşük sıcaklıklarda mum (uzun parafinik moleküller) oluşmasıdır. Bu nedenle katkı maddesi olarak F – T dizel miktarının yüksek oranlarda olması soğukta ilk hareket problemi oluşturmaktadır [40].

### 3.7.6. Benzin – Dizel Yakıt Karışımları

Düşük yüklerde HKSA motor çalışması için yüksek oktan sayısına sahip benzin uygun bir yakıt değildir. Dizel yakıtlı ön karışimli yanma işleminde ise yakıtın çok çabuk tutuşması bir problemdir. Bu iki yakıtın karıştırılarak HKSA yanma işleminde kullanılması iyi sonuçlar alınmasını sağlayabilir.

Emme havası sıcaklığı ve sıkıştırma oranı değiştirilerek yapılan deneyde; 100 °C emme havası sıcaklığında sadece benzin kullanıldığında HKSA çalışması elde etmek için sıkıştırma oranının 19/1' e yükseltilmesi gerektiği belirlendi. Aynı şartlarda dizel yakıtı ile çalışmada ise bu oran 11/1' e kadar geriledi. % 40 benzin - % 60 dizel yakıt karışımlarında ve aynı emme havası sıcaklığında sıkıştırma oranı 12,5/1' e yükseltildi. Yapılan bu deneyler, benzin dizel karışımlarının HKSA çalışma aralığını genişletmek için kullanılabileceğini gösterdi [40,101].

### 3.8. Kaynak Araştırması

Noguchi ve ark. [39]; iki zamanlı karşıt pistonlu bir motorda HKSA yanmanın spektroskopik analizini yapmışlardır. Yapılan bu analiz neticesinde, iki zamanlı motorlarda, kısmi yük şartlarında HKSA uygulamasının oldukça verimli olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca; düşük yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarına ulaşmışlar, yanma sırasında alev cephesinin oluşmadığını, tutuşmanın silindirin bir çok noktasında gerçekleştiğini bulmuşlardır.

Najt ve ark. [102]; dört zamanlı motorlarda HKSA yanmayı incelemişlerdir. Deneyleri farklı motor hızlarında ve yakıt karışımlarında gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca emme havasını ısıtmışlardır. Deneyler sonucunda; HKSA yanmanın; silindirdeki dolgu bileşimi, sıcaklık ve basınç aracılığı ile kontrol edilebilen kimyasal bir kinetik yanma süreci olduğunu belirlemişlerdir. HKSA yanma süreci kontrolünün, zor olduğunu ve çalışma aralığının sınırlı olduğunu bir olumsuzluk olarak ortaya koymuşlardır.

Marriot ve ark. [103]; homojen karışım elde etmek için püskürtme zamanlamasını değiştirmişlerdir. Deneyler sonucunda; erken püskürtme aracılığı ile çok düşük azot oksit ( $NO_x$ ) ve partikül madde (PM) emisyonları elde etmişlerdir. Geç püskürtme zamanlamasının uygulanması durumunda ise  $NO_x$  ve PM emisyonlarının arttığını tespit etmişlerdir.

Hiraya ve ark. [56]; benzinli bir HKSA motorun çalışma aralığına EGR' nin etkisini incelemişlerdir. Deneyler neticesinde; düşük EGR oranı ve emme havası sıcaklıklarının, hava – yakıt oranının kullanılmasının motor çalışma aralığını daralttığını ve motor çıkış gücünü artırdığını tespit etmişlerdir. Ayrıca EGR oranının ve emme havası sıcaklıklarının artırılması durumunda; hava – yakıt oranının kullanılma aralığının genişlediğini, motor çıkış gücünün ise azaldığını belirlemişlerdir.

Machrafi ve ark [104]; su soğutmalı, tek silindirli bir CFR motorunda; giriş sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve sıkılaştırma oranını değiştirerek emisyonları ve EGR'nin termik ve kimyasal verime etkisini incelemişlerdir. Giriş sıcaklığı, EGR sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve sıkıştırma oranının artırılması ile CO ve HC emisyonları % 75'e kadar azaltılmıştır.  $CO_2$  emisyonu ise % 50 artmıştır. Kimyasal parametreler; tüm reaktifliğin artıp artmamasına bağlı olarak, emisyonların azalması veya artmasıyla sonuçlanan çok karışık etkiler göstermiştir. Reaktifliğin artmasıyla; CO, HC ve  $CO_2$  emisyonları artmıştır.  $CO_2$  emisyonlarındaki artışın; sıkıştırma oranı ve EGR parametrelerinin değişimi tarafından karşılanabileceğini tespit etmişlerdir.

Zhao ve ark. [53]; değişken supap zamanlaması uygulamasını, HKSA yanma işleminin kontrol edilebilmesi amacıyla incelemişlerdir. Motor supap zamanlamasının ayarlanması sonucunda silindir içi art gazların işe yarar miktarı silindir içinde tutulabilir ve bu iç art gazların taze dolguyu ısıtması neticesinde sıkıştırma yoluyla ısıtma ihtiyacı azalmaktadır. Gerekli art gaz miktarının sağlanması neticesinde HKSA yanmanın, tutuşma gecikmesi süresi ve ısı açığa çıkış hızı ayarlanabilir. Dâhili EGR yöntemi ile silindir içi dolgunun seyreltilmesinin başlıca etkisi ana yanma üzerinde olduğunu belirtmişlerdir.

Lü ve ark [37]; dört silindirli, dört zamanlı ve direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunun bir silindirini HKSA modunda çalışabilecek şekilde modifiye etmişlerdir. HKSA modunda çalışacak silindirin, emme ve egzoz portlarını diğer silindirlere ayırmışlar ve test yakıtlarını port-enjeksiyon sistemi vasıtasıyla emme portuna püskürtmüşlerdir. Deneyler sırasında kullanılmak üzere, iki temel referans yakıt n-heptan ve izo-oktan ile bunların karışımlarını (%25-%50, % 75 ve % 90 oranlarında n-heptan/izooktan) belirlemişlerdir. Ateşleme zamanı, yanma süresi, çevrimden çevirme farklılık ve ısı yayılımına, üstte belirtilen yakıtların etkisini incelemişlerdir. Deneyler sonucunda; birinci evre yanmada, ateşleme başlangıcı gecikmiş, açığa çıkan maksimum ısı oranı azalmış ve araştırma oktan sayısının (RON) artmasıyla birinci evre yanma azalması sırasında, basınç ve sıcaklık yükselmiştir. Ayrıca birinci evre yanmada açığa çıkan toplam ısının, karışımdaki n-heptan konsantrasyonuna bağlı olduğunu belirtmişlerdir. İkinci evrede yanma ateşleme başlangıcı birinci evre ateşleme başlangıcı ile lineerdir. İkinci evre yanmasının yanma süresi oktan sayısının azalması ve eşdeğerlik oranının artmasıyla azalmıştır. Çevrimden çevirme farklılık; setan sayısı ve eşdeğerlik oranının artmasıyla azalmıştır.

Garcia ve ark [105]; HKSA modda çalışabilecek şekilde düzenledikleri bir dizel motorunun performansındaki değişimleri standart dizel çalışmasındaki durum ile mukayese etmişlerdir. Bunun için, püskürtme avansını ÜÖN' den  $17^0$  önce başlayarak  $10^0$  aralıklarla emme supabının kapanma açısı olan  $144^0$  ye kadar değiştirmişlerdir. Ayrıca emme havasına  $18^0\text{C}$ ' den  $50^0\text{C}$ ' ye  $20^0\text{C}$  aralıklarla ön ısıtma yapıp, soğuk EGR uygulamışlardır. Yapılan çalışma sonucu; en iyi HKSA yanma modu enjeksiyon açısının ÜÖN' den  $45^0$  önce olduğunu belirlemişlerdir. Açısal hızdaki bir artışın yanma başlangıç açısında bir azalmaya sebep olduğunu ve bu durumun sıkıştırma zamanındaki basınç düşüşünden dolayı motor gücünde pozitif bir etki yaptığını tespit etmişlerdir. Hava-yakıt eşdeğerlik oranının HKSA zamanlamasında direkt bir etkiye sahip olduğunu, hava-yakıt eşdeğerlik oranının azalması durumunda yanma başlangıcının ilerleyeceğini görmüşler ve bu durumun sıkıştırma zamanındaki basınç artışından dolayı motor gücünde negatif bir etkiye sebep olduğunu gözlemlemişlerdir. İS emisyonlarının, HKSA modundaki çalışmada ihmal edilebilir boyutlarda olduğunu ve EGR oranından bağımsız olduğunu ifade etmişlerdir. HKSA modundaki çalışmada EGR uygulamasının yapılması durumunda

çok düşük NO<sub>x</sub> emisyonlarına ulaşılabileceğini görmüşlerdir. Ayrıca genellikle HKSA modunda elde edilen HC ve CO emisyonlarının, erken enjeksiyon ve silindir duvarlarına yakıt yapışmasından dolayı dizel modundaki çalışmadan daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Çanakçı ve ark [106]; tek silindirli, direkt püskürtmeli, elektronik kontrollü bir dizel motorunu, HKSA motora dönüştürmüşler ve kademeli püskürtme, mikro-genetik algoritma optimizasyon kodu ile bilgisayar kontrollü deneyler yaparak motorun çalışmasını optimize etmişlerdir. Optimizasyon işlemi dikkate alınan değişkenler; püskürtme başlangıç zamanı, emme hava giriş sıcaklığı, her bir püskürtmedeki yakıt yüzdesindeki değişim ve iki püskürtme aralığında değişimdir. Deneyleri, 10 MPa yakıt basıncında ve 700 devir/dakika motor hızında gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda; optimum püskürtme stratejileri kullanımı ile emisyonlarda önemli azalmaların olabileceğini tespit etmişlerdir.

Chen ve ark [6]; ileri yanma simulasyon paket programını (SENKIN) kullanarak, HKSA yanma işlemine EGR' nin kimyasal ve termal etkilerini hesaplayarak analiz etmişlerdir. Analizler sonucu; yanma başlangıcı için gerekli olan termal enerjiyi EGR' nin kontrol altında tuttuğunu fakat onu kontrol altında tutan kimyasal özelliklerin, ısı yayılım oranı ve yanma ateşleme zamanının, her ikisinde de farklı olduğunu belirlemişlerdir.

Çanakçı [107]; direkt püskürtmeli, homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli bir deney motorunun egzoz emisyonlarına ve motor performansına, giriş havası basıncının etkisini incelemiştir. Bunun için bir dizel motorunu direkt enjeksiyonlu homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli (DI-HKSA) motora dönüştürmüştür. Her motor devri için eşdeğerlilik oranını 0,22' de, emme havası giriş sıcaklığını da 119 °C sabit tutmuştur. Deneylerde, 101, 117 ve 138 kPa olmak üzere farklı üç giriş hava basıncı değeri almıştır. Enjeksiyon başlangıcını, her test şartında maksimum motor torkunu verecek şekilde ayarlamıştır. Bütün bu yapılanlardan sonra şu sonuçlara ulaşmıştır; Motor torkunun, giriş havası basıncının artmasıyla arttığını, motor hızının artmasıyla ise azaldığını tespit etmişlerdir. Egzoz sıcaklığı, her basınç artışı için motor hızının artmasıyla artmış fakat enjeksiyon zamanı ileriye alındığı için basınç

artışının artmasıyla azalmıştır. Yanma verimi her artan basınç değeri için motor hızıyla artmıştır. Fakat en yüksek basınç değerindeki yanma verimi bütün motor hızlarında nispeten aynı kalmıştır. En düşük basınç artışı için yanma verimindeki artışlar en yüksek basınç artışından daha yüksek olmuştur. Buna göre basınç artışının ve enjeksiyon zamanlamasının yanma verimi üzerinde motor hızından daha etkili olduğunu belirlemiştir. Fren termal veriminin motor fren torkuyla aynı eğilimi gösterdiğini tespit etmiştir. Fakat fren termal verimiyle yanma verimini karşılaştırdığında ters bir ilişki olduğu görülmüştür.

Tanaka ve ark [18]; homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motor yanmasına yakıt yapısının, eşdeğerlik oranının, katkı maddesi tipinin ve giriş gaz sıcaklıklarının etkisini araştırmışlardır. Bunu yaparken çeşitli saf yakıtlar ile bunların karışımlarını kullanmışlardır. Deneyler sonucunda; ağır hidrokarbon yakıtların yanma oranı ve ateşleme gecikmesinin güçlü bir şekilde yakıt yapısından etkilendiklerini belirlemiştir. Yakıt olarak n-heptan ve izo-oktan karışımı kullanıldığı zaman ateşleme gecikmesi sadece n-heptandaki oksijen mol oranının bir işlevi olduğunu tespit etmişlerdir. Bununla beraber, toplam basınç artışı ve yanma oranları oktan sayısı ve eşdeğerlik oranının her ikisinin bir işlevi olduğunu belirtmişlerdir. Ateşleme gecikmesinin, di-tertiary-butyl-peroxide (DTBP) veya 2-ethyl-hexyl-nitrate (2-EHN)'in hava-yakıt karışımına ilave edilmesi veya giriş havası sıcaklığı artırılması ile önemli ölçüde kısaldığını, fakat bu durumdan toplam basınç artışı ve yanma oranının etkilenmediğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak; HKSA yanma işleminde ateşleme gecikmesi ve yanma oranlarının, çeşitli yakıt karışımları ve katkıları kullanılarak bağımsız olarak kontrol edilebileceğini tespit etmişlerdir.

Ma ve ark [20]; tek silindirli, direkt enjeksiyonlu, dört zamanlı ve doğal emişli bir dizel motorunda, n-heptan ve dizel yakıtı kullanarak, ön karışım oranı ( $r_p$ ) ve direkt enjeksiyon zamanının kısmi HKSA (DI-HKSA) yanma karakteristiklerine ve emisyonlarına etkilerini araştırmışlardır. Elektronik kontrollü port enjeksiyon sistemi ile n-heptan emme manifolduna enjekte edilirken dizel yakıtı direkt olarak mekanik enjeksiyon pompası ile Ü.Ö.N'ye yakın silindire enjekte edilmiştir. Deneyler sonucunda; kısmi HKSA motor performansı dizel motoru ile karşılaştırıldığında düşük-orta yüklerde ön karışım oranının artmasıyla indike ortalama efektif basıncın

(IMEP) arttığını, yüksek yükler ve geniş ön karışım oranlarında ise kötüleşme olduğunu görmüşlerdir. Direkt enjeksiyon zamanı kısmi HKSA yanma işleminin emisyon ve yanma karakteristikleri sınırlı etkilemiştir. Bununla birlikte ön karışım oranı ile birlikte direkt enjeksiyon zamanının kısmi HKSA motorunun optimum çalışması için çok önemli olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kısmi HKSA motor yanmasının düşük ve orta yüklerde dizel motorunun indike termik verimini etkili bir şekilde geliştirebileceğini tespit etmişlerdir.

Lü ve ark [19]; tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu, silindir çapı 95 mm, kursu 105 mm ve sıkıştırma oranı 18,5/1 olan bir HKSA motorda, n-heptana metil tersiyer-butly ether (MTBE) ilave ederek yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneyleri önce saf n-heptana göre yapmışlar daha sonra n-heptana hacimsel olarak % 10-20-30-40 ve 50 oranlarında (MTBE) ilave edilerek sabit motor hızında gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda; en yüksek ısı değerleri düşük sıcaklık reaksiyonu (LTR) sırasında çıkmış ve negatif sıcaklık katsayı (NTC) süresi, karışımdaki MTBE'nin artmasıyla uzamıştır. N-heptana, MTBE ilavesinin artmasıyla maksimum ve en düşük motor yükünün her ikisi de lineer olarak artmıştır. MTBE/n-heptan yakıt karışımının yanabilirliğinin kötüleşmesinden dolayı, yanma verimi MTBE girişiyle azalmıştır. n-heptanın aynı kısmı eşdeğerlik oranı için, LTR ve yüksek sıcaklık reaksiyonunun (HTR) her ikisi MTBE'nin ilavesinden dolayı gecikmiştir. Maksimum silindir içi basıncı ve açığa çıkan ısı miktarının maksimum değeri, tutuşma Ü.Ö.N'de olduğunda en geniş değerlerine ulaşılmıştır.

Christensen ve ark. [60]; düşük setan sayılı ve yüksek uçucu yakıtları (izooktan, etanol, doğalgaz), 17/1 ve daha yüksek sıkıştırma oranlarında kullanmışlar ve homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli (HKSA) çalışmada elde edilen termik verimin konvansiyonel dizel motorundakine yakın olduğunu belirlemişlerdir. 21/1 sıkıştırma oranında, HKSA yanma şartlarında yakıt olarak izooktan kullanıldığında ön ısıtmaya gerek olmadığını, etanol ve doğalgaz kullanımında ise sırasıyla 80 °C ve 120 °C'lik ön ısıtma yapılması gerekli olduğunu tespit etmişlerdir.

Sjöberg ve ark [108]; HKSA motorlarında, hidrokarbon yakıtları için kabul edilebilir en düşük yanma sıcaklıklarını araştırmışlardır. Yakıt olarak; izooktan, n-heptan,



toluen ve metilsiklohegzan kullanmışlardır. Deneyleerde, tek silindirli sıkıştırma oranı 18/1 olan bir dizel motoru kullanmışlar, motor devrini ise 1200 devir/dakika' da sabit tutmuşlardır. Deneyleer sonucunda; gerekli en yüksek yanma sıcaklığının yakıt tipi ve kendiliğinden tutuşma karakteristiklerinden bağımsız olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun sebebi olarak da, nihai CO oksidasyon prosesinin, orijinal yakıt molekül yapısından bağımsız olmasından kaynaklandığını görmüşlerdir. Ayrıca şaşırtıcı şekilde üst ölü noktadaki yanma evresinin, gerekli en yüksek yanma sıcaklığından etkilenmediğini belirtmişlerdir. Bunun nedeni olarak, en yüksek sıcaklığa ulaşmada harcanan zamanın, reaksiyon yavaşladığı için, yanma evresi ile çok değişmemesi olarak görmüşlerdir. Motor hızı, direkt olarak, en yüksek sıcaklıkta, mevcut zamandan etkilendiğinden en düşük kabul edilebilir en yüksek dolgu sıcaklığında bir etkiye sahip olduğunu ifade etmişlerdir.

Lü ve ark. [109]; dört silindirli, dört zamanlı, yüksek hızlı direkt enjeksiyonlu dizel motorunun bir silindirini HKSA yanma modunda çalışacak şekilde modifiye etmişlerdir. Diğer silindirler ise orijinal modunda çalışacak şekilde bırakmışlardır. Temel yakıt olarak n-heptan kullanmışlar ve ateşlemeyi kontrol etmek için ise yavaşlatıcı olarak, metanol, etanol, izopropanol, methyl tert-butyl ether (MTBE) seçmişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda; metanolün en etkili ateşleme yavaşlatıcısı olduğunu ve ateşlemeyi yavaşlatma etkinliğinin sırasıyla MTBE, izopropanol, etanol ve metanol şeklinde artarak gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Etanolün ise; çalışma alanı, termal verim ve emisyonlar düşünüldüğünde en iyi katkı olduğunu görmüşlerdir. Yanma yavaşlatıcı etkinliği inhibitör kalitesinin artmasıyla artmış fakat aşırı katkı enjeksiyonu HC ve CO emisyonlarının artıp, termal verimin kötüleştiği fakir yanma evresiyle sonuçlanmıştır. Etanol/n-heptan çift yakıtlı çalışma için, kısmi yanma etanol mol oranı toplam yakıttan 0,20 den daha yüksek olduğunda gözlenebileceğini ve alev sönmesinin etanol mol oranının, toplam yakıttan 0,25 daha büyük olduğunda olabileceğini tespit etmişlerdir. CO emisyonlarının maksimum yanma sıcaklığına bağlı olduğunu ve HC emisyonlarının ise bütün yakıttaki n-heptanın molar yüzdesi tarafından belirlendiğini tespit etmişlerdir.

Megaritis ve ark [110]; atık gazların tutulduğu ve aşırı doldurmalı bioetanol HKSA yanma işlemine su katkısının etkisini araştırmışlardır. Deneyleeri 1500 devir/dakika'

da gerçekleştirmişlerdir. Deneyle boyunca, silindir içerisinde atık gaz tutmak için negatif supap bindirmesi uygulamışlar ve aşırı doldurma için bağımsız bir kompresör kullanmışlardır. Deneyle sonucunda; bioetanoldaki düşük su konsantrasyonunun yanmaya etkisinin minimal düzeyde olduğunu görmüşlerdir. Fakat su içeriğinin %20' ye çıkartılması durumunda, mevcut yük bölgesinin ve yanma için gerekli hava fazlalık katsayısının önemli şekilde azaldığını tespit etmişlerdir. Bioetanol – su karışımındaki su içeriğinin, sıkıştırma sırasındaki gaz sıcaklıklarını azalttığından silindir içi sıcaklıkları azaltmış olduğunu belirtmişlerdir. Silindir içi sıcaklığın azalması durumunda yanma evresinin aşırı bir lambda için geciktiğini görmüşlerdir. Bu nedenle kararlı bir yanmanın sürdürülebilmesi için lambdanın azaltılması gerektiğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığının artırılması durumunda, etanoldeki su içeriğinin HKSA yanma toleransını artıracakını belirtmişlerdir.

Huang ve ark [111]; HKSA yanması genişlemiş çalışma limitlerine, buji deşarjının rolünü, motor deneyle ve sayısal alev modeli kullanarak araştırmışlardır. Aşırı-seyreltilmiş n-heptan/hava karışımlarının alevlenme limitleri; sıcaklık, basınç ve HKSA çalışmasına uygun seyreltme seviyelerinin üst alanlarında hesaplamışlardır. Başarılı HKSA yanması için silindir içindeki dolgunun sıcaklıkların yükseltilmesi ile HKSA çalışma rejiminin çok üzerinde alevin yayılmasını desteklediğini belirtmişlerdir. Bununla beraber; düşük yükler altında ve rölanti şartlarında seyreltme seviyelerinin oldukça geniş olduğunu ve bujinin HKSA yanmasını etkilemediğini ifade etmişlerdir. Sonuç olarak; bazı mekanizmaların bu şartlar altında yanma işleminin kontrolü için kullanılabileceğini söylemişlerdir.

Hernandez ve ark [112]; HKSA şartlarında çalışan tek silindirli bir dizel motorunda kendiliğinden tutuşmanın önceden belirlenebilmesi için dizel yakıtının yerini alabilecek bir yakıt araştırmışlardır. Motor çalışma şartlarını, dizel HKSA yanmasının iki aşamalı oksidasyon kinetik karakteristiklerini (düşük ve yüksek sıcaklık rejimleri) kontrol eden bütün önemli parametreleri (motor yükü, motor hızı, enjeksiyon zamanı ve EGR'li dolgu kompozisyonu) değerlendirmek için modifiye etmişlerdir. Deneyle sonucunda; dizel yakıtının yerini alabilecek yakıt olarak, %50 n-heptan ile %50 toluen karışımını (kütlesel olarak) önermişlerdir. HKSA yanma kontrolü için en önemli tekniklerden birisi olan EGR etkisinin motor yüküne bağlı

olduğunu tespit etmişlerdir. Yüksek EGR oranlarında motor yükü arttığı zaman n-heptan/toluen karışım reaktivliğinin azaldığını fakat çok düşük EGR oranlarında ise arttığını belirlemişlerdir. Yaptıkları kimyasal kinetik analiz ile ateşleme zamanında toluenin etkisinin yalnızca düşük giriş sıcaklıklarında önemli olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca toluen ilave edildiğinde yanma prosesinin çok geciktiğini belirlemişlerdir. EGR'nin tutuşma gecikmesine çok önemli etkisinin olduğunu tespit etmişlerdir. Yakıt fazlalığından dolayı, yüksek motor yükünün ve yüksek EGR oranlarının çok gecikmiş yanma prosesinin nedeni olduğunu görmüşlerdir.

Yao ve ark [113]; tek silindirli, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunu modifiye ederek, dimetil eter (DME) ve metanol kullanarak HKSA kontrol yöntemlerini araştırmışlardır. Bunun için elektronik olarak kontrol ettikleri DME ve metanol enjektörlerini emme portuna bağlamışlardır. Deneyler sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşmışlardır. EGR oranı ve DME yüzdesinin HKSA yanma prosesinin kontrolü için önemli iki parametre olduğunu, yanma veriminin geniş ölçüde DME yüzdesine bağlı olduğunu ve EGR'nin yanma verimini geliştirebileceğini belirlemişlerdir. Yüksek indike termik verimin, uygun EGR oranı ve DME yüzdesinin kontrolü ile elde edilebileceğini tespit etmişlerdir. Normal yanmada, kabul edilebilir genişlikte DME yüzdesi ve yüksek EGR oranında optimum bir HKSA yanmasına ulaşılabilirliğini belirtmişlerdir. EGR, DME ve metanol yakıtlı HKSA çalışma alanındaki maksimum indike ortalama efektif basınç (IMEP)'yi büyütmemiş fakat normal yanmada DME yüzdesinin bunu genişletebileceğini görmüşlerdir. Ayrıca NO<sub>x</sub> emisyonlarını normal yanmada çok düşük elde etmişler, HC emisyonlarının DME yüzdesine bağlı olduğunu ve CO emisyonlarında silindir içindeki en yüksek ortalama sıcaklığa bağımlı olduğunu tespit etmişlerdir. Optimum yanmada, ortalama efektif basıncın artmasıyla, HC emisyonları artmış fakat CO emisyonları ise azalmıştır.

Shudo ve ark [114]; silindir çapı 85 mm, stroku 88 mm, sıkıştırma oranı 9,7/1 olan dört silindirli ve dört zamanlı bir test motorunda yaptıkları deneylerde, yüksek basınçtaki dimetil eteri (DME) ve hidrojen gazlarını emme manifolduna akış kontrol valfleri vasıtasıyla sürekli olarak göndermişlerdir. Silindir içi basıncı, silindir kapağına yerleştiren piezo-elektrik basınç algılayıcıları ile ölçüp, buradan elde

ettikleri basınç verilerini kullanıp, ortalama silindir içi gaz sıcaklığı, ortalama indike efektif basınç, indike termal verim ve ısı yayılım oranını hesaplanmışlardır. Deneyler sırasında motor devrini 1000 devir/dakika'da sabit tutup, emme havasını ön ısıtma uygulamaksızın motora göndermişlerdir. Deneyler sonucunda; hidrojenin, DME yakıtlı HKSA yanmanın ateşleme kontrolünde etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Hidrojenin ısı yayılımını düşürdüğünü ve DME'in düşük sıcaklık oksidasyonu sırasındaki sıcaklık artışını geciktirdiğini belirlemişlerdir. Ayrıca hidrojen ilavesinin erken ateşlemeyi önlediğini ve HKSA motorlarının çok yüksek yük şartlarında çalışmasına imkan sağladığını da tespit etmişlerdir.

Jr ve ark [115]; dört silindirli, sıkıştırma oranı 17/1 olan ve HKSA motora dönüştürülmüş bir aşırı doldurmalı, direkt enjeksiyonlu dizel motorunda iyonların tespitinde, bias voltajının (63 volt, 76 volt ve 140 volt), farklı yakıtların ve giriş basıncının (1 ve 1,41 bar) etkisini araştırmışlardır. Deneylerde motor devrini 1800 dev/dak olarak almışlardır. Isıtma bujisi yuvasına iyon sensörleri yerleştirmişler, yakıtı emme manifolduna enjekte etmişler ve giriş havasını (150-170 °C) ısıtıcı vasıtasıyla ısıtmışlardır. Yakıt olarak ise; n-heptan, etanol ve benzin kullanmışlardır. Deneyler sonucunda; iyon akımının bir HKSA motorunda, eşdeğerlik oranının 0,2 kadar az olduğu çok fakir şartlardaki yanmada ortaya çıktığını görmüşlerdir. Etanol ve benzinden elde ettikleri iyon sinyallerini karşılaştırmışlar ve alternatif yakıtlar için bu sinyallerin yanma olaylarını ortaya çıkarmada faydalı olabileceğini görmüşlerdir. N-heptan için iyon sinyallerinin çok zayıf olduğunu fakat bias voltajı artırıldığında büyük ölçüde arttığını belirtmişlerdir. Motordan daha fazla güç almak için giriş basıncının artırılmasının yararlı olacağını tespit etmişlerdir.

Yap ve ark [116] tek silindirli bir buji ile ateşlemeli motoru modifiye edip, sıkıştırma oranını 10,5/1'den 15/1'e çıkartıp, doğalgaz ile çalışabilecek bir HKSA motora dönüştürmüşlerdir. Doğalgaz ile HKSA çalışmasında giriş havasını ısıtmak için 3 kW'lık bir elektrikli ısıtıcı kullanmışlar, motora gönderdikleri yakıtın debisini değiştirmek suretiyle motor yükünü kontrol etmişlerdir. 1500 devir/dakika'da yaptıkları motor deneyleri sonucunda hidrojen ilavesi ile doğal gaz HKSA çalışması sırasında, belirli bir emme havası sıcaklığı için yanmanın daha erken başladığını,

EGR uygulaması ile NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaldığını, fakat CO ve HC emisyonlarının arttığını belirtmişlerdir.

Daw ve ark [117]; deneylerini, 11,34/1 sıkıştırma oranına sahip 0,5 l tek silindirli AVL marka araştırma motorunda yapmışlardır. Bu motor iki emme supabı ve bir egzoz supabına sahiptir ve hidrolik değişken valf (VVA) sistemi ile donatılmıştır. Sadece bir emme supabını girdap ve karışım geliştirmek için kullanmışlardır. Deneylerde kullanılan yakıtı, emme portundan yakıt enjektörü ile püskürtmüşlerdir. Motor hızını dinamometreyle sürekli sabit tutmuşlardır. Nominal çalışma şartlarının, motor devri için 1600 rpm ve indike ortalama efektif basınç (IMEP) içinse 3,4 bar olduğunu tespit etmişlerdir. Ateşleme zamanı 25° Ü.Ö.N'dan önce, soğutma suyu sıcaklığını da 90°C de sabit tutmuşlardır. EGR seviyesini, alev yayılmasından (PF) HKSA yanmasına geçiş için, VVA sistemi ile değiştirmişlerdir. Silindir içi basınç değerlerini, her EGR seviyesi için 0,5 derece KMA'da (krank mili açısı) kaydetmişlerdir. Deneyler sonucunda şu sonuçlara ulaşmışlardır; 1. bölge (buji ile ateşlemeli motor (SI) bölgesi); Geleneksel SI, PF yanmasında IMEP' de değişim katsayısı (COV) nispeten düşük ve NO<sub>x</sub> emisyonu yüksektir. 2. bölge (Geçiş bölgesi, buji gereklidir.); Geçiş bölgesinde yanmanın çok stabil olmadığı görülmekte fakat NO<sub>x</sub> emisyonları düşük kalmaktadır. Yanma veriminde tam alev sönmesi oluşmasından dolayı bir kayıp görülmektedir. 3. bölge (SI-HKSA, buji gerekli); HKSA benzer karakteristiklerle yanma çok kararlıdır ve buji kullanıldığı sürece NO<sub>x</sub> emisyonları düşüktür. Bujinin kesilmesiyle COV ve NO<sub>x</sub> artmıştır. 4. bölge (HKSA bölgesi); Buji ile ateşleme yoktur ve NO<sub>x</sub> emisyonları düşük elde edilmiştir. Yanma ise kararlıdır. Krank açısına karşılık en yüksek (peak) basınç artışına bakıldığında; PF' den HKSA' ya geçiş başladığında yanma geç olmuş ve maksimum yanma oranı artmıştır. EGR' nin çok düşük veya hiç olmadığı durumlarda ateşleme bujiden sonra çok kısa olur ve alevin yayılması (PF) normal halde tamamlamaya doğru ilerlemiştir. EGR çok yüksek seviyelere artırıldığında ise; dolgu, buji ateşlemesi olmadığından ve çevrimde homojen sıkıştırma ile ateşleme sonradan olduğundan yetersiz seyreltim olmuştur. EGR' nin orta seviyelerinde, bu limit modlarının her ikisi birkaç boyutuyla gerçekleştirilebilmiş fakat kararlı olmamıştır.

Kim ve ark [118] HKSA yanma prosesini saydam silindir ve pistonlu lokal spectrum analiz kullanarak buji ile ateşlemeli motor (SI) ve kademeli dolgu sıkıştırma ile ateşlemeli motor (SCCI) ile karşılaştırmışlardır. Yanma karakteristiklerini; ısı yayılım oranı, yanmış kütle oranı ve zaman-seri spectra kullanarak analiz etmişlerdir. Bunun için dört zamanlı, 9,5/1 sıkıştırma oranına sahip bir deney motoru kullanmışlardır. Deney motorunu, SI, SCCI ve HKSA olmak üzere üç modda çalıştırmışlardır. SI modu için standart benzin, HKSA ve SCCI modları için ise n-heptan – izooktan karışımı (%50-%50) kullanmışlardır. Motor hızını 1000 devir/dakika almışlardır. HKSA yanma karakteristikleri soğuk alev bölgesinin ana ısı alevinden önce ölçüldüğü emisyon spectrum vasıtasıyla standart SI yanma karakteristiklerinden ayrıldığını belirtmişlerdir. Soğuk alev bölgelerini HKSA ve SCCI modunun her ikisinde de görmüşlerdir. HKSA modunda soğuk alev bölgesi ana sıcak alevin önünde 12 KMA' da olurken, SCCI' da ise iki soğuk alev bölgesinin ana alevin önünde 10 ve 5 KMA' da olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca soğuk alevin yanma tipinden bağımsız olarak formaldehit grupların spectral yapısından ileri geldiğini belirtmişlerdir.

Xingcai ve ark [119]; etanol/n-heptan karışımlarını emme portuna enjekte ederek HKSA çalışmasının yanma ve kendiliğinden tutuşma karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneylerde; dört silindirli, dört zamanlı yüksek hızlı direkt enjeksiyonlu bir dizel motoru kullanmışlardır. Deney motorunun bir silindirini HKSA modunda çalışacak şekilde modifiye ederken diğer silindirleri orijinal dizel motoru şeklinde çalıştırmışlardır. Deneylerde yakıt olarak; saf n-heptan ve %10, %20, %30, %40 ve %50 etanol/n-heptan karışımı kullanmışlar ve deneyleri 1800 dev/dak' da gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda; saf n-heptan miktarının HKSA yanmasında, vuruğu tarafından sınırlandırıldığını görmüşlerdir. Maksimum indike ortalama efektif basınç (IMEP) değerini 3,38 bar olarak elde etmişlerdir. N-heptana %30 etanol ilave ettiklerinde IMEP değerinin 5,1 bara yükselebileceğini tespit etmişlerdir. N-heptana ilave edilen etanol yüzdesinin artırılmasının IMEP değerini çok artırmadığını görmüşlerdir. Arıca etanol ilavesinin %40' dan daha düşük olduğunda düşük yük kararlı çalışma bölgesinde düşük etki gösterdiğini belirtmişlerdir. Etanolün ilavesi ile ateşleme zamanının gecikmesinden dolayı, etanol/n-heptan karışımı yakıtların indike termik veriminin, HKSA yanmasında,

yüksek yüklerde %50' ye kadar artabileceğini tespit etmişlerdir. N-heptandaki etanol ilavesinin artırılmasıyla, soğuk alev reaksiyonu ateşleme zamanının geciktiğini ve düşük sıcaklık ısı yayılımına ilişkin giriş sıcaklığının ise arttığını görmüşlerdir. Düşük sıcaklık ısı yayılımının en yüksek değerinin, yakıt karışımındaki etanol hacminin artmasıyla azaldığını ve motor IMEP değerinin veya yakıt/hava eşdeğerlik oranının arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca n-heptanın kısmi eşdeğerliği düşük sıcaklık reaksiyonunda orta derecede bir etki yaparken, etanolün fiziksel ve kimyasal özelliklerini kapsayan diğer faktörlerinde düşük sıcaklık reaksiyonunda önemli bir etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Bütün etanol/n-heptan karışımı yakıtlar için, yanma süresinin düşük yüklerde saf n-heptana göre daha uzun olduğunu belirlemişlerdir. Sabit enerji girişinde, ateşleme zamanının çevrimden çevrime farklılığı, maksimum gaz basıncı ve maksimum gaz basıncına ilişkin krank açısının karışımındaki etanol ilavesinin artmasıyla kötüleştiğini belirlemişlerdir. Ayrıca %20 ve %30 etanol/n-heptan için kısmi yanma gözlemlemişler, %40 etanol/n-heptan karışımı için ise alev sönmesi olduğunu tespit etmişlerdir.

## BÖLÜM 4. MATERYAL VE METOT

### 4.1. Materyal

#### 4.1.1. Deney Motoru

Motor deneylerinde, Lombardini marka hava soğutmalı, tek silindirli ve doğal emişli bir dizel motoru kullanılmıştır. Deney motorunun görünümü Şekil 4.1’de, teknik özellikleri ise Tablo 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1. Deney motoru

Tablo 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri

---

Marka ve modeli	:	Lombardini, LDA450
Çalışma Prensibi	:	Dört zamanlı
Silindir Adedi	:	1
Silindir Çapı	:	85 mm
Strok	:	80 mm

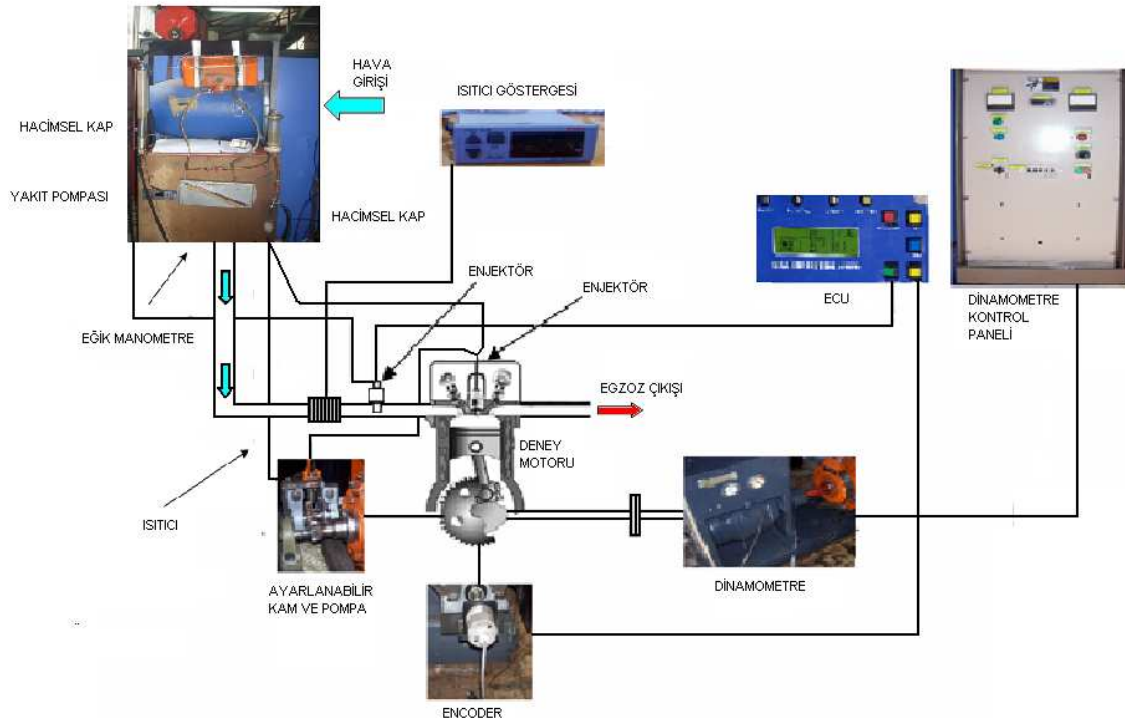


Tablo 4.1. (Devam) Deney motorunun teknik özellikleri

Silindir Hacmi	:	454 cm <sup>3</sup>
Sıkıştırma Oranı	:	17,5/1
Maksimum Döndürme momenti	:	(1700 min <sup>-1</sup> , de) 28,5 Nm
Maksimum Güç	:	5,5 kW
Enjektör Püskürtme Basıncı	:	183 bar
Püskürtme zamanı	:	25 <sup>0</sup> BTDC

#### 4.1.2. Deney Düzenegi

Deney düzenegi Şekil 4.2’de görülmektedir. Deneyler Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında deney motoru bir elektrikli dinamometre tarafından frenlenmiştir.



Şekil 4.2. Deney düzeneginin şematik görünüşü

#### 4.1.2.1 Dinamometre

Deneylerde Şekil 4.3’de görülen Plint&Partners marka elektrikli dinamometre kullanılmıştır.



Şekil 4.3. Elektrikli dinamometre

Deney motoru bir kaplin vasıtasıyla dinamometreye bağlanmıştır. Dinamometre kumanda panosu vasıtasıyla hem deney motoruna ilk hareket verilmekte, hem de motorun çalışması sağlandıktan sonra da motora yükleme yapılabilmektedir.

Elektrikli dinamometre, marş motoru olarak çalıştığında gerekli doğru akımı şebekedeki alternatif akımın bir redresör tarafından doğru akıma çevrilmesi ile sağlamaktadır. Motor çalıştıktan sonra kumanda anahtarı dinamometre konumuna getirilerek deney motorunun yüklenmesi sağlanmaktadır. Yükleme işlemi ise; dinamometrenin çıkışına konan direncin devreye sokulup çıkarılması ile sağlanmaktadır.

Tablo 4.2. Dinamometrenin teknik özellikleri

Güç (kW)	3,5
Akım (Ah)	15,9
Gerilim (volt)	22
Devir (devir/dakika)	2000
Maksimum devir (devir/dakika)	3600
Şönt bağlantı (ohmsaat)	150

Motor tarafından üretilen gücün tespiti için dinamometre koluna 0,1 kg hassasiyetinde lama tipi yük hücresi bağlanmış ve deneylere başlamadan önce yük hücresinin kalibrasyonu hassas bir şekilde yapılmıştır. Şekil 4.4'de dinamometre koluna bağlantısı yapılan yük hücresi görülmektedir.



Şekil 4.4. Deneylerde kullanılan yük hücresi

#### **4.1.2.2. Kronometre**

Yakıt sarfiyatı süresinin tespitinde Robic Sports SC-700 marka bir kronometre kullanılmıştır. Kronometre 1 ss hassasiyetinde ölçüm yapabilmektedir.

#### **4.1.2.3. Hava Debinin Ölçümü**

Deneyler sırasında motorun tükettiği hava debisinin ölçülmesinde Şekil 4.5'de görülen hava ölçüm düzeneği kullanılmıştır. Hava ölçüm düzeneğinde 0-75 mm-H<sub>2</sub>O sütunu aralığında ve 1 mm-H<sub>2</sub>O sütunu hassasiyetinde ölçüm yapabilen bir eğik manometre bulunmaktadır. Deney morunun tükettiği havanın geçtiği hava tankının giriş ağzına 35 mm çaplı nozul takılmıştır.



Şekil 4.5. Hava ölçme düzeneği

#### 4.1.2.4. Yakıt Tüketiminin Ölçümü

Deney motorunun deney sırasında tükettiği yakıt miktarının ölçülmesinde Şekil 4.6'da görülen 250 ml hacimli kaplar kullanılmıştır.



Şekil 4.6. Yakıt ölçme düzeneği

#### 4.1.2.5. Motor hızı ölçümü

Deneyler esnasında motor devrini ölçmek için Şekil 4.7’de görülen devir sensörü ve göstergesi kullanılmıştır. Motor çıkış mili üzerine sensörün okuyabileceği bir civata tespit edilmiştir. Sensör 5mm’ den daha az bir mesafeden ölçüm yapmaktadır. Cihazın ölçüm hassasiyeti ise 1 devir/dakika’ dır.



Şekil 4.7. Motor devir sensörü ve göstergesi

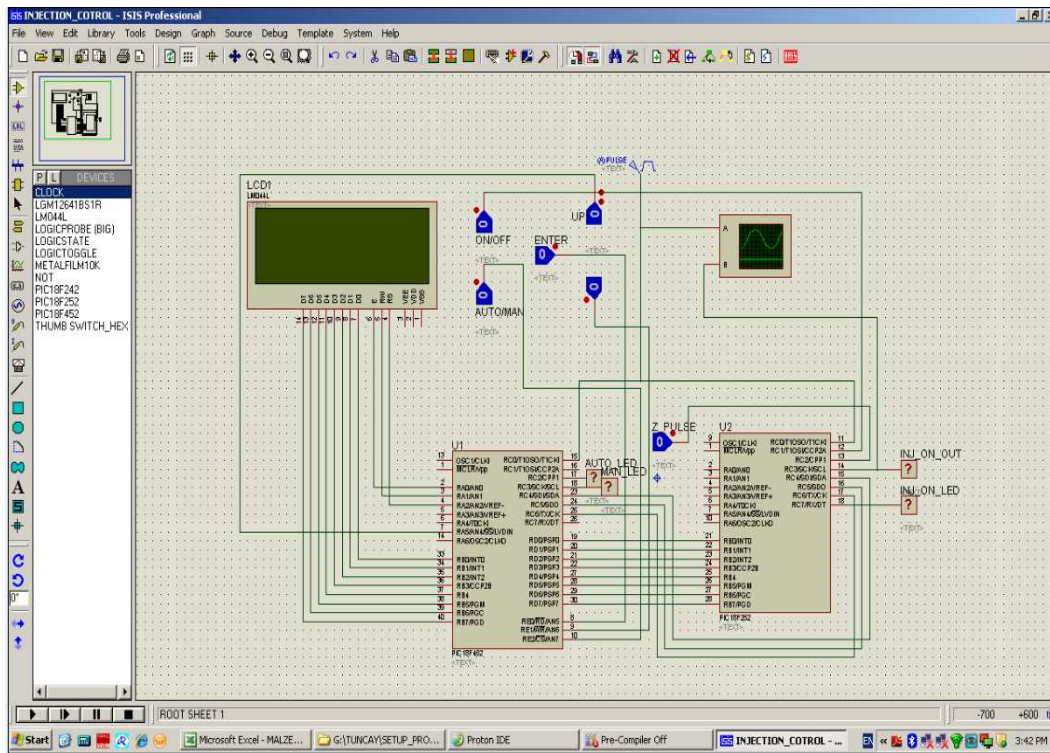
#### 4.1.2.6. Püskürtme Sistemi

Püskürtme sisteminin manuel ve otomatik olmak üzere iki modu bulunmaktadır. Cihaz, kullanıcının ayarladığı açı değerini, motor miline bağlı bir enkoder den aldığı geri bildirimle takip ederek istenilen açı değerine ulaştığında enjektörü açar ve yine kullanıcının ayarladığı zaman kadar açık tutar. Bunu her çevrimde tekrar eder. Otomatik modda, ayarlanan hız değerine ve gerçekleşen hıza göre enjektör açma zamanına cihaz karar verir. Manual modda, kullanıcının ayarladığı zaman değeri kadar enjektörü açık tutar. Cihaz ana ekranında hız, zaman ve püskürtme açısının ayar ve gerçek değerlerini gösterir. Ayarlama işlemi alt menülerde ayrı ayrı yapılır. Sistem iki adet hızlı mikro işlemci tarafından yönetilir. Püskürtme sistemi kontrol cihazı Şekil 4.8’de görülmektedir.



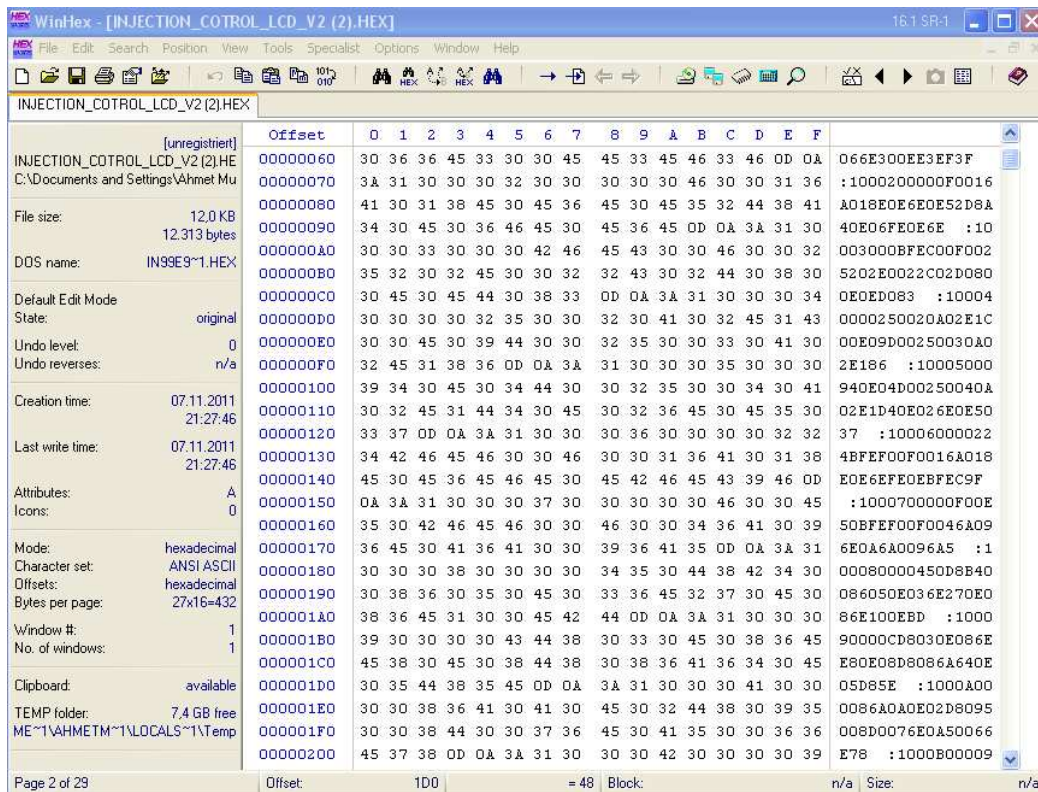


Şekil 4.8. Püskürtme sistemi kontrol cihazı



Şekil 4.9 Yazılım geliştirme programı (isis)

Şekil 4.10' da püskürtme sistemi kontrol cihazının hex uzantılı mikro kontrol yazılımı görülmektedir.



Şekil 4.10. Mikro kontrol yazılımı

Tablo 4.3. Yakıt püskürtme sisteminin teknik özellikleri

Besleme voltajı	220 V
Enjektör kontrol voltajı	12 V
Enjektör kontrol zaman hassasiyeti	1 milisaniye
Geri bildirim	360 pals artırimsal encoder
Enjektör kontrol açısı hassasiyeti	1 derece

#### 4.1.3. Yakıt Özellikleri

Deneyle sırasında kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 4.4' de verilmiştir.

Tablo 4.4. Yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri [40,120-125]

Özellikler	Dizel Yakıtı	Benzin	Etanol
Kinematik Vizkozite 40°C'de (cst)	3,25	>7	
Alt Isıl değer (kJ/kg)	42550	44300	27000
Yoğunluk 15°C'de (kg/l)	0,84	0,73-0,78	0,79
Alevlenme Noktası (°C)	55	-40	13
Donma Noktası (°C)	-10	-56	-114
Setan İndeksi (hesaplanmış)	46	13-17	>15

#### 4.2. Belirsizlik Analizi

Hatalar ve belirsizlikler hem ölçü aletinin hem de yapılan deneysel işlemin tabiatında vardır. Deneysel sonuçlarına göre hesaplanan büyüklüklerin doğruluğu, kullanılan cihazların çalışma ve ölçüm hassasiyetleri ile çevresel faktörlerden etkilenebilir. Deneysel bulguların hata analizi için, belirsizlik analizi adıyla hassas bir yöntem kullanılmıştır. Belirsizlik analizinde hem cihaz belirsizlikleri hem de ölçüm belirsizlikleri hesaplanmıştır. [126-128]

Deneysel sonuçlarının değerlendirilmesinde ölçüm sistemlerinin farklılıklarından dolayı her deney için ayrı ayrı ortalamalar alınmıştır. Performans deneyleri için her 3 deney verisinin ortalaması alınmıştır. Bu ölçüm sonuçlarının sağlıklı değerlendirilebilmesi için ortalamaların standart sapmaları hesaplanmış ve limit dışında kalan verilerin elenmesi yada düzenlenmesi için Chauvenet kriteri uygulanmıştır [128].

Chauvenet kriteri, ölçüm sonucunda elde edilen deneysel verilerden şüpheli olanların elenmesi amacı ile kullanılır. Bu kriter kullanılarak eleme yapılabilmesi amacıyla tüm sapma değerleri ile standart sapmanın bilinmesi gerekmektedir [126,128].

Sapma,  $i$ .nci veri ve ortalama arasındaki fark olarak adlandırılır,  $d_i$ ;



$$d_i = (x_i - \bar{x}) \quad (4.1)$$

Ölçülen bir büyüklüğün n tekrarlı ölçümünün ortalaması,  $x_m$ ;

$$x_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.2)$$

Yapılan ölçümün standart sapması,  $\sigma$ ;

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.3)$$

Ölçüm yapılan büyüklüğün ortalamasındaki belirsizlik,  $S_{\bar{x}}$ ;

$$S_{\bar{x}} \approx \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (4.4)$$

Burada;

n : Tekrarlı ölçümlerin sayısı

$\sigma$  : Ölçümün standart sapması

$S_{\bar{x}}$  İfadesine ortalamanın standart hatası ( $\sigma_m$ ) da denilmektedir. Sistemik bir belirsizliğin olmadığı durumda sonlu sayıdaki verinin ortalaması,  $x_i$ ;

$$x_i = \bar{x}_m \pm t_{v,99} S_{\bar{x}} = \bar{x}_m \pm P_{xi} \quad (4.5)$$

Burada;

$\pm t_{v,99} S_{\bar{x}}$  : Ölçümün ortalamasındaki rastgele belirsizlik ( $P_{xi}$ )

P : % güvenirlilik aralığı

t :  $v$ ' ye bağlı serbestlik derecesi ( $v = n-1$ )

Deney sonuçlarına göre hesaplanan parametreler pek çok bağımsız değişkenler içermektedir. Bundan dolayı hesaplama sırasında bu değişkenlerin her biri hesaplanan parametrenin ortalama belirsizliğini arttırmaktadır. Sözü edilen bu değişkenlerin ortalama üzerindeki etkileri, toplam belirsizlik olarak tanımlanır.

Ölçüm sırasında ortaya çıkan rastgele belirsizlik  $P_{xi}$  ve  $x_i$  bağımsız değişkenin sistematik belirsizliği  $T_{xi}$  olmak üzere toplam belirsizliği içeren doğru ortalama değer ifadesi aşağıdaki gibi olur.

$$R = \bar{R} \pm u_R \quad (4.6)$$

Burada;

$\bar{R}$  : Ölçümün ortalama değeri

Bu ifade sonuca etki eden belirsizlik veya toplam belirsizlik olarak adlandırılır. Sistematik ve rastgele belirsizliğin beraber değerlendirildiği ifade aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$u_R = f(T_{x1}, T_{x2}, \dots, T_{xn}, P_{x1}, P_{x2}, \dots, P_{xn}) \quad (4.7)$$

Üretim esnasında ortaya çıkan sistematik belirsizliklerin toplamı  $T_x$  olarak ifade edilir.

$$T_x = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i T_{xi}]^2} \quad (4.8)$$

Burada;

$\theta_i$  :Duyarlılık indeksi

Toplam rastgele belirsizlikler  $P_x$  olarak ifade edilir.

$$P_x = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i P_{xi}]^2} \quad (4.9)$$

Rastgele ve sistematik belirsizliklerin toplam belirsizlik üzerine etkisi aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$u_R = \pm \sqrt{T_x^2 + (t_{v,99} B_x)^2} \quad (\% 99) \quad (4.10)$$

Chauvenet kriterin kullanılabilmesi için, öncelikle yapılan deneye ait standart sapma ( $\sigma$ ) ve bütün verilere ait sapmalar ( $d_i$ ) bilinmelidir. Daha sonra her bir deneysel veri, Tablo 4.5.' de verilen Chauvenet kriter değeri ile karşılaştırılmıştır. Ölçülen deneysel verilere ait oranlardan bazıları bu kriter değerinden büyük ise, bu veriler değerlendirme dışı bırakılmıştır.

Tablo 4.5. Deneysel bulguların atılması için Chauvenet kriteri [126]

Tekrarlı Ölçüm Sayısı	$ d_i  / s$
3	1,38
4	1,54
5	1,65
7	1,8
10	1,96
15	2,13
50	2,57
100	2,81
300	3,14
500	3,29
1000	3,48

Ölçülen değerlerdeki belirsizlikler birbirinden bağımsız olduğunda, bağımlı değişkenin toplam belirsizliği kısmi diferansiyel yöntemine göre hesaplanmıştır. Hesaplanan bu belirsizlikler Tablo 4.6.' da verilmiştir.

Tablo 4.6. Belirsizlik değerleri

<b>Parametreler</b>	<b>Sistemantik Belirsizlikler <math>\pm</math></b>
Yük (N)	0,1
Devir (devir/dakika)	1
Zaman (ss)	1
Yakıt tüketimi (g)	0,1

<b>Parametreler</b>	<b>Toplam Belirsizlikler %</b>
Güç (kW)	1,44
Tork (Nm)	1,41
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	3,05

### 4.3. Ölçüm Yöntemi

Deneye başlamadan önce deney motorunun gerekli ayarları yapılmış ve motor yağı değiştirilmiştir. Deney motorunun regülatörü sökülmüştür. Enjektör püskürtme basıncının katalogta verilen değerle aynı olup olmadığı tespit edilmiş ve 183 bar olarak bulunmuştur. Ölçümlere motor çalışma sıcaklığına ulaşıldığı zaman başlanmış, bir deneme tamamlandığında motor bir sonraki deney öncesine kadar ara dinlenmeye bırakılmıştır.

Deneyler üç aşamada gerçekleştirilmiştir.;

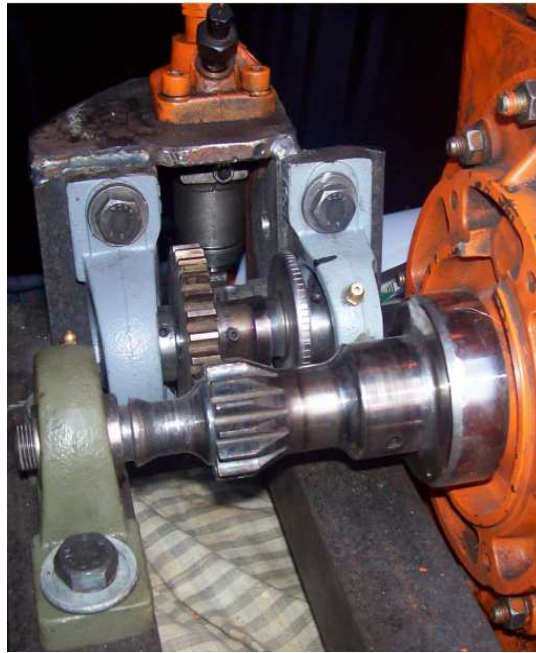
#### a. Mekanik HKSA;

Deneyde kullanılmak üzere; hacimsel olarak % 5, % 10 ve %20 oranlarında harmanlanmış, dizel – benzin ve dizel – etanol yakıtları hazırlanmıştır. Deney motorunun krank ve kam mili düzeneklerinin aynısı temin edilerek motorun çıkış miline bağlanmıştır. Yakıt pompasına hareket veren kam mili muylusu mekanik olarak ayarlanabilir hale getirilmiştir (Şekil 4.11.) Bu sayede püskürtme avansının değişimine imkan sağlanmıştır. Püskürtme avansı deney motorunun standardı olan ÜÖN' dan 25 derece KMA önceden başlayarak 10 derece KMA aralıklarla 30 derece öne alınmıştır. Buradaki amaç karışımın homojenliğini artırmak ve deney motorunu kısmi HKSA motor olarak çalışmasına olanak sağlamaktır. Ayrıca püskürtme

basıncı, deney motorunun standart değeri olan 183 bardan 20 bar aşağı ve yukarıya olmak üzere 163bar ve 203 bar olarak değiştirilmiştir. Deneyin bu aşamasında, tam yük değişik devir testleri yapılmıştır. Tam yük deneyleri 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000 devir/dakika' da gerçekleştirilmiştir.

b. Kısmi HKSA;

Deneyin bu aşaması deney motorunun maksimum torkunu verdiği 1800 devir/dakika' da %20, %40, %60 ve %80 yüklerde gerçekleştirilmiştir. Emme manifolduna % 10, %20 ve %30 oranlarında, ön karışım olacak şekilde, tasarlanan püskürtme sistemi vasıtasıyla, benzin ve etanol püskürtülerek motorun kısmi HKSA motor olarak çalıştırılması sağlanmıştır.

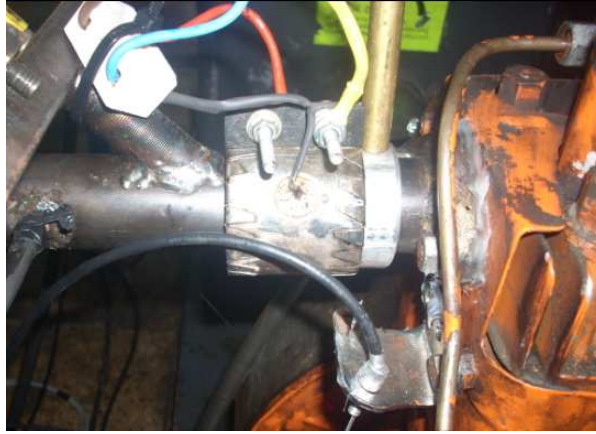


Şekil 4.11. Ayarlı kam mili muylusu

Püskürtme sisteminin her milisaniye için püskürttüğü yakıt miktarı hassas terazi vasıtasıyla belirlenmiş ve bu oranların elde edilmesinde gerekli olan püskürtülecek yakıt miktarı ise yakıtların ısı enerjilerinden faydalanılarak hesaplanmıştır. Deneylerde kullanılan yakıt ( benzin ve etanol ) emme manifolduna, emme zamanında, ÜÖN' yı  $160^0$  KMA geçtikten sonra püskürtülmüştür.

c. Tam HKSA;

Bu etapta deney motoru tam HKSA motor modunda çalıştırılmıştır. Yakıtın tamamı emme manifoldundan emme zamanında Ü.Ö.N.' dan  $170^0$  KMA sonra püskürtülmüştür. Deney 1700 devir/dakika' da gerçekleştirilmiştir. Ayrıca emme havası yakıtın daha iyi buharlaşabilmesi için  $40^0C$ ' lik ön ısıtmaya tabi tutulmuştur. Emme havası ısıtma düzeneği Şekil 4.12'de görülmektedir.



Şekil 4.12. Emme havası ısıtma düzeneği

#### 4.4. Hesaplama Yöntemleri

Deneylerden alınan verilerle; döndürme momenti, efektif güç, özgül yakıt tüketimi ve hacimsel verim değerleri hesaplanmıştır.

##### 4.4.1. Motor Momenti

Motor belirtilen devirlerde yük altında çalışırken kuvvet değeri yük hücresi göstergesinden okunmuştur. Her bir devir için göstergede okunan kuvvet değeri, dinamometre moment kolu uzunluğu ile çarpılarak o devirdeki motor momenti bulunmuştur. Deney tesisatının moment kolu uzunluğu 0,265 m'dir.

$$M = F.L \quad (4.11)$$

Burada;

M = Moment (Nm)

F = Kuvvet (N)

L = Moment kolu uzunluğu (m)' dir.

#### 4.4.2. Motor Gücü

Denemeler sırasında, efektif gücün bulunmasında aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır [129].

$$P_e = \frac{M.n}{9549} \quad (4.12)$$

Burada;

$P_e$  = Efektif güç (kW)

M = Moment (Nm)

n = Motor devri (devir/dakika)

#### 4.4.3. Fren Özgül Yakıt Tüketimi

Motorun tükettiği yakıt dinamometre üzerinde bulunan yakıt ölçme kapları yardımıyla bulunmuştur. 25 ml hacmindeki kap içerisindeki yakıtı motorun ne kadar sürede tükettiği kronometre ile ölçülmüş ve yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Özgül yakıt tüketimi, deney sırasında tüketilen yakıt miktarının ölçülen güce oranıdır.

$$b_e = \frac{3600.\Delta V.\rho_y}{P_e.\Delta t} = \frac{3600.\dot{m}_y}{P_e} \quad (4.13)$$

Burada;

$b_e$  = Özgül yakıt tüketimi ( g/kWh )

- $\Delta V$  = Yakıt hacmi (  $\text{cm}^3$  )  
 $\rho_y$  = Yakıt yoğunluğu (  $\text{g/cm}^3$  )  
 $\Delta t$  = Zaman (s)  
 $P_e$  = Motor gücü ( kW )  
 $\dot{m}_y$  = Kütleli yakıt debisi (g/s)

#### 4.4.4. Ön Karışım Oranının Hesaplanması

Ön karışım deneylerinde; emme manifolduna, tasarlanmış yakıt püskürtme sistemi vasıtasıyla verilecek yakıt miktarının (etanol için ) örnek hesabı aşağıda verilmiştir. Hesaplamalar % 80 motor yükü için yapılmıştır. Deneylerde kullanılan dizel yakıtı için;  $H_{u_d} = 42440 \text{ kJ/kg}$ , test yakıtlarından birisi olan etanolun ise  $H_{u_a} = 26900 \text{ kJ/kg}$ ' dır.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (4.14)$$

Burada;

- $\rho$  = Özgül kütle (  $\text{kg/cm}^3$  )  
 $m$  = Kütle (kg)  
 $v$  = Hacim (  $\text{cm}^3$  )

Deney motorunun % 80 yükte tükettiği dizel yakıtı miktarı;

$$0,82 = \frac{m}{25}, \quad m = 20,5 \text{ g ' dır.}$$

Deney motoru 1 dakikada ise 20,92 g yakıt tüketir. Hesaplanan bu yakıt miktarının % 10' u oranında emme manifoldundan etanol verileceğinden bu miktarın değeri 2, 092 g olarak hesaplanır.



Yukarıda hesaplanan bu değerin, aşağıda verilen formülle ısı değeri belirlenecek olursa;

$$Q_d = m.Hu_d \quad (4.15)$$

Burada;

$Q_d$  = Isıl enerji (kj)

$m$  = Kütle (kg)

$Hu_d$  = Dizel alt ısı değeri (kj/kg)

$$Q_d = 2,092.10^{-3}.42440$$

$$Q_d = 88,784kj \text{ olarak bulunur.}$$

Emme manifolduna verilecek etanol miktarı etanolün alt ısı değeri dikkate alındığında ise ;

$$88,784 = m.26,900$$

$$m = 3,3g \text{ olarak bulunur.}$$

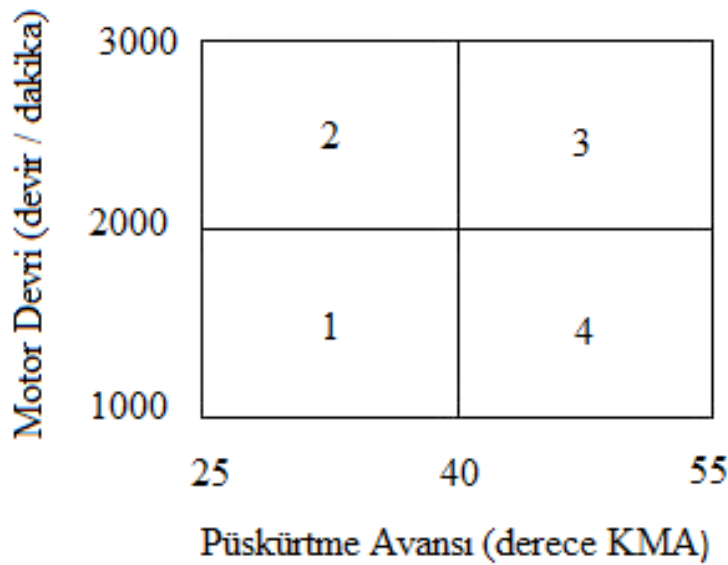
Püskürtme kontrol cihazının, bu yakıt miktarını vereceği enjektör açık kalma süresi ise, hassas terazi kullanılarak, enjektörün her milisaniye için püskürttüğü yakıt miktarının tespiti ile belirlenmiştir.

## BÖLÜM 5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

### 5.1. Tam Yük Değişik Devir Deneyleri

Tam yük, değişik devir deneyleri 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000 devir/dakika' da gerçekleştirilmiştir. Deneylerde yakıt olarak, dizel yakıtına (motorin) belirli oranlarda karıştırılmış (% 5, % 10 ve %20) benzin ve etanol katkılı test yakıtları kullanılmıştır. Deneyler, test motorunun standart püskürtme basıncı olan 183 bar ile 163 ve 203 bar olmak üzere üç farklı püskürtme basıncında yapılmıştır. Yapılan tam yük testleri neticesinde püskürtme avansı değişimine bağlı olarak her bir karışım oranı için elde edilen efektif güç, döndürme momenti, fren özgül yakıt tüketimi eş eğrileri motorin ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

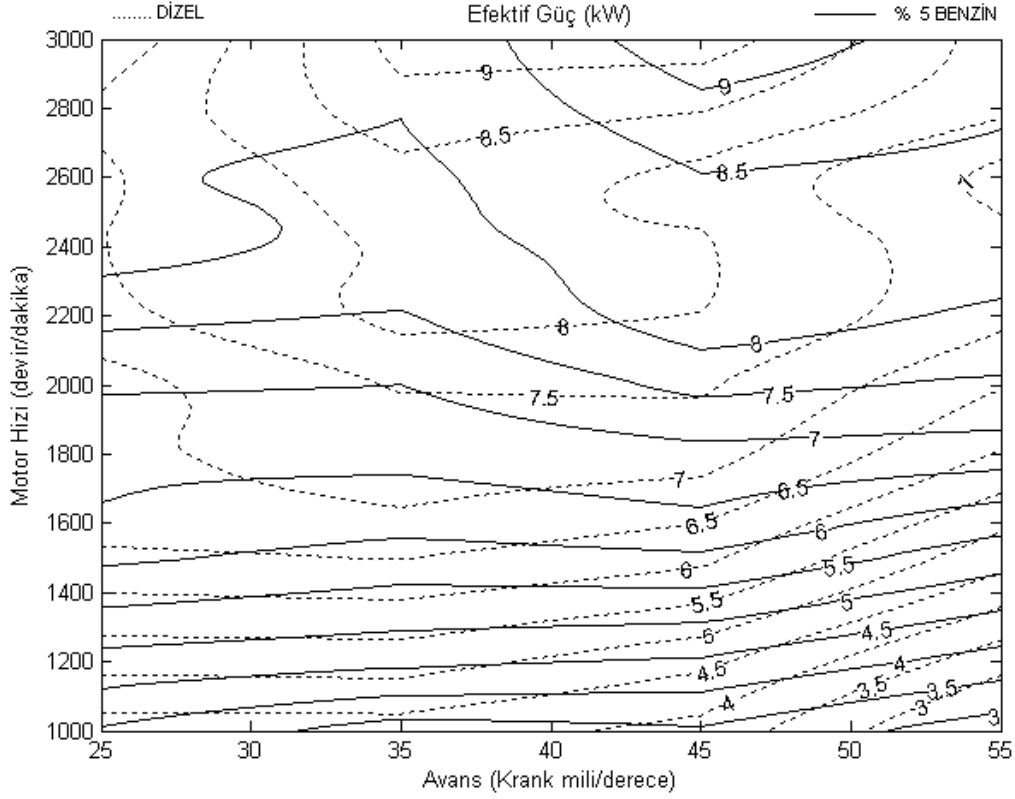
Deneyler neticesinde elde edilen performans eğrilerinin analizini kolaylaştırmak amacıyla, eğriler dört bölgeye ayrılarak incelenmiştir (Şekil 5.1). Bunlar; (1) düşük devir-düşük avans, (2) yüksek devir-düşük avans, (3) yüksek devir-yüksek avans, (4) düşük devir-yüksek avans bölgeleridir.



Şekil 5.1. Deney motorunun çalışma bölgeleri

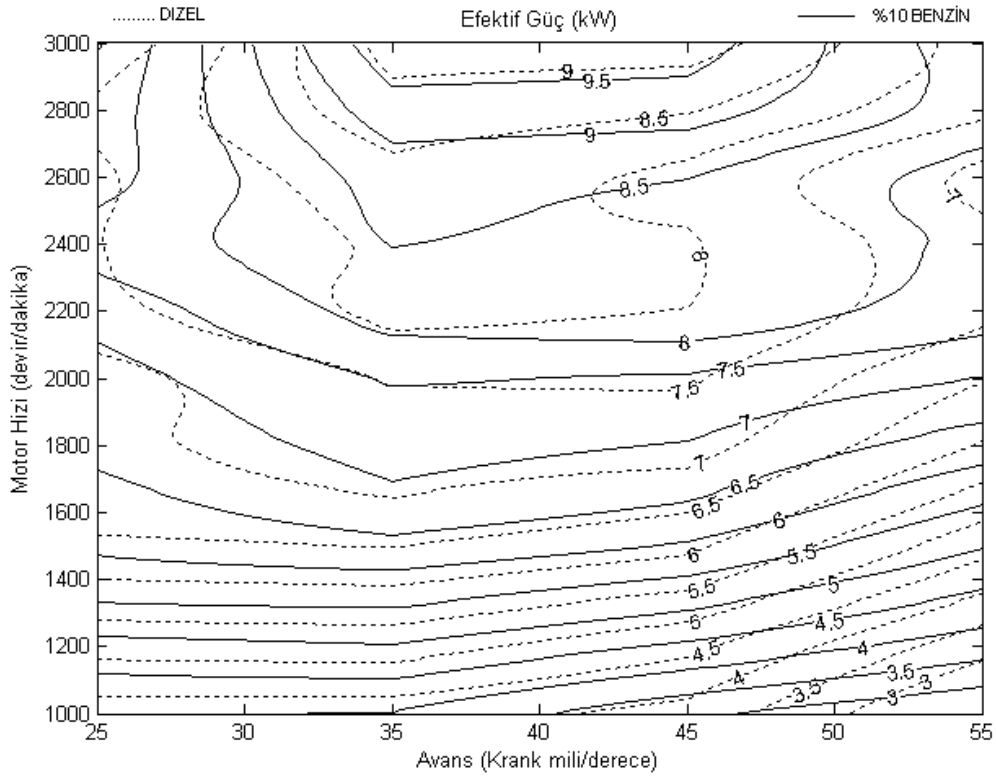
### 5.1.1. 183 Bar Püskürtme Basıncındaki Deney Verileri

#### 5.1.1.1. Efektif Güç

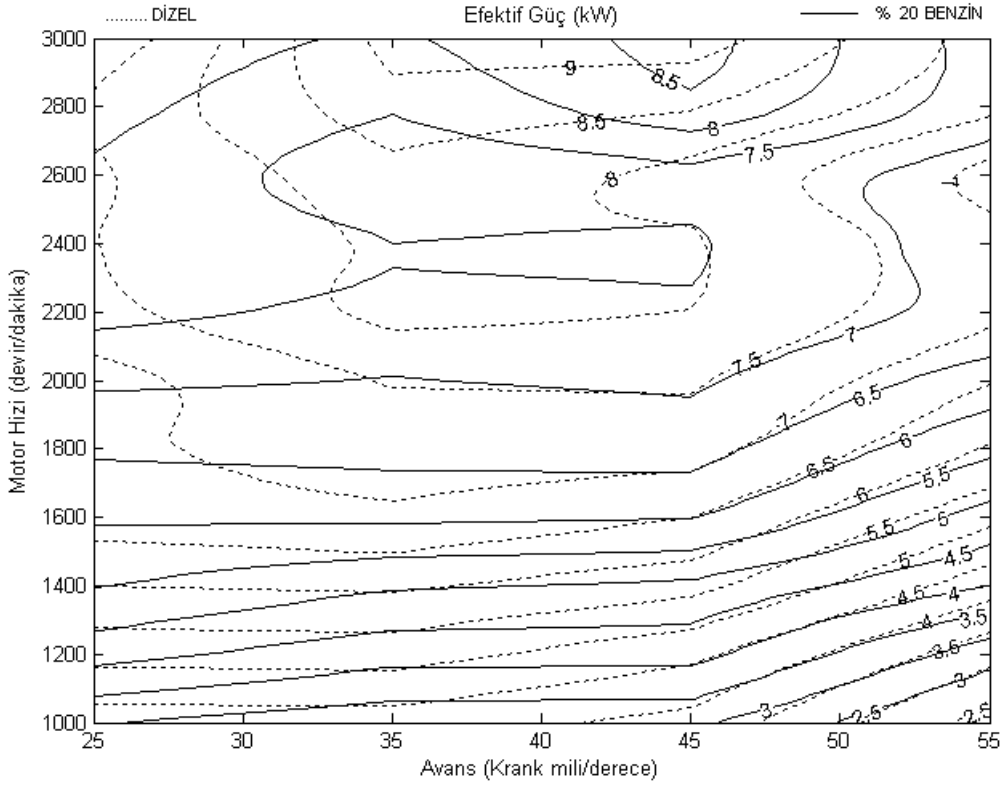


Şekil 5.2. Dizel - %5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi.

Motorin için maksimum motor gücü 2. ve 3. bölgelerin kesişimi civarında elde edilirken, % 5 benzin ilavesi ile maksimum motor gücü 3. bölgeye kaymıştır. (Şekil 5.2). Motorin için maksimum efektif güç, 3000 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 9,27 kW, Motorin - %5 Benzin karışımı için ise 3000 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 9,40 kW elde edilmiştir. Motor gücü 4. bölgeye doğru yaklaşıldıkça azalmaktadır. Benzin ilavesi ile 1. bölge haricindeki tüm bölgelerde motor gücü artmaktadır. Motor gücü 2., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 0,14, 8,75 ve 4,69 artarken, 1. bölgede ise ortalama % 9,37 azalmıştır.



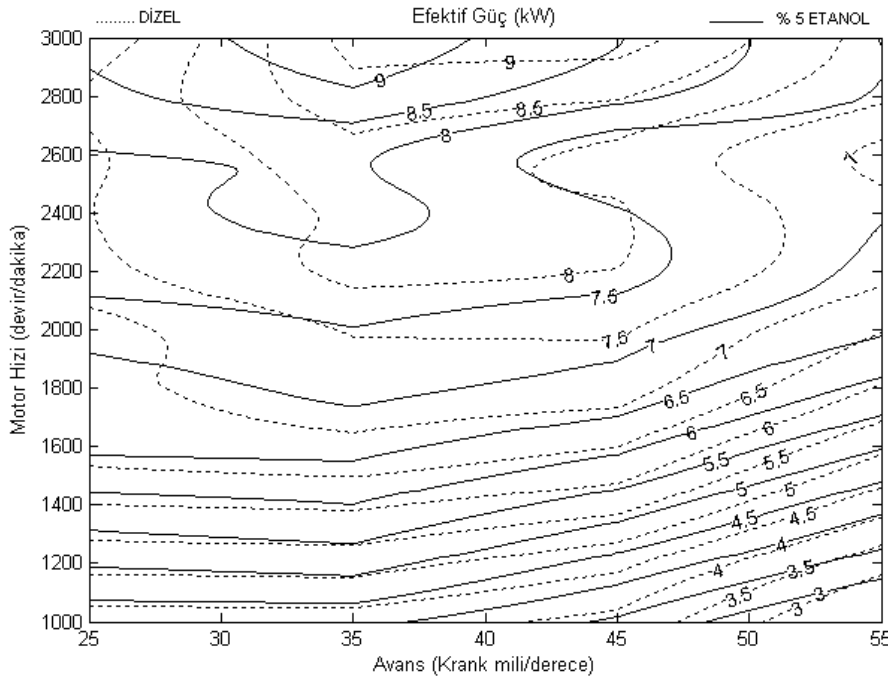
Şekil 5.3. Dizel - %10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi.



Şekil 5.4. Dizel - %20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi.

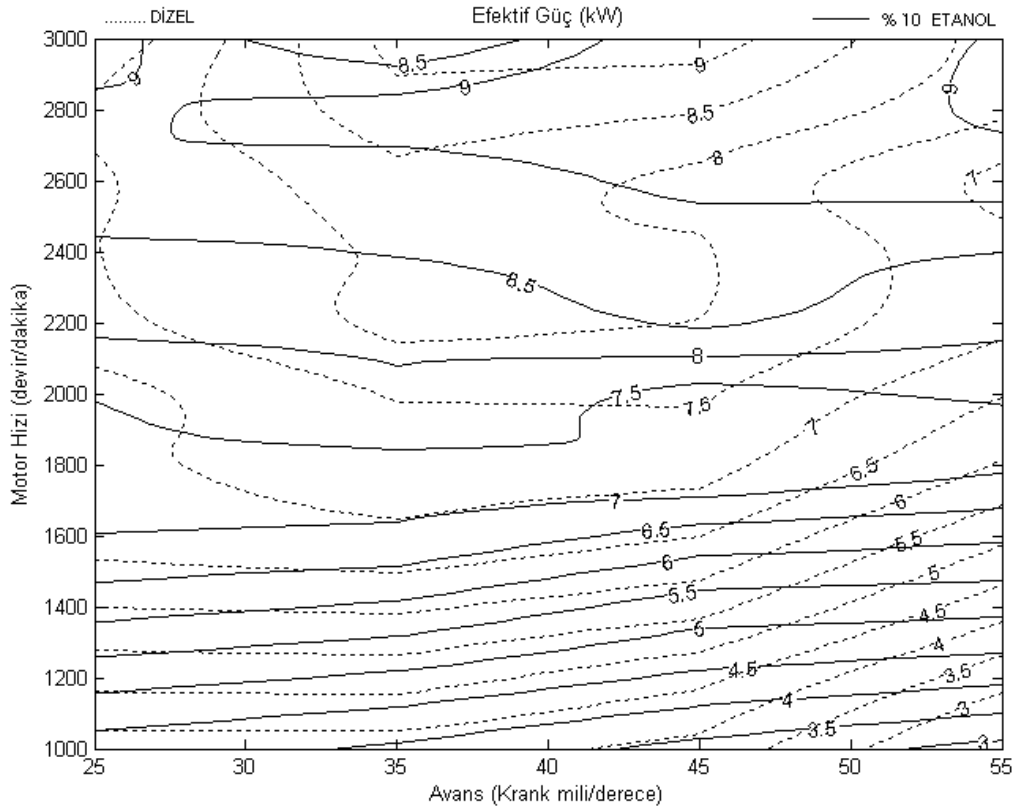
Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.3'de verilmiştir. Maksimum motor gücü her iki yakıt için 2. ve 3. bölgelerin üst kesişme noktası civarında elde edilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için maksimum efektif güç 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 9,88 kW elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile Motor gücü 2.,3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama, % 1.36, 6.77, ve 1.03 artarken, 1. bölgede % 4.26 azalmıştır.

Motorin - % 20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.4'da verilmiştir. Maksimum motor gücü motorin - % 20 benzin karışımı için 3. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Benzin karışımı için maksimum efektif güç 3000 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 8,71 kW olarak gerçekleşmiştir. % 20 benzin ilavesi ile tüm bölgelerde motor gücünde düşüş meydana gelmiştir. Motor gücü tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 13.09, 1.83, 10.87 ve 5.02 azalmıştır. Eş motor gücündeki artışlara bakıldığında artışların yüksek püskürtme avansında elde edildiği görülmektedir. Benzinin setan sayısının düşük olması sebebiyle; benzin ilave edildiği karışımın setan sayısını düşürmekte buna bağlı olarak da karışım yakıtının tutuşma gecikmesi süresi uzamakta ve tutuşma başlangıcını Ü.Ö.N' ya yakın bir noktaya taşımaya olanak sağlamaktadır. Ayrıca bu durum hava ile yakıtın daha iyi karışmasına imkan vermektedir [40].



Şekil 5.5. Dizel - %5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.

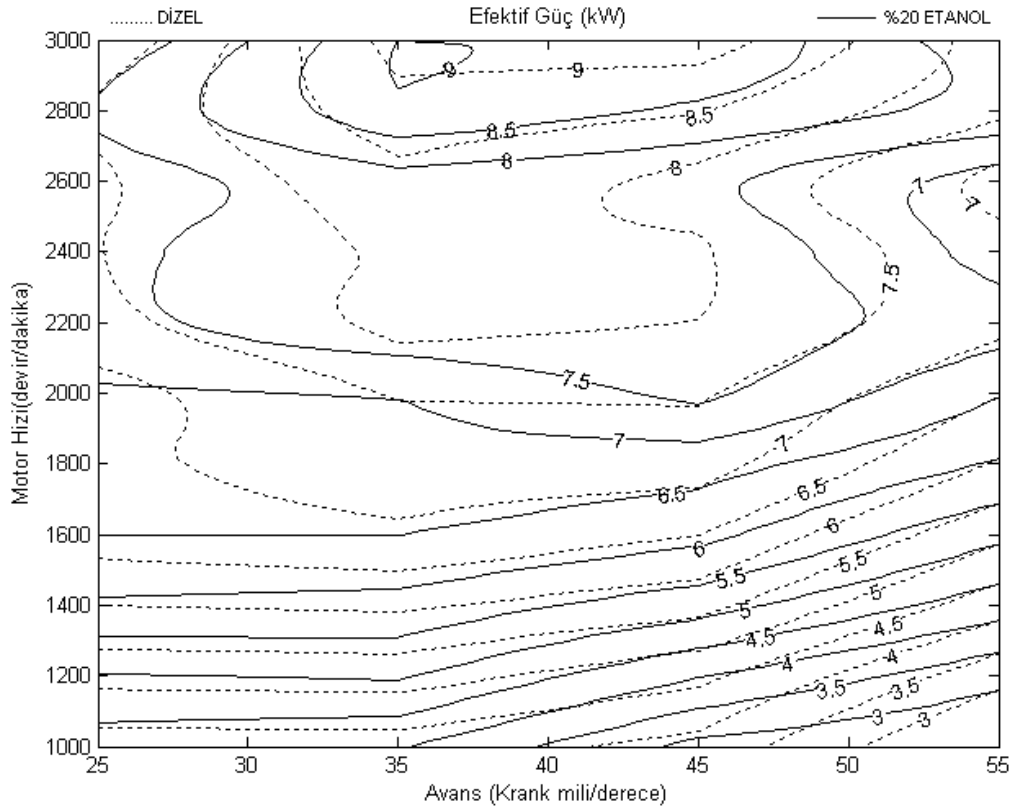
Her iki yakıt için maksimum motor gücü 2. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.5). Motorin - % 5 Etanol karışımı için maksimum efektif güç 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 9,38 kW olarak elde edilmiştir. Motor gücü 4. bölgeye doğru yaklaşıldıkça azalmaktadır. Etanol ilavesi ile 2. bölge haricindeki tüm bölgelerde motor gücü düşmektedir. Motor gücü 1., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 2.1, 3.8 ve 4,54 azalırken, 2. bölgede ise ortalama % 4,25 artmıştır.



Şekil 5.6. Dizel - %10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.6'da verilmiştir. Maksimum motor gücü motorin için 2. ve 3. bölgelerin üst kesişme noktası civarında elde edilirken, motorin - % 10 etanol karışımı için ise 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - % 10 Etanol için bu değer 3000 devir/dakika ve 45 derece püskürme avansında 9,56 kW olarak gerçekleşmiştir. % 10 etanol ilavesi ile motor gücünde 2.,3. ve 4. bölgelerde artış olurken, 1. bölgede kayda değer bir değişim meydana gelmemiştir. Motor gücü 2.,3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama, % 8.74, 13.04, ve 8.71 artmıştır.

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.7'de verilmiştir. Maksimum motor gücü motorin ve motorin - % 20 etanol karışımı için 2. ve 3. bölgelerin üst kesişme noktası civarında elde edilmiştir. Motorin + % 20 Etanol karışımı için maksimum efektif güç 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 9 kW olarak elde edilmiştir. % 20 etanol ilavesi ile tüm bölgelerde motor gücünde düşüş meydana gelmiştir. Motor gücü tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 3.43, 1.84, 1.15 ve 5,27 azalmıştır. Karışıma katılan etanolun, ısıl enerjisinin motorine göre düşük olması karışımın ısıl enerjisinin azalmasına sebep olmaktadır. Bu durumda, karışım içerisindeki etanol yüzdesinin artmasına bağlı olarak motor güç değerlerinin azaldığı görülmektedir [130].



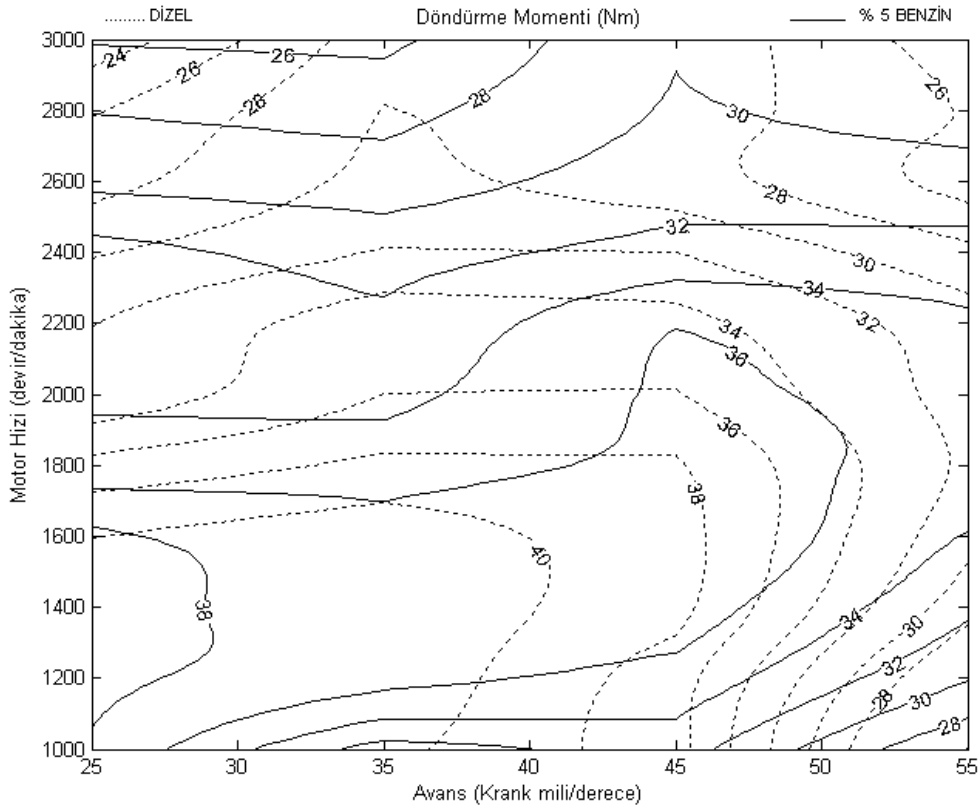
Şekil 5.7. Dizel - %20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.

### 5.1.1.2. Döndürme Momenti

Her iki yakıt için maksimum döndürme momenti 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.8). Motorin için maksimum döndürme momenti, 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 41,54 Nm, Motorin - %5 Benzin karışımı için ise 1400

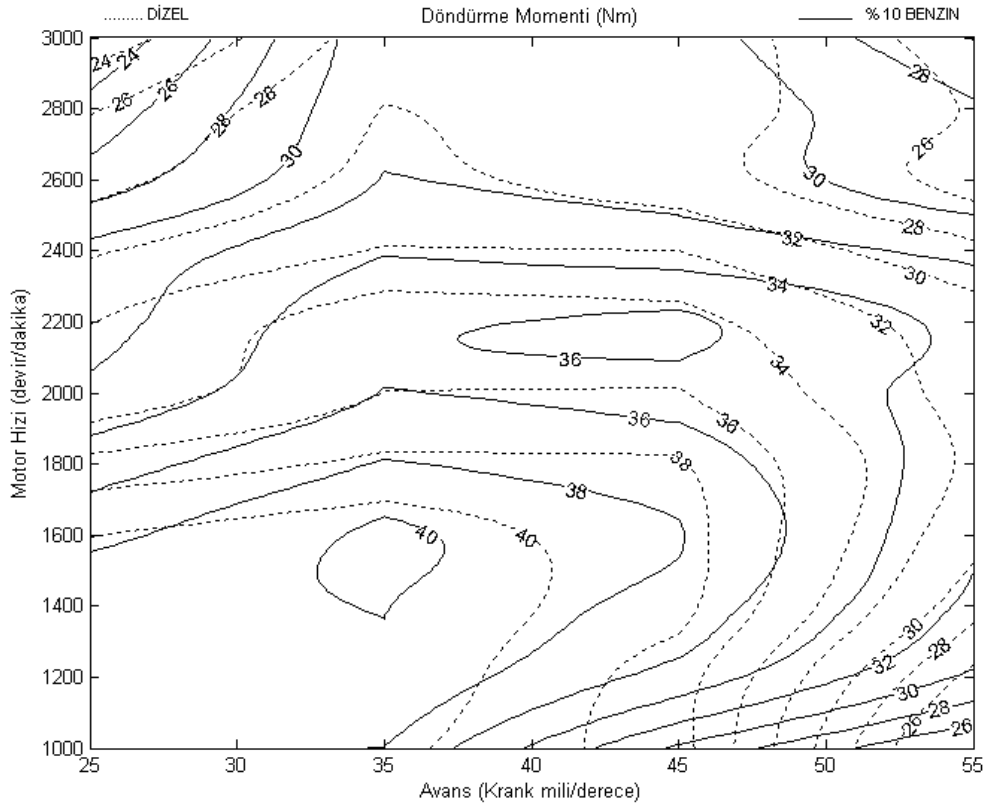
devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 38,70 Nm elde edilmiştir. Döndürme momenti 3. bölgeye doğru yaklaşıldıkça azalmaktadır. Benzin ilavesi ile 1. bölge haricindeki tüm bölgelerde döndürme momenti artmaktadır. Döndürme momenti 2., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 0.14, 8.75 ve 4.64 artarken, 1. bölgede ise ortalama % 9.37 azalmıştır.

Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.9'da verilmiştir. Maksimum döndürme momenti % 10 Benzin ilavesinde 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için maksimum döndürme momenti 1600 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 40,39 Nm elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile 2.,3. ve 4. bölgelerde döndürme momentinde artış olurken, 1. bölgede ortalama % 4.26'lık azalma meydana gelmiştir. Döndürme momenti 2.,3. ve 4. bölgelerde sırasıyla, % 1.36, 6.77 ve 1.034 artmıştır.

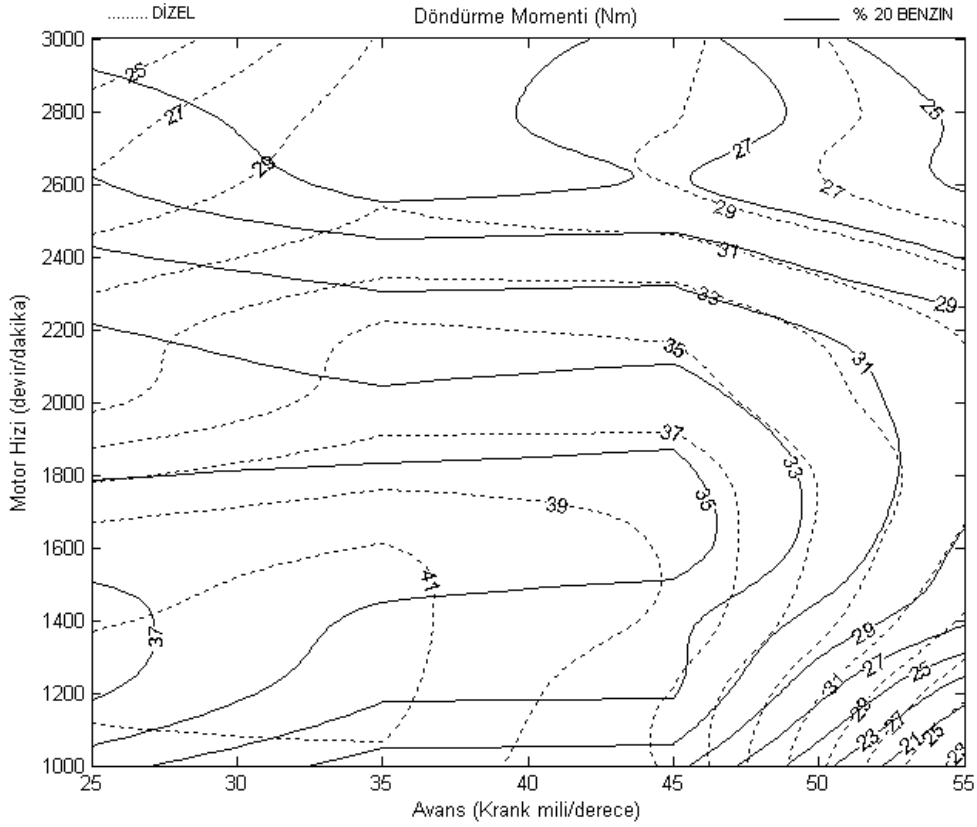


Şekil 5.8. Dizel - %5 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.





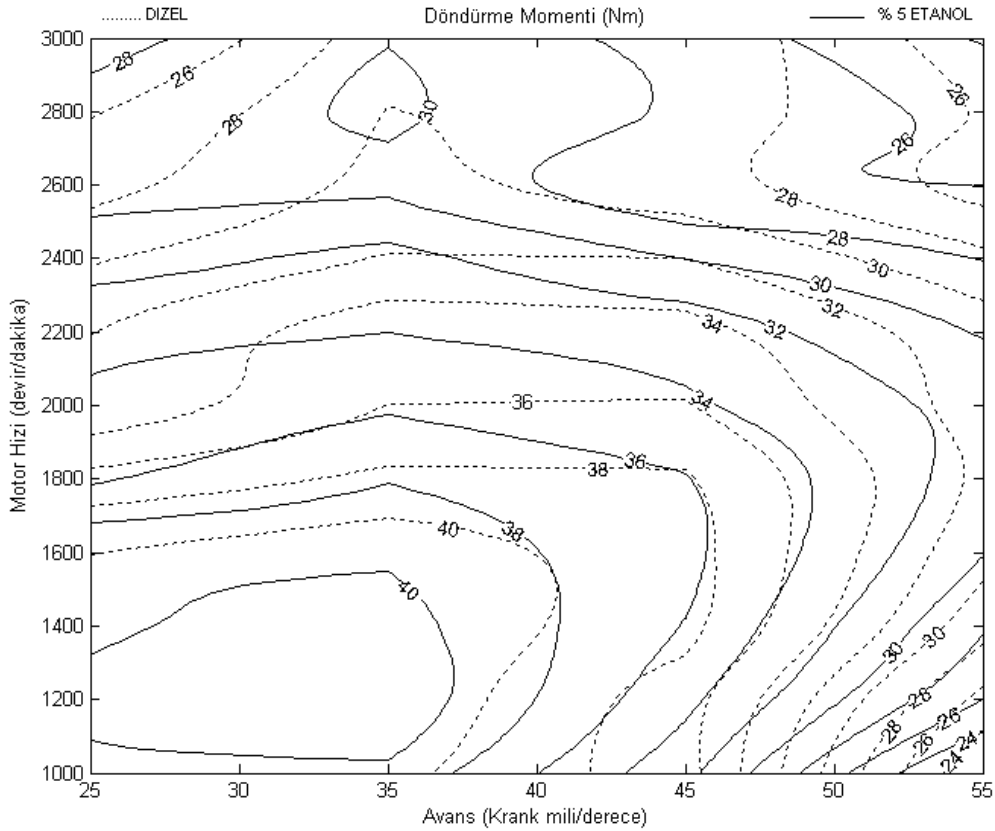
Şekil 5.9. Dizel - %10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.



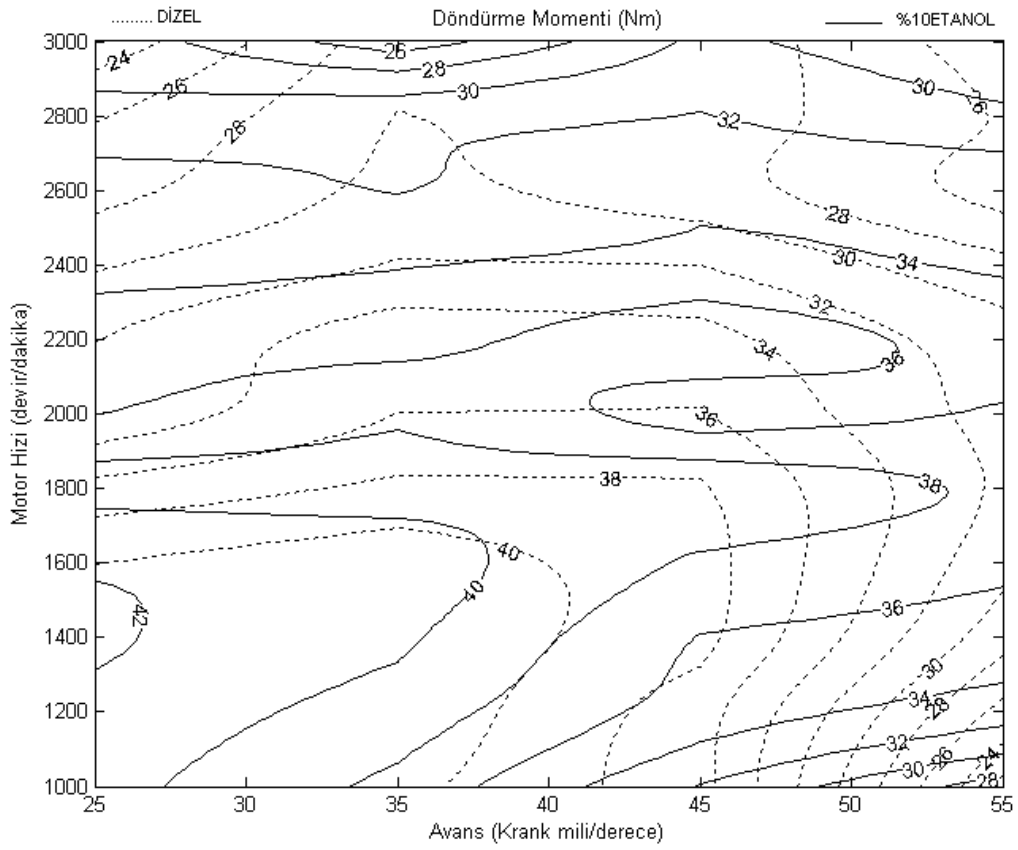
Şekil 5.10. Dizel - %20 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.

Motorin - % 20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.10'da verilmiştir. Maksimum döndürme momenti için motorin - % 20 benzin karışımı için 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Benzin karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 37,66 Nm elde edilmiştir % 20 benzin ilavesi ile tüm bölgelerde döndürme momentinde azalma meydana gelmiştir. Döndürme momenti tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 13.09, 1.83, 5.02 ve 10.87 azalmıştır.

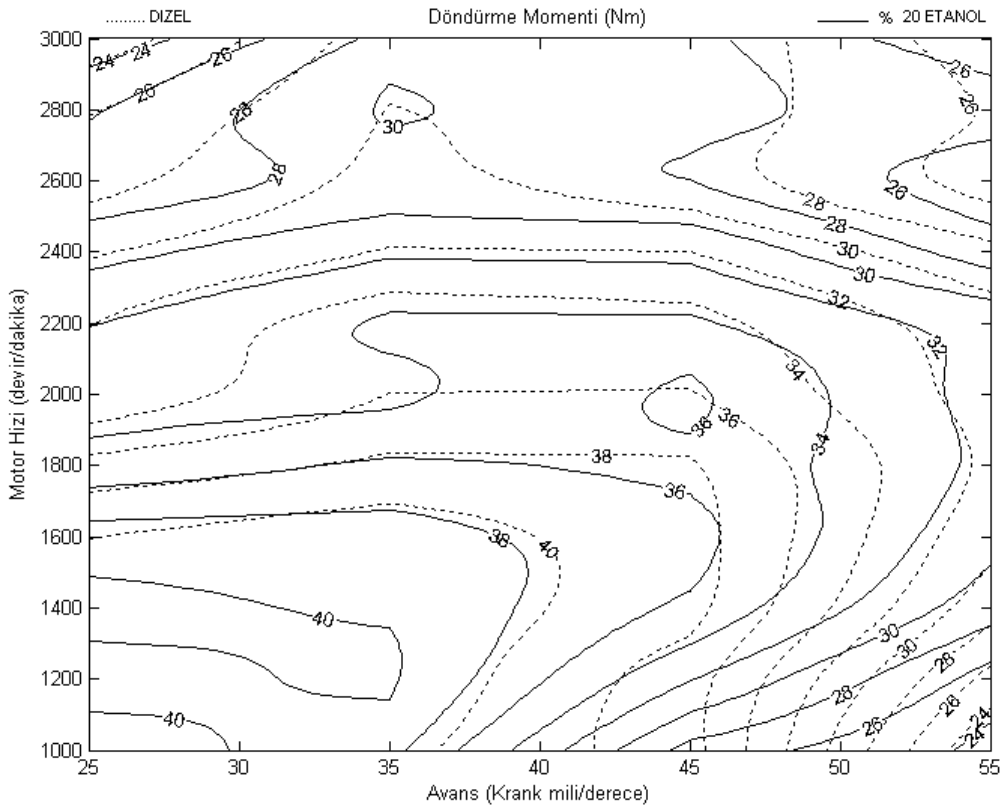
Her iki yakıt için maksimum döndürme momenti 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.11). Motorin - %5 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 41,41 Nm elde edilmiştir. Döndürme momenti 3. bölgeye doğru yaklaşıldıkça azalmaktadır. Etanol ilavesi ile 2. bölge haricindeki tüm bölgelerde döndürme momenti düşmektedir. Döndürme momenti 1., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 2.1, 3.78 ve 4,5 azalırken, 2. bölgede ise ortalama % 4,25 artmıştır.



Şekil 5.11. Dizel - %5 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.



Şekil 5.12. Dizel - %10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.

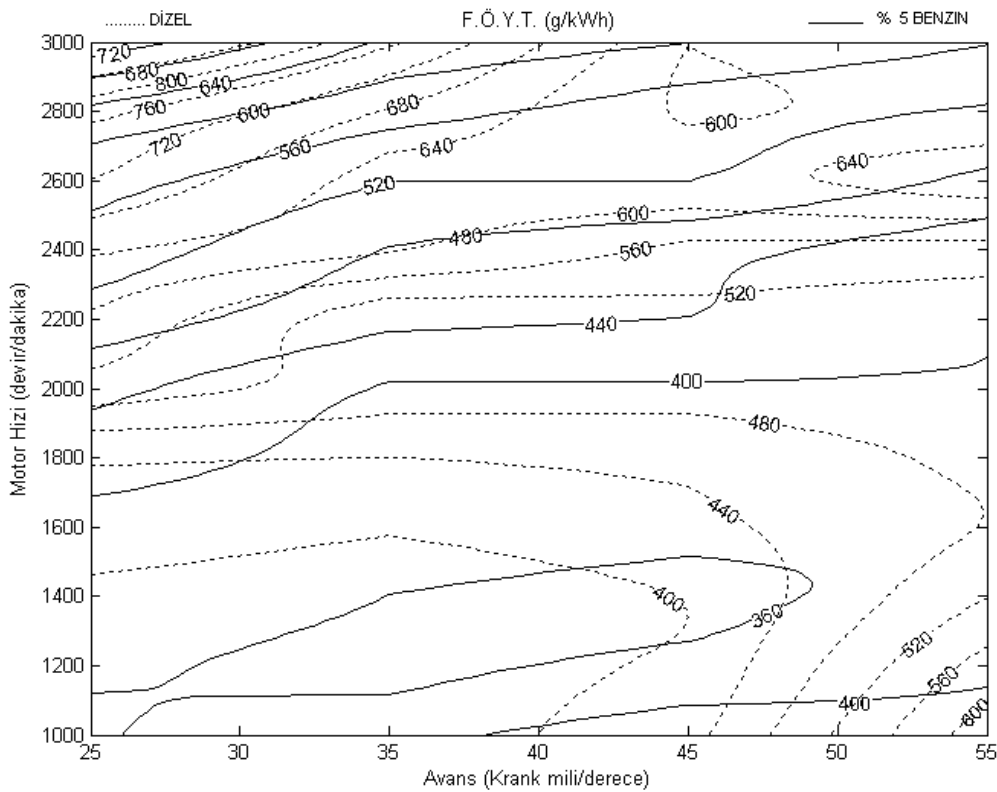


Şekil 5.13. Dizel - %20 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi.

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.12'de verilmiştir. Maksimum döndürme momenti her iki yakıt için 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %10 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 42,27 Nm elde edilmiştir % 10 etanol ilavesi ile 2.,3. ve 4. bölgelerde döndürme momentinde artış olurken, 1. bölgede kayda değer bir değişim meydana gelmemiştir. Döndürme momenti 2.,3. ve 4. bölgelerde sırasıyla, % 8.74, 13 ve 8.71 artmıştır

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.13'de verilmiştir. Maksimum döndürme momenti motorin ve için motorin - % 20 etanol karışımı için 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 40,39 Nm elde edilmiştir % 20 etanol ilavesi ile tüm bölgelerde döndürme momentinde azalma meydana gelmiştir. Döndürme momenti tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 3.43, 1.84, 1.15 ve 5,27 azalmıştır.

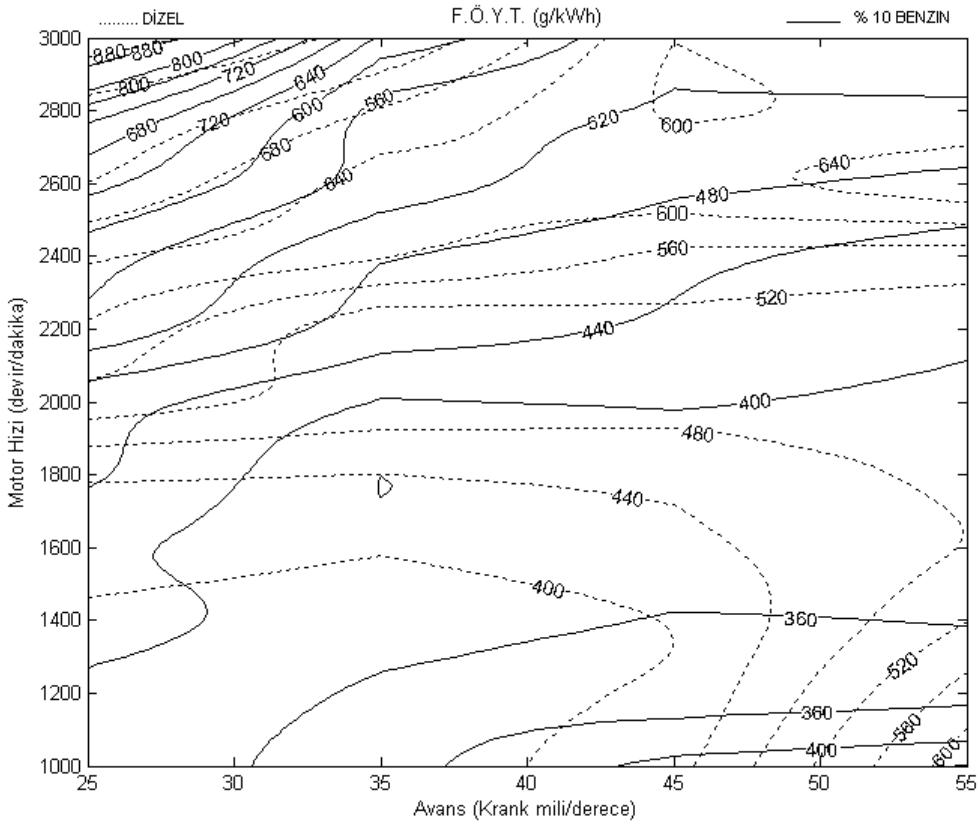
### 5.1.1.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi



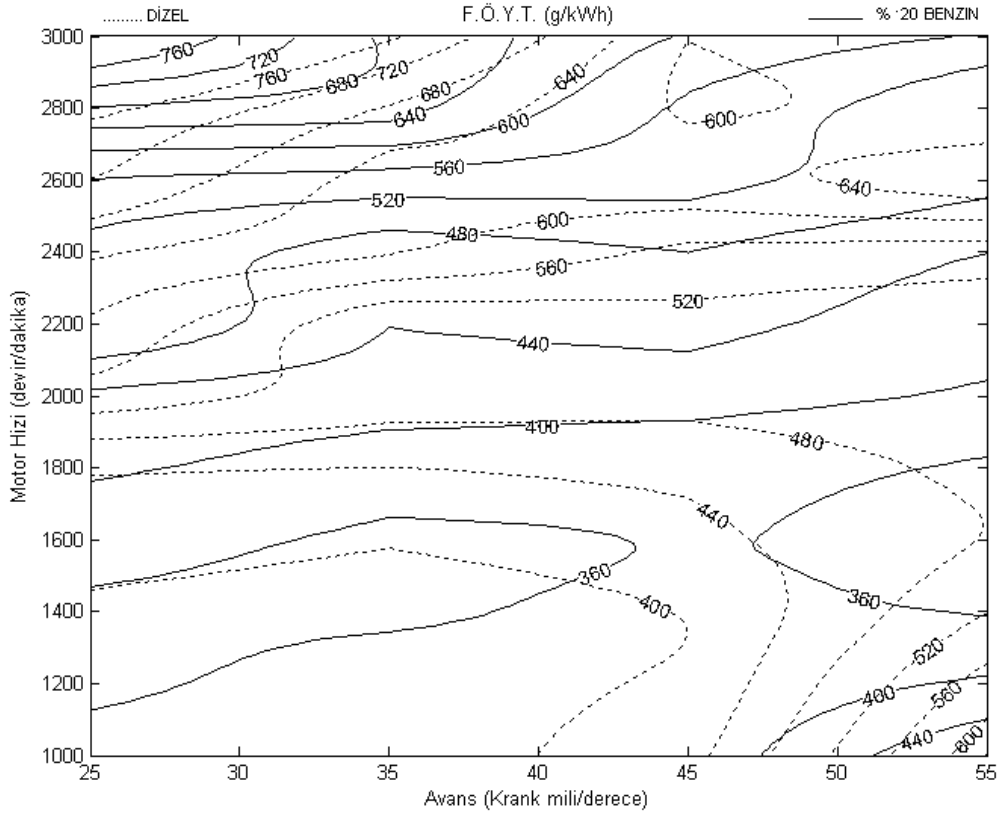
Şekil 5.14 Dizel - %5 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.

Her iki yakıt için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.14). Motorin - %5 Benzin karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 350,68 g/kWh, motorin için ise 1400 devir/dakika, 35 derece püskürtme avansında 371,56 g/kWh olarak elde edilmiştir. Benzin ilavesi ile tüm bölgelerdeki fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde düşme meydana gelmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi tüm bölgelerde sırasıyla ortalama; % 5.48, 17.05, 16.67 ve 19.55 azalmıştır.

Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.15'de verilmiştir. Minimum fren özgül yakıt tüketimi 1. bölgenin bir kısmı ile 4. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi, 1000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 344,81 g/kWh olarak elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi tüm bölgelerde fren özgül yakıt tüketimi sırasıyla ortalama, % 3.66, 11.32, 18.39 ve 19.67 azalmıştır.



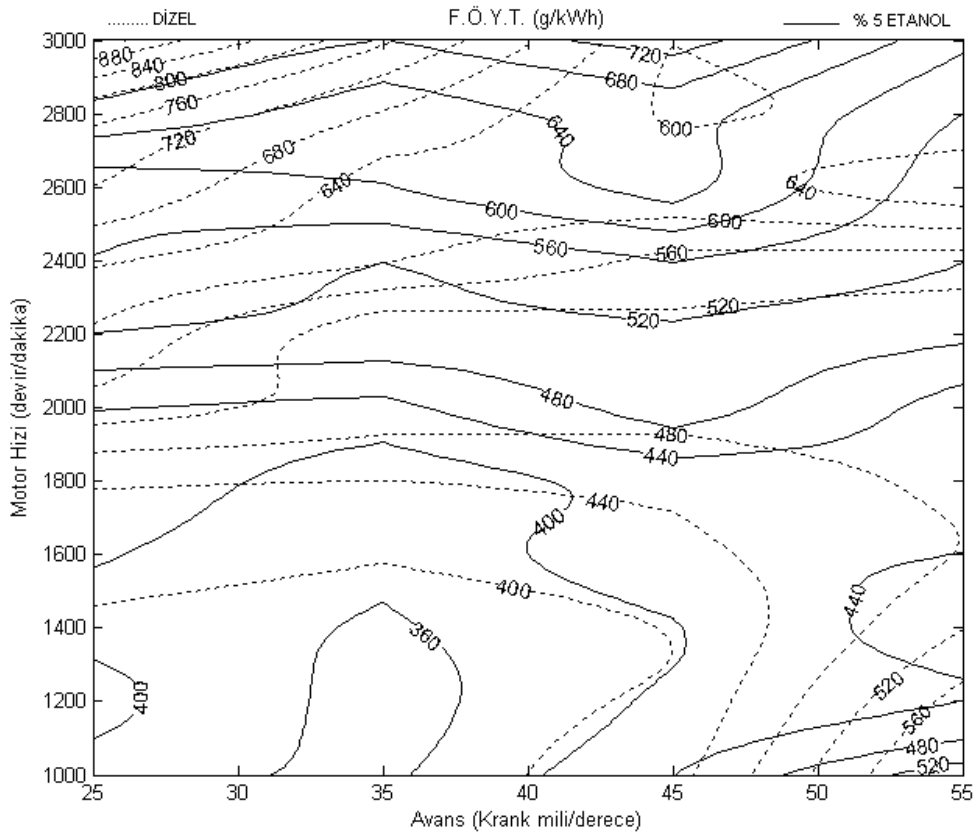
Şekil 5.15 Dizel - %10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.



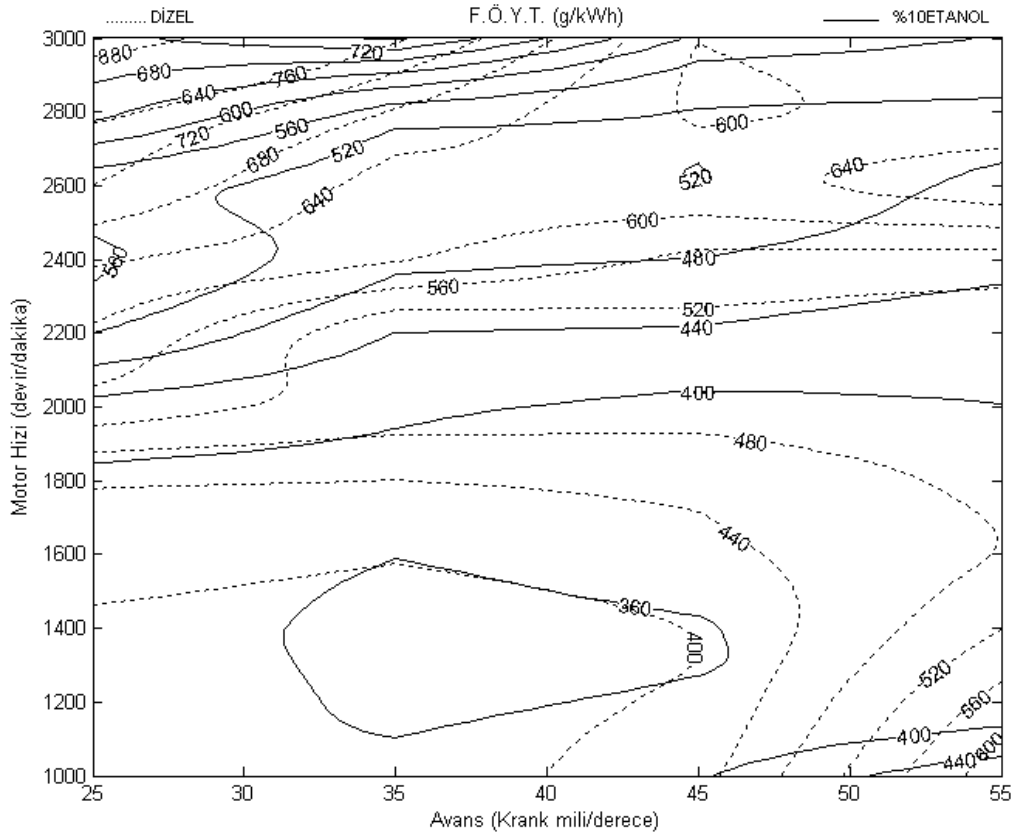
Şekil 5.16 Dizel - %20 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.

Motorin - % 20 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.16'da verilmiştir. Minimum fren özgül yakıt tüketimi motorin için 1. bölgede elde edilirken, motorin - % 20 benzin karışımı için 4. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Benzin karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 352,27 g/kWh elde edilmiştir. % 20 benzin ilavesi ile tüm bölgelerde fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 6.58, 14.80, 15.14 ve 19.84 azalmıştır.

Her iki yakıt için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.17). Etanol ilavesi ile tüm bölgelerdeki fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde düşme meydana gelmiştir. Motorin - %5 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 342,37 g/kWh elde edilmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi tüm bölgelerde sırasıyla ortalama; % 4.83, 12.36, 1.15 ve 7,06 azalmıştır

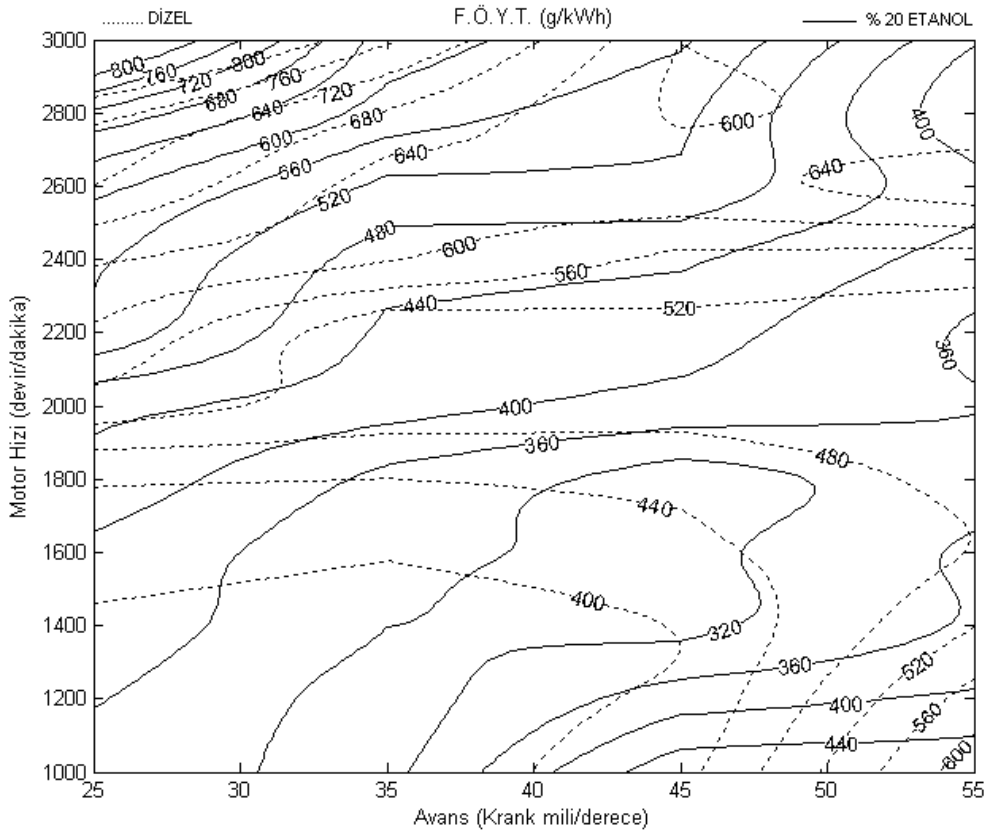


Şekil 5.17 Dizel - %5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi



Şekil 5.18 Dizel - %10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.18'de verilmiştir. Minimum fren özgül yakıt tüketimi 1. bölgenin tamamı ile 4. bölgenin bir kısmında elde edilmiştir. Motorin - %10 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1400 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 351,81 g/kWh elde edilmiştir. % 10 etanol ilavesi tüm bölgelerde fren özgül yakıt tüketimi sırasıyla ortalama, % 6.96, 16.48, 16.26 ve 18.99 azalmıştır



Şekil 5.19 Dizel - %20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi.

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.19'da verilmiştir. Minimum fren özgül yakıt tüketimi motorin için 1. bölgede elde edilirken, motorin - % 20 etanol karışımı için 2. Bölge ile 1. Bölgenin bir kısmında elde edilmiştir. Motorin - %20 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 300,51 g/kWh elde edilmiştir. % 20 etanol ilavesi ile tüm bölgelerde fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 12.25, 13.84, 24.73 ve 21.58 azalmıştır. Etanolün viskozitesinin



düşük olması karışım yakıtın hava ile karışmasını da kolaylaştırmaktadır. Gizli buharlaşma ısısının yüksek olması emme ve sıkıştırma esnasındaki sıcaklıkları düşüreceğinden dolayı hacimsel verim artmakta, sıkıştırma için gereken iş de azalmaktadır. Bu durumun fren özgül yakıt tüketimi değerlerine olumlu katkı yaptığı düşünülebilir [131-134]

## 5.1.2. 163 Bar Püskürtme Basıncındaki Deney Verileri

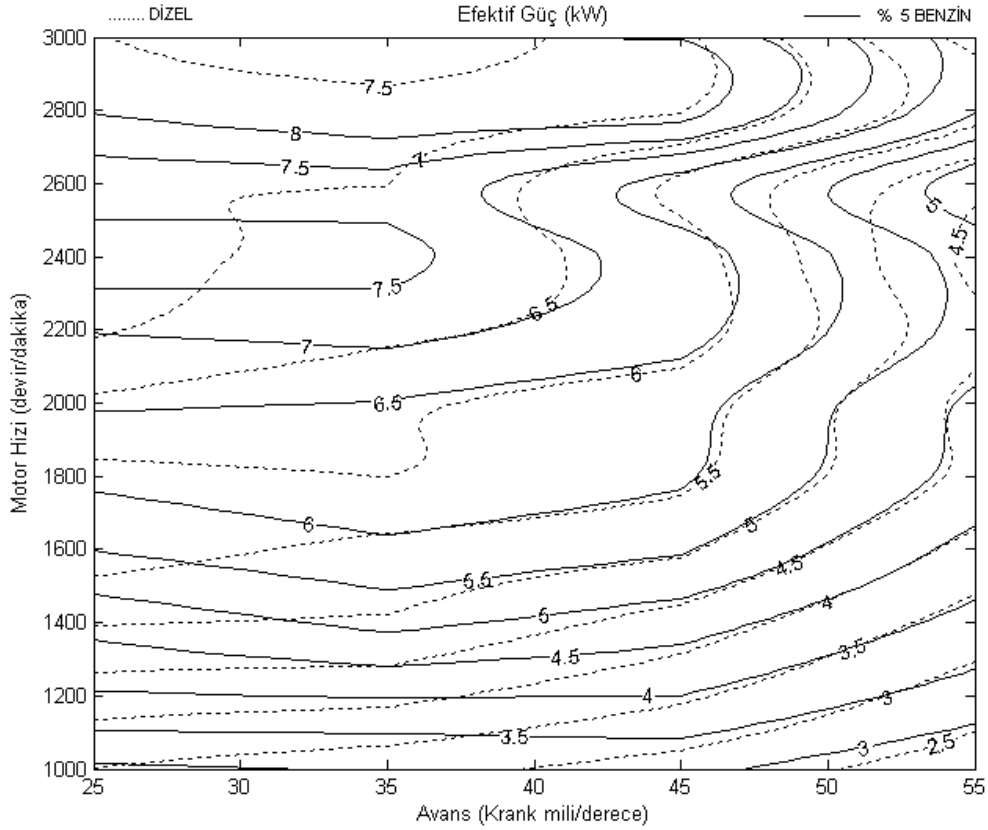
### 5.1.2.1. Efektif Güç

Motorin - % 5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.20'da verilmiştir. Motorin ve Motorin - %5 Benzin karışımı için maksimum motor gücü 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin için maksimum efektif güç; 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 7,96 kW, Motorin - %5 Benzin karışımı için ise 2800 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 8,32 kW olarak elde edilmiştir. Motor gücü 4. bölgeye doğru yaklaşıldıkça azalmaktadır. Benzin ilavesi ile 1. bölge haricindeki tüm bölgelerde motor gücü artmaktadır. Motor gücü 2., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 6,70, 11,10 ve 12,11 artarken, 1. bölgede ise ortalama % 1,76 azalmıştır.

Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.21'de verilmiştir. Maksimum motor gücü her iki yakıt için 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için maksimum efektif güç 2800 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 8,56 kW olarak elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile Motor gücü 2. ve 3. bölgelerde sırasıyla ortalama % 5,71 ve % 1,92 artarken, 1. ve 4. bölgelerde ise % 6,90 ve % 6,29 azalmıştır.

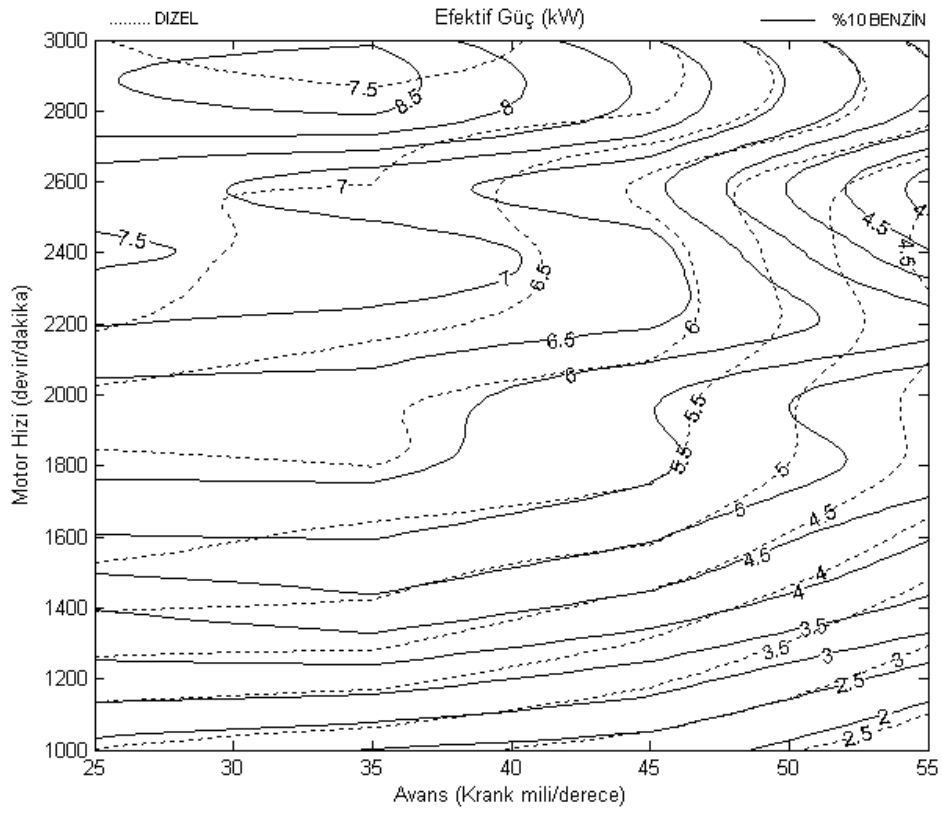
Motorin - % 20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.22'de verilmiştir. Maksimum motor gücü motorin - % 20 benzin karışımı için 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Benzin karışımı için maksimum efektif güç 2800 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 8,33 kW olarak gerçekleşmiştir. % 20 benzin ilavesi ile tüm bölgelerde motor gücünde düşüş meydana gelmiştir. Motor gücü tüm bölgelerde sırasıyla ortalama, % 19,58, 0,07, 9,87 ve 19,72 azalmıştır. Eş

motor gücündeki azalış sebebi; püskürtme basıncının, deney mortunun standart püskürtme basıncı olan 183 bardan düşük olmasından dolayı, test yakıtının gerektiği kadar atomize olamaması ve bu nedenle yakıtın hava ile iyi karışmaması ile açıklanabilir.

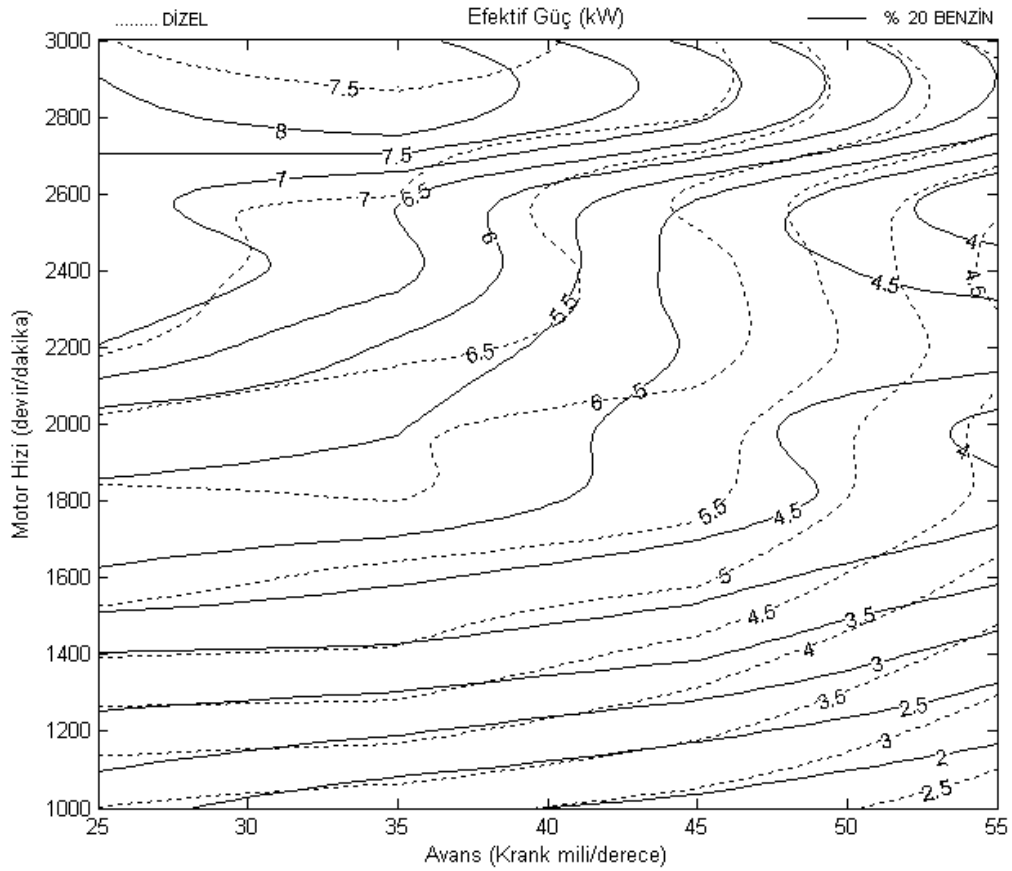


Şekil 5.20 Dizel - %5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi

Motorin ve motorin - %5 etanol yakıtları için maksimum motor gücü 2. bölgede elde edilmiştir (Şekil 23). Motorin - % 5 Etanol karışımı için maksimum efektif güç 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 7,90 kW olarak elde edilmiştir. Motor gücü 4. bölgeye doğru yaklaşıldıkça azalmaktadır. Etanol ilavesi ile 2. bölge haricindeki tüm bölgelerde motor gücü düşmektedir. Motor gücü 1., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 8,71, 7,14 ve 15,13 azalırken, 2. bölgede ise ortalama % 0,69 artmıştır.

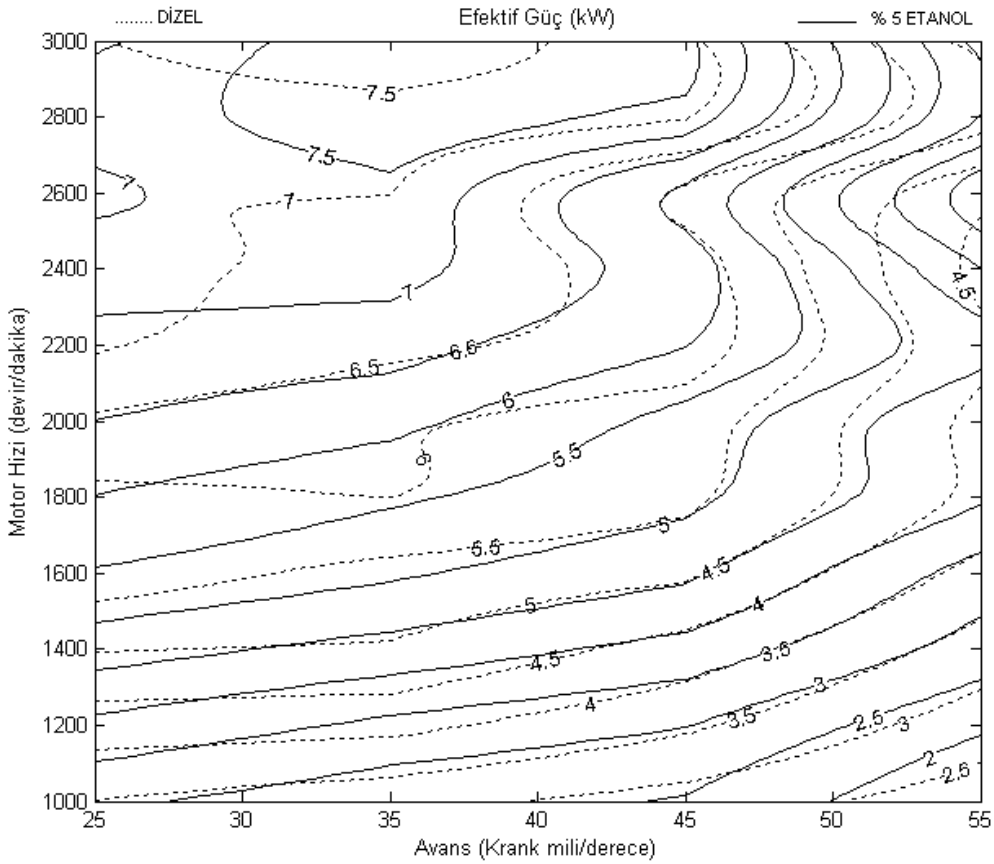


Şekil 5.21 Dizel - %10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi



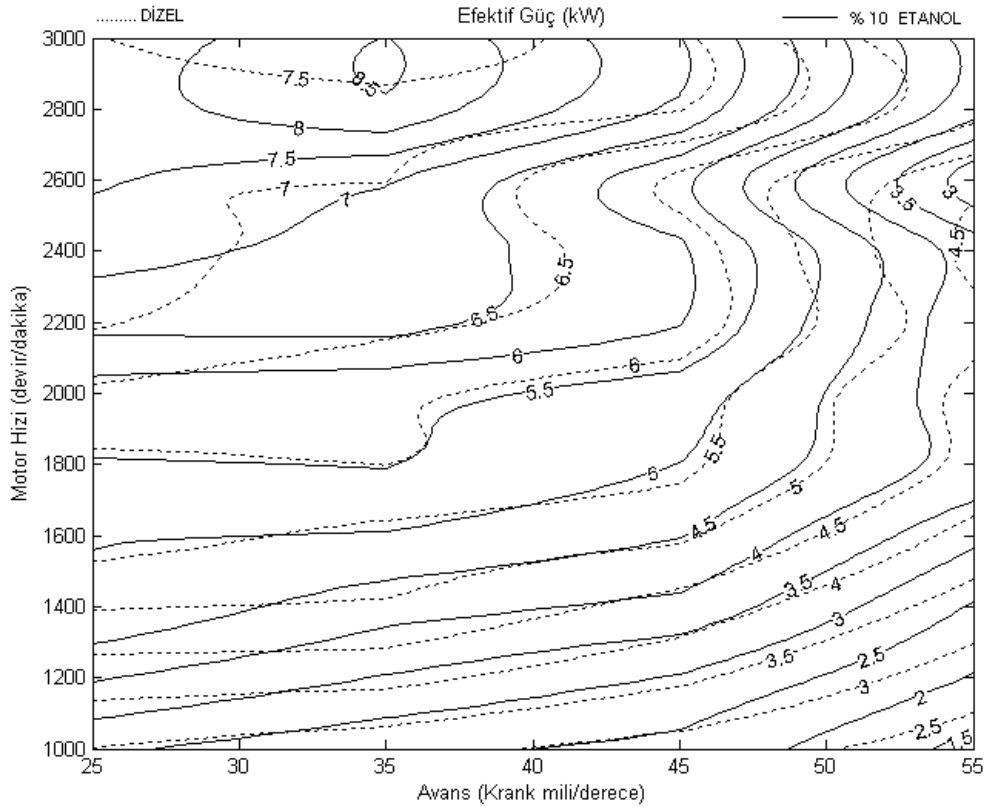
Şekil 5.22 Dizel - %20 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 24'de verilmiştir. Maksimum motor gücü, motorin - % 10 etanol karışımı için ise 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - % 10 Etanol için bu değer 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürme avansında 8,51 kW olarak gerçekleşmiştir. % 10 etanol ilavesi ile motor gücünde 1.,3. ve 4. bölgelerde azalış olurken, 2. bölgede ise bir miktar artış gözlenmiştir. Özellikle motor günündeki düşüş 4. bölgede yaklaşık %18' e oranlarına ulaşmıştır.

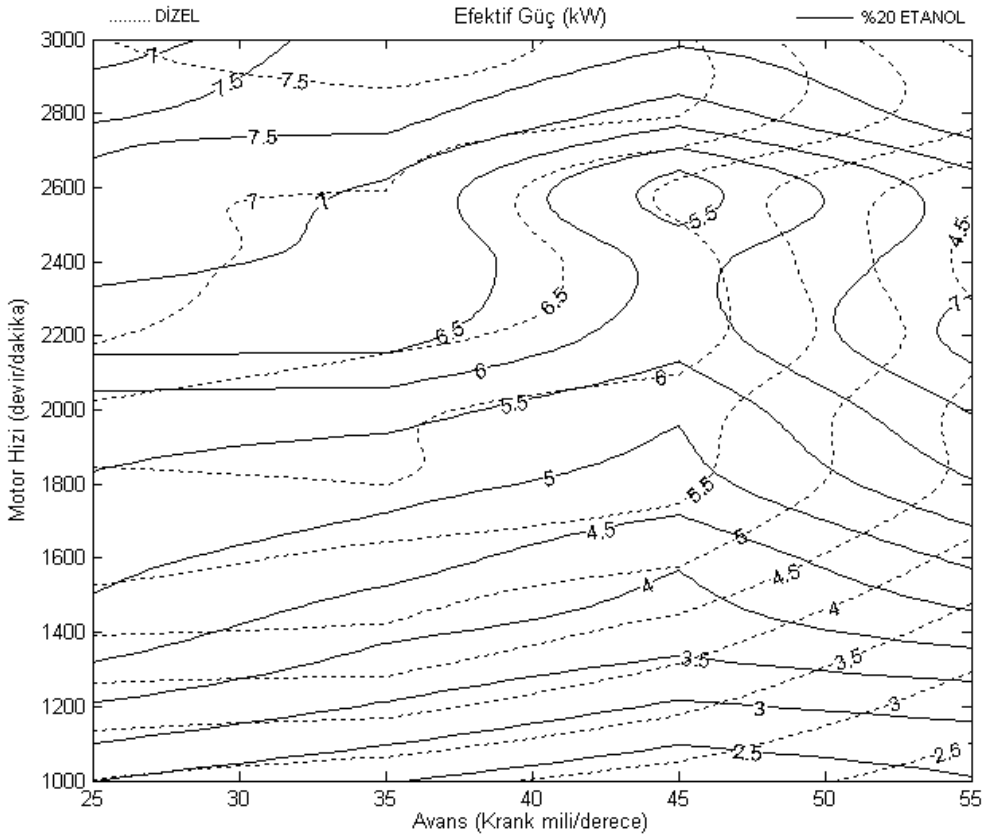


Şekil 5.23 Dizel - %5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 25'de verilmiştir. Maksimum motor gücü motorin - % 20 etanol karışımı için 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - % 20 Etanol karışımı için maksimum efektif güç 3000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 7,98 kW olarak elde edilmiştir. % 20 etanol ilavesi ile 1. ve 2. bölgelerde motor gücü düşerken, 3. ve 4. bölgelerde artış tespit edilmiştir. Bu artış özellikle 3. bölgede yaklaşık %21' e ulaşmıştır.



Şekil 5.24 Dizel - %10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi



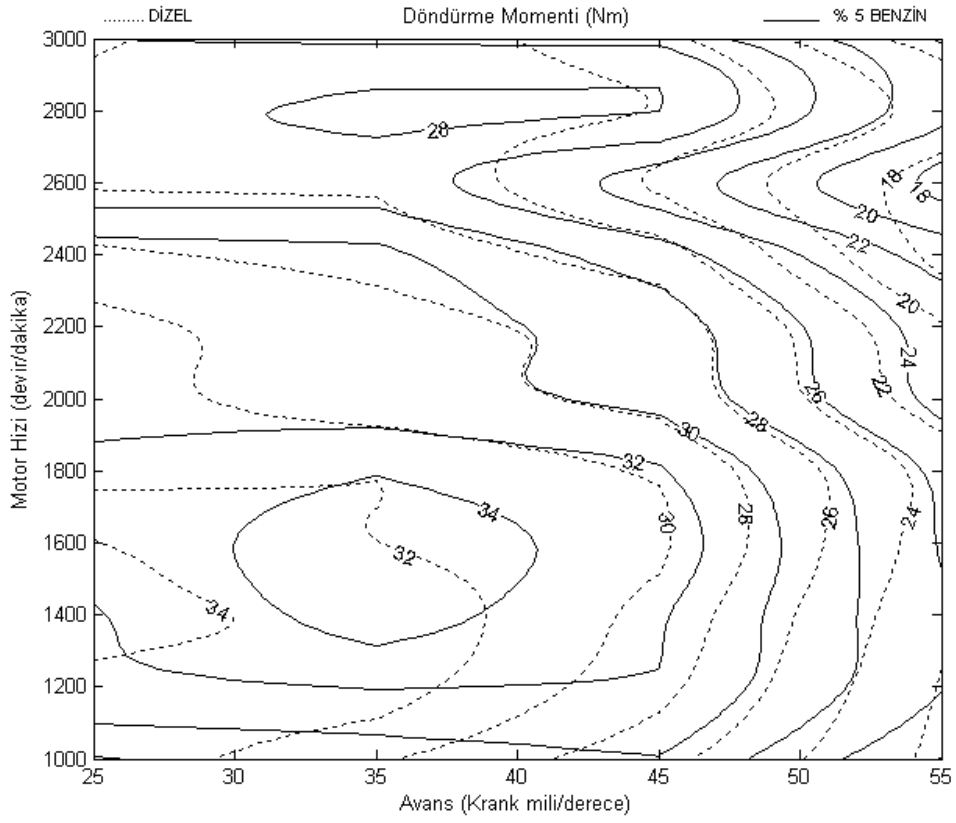
Şekil 5.25 Dizel - %20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi

Püskürtme basıncının deney motorunun standart püskürtme basıncı olan 183 bar' dan düşük olmasına rağmen etanolun motorine belli oranlarda katılması ile yapılan deneylerde eş motor gücü değerlerinde iyileşmeler belirlenmiştir. Bu iyileşmenin sebebi olarak; etanolun viskozitesinin düşük olması, püskürtme basıncının düşürülmesinde ki olumsuzluğu bertaraf etmekte, karışım yakıtın püskürtme, atomizasyon ve hava ile karışmasını da kolaylaştırmaktadır. Ayrıca etanolun kimyasal yapısından da bilineceği gibi oksijen içermesinin de bu artışa katkı sağladığı düşünülmektedir [131-134].

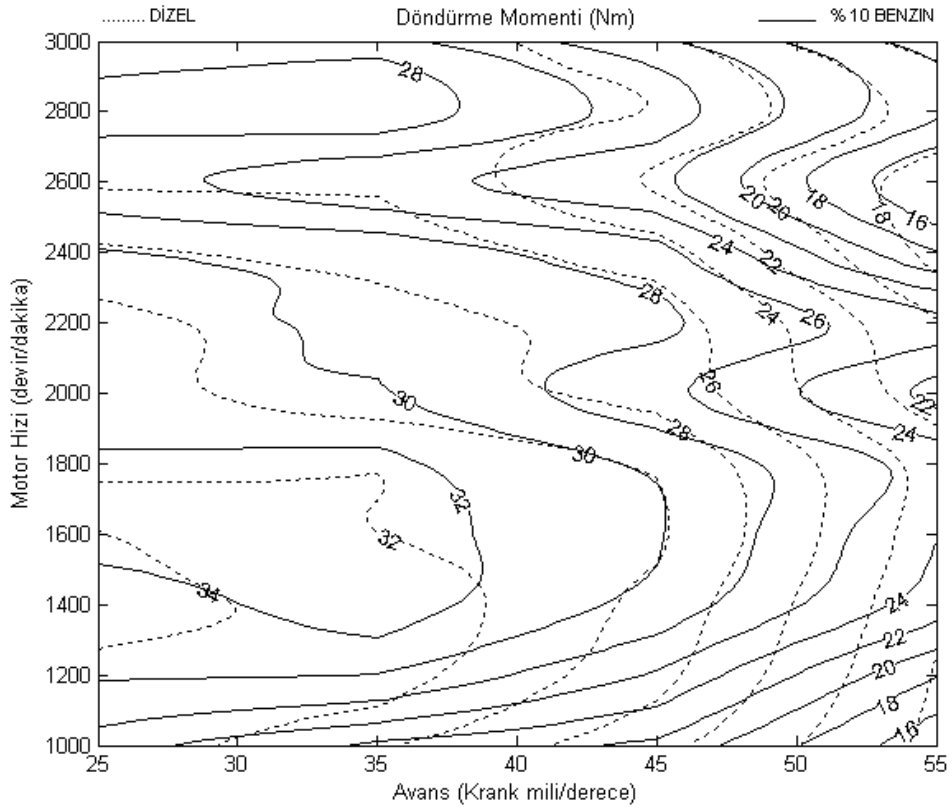
### 5.1.2.2. Döndürme Momenti

Her iki yakıt için maksimum döndürme momenti 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.26). Motorin için maksimum döndürme momenti, 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 34,31 Nm, Motorin - %5 Benzin karışımı için ise 1600 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 35,09 Nm olarak elde edilmiştir. Benzin ilavesi ile 1. bölge haricindeki tüm bölgelerde döndürme momenti artmaktadır. Döndürme momenti 2., 3. ve 4. bölgelerde sırasıyla ortalama; % 6,70, 11,10 ve 12,11 artarken, 1. bölgede ise ortalama % 1,76 azalmıştır.

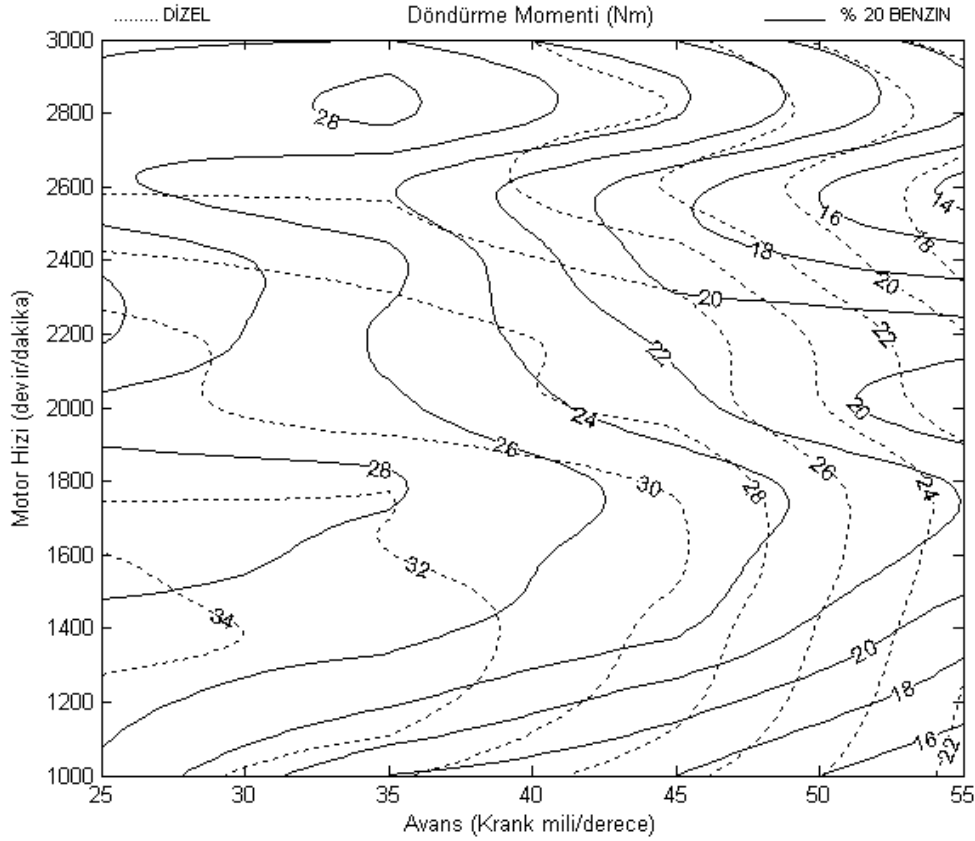
Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.27'de verilmiştir. Maksimum döndürme momenti % 10 Benzin ilavesinde 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 33,04 Nm elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile döndürme momentinde 1. ve 4. bölgelerde azalma meydana gelirken, 2. ve 3. bölgelerde ise artış gözlenmiştir. Motorun tüm çalışma bölgelerindeki değişimlerin ortalaması alındığında ise yaklaşık % 1,3 dolaylarında döndürme momentinde azalma tespit edilmiştir.



Şekil 5.26 Dizel - %5 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi



Şekil 5.27 Dizel - %10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi

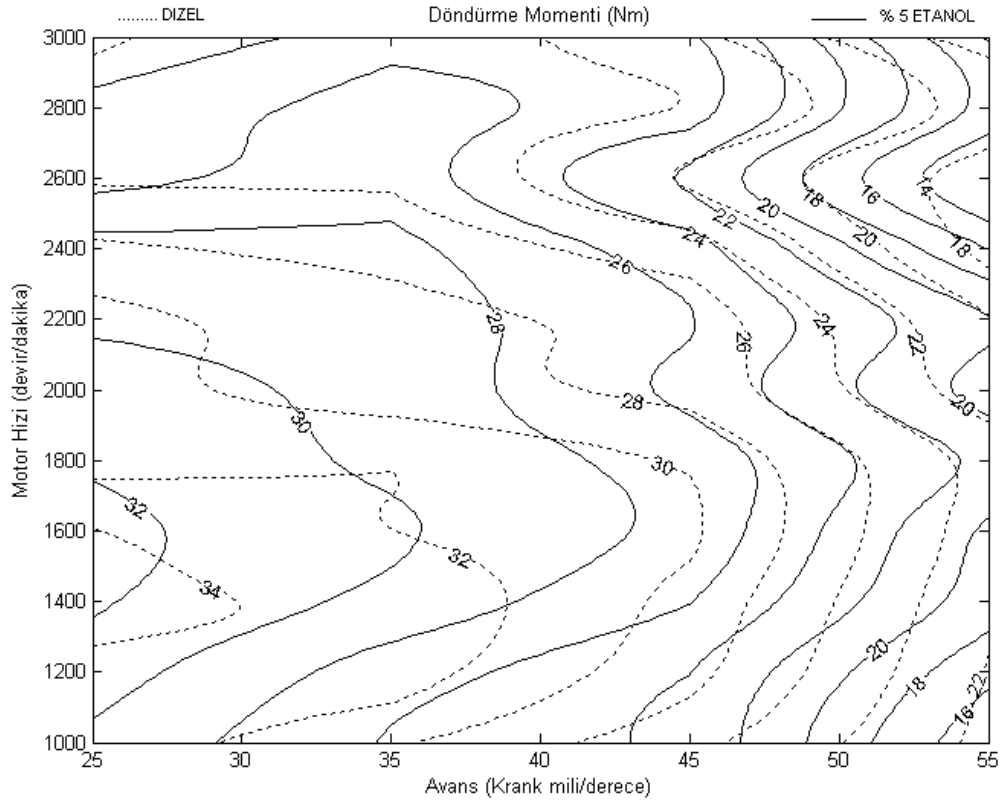


Şekil 5.28 Dizel - %20 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi

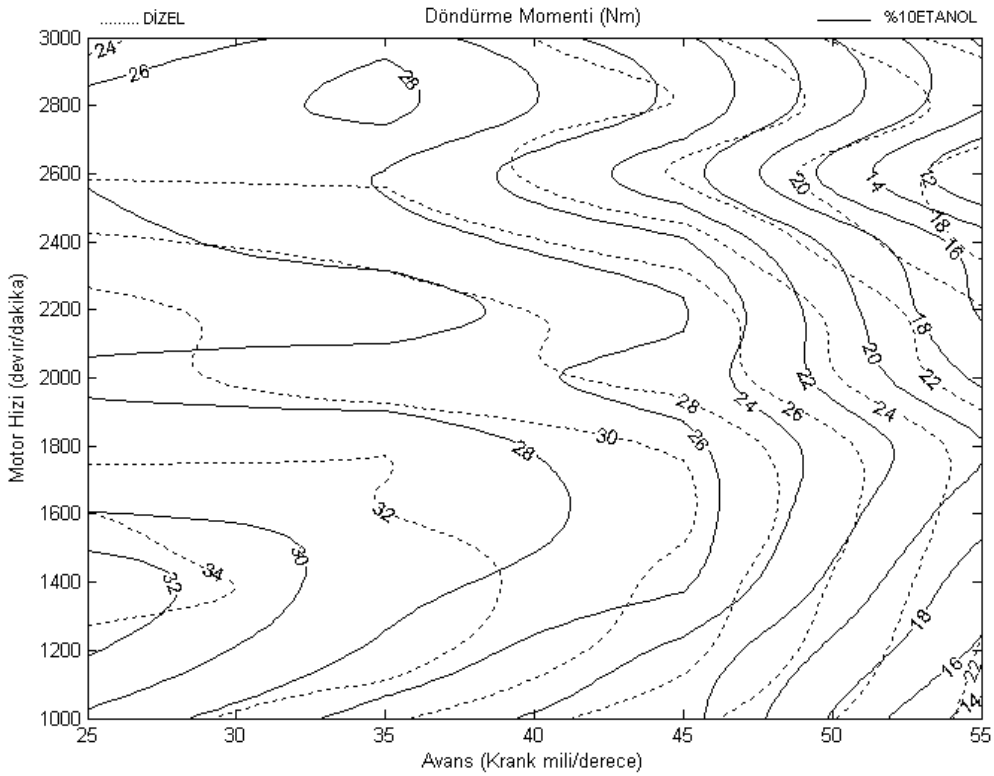
Motorin - % 20 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.28'de verilmiştir. Maksimum döndürme momenti motorin - % 20 benzin karışımı için 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Benzin karışımı için maksimum döndürme momenti 2200 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 30,23 Nm olarak elde edilmiştir. % 20 benzin ilavesi ile tüm bölgelerde döndürme momentinde azalma meydana gelmiştir. Bu azalma ortalama %12 dolaylarında gerçekleşmiştir.

Motorin - % 5 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.29' de görülmektedir. Motorin - %5 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1600 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 32,54 Nm elde edilmiştir. Etanol ilavesi ile 2. bölge haricindeki tüm bölgelerde döndürme momenti düşmektedir. Bu azalma ortalama % 10 civarında gerçekleşmiştir. 2. bölgedeki artış ise ortalama % 0,6 dolayındadır.





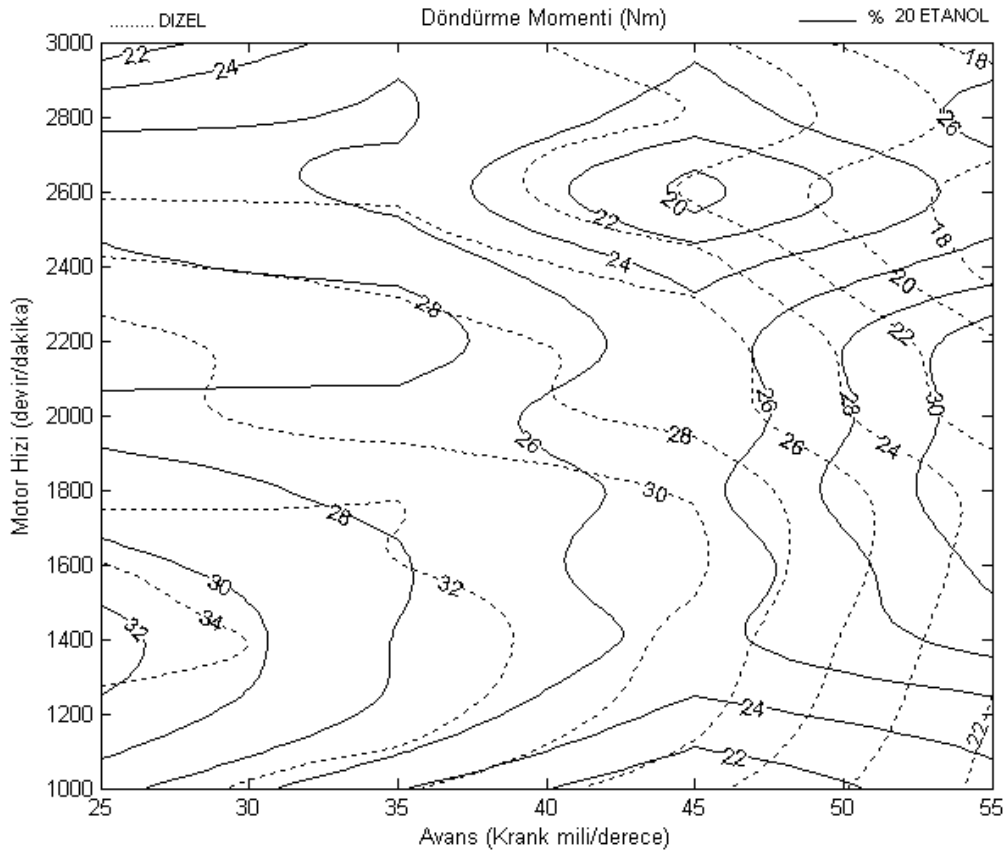
Şekil 5.29 Dizel - %5 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi



Şekil 5.30 Dizel - %10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.30'da verilmiştir. Motorin - %10 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 33,40 Nm olarak elde edilmiştir % 10 Etanol ilavesi ile 2. bölge haricindeki tüm bölgelerde döndürme momenti düşmektedir. Bu azalma ortalama % 14 civarlarında gerçekleşmiştir. 2. bölgedeki artış ise ortalama % 1,5 dolayındadır.

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.31'de verilmiştir. Maksimum döndürme momenti motorin - % 20 etanol karışımı için 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 32,70 Nm olarak ölçülmüştür. % 20 etanol ilavesi ile tüm bölgelerde döndürme momentinde azalma meydana gelmiştir. Döndürme momenti 1. ve 2. bölgelerde düşerken, diğer bölgelerde artmış özellikle bu artış 3. bölgede %21' e ulaşmıştır.

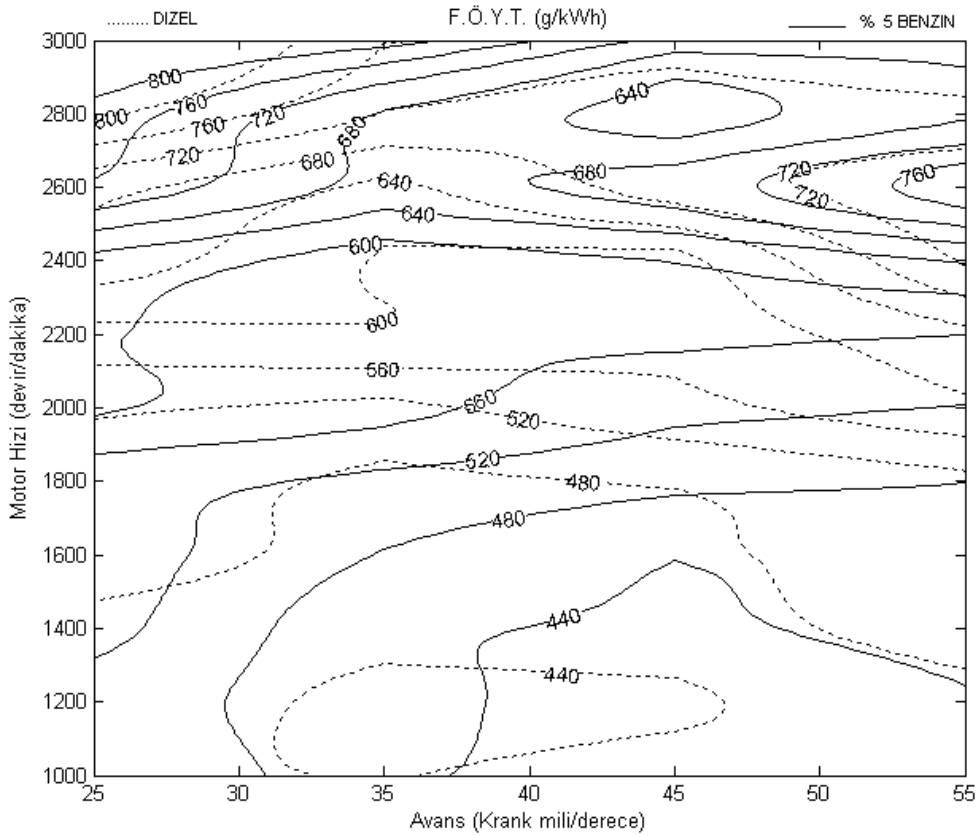


Şekil 5.31 Dizel - %20 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi

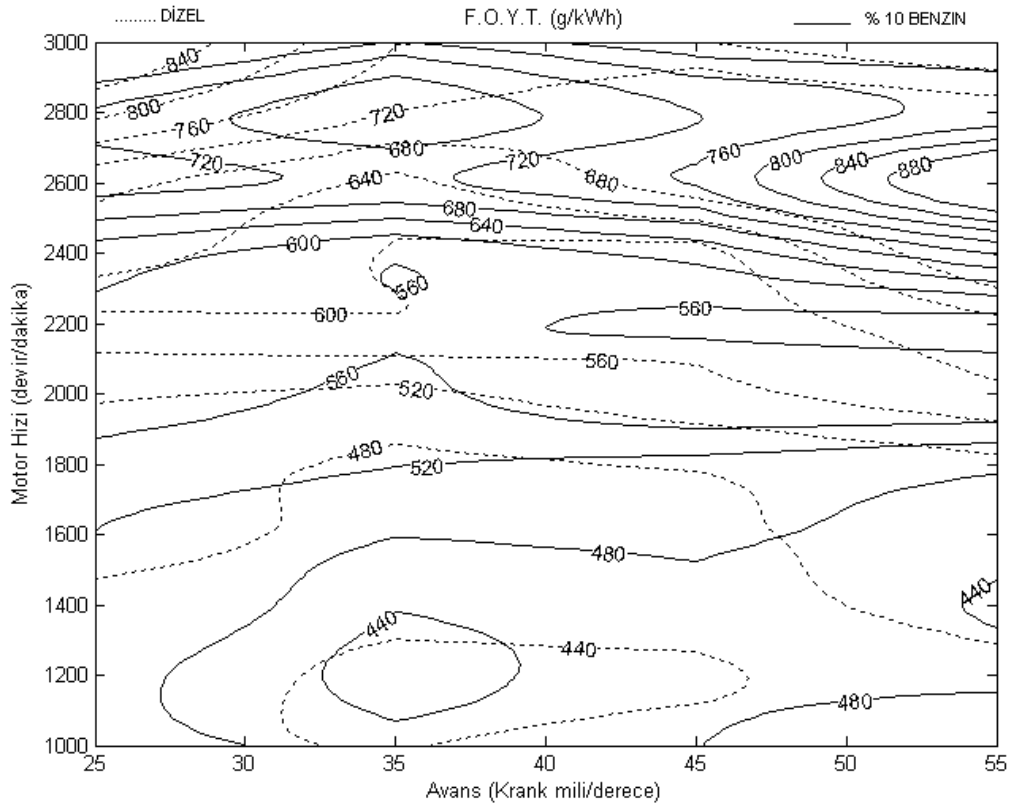
### 5.1.2.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi

Her iki yakıt için minimum fren özgöl yakıt tüketimi 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.32). Motorin - %5 Benzin karışımı için minimum fren özgöl yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 415,09 g/kWh, motorin için ise 1200 devir/dakika, 35 derece püskürtme avansında 428,06 g/kWh olarak elde edilmiştir. Benzin ilavesi ile 1. ve 2. bölgelerde özgöl yakıt tüketimi kötüleşirken 3. ve 4. bölgede iyileşmiştir. Buradaki iyileşme yaklaşık %5 mertebelerinde gerçekleşmiştir.

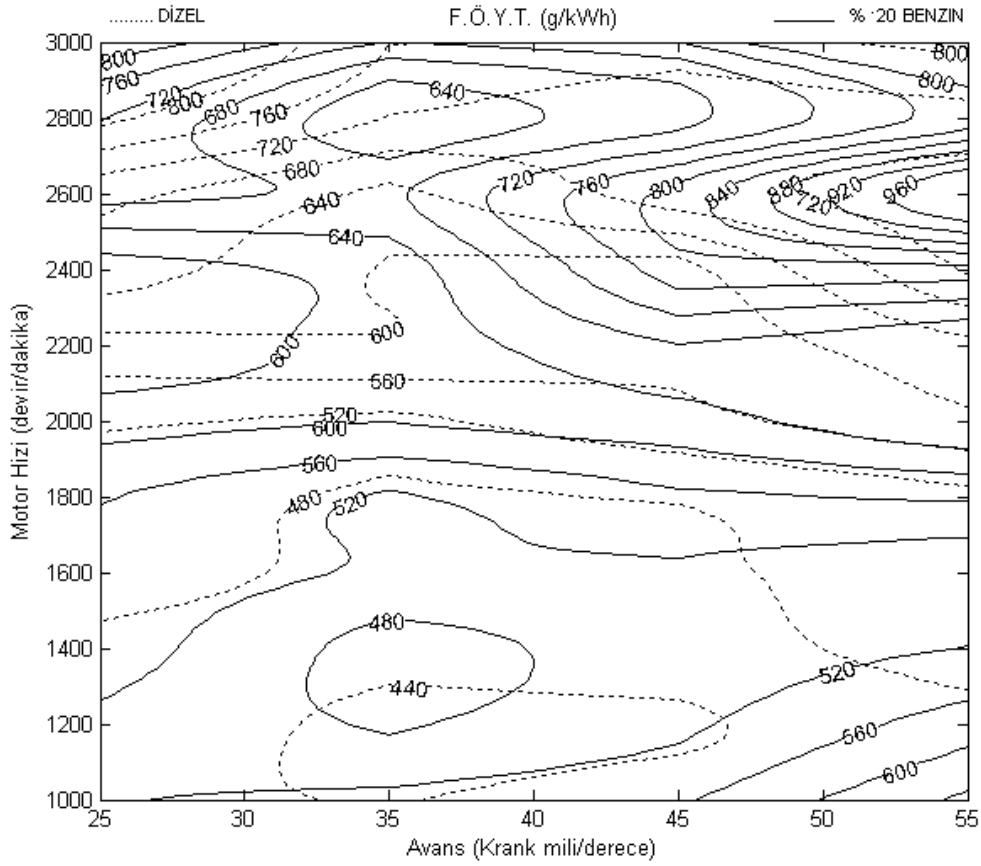
Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş fren özgöl yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.33'de verilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için minimum fren özgöl yakıt tüketimi, 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 421,05 g/kWh olarak elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile 2. bölge hariç diğer tüm bölgelerde fren özgöl yakıt tüketimi değerlerinde artış gözlenmiştir. 2. bölgede görülen iyileşme ise kayda değer büyüklükte değildir.



Şekil 5.32 Dizel - %5 Benzin karışımı için eş fren özgöl yakıt tüketimi eğrisi

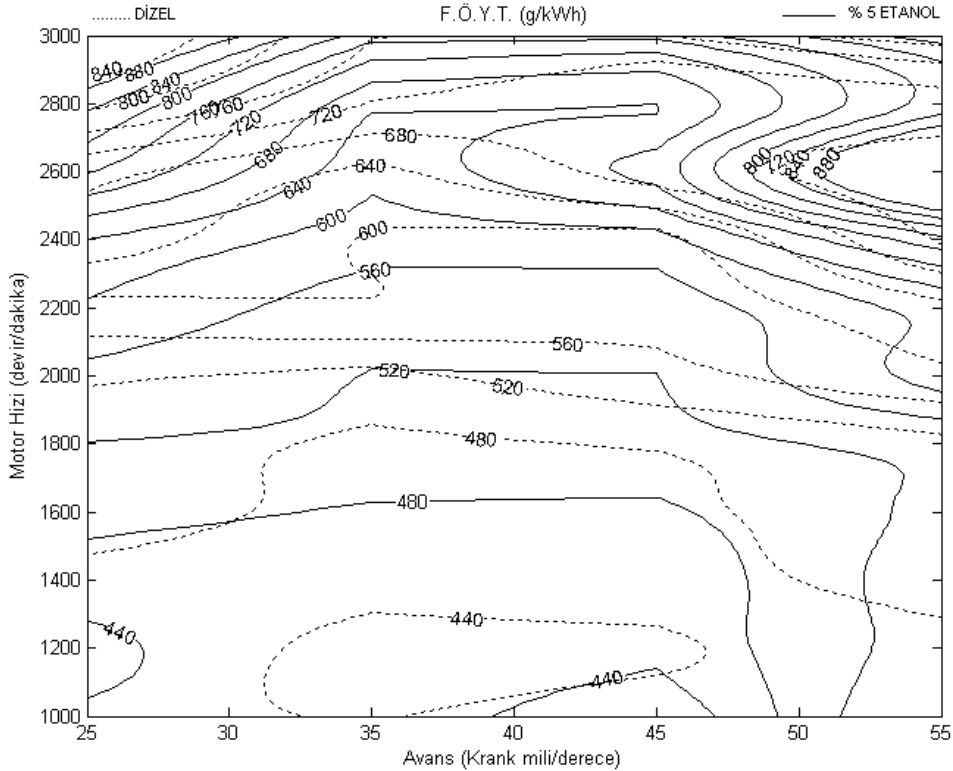


Şekil 5.33 Dizel - %10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi



Şekil 5.34 Dizel - %20 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

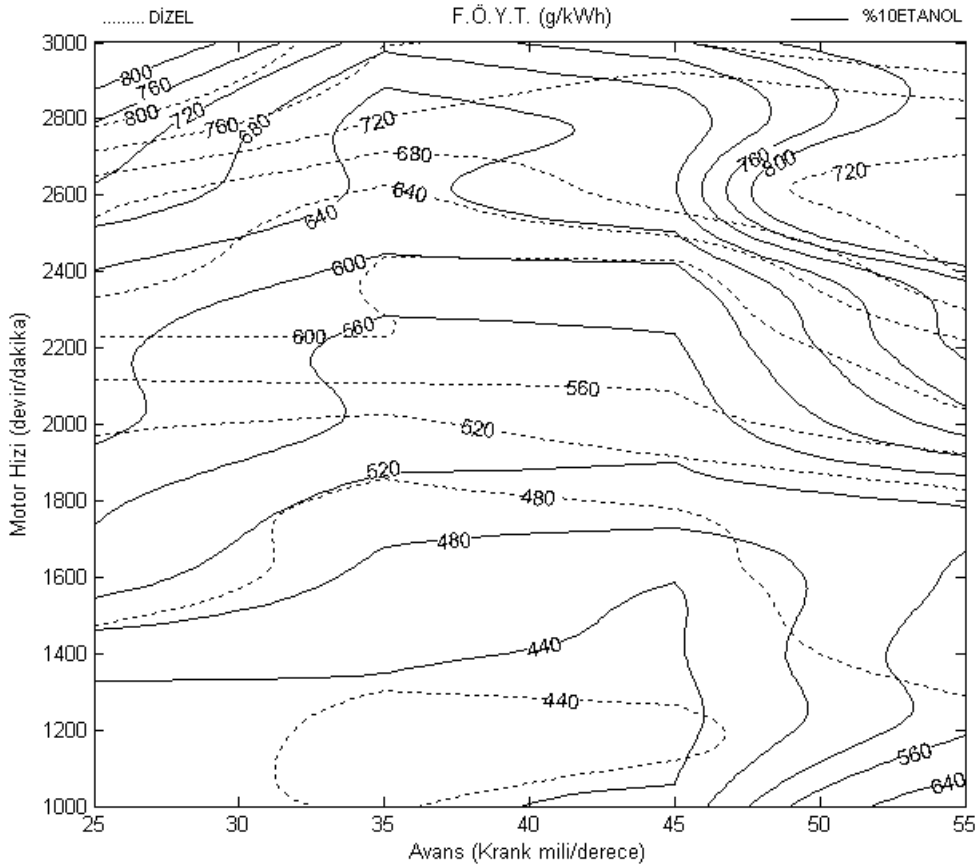
Motorin - % 20 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.34'de verilmiştir. Minimum fren özgül yakıt tüketimi, motorin - % 20 benzin karışımı için 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin - %20 Benzin karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 474,76 g/kWh olarak elde edilmiştir. % 20 benzin ilavesi ile fren özgül yakıt tüketimi değerinde 1., 3. ve 4. bölgelerde ortalama % 13 oranında artış olurken, 2. bölgede ise % 0,6 mertebesinde azalma tespit edilmiştir. Benzinin setan sayısını düşürücü etkisi karıştırıldığı motorinin tutuşma gecikmesi süresini artırmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresinin uzaması, homojen bir karışım oluşturmaya olanak sağlayabilmektedir. Ayrıca benzin ilavesi karışımın tutuşma başlangıcını 'Ü.Ö.N.' ya yaklaştırmaktadır. Bunun yanında, karışım yakıtın, yüksek püskürtme avansı ile silindire gönderilmesi de karışımın homojenliğine katkı sağlamaktadır. Benzin oranını artması durumunda ise püskürtme basıncının düşük olmasından kaynaklanan sebepten dolayı yakıt yeterince atomize olamamakta ve fren özgül yakıt tüketimi kötüleşmektedir.



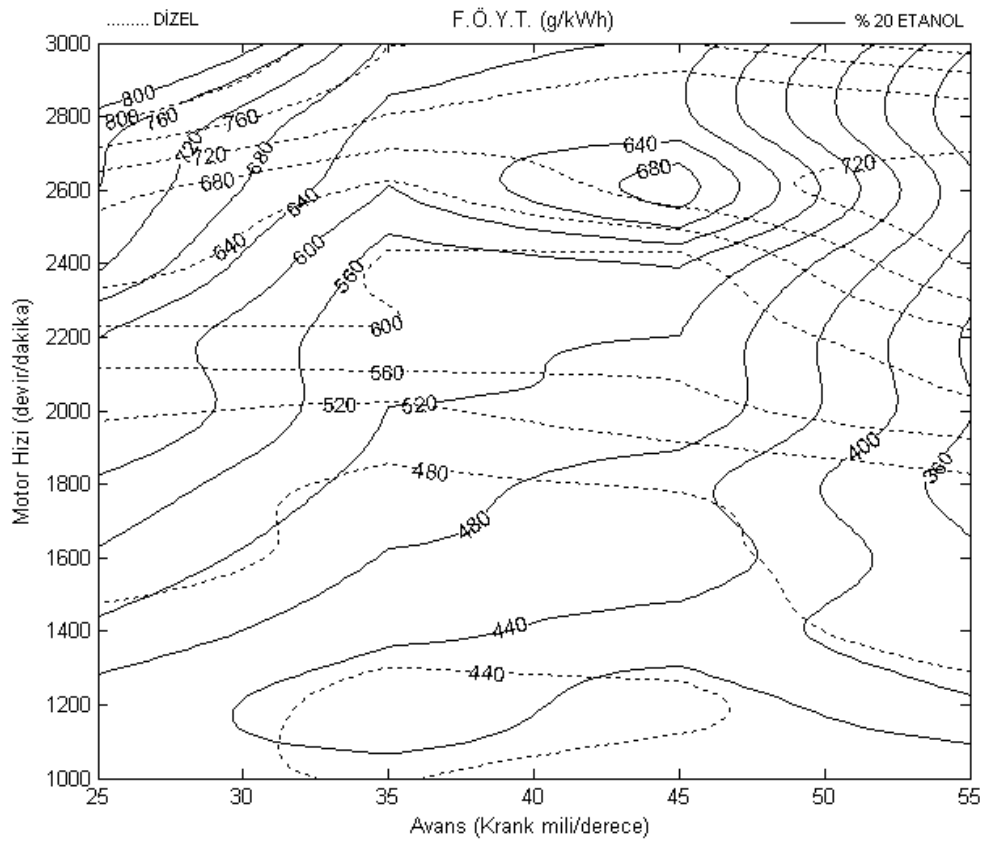
Şekil 5.35 Dizel - %5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

Motorin - % 5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.35'de verilmiştir. Etanol ilavesi ile tüm bölgelerdeki fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde artış meydana gelmiştir. Bu artış miktarı ortalama % 3 dolaylarında gerçekleşmiştir. Motorin - %5 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1000 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 402,94 g/kWh olarak elde edilmiştir

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.36'da verilmiştir. Motorin + %10 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1000 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 420,72 g/kWh olarak elde edilmiştir. % 10 etanol ilavesi 2. bölge hariç diğer tüm bölgelerde fren özgül yakıt tüketimi ortalama % 5,9 artmıştır. 2. bölgedeki iyileşme ise yaklaşık % 1 mertebelerinde gerçekleşmiştir.



Şekil 5.36 Dizel - %10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi



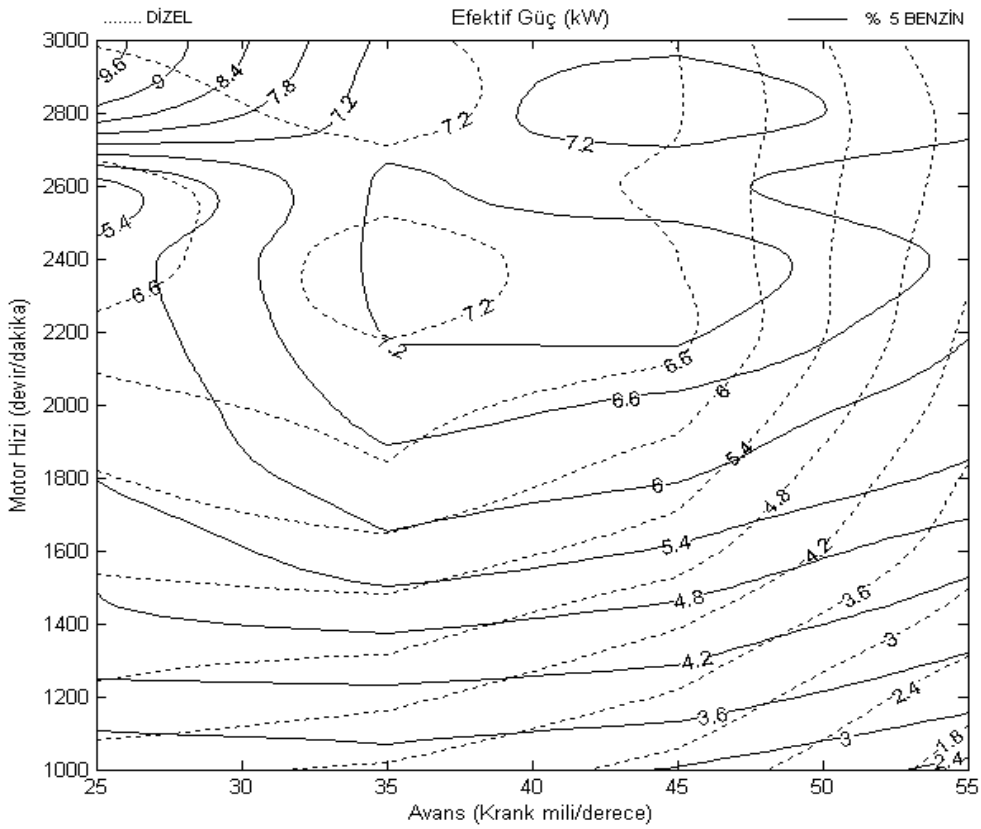
Şekil 5.37 Dizel - %20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.37'de verilmiştir. Motorin - %20 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1800 devir/dakika ve 55 derece püskürtme avansında 343,06 g/kWh olarak elde edilmiştir. % 20 etanol ilavesi ile 1. ve 2. bölgede fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde artma görülürken diğer bölgelerde ise azalma meydana gelmiştir. Ortalama olarak fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde % 7 mertebelerinde azalma görülmüştür. Etanolün gizli buharlaşma ısısının yüksek olması volümetrik verimde iyileşmeye yol açmaktadır. Etanol oranının artmasıyla fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde iyileşme görülmektedir. Ayrıca yapısında bulunan oksijen, kolay buharlaşma özelliği ve karşım yakıtın yüksek avans bölgelerinde püskürtülmesi homojen bir karışım oluşturmada katkı sağlamaktadır [134].

### 5.1.3. 203 Bar Püskürtme Basıncındaki Deney Verileri

#### 5.1.3.1. Efektif Güç

Motorin - % 5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.38'de verilmiştir. Motorin ve Motorin - %5 Benzin karışımı için maksimum motor gücü 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin için maksimum efektif güç; 2400 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 7,59 kW, Motorin - %5 Benzin karışımı için ise 3000 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 9,90 kW olarak elde edilmiştir. Motor gücü 4. bölgeye yaklaşıldıkça azalmaktadır. Benzin ilavesi ile 1. ve 2. bölge haricindeki tüm bölgelerde motor gücü artmaktadır. Motor gücündeki artış ortalama % 11 mertebelerinde gerçekleşmektedir.

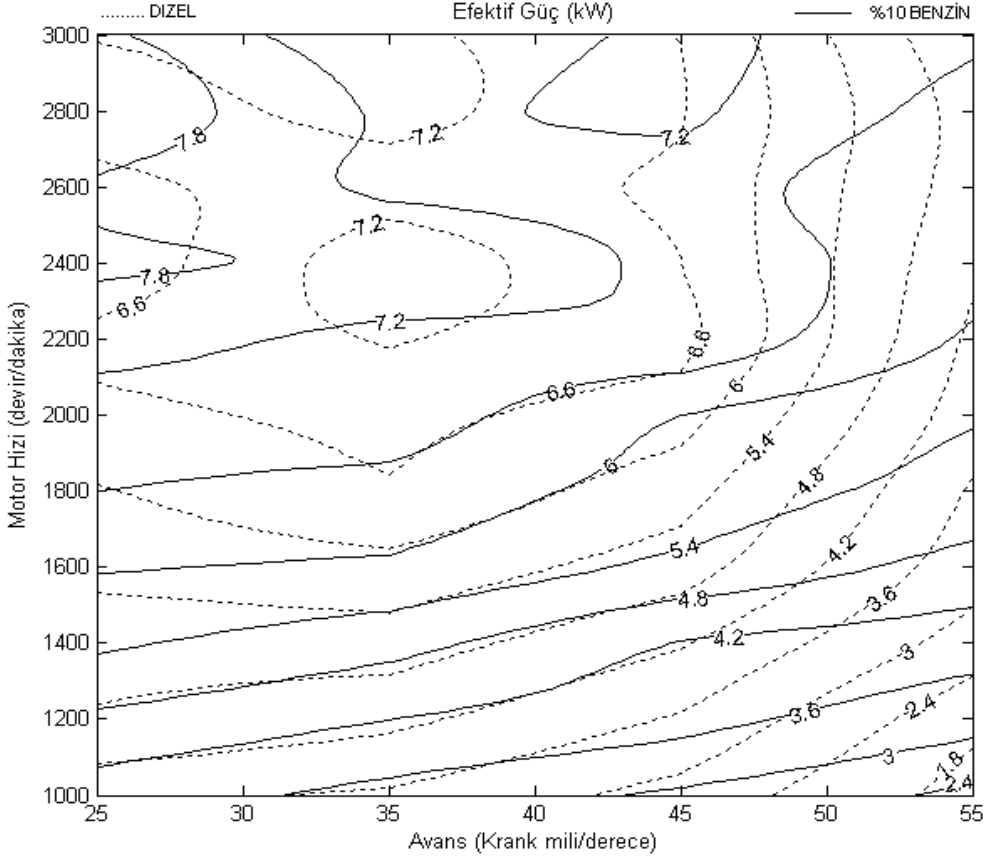


Şekil 5.38 Dizel - %5 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi

Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.39'da verilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için maksimum efektif güç 2800 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 8,29 kW olarak elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile motor gücü tüm bölgelerde artış göstermiştir. Bu artış yaklaşık % 14,5 mertebesinde dir. Deneyin bu aşamasında püskürtme basıncının standart püskürtme basıncından yüksek olması benzin – motorinden oluşan karışım yakıtın daha iyi



atomize olmasını sağlamakta bu durumun eş motor gücünde artışlara sebep olduğu düşünülmektedir.

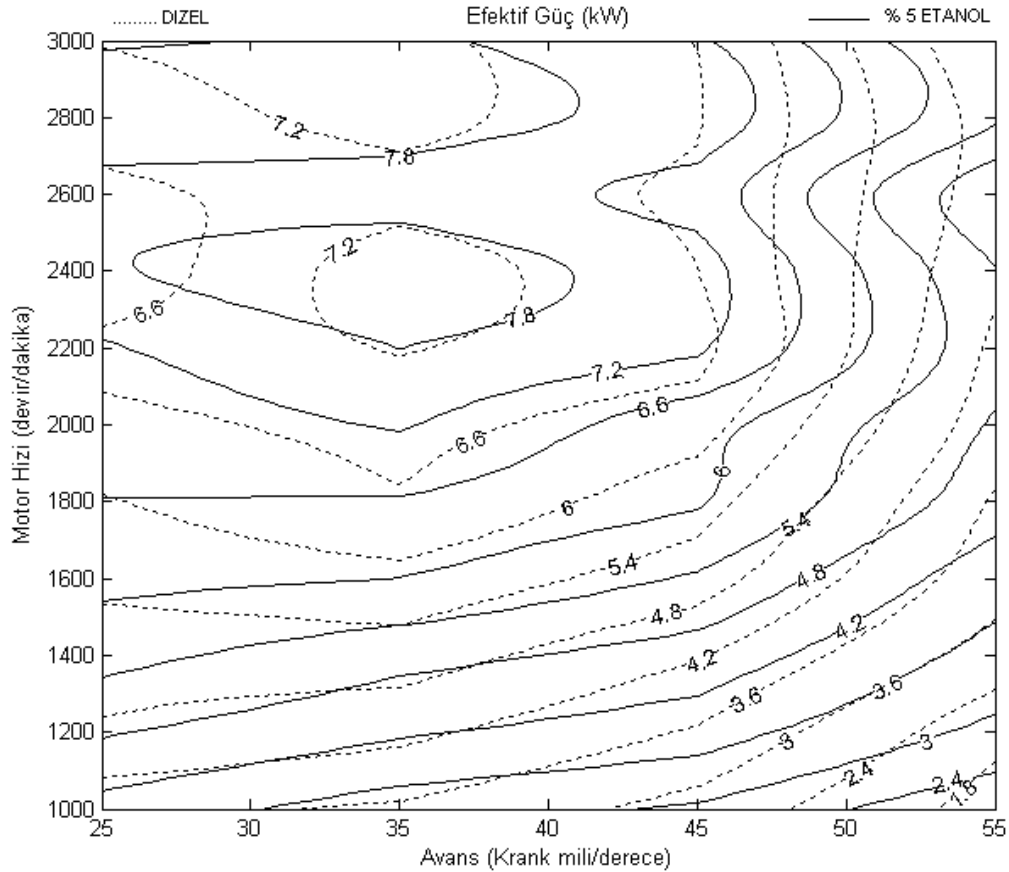


Şekil 5.39 Dizel - %10 Benzin karışımı için eş motor gücü eğrisi

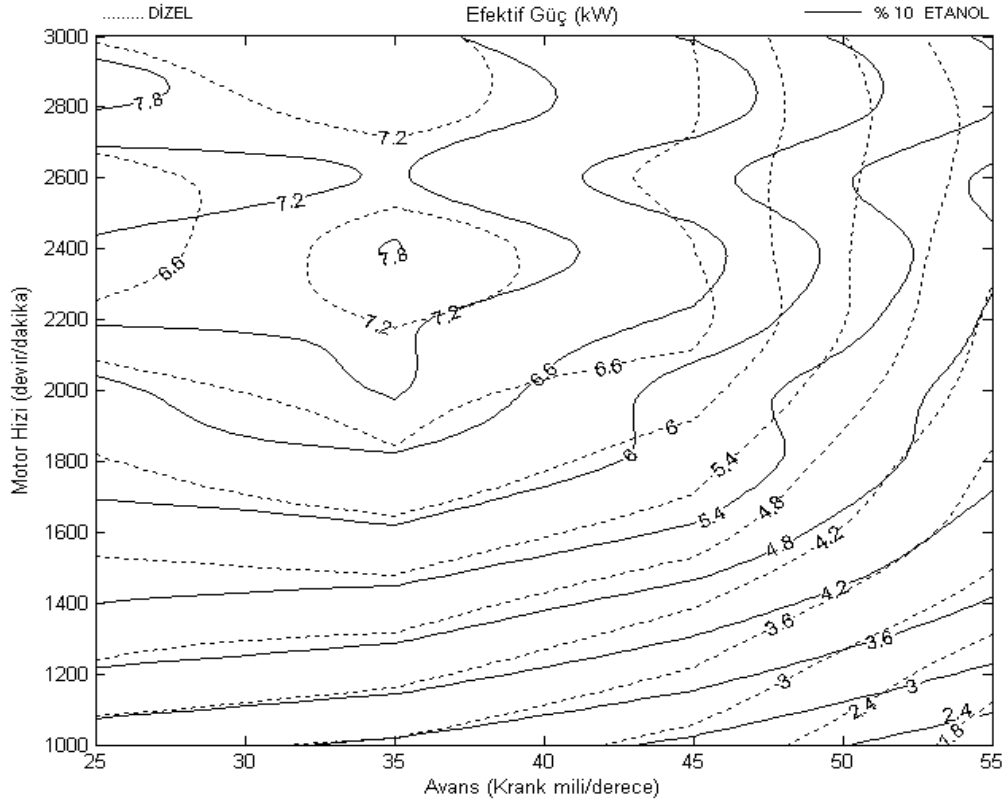
Motorin - % 5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.40' da verilmiştir. Motorin - % 5 Etanol karışımı için maksimum efektif güç 2400 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 8,25 kW olarak elde edilmiştir. % 5 etanol ilavesi ile motor gücü tüm bölgelerde artmıştır. Bölgeler nezdinde bu artış yaklaşık % 10 değerine ulaşmıştır.

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.41'de verilmiştir. Maksimum motor gücü, motorin + % 10 etanol karışımı için ise 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin + % 10 Etanol için bu değer 2400 devir/dakika ve 35 derece püskürme avansında 7,82 kW olarak gerçekleşmiştir. % 10 etanol ilavesi ile motor gücü tüm bölgelerde artma eğilimi göstermiş, özellikle 4. bölgede bu artış yaklaşık % 16 seviyelerine ulaşmıştır.

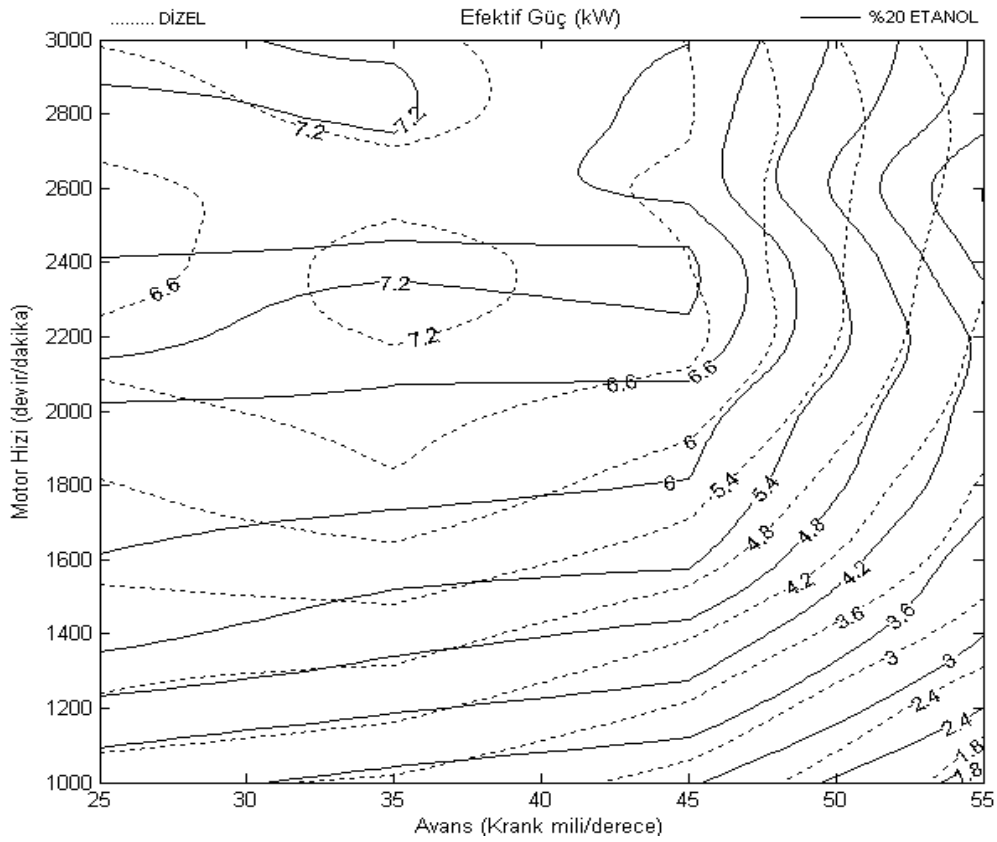
Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi Şekil 5.42'de verilmiştir. Maksimum motor gücü motorin - % 20 etanol karışımı için 2. bölgede elde edilmiştir. Motorin - % 20 Etanol karışımı için maksimum efektif güç 2200 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 7,41 kW olarak elde edilmiştir. % 20 etanol ilavesi ile 3. bölge hariç diğer tüm bölgelerde ortalama % 3,5 artış olurken 3. bölgede ise % 5,1 azalma meydana gelmiştir. Etanol – motorin karışımı ile yapılan deneylerde eş motor gücündeki artış, püskürtme basıncının yüksek olmasından dolayı yakıt daha iyi atomize olmakta bu ise yakıtın hava ile daha iyi karışmasına yardımcı olmaktadır. Ayrıca etanolun yapısında bulunan oksijenin, karışım yakıtının oksidasyonunu, özellikle zengin karışım bölgelerinde, iyileştirdiği de düşünülmektedir.



Şekil 5.40 Dizel - %5 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi



Şekil 5.41 Dizel - %10 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi

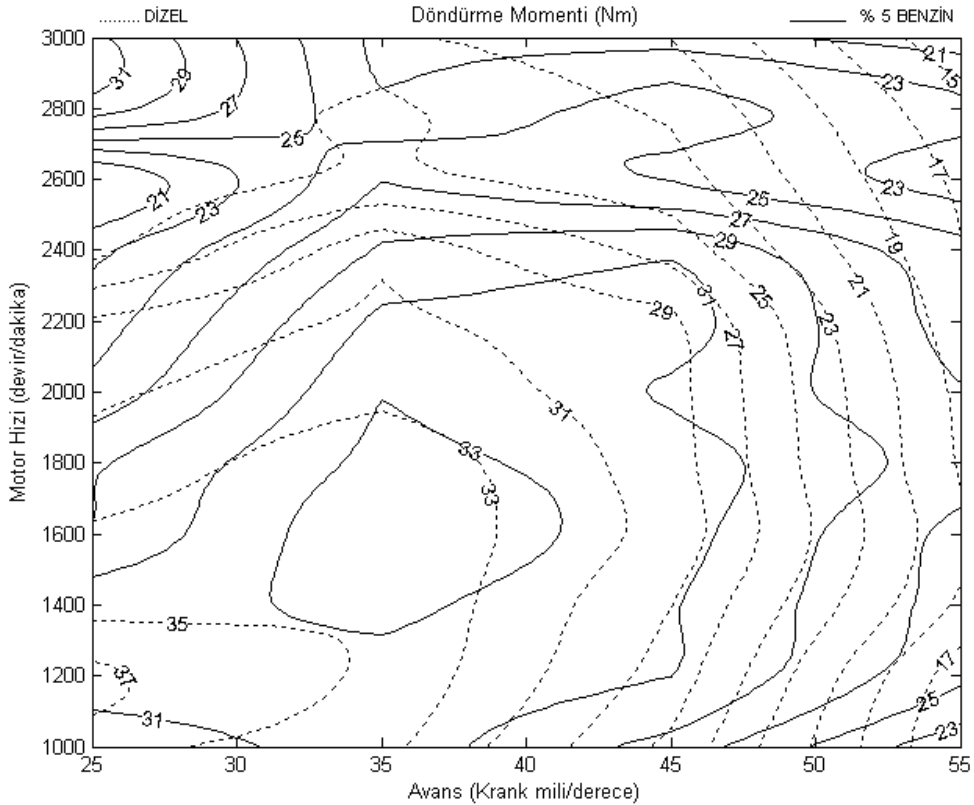


Şekil 5.42 Dizel - %20 Etanol karışımı için eş motor gücü eğrisi.

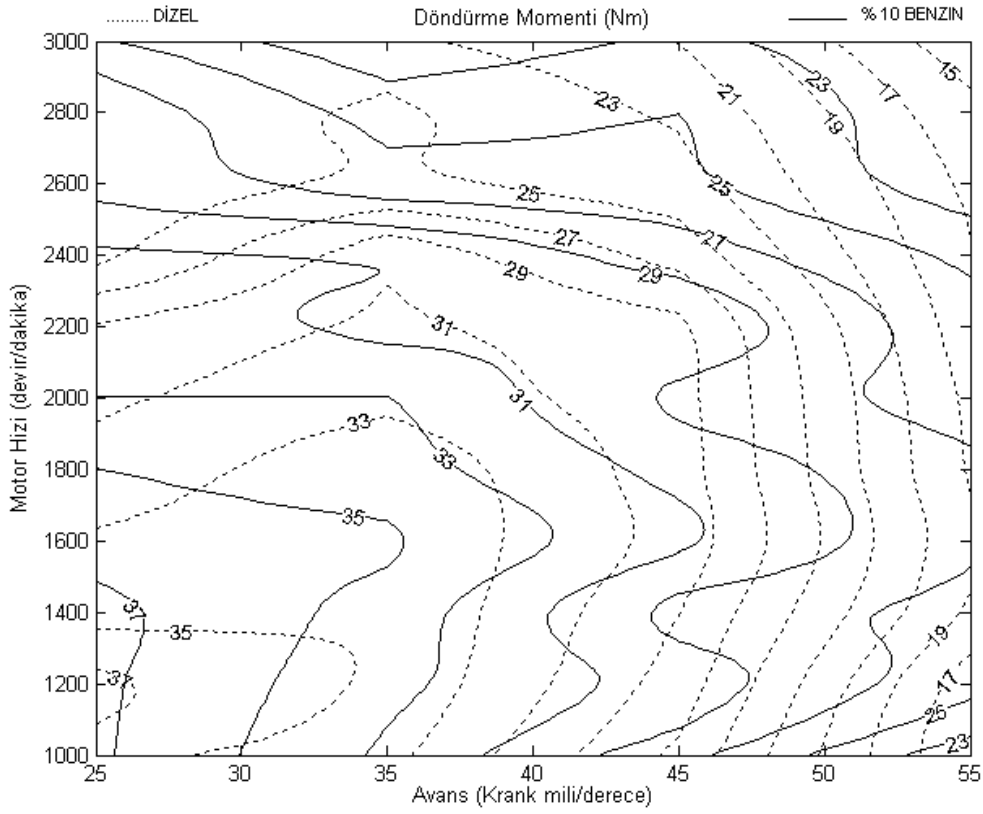
### 5.1.3.2. Döndürme Momenti

Her iki yakıt için maksimum döndürme momenti 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.43). Motorin için maksimum döndürme momenti, 1200 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 37,33 Nm, Motorin - %5 Benzin karışımı için ise 1600 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 34,83 Nm olarak elde edilmiştir. Benzin ilavesi ile 1. ve 2. bölge hariç diğer bölgelerde döndürme momenti artmaktadır.

Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.44'de verilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 37,51 Nm elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile döndürme momenti tüm bölgelerde artma eğilimi göstermiştir. Bu artış yaklaşık % 14 seviyelerinde gerçekleşmiştir.



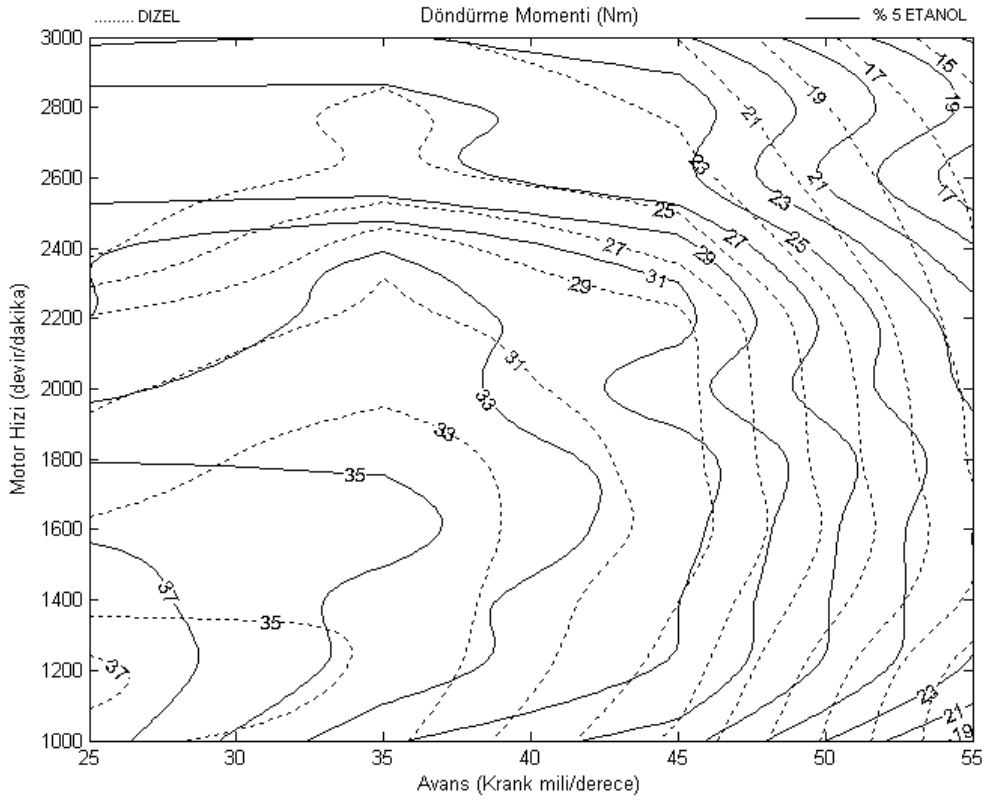
Şekil 5.43 Dizel - %5 Benzin karışımı için döndürme momenti eğrisi.



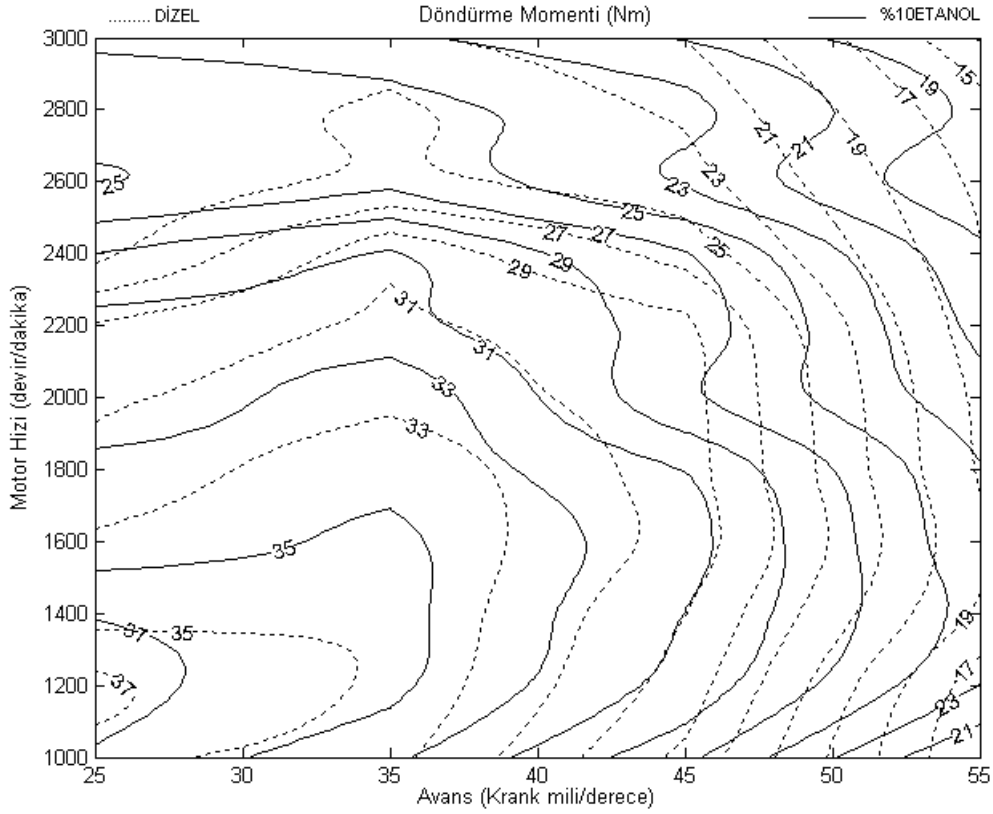
Şekil 5.44 Dizel - %10 Benzin karışımı için döndürme momenti eğrisi

Motorin - % 5 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.45' de görülmektedir. Motorin - %5 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1200 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 38,68 Nm olarak elde edilmiştir. Etanol ilavesi ile döndürme momenti tüm bölgelerde artma eğilimi göstermiştir. Bu artış yaklaşık % 10 seviyelerinde gerçekleşmiştir.

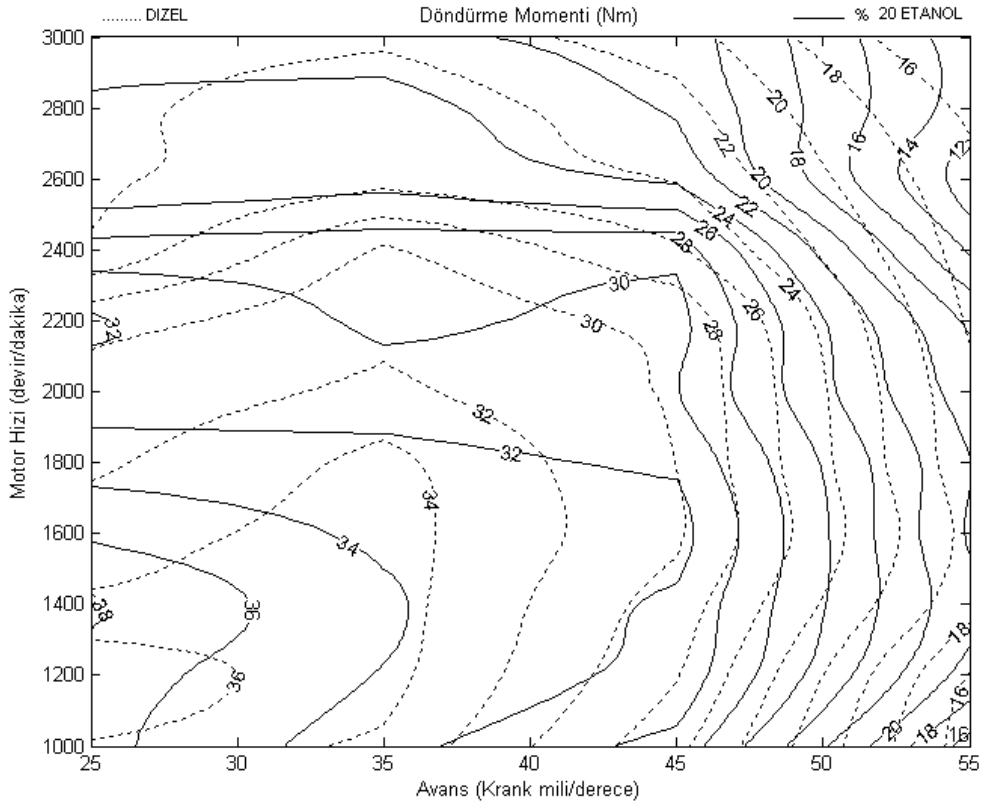
Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.46'da verilmiştir. Motorin - %10 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1200 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 37,64 Nm olarak elde edilmiştir. % 10 Etanol ilavesi ile döndürme momenti tüm bölgelerde artma eğilimi göstermiştir. Bu artış yaklaşık % 8 mertebesinde gerçekleşmiştir.



Şekil 5.45 Dizel - %5 Etanol karışımı için döndürme momenti eğrisi



Şekil 5.46 Dizel - %10 Etanol karışımı için döndürme momenti eğrisi



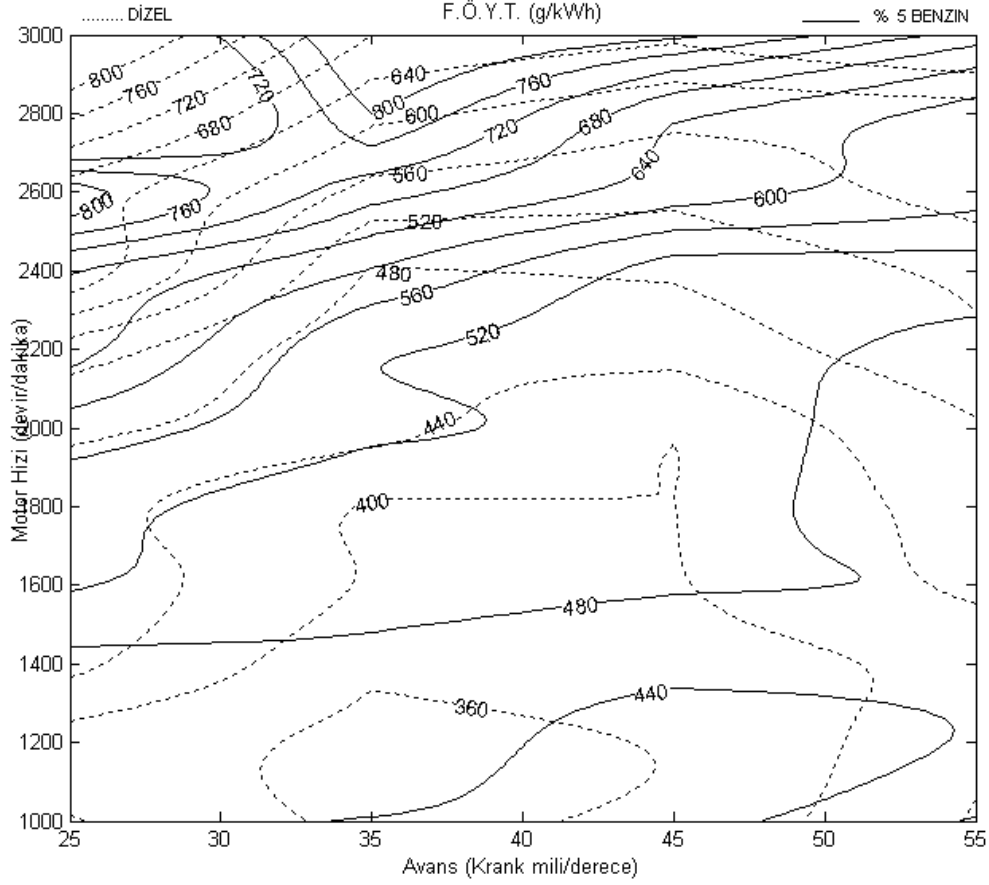
Şekil 5.47 Dizel - %20 Etanol karışımı için döndürme momenti eğrisi

Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş döndürme momenti eğrisi Şekil 5.47'de verilmiştir. Maksimum döndürme momenti motorin + % 20 etanol karışımı için 1. bölgede elde edilmiştir. Motorin + %20 Etanol karışımı için maksimum döndürme momenti 1400 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 38,16 Nm ölçülmüştür. % 20 etanol ilavesi ile 3. bölge hariç diğer bölgelerde döndürme momentinde artma meydana gelmiştir. Bütün bölgeler dikkate alındığında bu artış yaklaşık % 1.3 seviyelerindedir. Etanolun gizli buharlaşma ısısının yüksek olması, emme ve sıkıştırma zamanlarında ortalama gaz sıcaklıkları azaltacağından, volümetrik verimi artmakta buna bağlı olarak sıkıştırma için gerekli olan iş azalmaktadır. Bu ise eş döndürme moment değerlerinde olumlu yönde bir iyileşme göstermektedir [131-133].

### 5.1.3.3. Fren Özgül Yakıt Tüketimi

Her iki yakıt için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1. bölgede elde edilmiştir (Şekil 5.48). Motorin - %5 Benzin karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1000 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 422,47 g/kWh, motorin için ise 1000 devir/dakika, 35 derece püskürtme avansında 348,01 g/kWh elde edilmiştir.

Benzin ilavesi ile tüm bölgelerde özgül yakıt tüketimi kötüleşmiştir. Yaklaşık olarak bu kötüleşme ortalama % 12,5 mertebesinde gerçekleşmiştir.

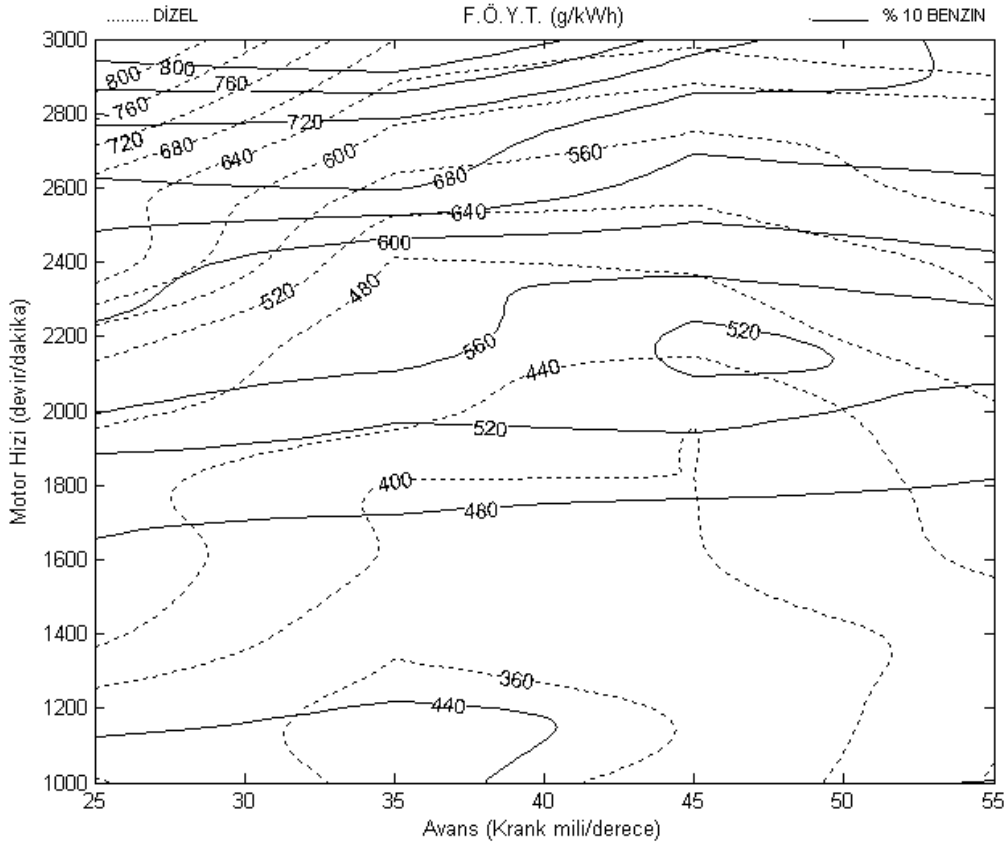


Şekil 5.48 Dizel - %5 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

Motorin - % 10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.49'da verilmiştir. Motorin - %10 Benzin karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi, 1000 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında 417,96 g/kWh elde edilmiştir. % 10 benzin ilavesi ile tüm bölgelerde özgül yakıt tüketimi kötüleşmiştir. Yaklaşık olarak bu kötüleşme ortalama % 13,5 seviyelerindedir.

Motorin - % 5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.50'de verilmiştir. Motorin - %5 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 390,12 g/kWh elde edilmiştir. Etanol ilavesi ile tüm bölgelerdeki fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde artış meydana gelmiştir. Bu artış miktarı ortalama % 8 dolaylarında gerçekleşmiştir.

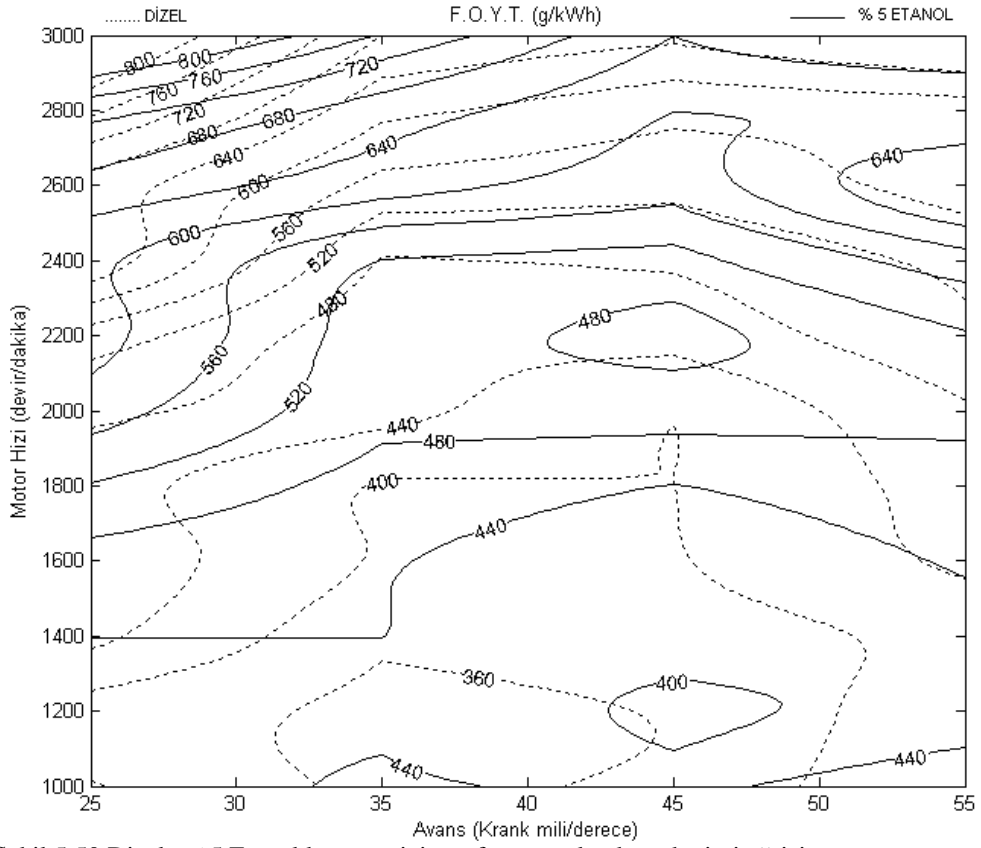




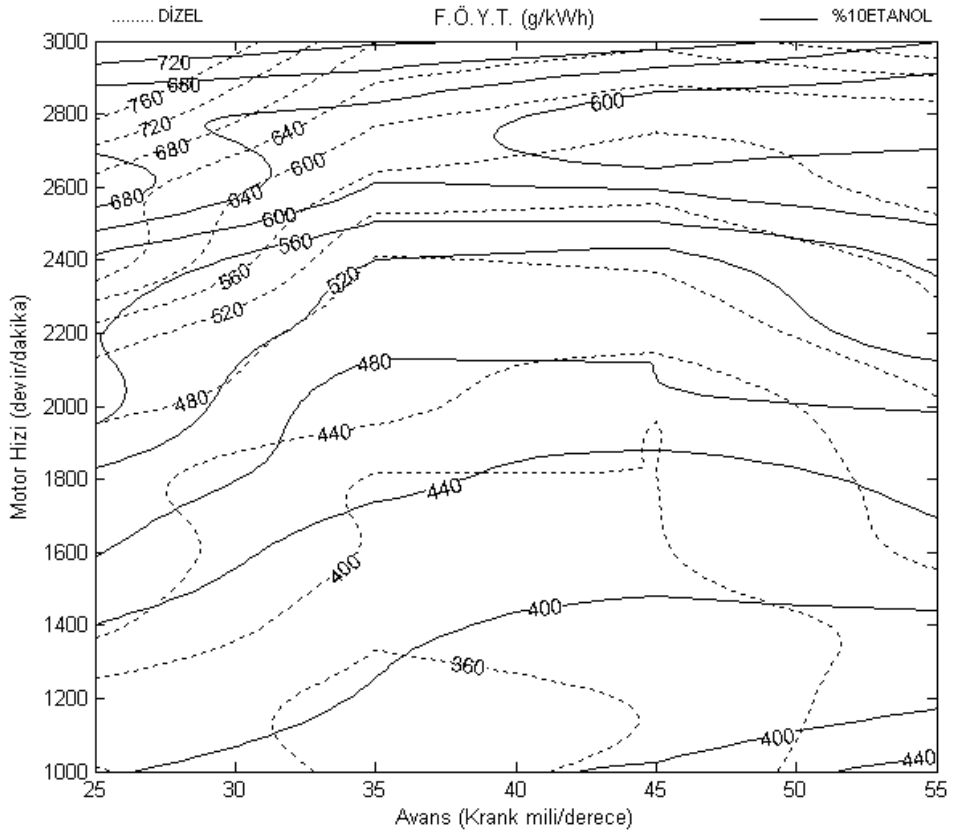
Şekil 5.49 Dizel - %10 Benzin karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

Motorin - % 10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.51'de verilmiştir. Motorin - %10 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1200 devir/dakika ve 45 derece püskürtme avansında 375,67 g/kWh elde edilmiştir. % 10 etanol ilavesi ile tüm bölgelerde özgül yakıt tüketimi artmıştır. Yaklaşık olarak bu artış ortalama % 4 mertebesinde gerçekleşmiştir.

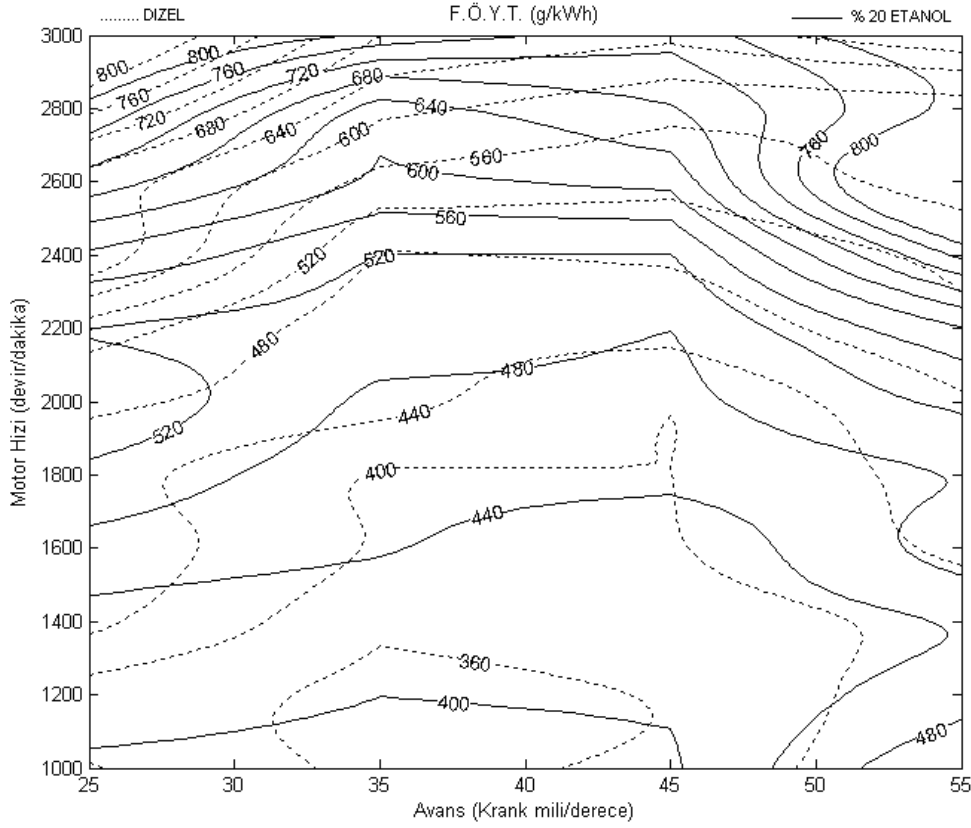
Motorin - % 20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.52'de verilmiştir. Motorin - %20 Etanol karışımı için minimum fren özgül yakıt tüketimi 1000 devir/dakika ve 35 derece püskürtme avansında 372,75 g/kWh elde edilmiştir. % 20 etanol ilavesi ile tüm bölgelerde özgül yakıt tüketimi kötüleşmiştir. Yaklaşık olarak bu kötüleşme ortalama % 11 mertebesinde gerçekleşmiştir.



Şekil 5.50 Dizel - %5 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi



Şekil 5.51 Dizel - %10 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi



Şekil 5.52 Dizel - %20 Etanol karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi

## 5.2. Sabit Devir Değişik Yük Deneyleri

Motor deneylerinden elde edilen verilerin daha iyi analiz edilmesi için motor devrinin sabit tutulup, motor yükünün değiştirildiği uygulamaların yapılarak, motor performansının yüke bağlı olarak değişiminin çizilip karşılaştırılması yararlı olacaktır.

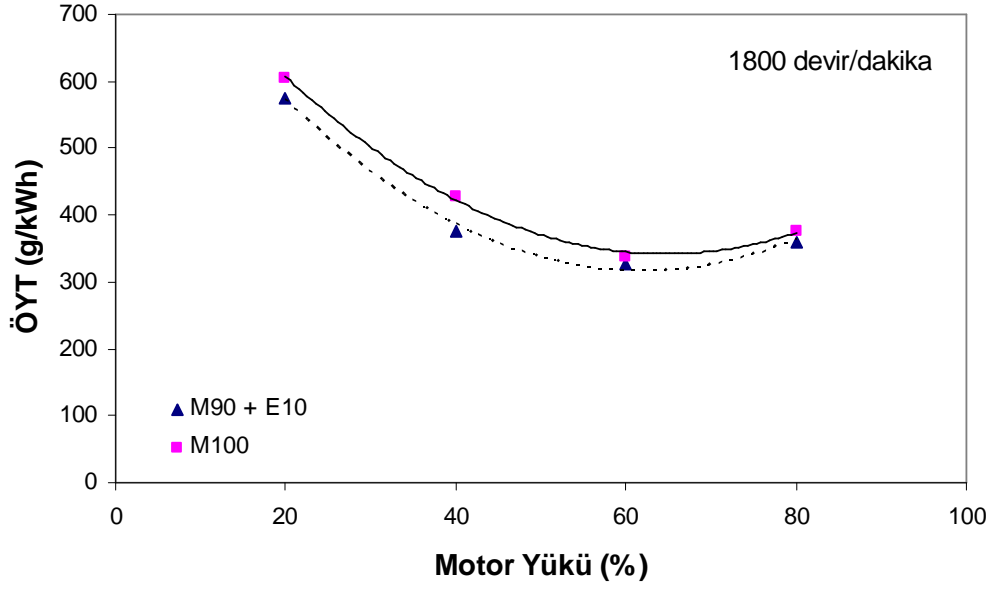
Bu aşamada motor devri olarak deney motorunun maksimum torku verdiği 1800 devir/dakika seçilmiştir. Deneyler %20, %40, %60 ve %80 yüklerde gerçekleştirilmiştir. Test yakıtları, % 10, %20 ve %30 oranlarında emme manifoldundan, ön karışım olacak şekilde, dizayn edilen püskürtme sistemi aracılığı ile emme zamanında verilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen fren özgül yakıt tüketimi değerleri motorin ile alınan verilerle karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

### 5.2.1. Etanol Ön karışım Deneyleri

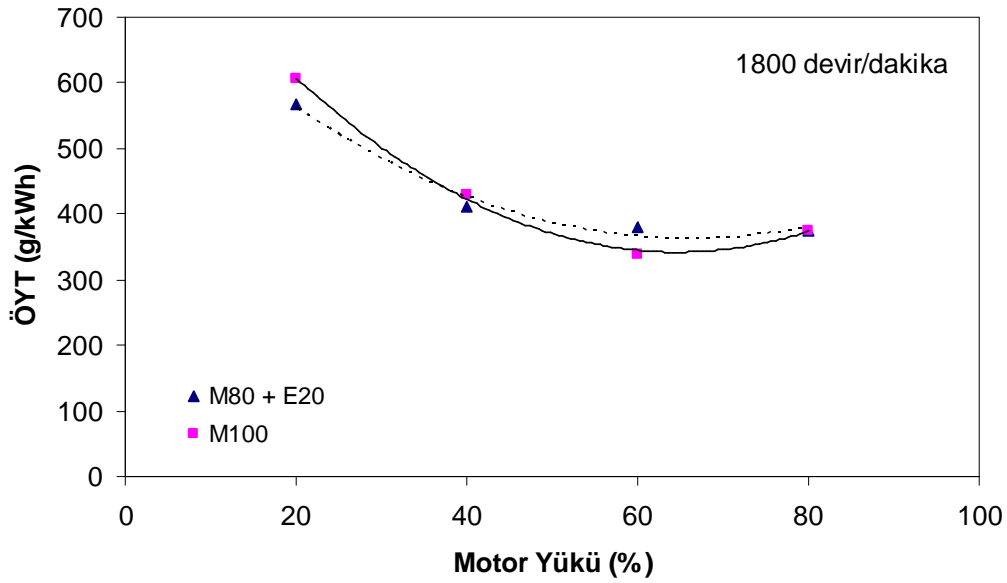
M100 ile M90 + E10 karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.53' de görülmektedir. Her iki yakıt için motor yükü arttıkça eş fren özgül yakıt tüketimi değerleri azalmıştır. Ancak %60 motor yükünden sonra her iki test yakıtı için eş fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde bir miktar artış meydana gelmiştir. M90 + E10 karışımı eğrisi bütün yükler için motorin ile çalıştırmadaki eğrinin altında gerçekleşmiştir. Veriler incelendiğinde, %10 etanol katkılı test yakıtında eş fren özgül yakıt tüketimi değerinde ortalama %6.24 oranında iyileşme elde edilmiştir. En düşük eş fren özgül yakıt tüketimi değeri %10 etanol ön karışimli yakıtta, 327,16 g/kWh olarak elde edilmiştir.

M100 ile M80 + E20 karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.54' de görülmektedir. %20 ve %40 motor yüklerinde eş fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde M80 + E20 karışımı ile M100 karşılaştırıldığında sırasıyla yaklaşık % 6 ve % 4 iyileşme meydana gelmektedir. % 60 motor yükünde ise M80 + E20 karışımı ile elde edilen veri M100 ile elde verinin yaklaşık %12 oranında kötüleşme göstermiştir. %80 motor yükünde ise kayda değer bir değişiklik meydana gelmemiştir. En düşük eş fren özgül yakıt tüketimi değeri ise motorin ile çalışmada %60 motor yükünde 338,46 g/kWh olarak elde edilmiştir.

M100 ile M70 + E30 karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.55' de görülmektedir. En düşük eş fren özgül yakıt tüketimi değeri bir önceki deneyde olduğu gibi yine %60 motor yükünde motorin ile çalışmada elde edilmiştir ve bu değer yaklaşık olarak 338,46 g/kWh'dır. Eş fren özgül yakıt tüketimi M70 + E30 yakıtı için bütün motor yük değerlerinde kötüleşmiştir. Özellikle bu kötüleşme %20 ve %60 motor yük değerlerinde yaklaşık %12 mertebelerinde gerçekleşmiştir.



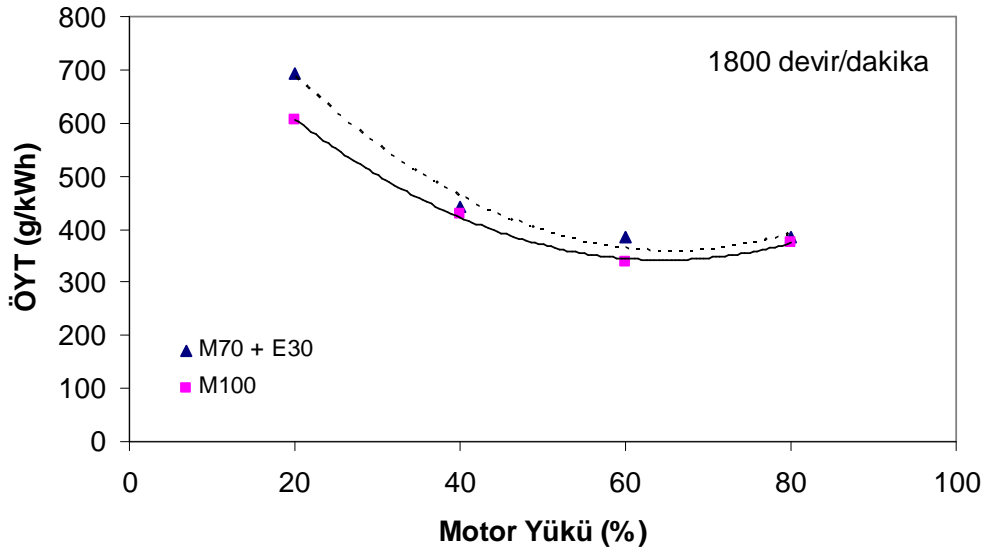
Şekil 5.53. M90 + E10 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değışimlerinin M100 ile karşılaştırılması



Şekil 5.54. M80 + E20 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değışimlerinin M100 ile karşılaştırılması

Emme zamanında emme manifolduna püskürtülen etanol hava ile homojen bir karışım oluşturacak şekilde silindire alınmakta ve ilk HKSA yanma reaksiyonu gerçekleşmektedir. Etanol oranının %10 olduğu ilk aşamada özgül yakıt tüketimi değerleri motorin ile yapılan deneylerden elde edilen verilerden daha iyi olduğu

halde etanol oranının artmasına bağılı olarak bu değişim tersine dönerek kötüleşme göstermektedir. Bunun sebebi olarak etanol artışına bağılı olarak silindire gönderilen dizel yakıtı miktarı azalmakta, etanolün ısı enerjisinin düşük olmasından dolayı silindire sürülen toplan ısı enerjideki azalma özgül yakıt tüketimi değerlerinde kötüleşme olmasına neden olduğu düşünölmektedir.

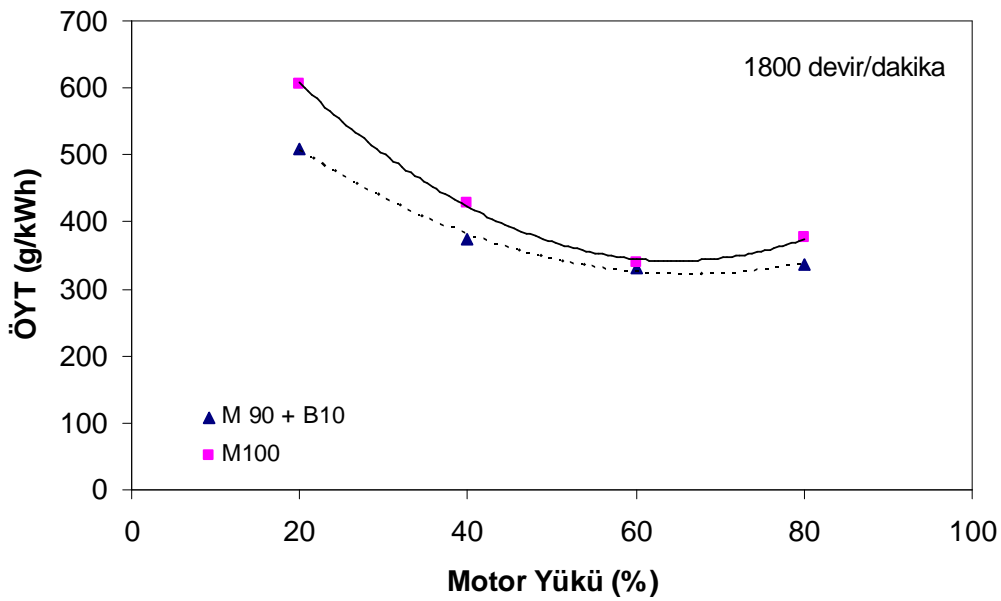


Şekil 5.55. M70 + E30 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması

### 5.2.2. Benzin Ön karışım Deneyleri

M100 ile M90 + B10 karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.56' da görölmektedir. Şekil 5.56' da göröldüğü üzere her iki yakıt için motor yüğü arttıkça eş fren özgül yakıt tüketimi değerleri azalmıştır. Ancak %60 motor yükünden sonra bu azalış artış eğilimine girmiştir ve özellikle motorindeki çalışmada daha üst seviyelerde gerçekleşmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde M90 + B10 karışımı eğrisi bütün yükler için motorin ile çalıştırmadaki eğrinin altında gerçekleşmiştir. M90 + B10 karışımı test yakıtı için bu iyileşme yaklaşık %10 mertebelerinde gerçekleşmiştir. En düşük eş fren özgül yakıt tüketimi değeri, %60 motor yükü için %10 benzin ön karışımlı test yakıtındaki deneyde 331, 63 g/kWh olarak elde edilmiştir.

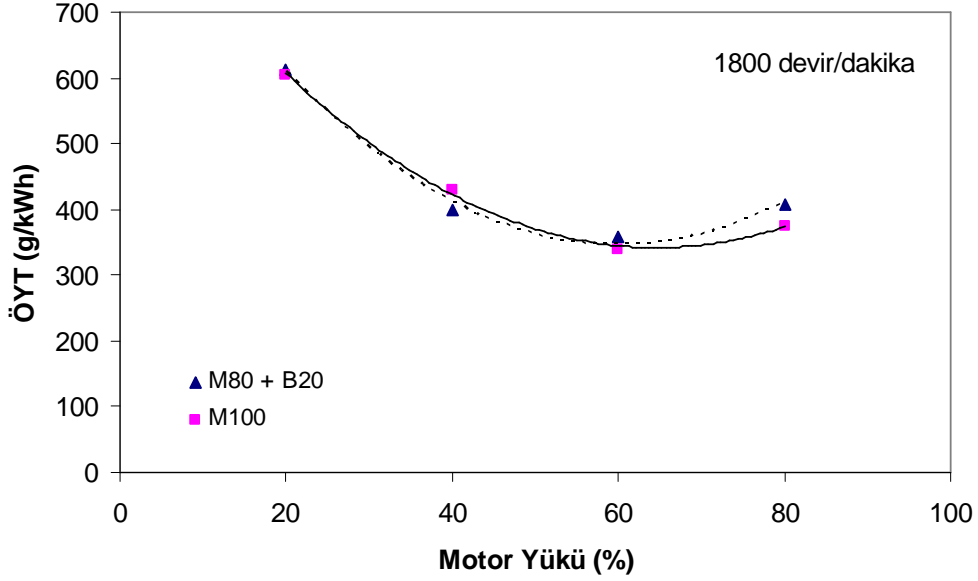
M100 ile M80 + B20 karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.57' de görülmektedir. %40 motor yükü hariç diğer bütün yük değerleri için M80 + B20 yakıtı ile elde edilen veriler motorinli çalışmaya göre kötüleşmektedir. %40 yükte ise yaklaşık %7 oranında eş fren özgül yakıt tüketimi değerinde iyileşme meydana gelmiştir. İyileşme yaklaşık olarak 398,74 g/kWh olarak gerçekleşmiştir. Bütün motor yükü değerleri dikkate alındığında M80 + B20 çalışmadaki kötüleşme %2,18 oranında gerçekleşmiştir.



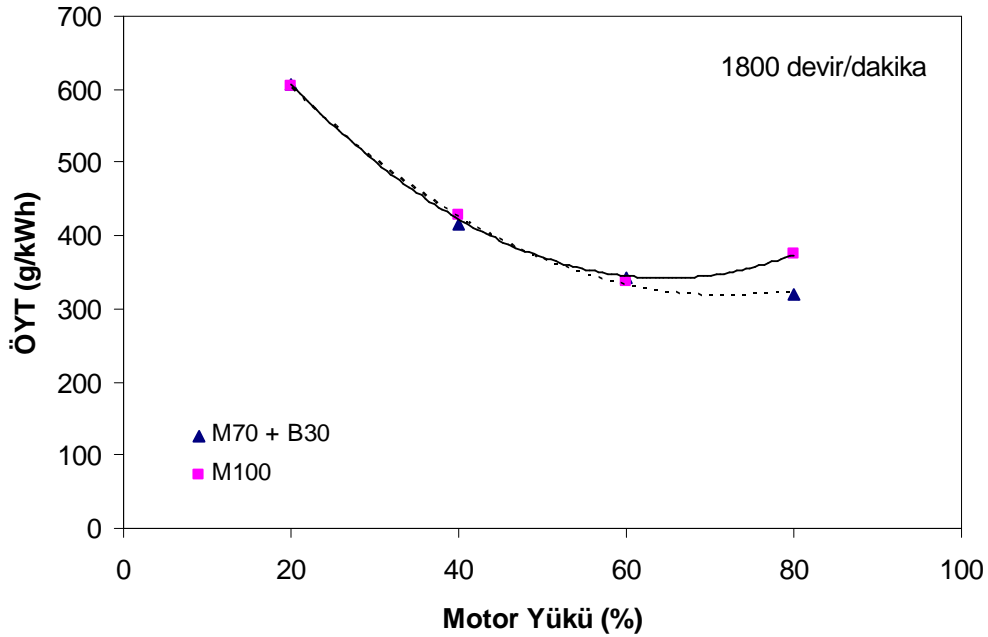
Şekil 5.56. M90 + B10 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması

M100 ile M70 + B30 karışımı için eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.58' de görülmektedir. %20 ve %60 motor yüklerinde, M70 + B30, motorine göre yaklaşık % 0,7 kötüleşme olurken, %40 ve %80 motor yüklerinde ise yaklaşık %8,9 oranında iyileşme gözlenmiştir. Bu iyileşme özellikle %80 motor yükünde üst seviyeler çıkmış ve yaklaşık olarak eş fren özgül yakıt tüketimi değeri 320,78 g/kWh olarak elde edilmiştir. Emme zamanında emme manifolduna püskürtülen benzin hava ile karışarak homojen bir karışım oluşturmakta ve bu oluşturulan karışımın ilk aşamada yanması ile ön karışım yanma safhası gerçekleşmektedir. Bu aşamanın ardından dizel enjektörden motorin püskürtülerek ikinci safha yanmaya geçilmektedir. Burada yanma difüzyon alevi şeklinde gerçekleşmektedir. %10 benzin verildiği ilk aşamada

özgül yakıt tüketimi değerleri motorinle elde edilen değerlerin altında gerçekleşirken bu oran artıkça benzinin silindir içerisinde buharlaşmak için çekeceği ısı artmakta buda silindir içi basıncın düşmesine neden olduğu düşünülmektedir. Bu durumda özgül yakıt tüketimi değerlerinde kötüleşme olmaktadır [135].



Şekil 5.57. M80 + B20 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması

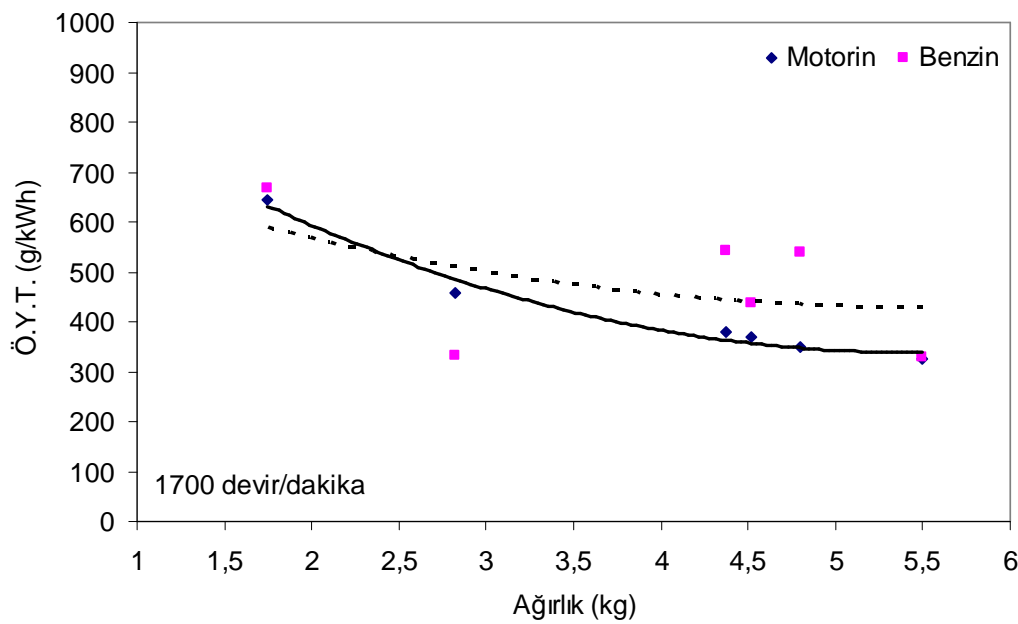


Şekil 5.58. M70 + B30 karışımı eş fren özgül yakıt tüketimi değişimlerinin M100 ile karşılaştırılması



### 5.3. Tam HKSA Deneyi

Bu aşamada, test yakıtı olarak seçilen benzinin tamamı emme manifoldundan, dizayn edilen püskürtme sistemi aracılığı ile emme zamanında verilmiştir. Ayrıca emme havası yakıtın daha iyi buharlaşmasını sağlayabilmek için emme manifolduna bağlanan bir ısıtıcı vasıtasıyla ısıtılmıştır. Deneylerde, motor devri olarak 1700 devir/dakika seçilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen eş fren özgül yakıt tüketimi değerleri, motorin ile alınan verilerle karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 5.59. Benzin ile Motorin tam HKSA özgül yakıt tüketimi değerlerinin karşılaştırılması

Motorin ile benzin tam HKSA eş fren özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 5.59' da görülmektedir. Grafiğe bakıldığında yük arttıkça benzinle elde edilen eş fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde kötüleşme görülmektedir. Bu kötüleşme motorin ile elde edilen eş fren özgül yakıt tüketimi değerleri ile karşılaştırıldığında ortalama %29 dolaylarında gerçekleşmektedir. Düşük yüklere bakıldığında ise benzinli çalışma ile elde edilen eş fren özgül yakıt tüketimi değerlerinde motorin ile çalışma ile elde edilen verilere göre yaklaşık %11 dolaylarında iyileşme elde edilmiştir. En düşük eş fren özgül yakıt tüketim değeri düşük yükte ve benzinin kullanıldığı deneylerde elde edilmiş ve bu değer 333,29 g/kWh olarak gerçekleşmiştir. HKSA yanma motorlarda düşük yük koşullarında daha iyi yakıt ekonomisi sonuçları verirken, yüksek yüklerde, yanma hızlarının artmasına bağlı olarak basınç artış hızlarının gereğinden

fazla artmasına (vuruntu) ve motor gürültü seviyesinin istenmeyen ölçüde arttığını göstermektedir [40,136 -138].

## **BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER**

Hem yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi hem de emisyonların çevreye vermiş olduğu zararların azaltılması gerekliliği, araştırmacıları halen kullanılmakta olan buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli içten yanmalı motorlara alternatif yanma teknolojileri üzerinde çalışmaya zorlamaktadır. Yukarıda sayılan bu gerekliliklerden dolayı son yıllarda üzerinde en çok çalışılan konu; buji ile ateşlemeli motorlar ile sıkıştırma ile ateşlemeli motorların bir araya getirilerek yeni bir yanma konseptinin ortaya konduğu homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motor teknolojisidir. HKSA yanma teknolojisinde BAM' larda olduğu gibi dolgu çok iyi karıştırılarak homojen bir karışım elde edilirken, SAM' lar da olduğu gibi de karışım hiçbir kısımla kaybı olmadan silindir içine alınmakta ve yüksek sıkıştırma oranı ile sıkıştırılarak yüksek verimlere ulaşabilmektedir. HKSA yanma teknolojisinde, benzin, dizel ve bir çok alternatif yakıt kullanılarak konvansiyonel motorlara göre yüksek verimlere ulaşılabilirken aynı zamanda emisyon değerleri de azaltılabilmektedir.

Bu çalışmada, dört zamanlı, tek silindri, hava soğutmalı, normal emişli bir dizel motoru HKSA yanma modunda çalışacak şekilde modifiye edilmiştir. Bunu için; ilk olarak test yakıtları silindir içerisine deney motorunun standart değeri olan püskürtme noktasından (25<sup>0</sup> Ü.Ö.N. önce) daha erken olacak şekilde püskürtme avansı mekanik olarak değiştirilmiştir. Daha sonra elektronik kontrollü bir yakıt püskürtme sistemi tasarlanarak test yakıtlarının emme manifolduna istenilen zaman ve miktarda püskürtülmesi sağlanmıştır. Ayrıca emme havasının ısıtılması için ön ısıtma işlemi yapılmış ve bu sayede püskürtülen yakıtın hava ile daha iyi karışarak homojenliğin artırılması sağlanmıştır. Deneylerde test yakıtları olarak motorin yanında benzin ve etanol kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler karşılaştırmalı olarak grafikler halinde verilmiştir.

Püskürtme avansının, mekanik olarak öne alınarak yapılan deneyde, püskürtme avansı 10' ar derece aralıkla 40 derece, deney motorunun standart püskürtme avans değerinden öne alınmış, fakat deney motorunun püskürtme basıncı olan 183 bar dışında diğer püskürtme basınç değerlerinde (163 ve 203 bar) 30 derece püskürtme avans değerine kadar deney motoru sağlıklı çalışmıştır. 40 derece avans değeri verildiğinde yapılan deneylerde ya motor çalıştırılmamış yada deney motorunun devri deney için gerekli devir aralığına çıkamamıştır.

Ayrıca 203 bar püskürtme basıncında yapılan deneylerde %20 benzin – motorin test yakıtında hiçbir püskürtme avans değerinde deney motoru çalıştırılmadığından veri alınamamıştır.

Deneylerden elde edilen verilere bakıldığında maksimum eş motor güçleri bütün test yakıtları ve püskürtme basınçları ( 163–183 ve 203 bar) için yüksek devir – düşük avans bölgesinde (2. bölge) elde edilmiştir. Motorin ile yapılan deneylerde en yüksek eş motor gücü 183 bar püskürtme basıncı ve 45 derece püskürtme avansında elde edilmiştir. Etanol ve benzin karşılaştırıldığında en yüksek eş motor gücü benzinin kullanıldığı karışım yakıtlarda elde edilmiştir. Eş motor gücündeki bu artışların etanol ile elde edilen karışım yakıtlara göre yüksek olmasının sebebi olarak; benzinin setan sayısının düşük olması, bunun karışımın tutuşma gecikmesi başlangıcının Ü.Ö.N' ya yakın bir noktaya taşınmasını gösterebiliriz. Kullanılan test yakıtları açısından bakıldığında ise en yüksek eş motor gücü, 203 bar püskürtme basıncı, 3000 devir/dakika ve 25 derece püskürtme avansında, %5 benzin – motorin karışımı kullanıldığında elde edilmiştir. Bu değer yaklaşık olarak 9,90 kW mertebesindedir. En düşük eş motor gücü ise 203 bar püskürtme basıncı ve 25 derece püskürtme avansında %20 etanol – motorin karışımı kullanıldığında elde edilmiştir.

Motorin ile çalışmada en yüksek eş döndürme momenti değeri 183 bar püskürtme basıncı ve 35 derece püskürtme avansında elde edilmiş ve bu değer 41,54 Nm olarak tespit edilmiştir. Tam yük değişik devir deneyleri dikkate alındığında en yüksek eş döndürme momenti %10 etanol – motorin karışımının kullanılması ile elde edilmiştir. Bu değer elde edildiği püskürtme basıncı 183 bar, püskürtme avansı 25 derece ve bulunduğu bölge ise düşük devir – düşük avans bölgesidir. Bu değer

yaklaşık olarak motorin ile elde edilen en yüksek eş döndürme momenti değerinden yaklaşık %2 daha yüksektir. Verilere bakıldığında en yüksek eş döndürme moment değerleri 1. bölgede alınmıştır. En düşük eş moment değerlerine ise düşük püskürtme basıncının (163 bar) olduğu çalışmada ulaşılmış, en düşük değer ise 30,23 Nm olarak alınmıştır.

Motorin ile çalışma göz önünde tutulursa bütün püskürtme basınçları içinde en iyi fren özgül yakıt tüketimi 203 bar püskürtme basıncında, yaklaşık 348,01 g/kWh olarak elde edilmiştir. Bütün veriler dikkate alındığında ise 163 bar püskürtme basıncında, diğer püskürtme basınçlarına göre, fren özgül yakıt tüketimi değerleri kötüleşmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlara bakıldığında ise en iyi fren özgül yakıt tüketimi değeri düşük devir ve düşük avans bölgesinde elde edilmiştir. En iyi fren özgül yakıt tüketimi değerinin elde edildiği püskürtme basıncı 183 bar, püskürtme avansı 35 derece, motor devri 1200 devir/dakika ve kullanılan test yakıtı ise %20 etanol – motorin karışımıdır ve yaklaşık olarak bu değer 300,51 g/kWh' dir. Fren özgül yakıt tüketiminin en kötü olduğu yerde, püskürtme basıncı 163 bar, motor devri 1200 devir/dakika ve püskürtme avansı 35 derecedir. Burada elde edilen değer en iyi fren özgül yakıt tüketimi ile karşılaştırıldığında yaklaşık olarak %57 kötüleşmiştir.

Ön karışım deney verilerine bakıldığında, %10 benzin ve etanol karışimli yakıtlarla yapılan deneylerde bütün motor yüklerinde M100 yakıtı ile yapılan deneyler ile karşılaştırıldığında fren özgül yakıt tüketimi değerleri iyileşmiştir. M70 + E30 karışımı ile yapılan deneylerde ise M100 yakıtı ile alınan verilere göre bütün yük değerlerinde fren özgül yakıt tüketimi değerleri kötüleşmiştir. En düşük fren özgül yakıt tüketimi değerleri M70 + B30 yakıt karışımı ile yapılan deneyler hariç diğer karışım yakıtlarda %60 motor yükünde elde edilmiştir. En düşük yakıt tüketimi değeri ise M70 + B30 yakıt karışımında, %80 motor yükünde, 320,78 g/kWh olarak elde edilmiştir. Etanol ve benzin karışimli yakıtlar karşılaştırıldığında ise fren özgül yakıt tüketimi değerlerindeki en iyi iyileşme benzin ile yapılan deneylerde elde edilmiştir. Her iki yakıt karşılaştırıldığında fren özgül yakıt tüketimindeki bu iyileşme M100 ile çalışmada elde edilen verilere göre yaklaşık %4 mertebelerinde gerçekleşmiştir. Verilere bakıldığında en kötü fren özgül yakıt tüketimi değeri M70 +

E30 yakıt karışım ile yapılan deneylerde elde edilmiştir. M100 yakıtı ile karşılaştırıldığında fren özgül yakıt tüketimi değerindeki kötüleşme yaklaşık %14 seviyesinde gerçekleşmiştir.

Tam HKSA yanma deneylerinde; motorin ile elde edilen verilere bakıldığında, yüksek yüklerde, eş fren özgül yakıt tüketimi değerleri benzinin kullanıldığı testlerde edilen verilerden daha iyi sonuçlar vermiştir. Yük azaldıkça benzinin kullanıldığı testlerden alınan eş fren özgül yakıt tüketimi değerleri iyileşme eğilimine girmiştir. Bu iyileşme ortalama %11 dolaylarında gerçekleşmiştir. Düşük yük değerlerinde HKSA yanmanın daha iyi sonuçlar verdiği araştırmacılar tarafından vurgulanmıştır [20,39-41,135,136,138].

Deneysel çalışmalar sırasında karşılaşılan problemlerin çözümü ve bundan sonra yapılacak çalışmalara yardımcı olması açısından şu önerilerde bulunulabilir:

HKSA yanma işleminde yakıt ile havanın daha homojen karışabilmesi için emme havası ısıtılabilir. Emme havasının ısıtılması durumunda motorun verimli çalışması için emme manifoldundan püskürtülen yakıt miktarı azaltılabilmektedir.

Daha homojen karışım elde edebilmek için piston tepesinin giren dolguya yön verecek şekilde tasarlanması yararlı olabilir.

Homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli motorların en büyük problemi olan yanmanın kontrolü için; EGR veya su püskürtmesi uygulanabilir.

Tutuşmayı artırıcı yakıt katkı maddeleri (DME, DEE gibi) üzerinde çalışılmalıdır. Ayrıca dizel yakıtının kullanıldığı HKSA motorlarda tutuşmanın Ü.Ö.N. civarlarına taşınabilmesi için setan sayısını düşürücü yakıt katkı maddeleri kullanılabilir.

Tam homojen moddaki çalışmada motordaki yanma işleminin kontrolü için giriş havasının, ilave edilecek bir kelebek vasıtasıyla kontrol edilmesi tavsiye edilebilir.

HKSA yanma çalışmasının motorun tüm hız ve yük koşullarında sağlanabilmesi için sıkıştırma oranı değiştirilebilir motor uygulaması yararlı sonuçlar verebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] ÇANAKÇI, M., ALPTEKİN, E., Biyodizel ve Türkiye'deki Durumu, Mühendis ve Makine, cilt 47, sayı 561, s. 57-64, 2006
- [2] www.gezegemimiz.com (Erişim tarihi : Mayıs 2010)
- [3] ELİÇİN, A., K., Yakıt Olarak Kullanılan Fındık Yağı ile Küçük Güçlü bir Dizel Motorunun Performans Karakteristiklerinin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2005
- [4] UÇAR, G., Bazı Biyodizel Yakıtlarda Yoğunluk, Viskozite ve Parlama Noktasının Isıl Değere Etkisinin Belirlenmesi Üzerine Bir Araştırma, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Konya, 2006
- [5] JOHANSSON, B., Homogeneous Charge Compression Ignition The Future of IC Engines, Lund Institute of Technology at Lund University, International Journal of Vehicle Design, vol. 44, Number 1-2, 2007
- [6] CHEN, R., MILOVANOVIC, N., A Computational Study Into The Effect of Exhaust Gas Recycling on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion in Internal Combustion Engines Fuelled with Methane, International Journal of Thermal Sciences, vol. 41, pp. 805–813, 2002
- [7] MATSUI, K., Measurement of Local Mixture Strength at Spark Gap of SI Engines, SAE paper 790483, 1979
- [8] BALCI, M., BORAT, O., SÜRMEŒEN, A., İçten Yanmalı Motorlar Cilt 1, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara, 1995
- [9] WHEELER, R., W., Abnormal Combustion Effects on Economy, Fuel Economy in Road Vehicles Powered by Spark-Ignition Engines, Plenum, Newyork, 1994
- [10] HAŞİMOĞLU, C., Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorunda Biodizel Kullanımının Performans ve Emisyon Parametrelerine Etkisi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2005



- [11] BİLGİNPEK, H., Dizel Motorları, MEB Basımevi, İstanbul, 1991
- [12] CHALLEN, B., BARANESCU, R., Diesel Engine Reference Book – 2nd Edition, Butterworth-Heinemann Ltd., 1999
- [13] BALCI, M., Motorlu Taşıtlarda Kirletici Denetimi, 4. Yanma Sempozyumu, s. 437-447, Bursa, 1995
- [14] ABU-QUDAIS, M., AL-WIDYAN, M., Performance and Emissions Characteristics of a Diesel Engine Operating on Shale-Oil, Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 673-682, 2002
- [15] WATANABE, S., KINOSHITA, K., OHASHI, A., UCHIDA, Y., DYKES, D., TOUCHARD, G., An Experiment to Purify Diesel Exhaust Gas Using an Electric Trap and Three Types of Catalysers, J. Electrostatics, pp. 40-41, 1997
- [16] Anonim, Motorlu Taşıtlardan Kaynaklanan Hava Kirliliğinin Önlenmesi Paneli , Ankara, 19 Haziran 1995
- [17] MONYEM, A., The Effect of Biodiesel Oxidation on Engine Performance and Emissions, PhD. Thesis, Iowa State University, USA, 1998
- [18] TANAKA, S., AYALA, F., KECK, C. J., HEYWOOD, B. J., Two-Stage Ignition in HCCI Combustion and HCCI Control by Fuels and Additives, Combustion and Flame, vol.132, pp. 219-239, 2003
- [19] LU, X., JI, L., HOU, Y., ZU, L., HUANG, Z., Inhibition Effect of Doping Methyl Tert-Butyl Ether Compounds to n-Heptane on Homegenous Charge Compression Ignition Combustion, Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 1705–1714, 2008
- [20] MA, J., LU, X., JI, L., HUANG, Z., An Experimental Study of HCCI-DI Combustion and Emissions in a Diesel Engine with Dual Fuel, International Journal of Thermal Sciences, vol. 47, pp. 1235-1242, 2007
- [21] STANGLMAIER, R.H., ROBERTS, C.E., Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications, SAE Paper No.1999-01-3682, 1999
- [22] Gemi Dizel Motorları-1, Mesleki Eğitim ve Öğretiminin Güçlendirilmesi Projesi (MEGEP), MEB, Ankara, 2006
- [23] [www.obitet.gazi.edu.tr](http://www.obitet.gazi.edu.tr), Gemi Dizel Motorları, Gemi Makineleri-OSS.
- [24] HEYWOOD, J., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Publishing, New York, 1988

- [25] Anonim, Renault Eğitim Merkezi, Dizel Motorları 02/2000
- [26] Gemi Dizel Motorları-2, Mesleki Eğitim ve Öğretiminin Güçlendirilmesi Projesi (MEGEP), MEB, Ankara, 2006
- [27] SRIVASTAVA, A., PRASAD, R., Triglycerides-based Diesel Fuels, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 4, pp.111-133, 2000
- [28] Motor Çevrimleri ve Yakıtlar, Mesleki Eğitim ve Öğretiminin Güçlendirilmesi Projesi (MEGEP), MEB, Ankara, 2006
- [29] SAFGÖNÜL, B., ERGENEMAN, M., ARSLAN, H., ARSLAN, H., SORUŞBAY, C., İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1995
- [30] ÖZ, İ., BORAT, O. ve SÜRMEYEN, A., İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2002
- [31] NEWTON, K., STEEDS, W., GARRETT, T., The Motor Vehicle, Butterworth Heinemann Pres, England, 1996
- [32] CHIANG, C., MYERS, P., UYEHARA, O., Physical and Chemical Ignition Delay, SAE Trans., Vol.68, pp.562-570, 1960
- [33] AYHAN V., Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun NO<sub>x</sub> ve İş Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2009
- [34] AGARWAL, A.K., DAS, L.M., Biodiesel Development and Characterization For use as Fuel in Compression Ignition Engines, Transactions of the AS ME., vol.123, pp. 440-447. 2001
- [35] AGARWAL, A.K., Biofuels (alcohols and biodiesel) Applications as Fuels for Internal Combustion Engines, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 33, pp: 233–271, 2007
- [36] İÇİNGÜR, Y., BATMAZ, İ., MURCAK, A., Hidrojenin İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Kullanılma Olanaklarının İncelenmesi, 7. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Gazi Üniversitesi, Sayfa 148-159, 2002
- [37] LU, X., CHEN, W., HUANG, Z., A Fundamental Study On The Control Of The Hccı Combustion And Emissions By Fuel Design Concept Combined With Controllable Egr. Part 1 The Basic Characteristics Of Hccı Combustion., Fuel, vol. 84, pp. 1074-1083, 2005
- [38] ONISHI, S, JO, S.H., SHODA, K., JO, P.D., KATO, S., Active Thermo-Atmosphere Combustion (Atac)—A New Combustion Process For Internal Combustion Engines SAE Paper No. 790501, 1979

- [39] NOGUCHI, M., TANAKA, Y., TANAKA, T., TAKEUCHI, Y., A Study On Gasoline Engine Combustion By Observation Of Intermediate Reactive Products During Combustion, SAE Paper No. 790840, 1979
- [40] ÖZDEN, M.C., Homojen Karışimli İçten Yanmalı Motorlar, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2005
- [41] ZHAO, H., HCCI and CAI Engines For The Automotive Industry, Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2007
- [42] NISHIJIMA, Y., ASAUMI, Y., AOYAGI, Y., Impingement Spray System With Direct Water Injection For Premixed Lean Diesel Combustion Control, SAE Paper No. 2002-01-0109, 2002
- [43] LADOMMATOS, N., ABDELHALIM, S., ZHAO, H., The Effect Of Exhaust Gas Recirculation On Diesel Combustion And Emissions, International Journal of Engineering Research, vol. 1, no. 1, pp. 107-125, 2000
- [44] HUSBERG, T., GJIRJA, S., DENTRATT, I., ENGSTROM, J., Fuel Equivalence Ration and EGR Impact on Premixed Combustion Rate and Emission Output on A Heavy-duty Diesel Engine, SAE Paper No 2005-24-046, 2005
- [45] YAMADA, H., OHTOMO, M., YASHII, M., TEZAKI, A., Controlling Mechanism of Ignition Enhancing and Suppressing Additives in Premixed Compression Ignition, International Journal of Engine Research, vol. 6, no. 4, pp. 331-340, 2005
- [46] NISHIDA, H., TACHIBANA, T., Homogeneous Charge Compression Ignition of Natural Gas/Air Mixture with Ozone Addition, Journal of propulsion and power, vol. 22, no. 1, 2006
- [47] RICHTER, M., ENGSTROM, J., FRANKE, A., ALDEN, M., HURTGUIST, A., JOHANSSON, B., The Influence of Charge In Homogeneity On The HCCI Combustion Process, SAE Paper No. 2000-01-2868, 2000
- [48] OLSSSEN, J., TUNESTAL, D., JOHANSSON, B., Closed-loop Control of An HCCI Engine, SAE Paper No. 2001-01-1031, 2001
- [49] RYAN, T. W., CALLAHAN, T. J., MEHTA, D., HCCI in A Variable Compression Ratio Engine Effect of Engine Variables, SAE Paper No. 2004-01-1971, 2004
- [50] MILOVANOVIC, N., CHEN, R., TURNER, J., Influence of Variable Valve Timing Strategy On The Control of A Homegeneous Charge Compression (HCCI) Engine, SAE Paper No. 2004-01-1899, 2004

- [51] KANEKO, N., ANDO, H., OGAWA, H., MIYAMOTO, N., Expansion Of The Operating Range With In-Cylinder Water Injection In A Permixed Charge Compression Ignition Engine, SAE Paper No. 2002-01-1743, 2002
- [52] HARALDSSON, G., HYVONEN, J., TUNESTAL, P., JOHANSSON, B., HCCI Combustion Phasing In A Multi Cylinder Engine Using Variable Compression Ratio, SAE Paper No. 2002-01-2858, 2002
- [53] ZHAO, H., PENG, Z., WILLIAMS, J., LADOMMATOS, N., Understanding The Effects Of Recycled Burnt Gases On The Controlled Autoignition (CAI) Combustion In Four-Stroke Gasoline Engines, SAE Paper No. 2001-01-3607, 2001
- [54] CHRISTENSEN, M., JOHANSSON, B., Homogeneous Charge Compression Ignition With Water Injection, SAE Paper No. 1991-01-0182, 1999
- [55] CHRISTENSEN, M., JOHANSSON, B., AMNEUS, J., MAUSS, F., Supercharged Homegeneous Charge Ignition, SAE Paper No. 980787, 1998
- [56] HIRAYA, K., HASEGAWA, K., URUSHIHARA, T., LIYAMA, A., ITOH, T., A Study Of Gasoline Fueled Compression Ignition Engine – A Trail Of Operation Region Expansion, Proceedings of the JSAE Convention (in Japanese), No. 98-01, pp. 9-14, 2001
- [57] LI, J., ZHAO, H., LADOMMATOS, N., Research And Development Of Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion In A Four-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine, SAE Paper No. 2001-01-3608, 2001
- [58] EPPING, K., ACEVES, S., BECHTOLD, R., DEC, J., The Potential Of HCCI Combustion For High Efficiency And Low Emissions, SAE Paper No. 2002-01-1923, 2002
- [59] KELLY-ZION, P., DEC, J., A Computational Study of the Effect of Fuel-Type on Ignition Time in HCCI Engines, Proceedings of the 28th International Symposium, Part 1, pp. 1187-1194, 2000
- [60] CHRISTENSEN, M., JOHANSSON, B., EINEWALL, P., Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol And Natural Gas – A A Comparison With Spark Ignition Operation, SAE Paper No. 972874, 1997
- [61] CHRISTENSEN, M., JOHANSSON, B., Influence Of Mixture Quality On Homogenous Charge Compression Ignition, SAE Paper No. 982454, 1998

- [62] RYAN, T. W., GRAY, A. W., Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Of Diesel Fuel, SAE Paper No. 971676, 1997
- [63] RYAN, T. W., CALLAHAN, T. J., Homogeneous Charge Compression Ignition Of Diesel Fuel, SAE Paper No. 971660, 1996
- [64] GUEZENNEC, Y., MIDLAM-MOHLER, S., RIZZONI, G., A Mixed Mode HCCI / DI Engine Based On A Novel Heavy Fuel Atomizer, Proceedings of 8 th Diesel engine emission reduction conference, Sandiego, USA, 2002
- [65] GUEZENNEC, Y., MIDLAM-MOHLER, S., RIZZONI, G., HASS, S., BERNER, H., BARGENDE, M., Mixed-Mode Diesel HCCI/DI With External Mixture Preparation, Proceedings of FISITA 2004 world automotive congress, F2004V258, 2004
- [66] MIDLAM-MOHLER, S., GUEZENNEC, Y., RIZZONI, G., Mixed-Mode Diesel HCCI With External Mixture Formation: Preliminary Results, Proceedings of 9 th Diesel engine emission reduction conference, Newport, USA, 2003
- [67] CANOVA, M., GARZARELLA, L., GHISOLFI, M., MIDLAM-MOHLER, S., GUEZENNEC, Y., RIZZONI, G., A Mean-Value Model Of A Turbocharged HCCI Diesel Engine With External Mixture Formation, SAE Paper No. 2005-24-043, 2005
- [68] ALPERSTEIN, M., SWIM, W. B., SCHWEITZER, P. H., Fumigation Kills Smoke-Improves Diesel Performance, SAE Paper No. 580058, 1958
- [69] HARDY, W., REITZ, R. D., A Study Of The Effects Of High Egr, High Equivalence Ratio And Mixing Time On Emissions Levels In A Heavy-Duty Diesel Engine For PCCI Combustion, SAE Paper No. 2006-01-0026, 2006
- [70] AKAGAWA, H., MIYAMOTO, T., HARADA, A., SASAKI, S., SHIMAZAKI, N., HASHIZUME, T., Approaches To Solve Problems Of The Premixed Lean Diesel Combustion, SAE Paper No. 1999-01-0183, 1999
- [71] WALTER, B., GATELLIER, B., Development Of The High-Power Nadi Concept Using Dual-Mode Diesel Combustion To Achieve Zero NO<sub>x</sub> And Particulate Emissions, SAE Paper No. 2002-01-1744, 2002
- [72] TAKEDA, Y., KEIICHI, N., Emission Characteristics Of Premixed Lean Diesel Combustion With Extremely Early Staged Fuel Injection, SAE Paper No. 961163, 1996

- [73] YOKOTA, H., KUDO, Y., NAKAJIMA, H., KAKEGAWA, T., SUZUKI, T., A New Concept For Low Emission Diesel Combustion, SAE Paper No. 970891, 1997
- [74] IWABUCHI, Y., KAWAI, K., SHOJI, T., TAKEDA, Y., Trial Of New Concept Diesel Combustion System – Premixed Compression-Ignited Combustion, SAE Paper No. 1999-01-0185, 1999
- [75] MASE, Y., KAWASHIMA, J., EGUCHI, M., SATA, T., Nissan's New Multivalve DI Diesel Engine Series, SAE Paper No. 981039, 1998
- [76] KIMURA, S., OGAWA, H., MATSUI, I., ENOMOTO, Y., An Experimental Analysis Of Low Temperature And Premixed Combustion For Simultaneous Reduction Of NO<sub>x</sub> And Particulate Emission In Direct Injection Diesel Engines, International Journal of Engine Research, vol. 3, no. 4, pp. 249-259, 2002
- [77] KIMURA, S., AOKI, S., KITIHARA, Y., AIYOSHIZAWA, E., Ultra-Clean Combustion Technology Combining A Low Temperature And Premixed Combustion Concept For Meeting Future Emission Standards, SAE Paper No. 2001-01-0200, 2001
- [78] OWEN, K., COLEY, T., Automotive Fuels Reference Book, 2nd edition. SAE International Publish, 1995
- [79] STRAVINOHA, L.L., ALFARO, E.S., DOBBS, H.H., VILLAHERMOSA, L.A., HEYWOOD, J.B., Alternative Fuels: Gas To Liquids as Potential 21st Century Truck Fuels, SAE Paper, No. 2000-01-3422, 2000
- [80] CHENG, C.H., CHEUNG, C.S., CHAN, T.L., LEE, S.C., YAO, C.D., TSANG, K.S., Comparison Of Emissions Of A Direct Injection Diesel Engine Operating On Biodiesel With Emulsified And Fumigated Methanol, Fuel 87, 1870–1879, 2008
- [81] CHEN, Z., KONNO, M., GOTO, S., Study On Homogenous Premixed Charge C<sub>1</sub> Engine Fueled With Lpg, JSAE Review, vol. 22 pp. 265–270, 2001
- [82] LIDA, N., Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) Engine Using a Spectroscopic Observation, Detroit, SAE Paper No. 940684, 1994
- [83] LI, H., SRINIVASA, K., MILLER, D.L., CERNANSKY, N.P., The Effects of Methanol and Ethanol on the Oxidation of a Primary Reference Fuel Blend in a Motored Engine, SAE Paper No. 950682, 1995

- [84] RICKLING, P.U., KAZAKOV, A., DRYER, F.L., KONG, S.C., REITZ, R.D., The Effects of NO<sub>x</sub> Addition on the auto-ignition Behavior of Natural Gas Under HCCI Conditions, SAE Paper No. 2002-01-1746, 2002
- [85] MENRAD, H., HASELHORST, M., ERWIG, W., Pre-Ignition and Knock Behavior of Alcohol Fuels, SAE Paper No. 821210, 1982
- [86] KARPUK, M.E., COWLEY, S.W., On Board Dimethyl Ether Generation to Assist Methanol Engine Cold Starting, SAE Paper No. 881678, 1988
- [87] STEIN, Y., YETTER, R.A., DRYER, F.L., ARADI, A., The auto-ignition Behavior of Surrogate Diesel Fuel Mixtures and the Chemical Effects of 2-Ethylhexyl Nitrate (EHN) Cetane Improver, SAE Paper, No. 1999-01-1504, 1999
- [88] AL-RUBAIE, M.A.R., GRIFFITHS, J.F., SHEPPARD, C.G.W., "Some Observation on the Effectiveness of Additives for Reducing the Ignition Delay Period of Diesel Fuels", SAE Paper No. 912333, 1991.
- [89] ARCOUMANIS, C., BAE, C., CROOKES, R., KINOSHITA, E., The Potential Of Di-Methyl Ether (DME) As An Alternative Fuel For Compression-Ignition Engines: A Review, Fuel vol. 87, pp. 1014–1030, 2008
- [90] SHIMAZAKI, N., AKAGAWA, H., TSUJIMURA, K., An Experimental Study Of Premixed Lean Diesel Combustion, SAE Paper No. 1999-01-0181, 1999
- [91] HE, D., WANG, M., Contribution Feedstock and Fuel Transportation to Total Fuel-Cycle Energy Use and Emissions, SAE Paper No. 2000-01-2976, 2000
- [92] VERTIN, K. D., OHI, J.M., NAEGELI, D.W., CHILDRESS, K.H., HAGEN, G. P., MCCARTHY, C.I., CHENG, A.S., DIBBLE, R.W., Methylal and Methylal-Diesel Blended Fuels for Use in Compression-Ignition Engines, SAE Paper No. 1999-01-1508, 1999
- [93] CHENG, A. S., DIBBLE, R.W., Emissions Performance of Oxygenate-in-Diesel Blend and Fischer-Tropsch Diesel in a Compression Ignition Engine, SAE Paper No. 1999-01-3606, 1999
- [94] SIRMAN, M. B., OWENS, E.C., WHITNEY, K.A., Emissions Comparison of Alternative Fuels in Advanced Automotive Diesel Engine, SAE Paper No. 2000-01-2048, 2000
- [95] CLOTHIER, P. Q. E., MOISE, A., PRITCHARD, H.O., Effect of Free-Radical Release on Diesel Ignition Delay Under Simulated Cold-Start Conditions, Combustion and Flame, Vol. 81., pp. 242-250, 1990

- [96] LIOTTA, F. J., A Peroxide Based Cetane Improvement Additive With Favorable Fuel Blending Properties, SAE Paper No. 932767, 1993
- [97] NANDI, M. K., JACOBS, D. C., Cetane Response of Di-tertiary-butyl Peroxide in Different Diesel Fuels, SAE Paper No. 952368, 1995
- [98] SCHWAB, S. D., GUNTHER, G.H., HENLY, T.J., MILLER, K.T., The Effects of 2-Ethylhexyl Nitrate and Di-Tertiary- Butyl Peroxide on the Exhaust Emissions From a Heavy-Duty Diesel Engine, SAE Paper No. 1999-01-1478, 1999
- [99] LI, T-, M., SIMMONS, R.F., The Action of Ignition Improvers in Diesel Fuels, 21st Symposium on Combustion, vol. 21, pp. 455-462, 1988
- [100] NORTON, P., VERTIN, K., BAILEY, B., CLARK, N.N., LYONS, D.W., GOGUEN, S., EBERHARDT, J., Emissions From Trucks Using Fischer-Tropsch Diesel Fuel, SAE Paper No. 982526, 1998
- [101] CHRISTENSEN, M., HULTQVIST, A., JOHANSSON, B., Demonstrating The Multi Fuel Capability (Capacity) Of A Homogeneous Charge Compression Ignition Engine With Variable Compression Ratio, SAE Paper No. 1999-01-3679, 1999a
- [102] NAJT, P. M., FOSTER, D. E., Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion, SAE Paper No. 830264, 1983
- [103] MARRIOT, C.,KONG, S.C., REITZ, R.D., Investigation Of Hydrocarbon Emissions From A Direct Injection-Gasoline Premixed Charge Compression Ignited Engine, SAE Paper No. 2002-01-0419, 2002
- [104] MACHRAFI, H., CAVADIAS, S., AMOUROUX, J., A Parametric Study On The Emissions From An HCCI Alternative Combustion Engine Resulting From The Auto-Ignition Of Primary Reference Fuels., Applied energy, vol. 85, pp. 755-764, 2008
- [105] GARCIA, M.T., AGUILAR, F.J.J-E., LENCERO, T., S., Experimental Study Of The Performances Of A Modified Diesel Engine Operating In Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Mode Versus The Original Diesel Combustion Mode, Energy, 2009
- [106] ÇANAKÇI, M., SAYIN, C., ÖZSEZEN, N., A Methodology For A HCCI-Gasoline Engine Design Using The Parameters Of Double Injection And Intake Air Temperature., G.U. journal of science, vol. 16(4), pp. 811-824, 2003
- [107] ÇANAKÇI, M., An Experimental Study For The Effects Of Boost Pressure On The Performance And Exhaust Emission Of A DI-HCCI Gasoline Engine, Fuel vol. 87, pp.1503-1514, 2008



- [108] SJOBERG, M., DEC, J.E., An Investigation Into Lowest Acceptable Combustion Temperatures For Hydrocarbon Fuels In Hcci Engines, Proceeding of the Combustion Institute, vol. 30, pp. 2719-2726, 2005
- [109] LU, X., JI, L., HOU, Y., ZU, L., HUANG, C., HUANG, Z., Experimental Study And Chemical Analysis Of N-Heptane Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion With Port Injection Of Reaction Inhibitors, Combustion and Flame, vol. 149, pp. 261-270, 2007
- [110] MEGARITIS, A., YAP, D., WYSZYNSKI, M., L., Effect Of Water Blending On Bioethanol HCCI Combustion With Forced Induction And Residual Gas Trapping, Energy vol. 32, pp. 2396 – 2400, 2007
- [111] HUANG, Y., SUNG, C.J., ENG, J.A., Dilution Limits Of N-Butane/Air Mixture Under Conditions Relevant To HCCI Combustion, Combustion and flame, vol. 136, pp. 457-466, 2004
- [112] HERNANDEZ, J.J., SANZ-ARGENT, J., BENAJES, J., MOLINA, S., Selection Of A Diesel Fuel Surrogate For The Prediction Of Auto-Ignition Under HCCI Engine Conditions, Fuel, vol. 87, pp. 655-665, 2008
- [113] YAO, M., CHEN, Z., ZHENG, Z., ZHANG, B., XING, Y., Study On The Controlling Strategies Of Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion With Fuel Of Dimethyl Ether And Methanol, Fuel, vol. 85, pp. 2046-2056, 2006
- [114] SHUDA, T., YAMADA, H., Hydrogen As An Ignition-Controlling Agent For HCCI Combustion Engine By Suppressing The Low-Temperature Oxidation, Internal Journal of Hydrogen Energy, vol. 32, pp. 3066-3072, 2007
- [115] JR, G.B., CHEN, J-Y., DIBBLE, R.W., The Effects Of Intake Pressure Fuel Concentration And Bias Voltage On The Detection Of Ions In A Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine, Proceeding of the Combustion Institute, vol. 32, pp. 2877–2884, 2009
- [116] YAP, D., PEHUCHERET, S.M., MEGARITIS, A., WYSZYNSKI, M.L., XU, H., Natural Gas HCCI Engine Operation With Exhaust Gas Fuel Reforming, International Journal Of Hydrogen Energy, vol. 31, pp. 587-595, 2006
- [117] DAW, S.C., WAGNER, M.R., EDWARDS, D.K., JOHNEY, B.G.Jr., Understanding The Transition Between Conventional Spark-Ignated Combustion And HCCI In A Gasoline Engine, Proceedings Of The Combustion Institute, vol. 31, pp. 2887-2894, 2007
- [118] KIM, B., KANEKO, M., IKEDA, Y., NAKAJIMA, T., Detailed Spectral Analysis Of The Process Of HCCI Combustion, Proceedings of the Combustion Institute, vol. 29, pp. 671-677, 2002

- [119] XINGCAI, L, YUCHUN, H., LINLIN, Z., ZHEN, H., Experimental Study on The Auto-Ignition And Combustion Characteristic In The Homegenous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Operation With Ethanol/N-Heptane Blend Fuels By Port Injection, Fuel vol. 85, pp. 2622- 2631, 2006
- [120] HIŞIR, V., Bütanol–Benzin Karışımlarının Buji İle Ateşlemeli Motorların Performans Ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Karabük, Ocak, 2010
- [121] İMRAĞ, H., Benzinli Motorlarda Biyoetanol Kullanımının Motor Karakteristik Değerlerine Ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir, Temmuz, 2006
- [122] DİNLER, N., Benzinli Motorlarda Yakıt Olarak LPG Kullanılması ve Katalitik Konvertör Uygulamasının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Olan Etkisinin İncelenmesi., Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, Ocak, 2001
- [123] <http://amtulld002.bp.com>. (Erişim tarihi : Haziran 2010)
- [124] AKSOY, F., BAYDIR, S.A., BAYRAKÇEKEN, H., White Spirit Katkısının Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisi, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, vol. (4), pp.11-18, 2008
- [125] YÜKSEL, F., YÜKSEL, B., The Use Of Ethanol–Gasoline Blend As A Fuel In An SI Engine, Renewable Energy, vol. 29, pp. 1181–1191, 2004
- [126] <http://www.baskent.edu.tr/~erol/MAK%20401/Konu%202%20Belirsizlik> (Erişim tarihi : Aralık 2011)
- [127] [http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/0e52b27a7a5d6a1\\_ek.pdf](http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/0e52b27a7a5d6a1_ek.pdf) (Erişim tarihi : Aralık 2011)
- [128] KAPSIZ, M., Segman Silindir Çifti Yüzeylerinde Bor Dop Edilmiş Kaplamanın Motor Sürtünme Kayıplarına Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2011
- [129] İÇİNGÜR, Y., Dizel Motorlarının Aşırı Doldurulmasında Kullanılan Bir Basınç Dalga Makinesinin Tasarımı ve Kullanılabilirliğinin Deneysel Analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1996
- [130] BAYRAKTAR, H., Experimental and Theoretical Investigation of Using Gasoline-Ethanol Blends In Spark-Ignition Engines”, Renewable Energy, 30 (11): 1733-1747, 2005
- [131] SAYIN, C., Engine Performance and Exhaust Gas Emissions of Methanol And Ethanol–Diesel Blends, Fuel 89, pp. 3410–3415, 2010

- [132] HE, B.Q., SHUAI, S.J., WANG, J.X., HE, H., The Effect of Ethanol Blended Diesel Fuels on Emissions From A Diesel Engine, Atmospheric Environment 37, pp. 4965–4971, 2003
- [133] DI, Y., CHEUNG, C.S., HUANG, Z. Comparison of The Effect of Biodiesel-Diesel and Ethanol-Diesel on The Gaseous Emission of A Direct-Injection Diesel Engine, Atmospheric Environment 43, pp. 2721–2730, 2009
- [134] Vezir A., Metanol – Benzin Karışımlarının MgO – ZrO<sub>2</sub> Termal Bariyer Çemberli Bir Motorda Performans ve Emisyonlara Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2006
- [135] CAN, Ö., ÇINAR, C., ŞAHİN, F., Ön Karışimli Benzin Dolgusunun HCCI-DI Motorunda Yanma ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi, Müh. Mim. Fak. Der., Cilt 24, No 2, ss. 229-236, Ankara, 2009
- [136] DEC, J., A Computational Study of The Effect of Low Fuel Loading And EGR on Heat Release Rates And Combustion Limits in HCCI Engines, SAE Paper, No. 2002-01-1309, 2002
- [137] ZHAO, H., LI, J., MA, T., LADOMMATOS, N., Performance And Analysis of A Four-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine with CAI Combustion, SAE Paper, No. 2002-01-0420, 2002
- [138] THRING, R.H., Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engines, SAE Paper, No. 892068, 1989

## ÖZGEÇMİŞ

Ahmet MURCAK, 14.02.1977 de Ankara' da doğdu. İlk ve orta eğitimini Isparta'nın Uluborlu ilçesi'nde tamamladı. 1995 yılında Isparta Teknik Lisesi, Motor Bölümünden mezun oldu. Lisans Eğitimini 1999 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim dalında tamamladı. 1999 yılında Kocaeli'nin Gölcük ilçesindeki Mesleki Eğitim Merkezine otomotiv öğretmeni olarak atandı. 2002 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim dalında "Dizel Motorlarında Hidrojen Kullanımının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi" konulu tezini vererek yüksek lisans eğitimini tamamladı. 2005 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim dalında doktora öğrenimine başladı. Halen Gölcük Mesleki Eğitim Merkezinde görev yapmaktadır.