

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI YANMA ODASI GEOMETRİLERİNİN DOĞAL GAZ VE BENZİN
YAKITI İLE İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Hüseyin Emre DOĞAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

KASIM 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI YANMA ODASI GEOMETRİLERİNİN DOĞAL GAZ VE BENZİN
YAKITI İLE İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

**Hüseyin Emre DOĞAN
(503132015)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Osman Akın KUTLAR

KASIM 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503132015 numaralı Doktora Öğrencisi Hüseyin Emre DOĞAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ FARKLI YANMA ODASI GEOMETRİLERİNİN DOĞAL GAZ VE BENZİN YAKITI İLE İNCELENMESİ ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cem SORUŞBAY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV
Gebze Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi **: 11 Ekim 2019**
Savunma Tarihi **: 27 Kasım 2019**



*Eşim Habibe ve
Oğlum İsmail Selim'e,*



ÖNSÖZ

İçten yanmalı motorlar üzerine farklı alanlarda birçok çalışma yapılmaktadır. Günümüzde ise egzoz gazı emisyon değerlerini düzenleyen standartlar sebebiyle, motor sahasında yapılan çalışmalar bu yöne doğru kaymıştır. Fakat düşük egzoz emisyon değerlerine sahip, güç kaybına yol açmaksızın daha az yakıt tüketen motorların üretilmesinde bir takım zorluklar bulunmaktadır. Bu zorlukları aşmak için benimsenen yollardan biri de farklı yakıtların motorlarda kullanılmasıdır. Gaz yakıtlar bu noktada büyük öneme sahiptir. Ayrıca gaz yakıtların dünya üzerindeki rezerv miktarları ve ucuzlukları onları daha cazip hale getirmektedir.

Tez çalışması kapsamında bazı özel işletmelerle işbirliği yapılmıştır. Açık söylemek gerekirse bu firmaların gösterdiği ilgi beni fazlasıyla şaşırtmıştır. Küçük boyutlu işletmeler olmasına rağmen yaptığımız çalışmalar için ellerinden gelen tüm yardımı fazlasıyla yapan; Omnitek, Olgun Oto ve Natural gaz firmalarının yöneticilerine teşekkür etmeyi bir borç olarak görüyorum. Ar-ge konusunda gösterilen bu anlayış ve ilginin artarak devam etmesini ümit etmekteyim.

Tez çalışmam süresince bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen, danışman-öğrenci ilişkisinden daha ziyade, aynı konuda çalışan iki araştırmacı bakışıyla beni destekleyen danışman hocam sayın Dr. Öğr. Üyesi O. Akın Kutlar'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca tez süresince benden yardımlarını esirgemeyen ve motor deneylerin yapıldığı deney odasının bugünlere gelmesinde büyük emekleri olan Prof. Dr. Rafiq Mehdiyev Dr. Öğr. Üyesi Hikmet Arslan ve Dr. Öğr. Üyesi A. Tolga Çalık'a 6 yıl süreyle aynı odayı paylaşıp deney laboratuvarında bir süre birlikte çalıştığım Dr. Abdurrahman Demirci ve Dr. Ömer Cihan'a teşekkür ederim. Deneylerin yapılmasında bana büyük destek veren Majid Javadzadehkalkhoran'a, motor konusundaki tecrübelerinden fazlaca istifade ettiğim teknisyen Faruk Arslan'a ve diğer otomotiv laboratuvarı çalışanlarına teşekkür etmeyi bir görev saymaktayım.

Lisansüstü eğitim süresince, farklı şehirlerde olmamıza rağmen daima yanımda olduklarını hissettiren, bir zorlukla karşılaştığımda benden desteklerini esirgemeyen; annem, babam ve kardeşlerime her zaman minnettar olduğumu ifade etmek istiyorum.

Son olarak, tez dönemi içerisinde her türlü fedakârlığı yapan, gece geç saatlerde eve gelmem halinde bile beni benden fazla düşünen, oğlumuz İsmail Selim'in ihtiyaç duyduğu baba ilgisini de ona gösteren, her iki Dünyada mutlu ve beraber olmayı dilediğim sevgili eşim Habibe Doğan'a şükranlarımı ifade etmek isterim.

Ekim 2019

Hüseyin Emre Doğan
(MakinaYüksek Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
2. LABORATUVAR VE DENEY MOTORUNUN HAZIRLANMASI.....	7
2.1 Laboratuvarda Kullanılan Temel Cihazlar	7
2.1.1 Tek silindirli deney motoru	7
2.1.2 Dinamometre bakımı ve kalibrasyonu	9
2.1.3 Motor kontrol sistemi	10
2.1.4 Yakıt ölçüm sistemleri	12
2.1.5 Egzoz emisyonları ölçüm sistemleri	13
2.1.6 Silindir içi basıncın ölçümü.....	15
2.2 Tek silindirli deney motorunun doğal gaz dönüşümünün yapılması	16
2.3 Doğal gaz Yakıtının Özellikleri	18
2.4 Kullanılan Yanma Odası Geometrilere.....	20
3. TERMODİNAMİK YAKLAŞIMI İLE YANMA ANALİZİ	23
3.1 Yanma Sırasında Açığa Çıkan Isı Miktarının Hesabı	23
3.2 Sanki Boyutlu Termodinamik Model.....	27
3.2.1 Hesaba başlama süreci	29
3.2.2 Hesap ilerleme süreci	32
3.3 Termodinamik Model ile Yanma Rejiminin Belirlenmesi.....	35
3.3.1 Buruşma oranı ve türbülans şiddeti.....	36
3.3.2 Türbülanslı yanma hızının hesaplanması.	37
3.3.3 Laminer alev hızı hesabı	38
3.3.4 Türbülanslı yanma hızı denklemleri.....	42
3.3.5 Laminer bölgenin Kalınlığının Hesabı	45
3.3.6 Uzunluk ölçeklerinin belirlenmesi	47
3.3.7 Boyutsuz sayıların hesabı.....	49
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	53
4.1 Sabit Ortalama Efektif Basınç Deneyleri	53
4.1.1 Efektif verim değerleri	53
4.1.2 Emisyonlar	56
4.1.3 Çevrimler arası farklılıkların incelenmesi.....	62

4.1.4 Yanma süreleri	65
4.2 Doğal gaz ve Benzin Yakıtlarının Karşılaştırılması	68
4.2.1 Efektif verim ve yakıt tüketimi	68
4.2.2 Egzoz gaz emisyonlarının karşılaştırılması	73
4.2.3 Çevrimler arası farklılık değerleri	76
4.3 Tam Yük Deneyleri	78
4.4 Yanma Analizi İçin Yapılan Deneyler	86
4.4.1 Deneyler için belirlenen başlangıç şartları	86
4.4.2 Yanmanın bittiği konumun tespitine ait sorunlar	89
4.4.3 Yanma süreçlerinin karşılaştırılması	94
4.5 Termodinamik Hesap Yöntemine Ait Sonuçlar	101
4.6 Türbülanslı Yanma Rejimlerinin İncelenmesi.....	107
5. SONUÇLAR.....	113
KAYNAKLAR.....	117
ÖZGEÇMİŞ.....	123



KISALTMALAR

A	: Alev bölgesi
AA	: Ateşleme avansı
CNG	: Sıkıştırılmış doğal gaz
CO	: Karbonmonoksit
CO₂	: Karbondioksit
COV	: Değişim katsayısı
DA	: Damköhler sayısı
DD	: Düşük debi şartları
DG	: Doğal gaz
DI	: Duyulur ısının ilk görüldüğü konum
HFk	: Hava fazlalık katsayısı
KA	: Karlovitz sayısı
KMA	: Krank mili açısı
LPG	: Sıvılaştırılmış petrol gazı
MR	: MR yanma odasına sahip piston
NO	: Azot monoksit
NO_x	: Azot oksit
OEB	: Ortalama efektif basınç
ÖYT	: Özgül yakıt tüketimi
RE	: Reynold sayısı
SO	: Silindirik oyuklu piston
TD	: Taze dolgu
TG	: Tutuşma gecikmesi süresi
THC	: Toplam Hidrokarbon Emisyonları
Y	: Yanmış bölge
YD	: Yüksek debi şartları



SEMBOLLER

α	: Isı yayılım katsayısı
A_F	: Ortalama alev cephesi yüzey alanı
A_T	: Kıvrılmış alev cephesinin yüzey alanı
δ	: Laminer alev kalınlığı
ε	: sıkıştırma oranı
H/C	: Hidrojen / Karbon oranı
l_0	: İntegral uzunluk ölçęęi
λ	: Hava fazlalık katsayısı
Le	: Lewis sayısı
n	: Motor dönme sayısı
u'	: Türbülans şiddeti
S_G	: Yanmış gazların ilerleme hızı
S_T	: Tüketim hızı
θ	: Krank mili açısı
ν	: Kinematik viskozite



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Tek silindirli deney motorunun teknik özellikleri.....	9
Çizelge 2.2 : 2000 d/d, 2 bar OEB ve $\lambda = 1,6$ deney koşullarında 120 saniye süresince 1 g değişime ait tüketim değerleri.....	13
Çizelge 2.3 : Kullanılan emisyon cihazlarının ölçüm teknikleri.....	14
Çizelge 2.4 : Egzoz gaz emisyon cihazlarının kalibre edildiği gazlar.....	14
Çizelge 2.5 : Basınç düşürme regülatörünün özellikleri.....	17
Çizelge 2.6 : Deneylerde kullanılan doğal gazın kimyasal ortalama bileşimi.....	19
Çizelge 2.7 : Ortalama bileşime göre hesaplanan yakıt özellikleri.....	20
Çizelge 2.8 : Doğal gaz ve benzin yakıtının temel karışım özellikleri.....	20
Çizelge 3.1 : Python programı ile yanma sürelerinin hesap sonuçları.....	25
Çizelge 3.2 : Doğal gaz için farklı çalışmalardan elde edilen laminer hız değerleri.....	40
Çizelge 3.3 : Atmosfer şartlarındaki laminer hız hesabı için verilen katsayılar.....	40
Çizelge 3.4 : Doğal gaz yakıt içeriğine göre laminer hız hesabına ait katsayılar.....	41
Çizelge 3.5 : Yakıtlara ait basınç ve sıcaklık üs hesabında kullanılan katsayılar.....	42
Çizelge 3.6 : Laminer bölge kalınlığının hesabı için önerilen denklemler ve hesap sonuçları ($T_u = 760$ K, $p = 28,97$ bar).....	46
Çizelge 3.7 : SO piston için hesaplanan boyutsuz sayılar ($n=2000$ d/d, $\lambda = 1.0$).....	50
Çizelge 3.8 : Türbülanslı alev rejimlerinin isimlendirilmesi.....	51
Çizelge 4.1 : Yanma sürecinde alev rejiminin değişimi (2000 d/d, $\lambda=1$, YD).....	108



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Tek silindirli deney motoruna ait bir görünüm.	7
Şekil 2.2 : Tek silindirli deney motorunun gelişim süreci.	8
Şekil 2.3 : Dinamometre hata eğrisi (Kalib. Ağırlığı 2 kg, kol uzunluğu 0,974 m). .	10
Şekil 2.4 : NPN transistör (solda), Solid state röle (sağda) elde edilen tetiklemeler.	11
Şekil 2.5 : Transistör ve solid state röle ile tetikleme sırasında voltaj düşüşü.	11
Şekil 2.6 : Basınç ölçüm sensörünün yerleşimi.	15
Şekil 2.7 : Doğal gaz yakıt sisteminde kullanılan regülatör ve enjektörler.	16
Şekil 2.8 : Kabin içerisinde terazi ve tüpün konumlandırılması.	17
Şekil 2.9 : Doğal gaz yakıtının aylara göre değişen içerik ve özellikleri.	18
Şekil 2.10 : Doğal gaz yakıtın alındığı günlere ait özellikler.	19
Şekil 2.11 : Deneylerde kullanılan yanma odası geometrileri, SO (a), MR (b), İşlenmemiş (c), Düz (d).	21
Şekil 2.12 : Pistonlar üzerinde oluşturulan yanma odalarının kesit görünüşü.	21
Şekil 2.13 : Deney motoruna ait silindir kafasının alttan görünüşü.	22
Şekil 3.1 : Anlık ve toplam ısı açığa çıkışları.	24
Şekil 3.2 : Anlık ve farklı başlama noktasına göre toplam ısı açığa çıkışı.	25
Şekil 3.3 : Artık gaz hesabının akış şeması.	27
Şekil 3.4 : Ölçülen ve termodinamik yöntemle hesaplanan basınç değerleri.	29
Şekil 3.5 : Hesap başlangıcında yanma odasının bölünmesi.	29
Şekil 3.6 : Ana piston hareketiyle sıkıştırma ve ısı girişi.	30
Şekil 3.7 : Bölgeleri ayıran pistonun serbest bırakılması ile denge haline gelmesi. .	31
Şekil 3.8 : Hesap ilerleme sürecinin başlangıcındaki sıkıştırma süreci.	32
Şekil 3.9 : Yanma odasının üç farklı bölüme ayrılmış hali ve ısı girişi.	33
Şekil 3.10 : Hesap ilerleme adımında denge hali ve ilerleme hızının hesaplanması. .	34
Şekil 3.11 : Termodinamik hesap yöntemi ile elde edilen alev ilerleme hızları.	34
Şekil 3.12 : Termodinamik hesap yöntemi ile elde edilen tüketim hızları.	35
Şekil 3.13 : Alev cephesindeki buruşmalar [38].	36
Şekil 3.14 : Hesap ilerleme sürecinin 4. Adımı.	37
Şekil 3.15 : Farklı yaklaşımlar ile hesaplanan tüketim hızı değerleri.	38
Şekil 3.16 : Laminer hız hesabında kullanılan sıcaklık ve basınç oranlarına ait üs değerlerinin değişimi [46].	39
Şekil 3.17 : Farklı çalışmalara ait laminer yanma hızının değişimi [47].	39
Şekil 3.18 : Laminer yanma hızlarının karşılaştırılması.	41
Şekil 3.19 : Türbülanslı yanma hızına ait farklı eşitliklerin karşılaştırılması [68]. ...	43
Şekil 3.20 : Farklı tanımlanan türbülanslı yanma hızlarının türbülans şiddeti ile değişimi [53].	43
Şekil 3.21 : Hem tüketim hem de yer değiştirme hızı için tanımlanmış bir denklemin değişimi [55].	44
Şekil 3.22 : Boyutsuz hale getirilmiş tüketim hızı ve alev ilerleme hızının türbülans şiddeti ile değişimi.	45

Şekil 3.23 : Laminer bölge kalınlığının şematik gösterimi [38].	45
Şekil 3.24 : İntegral uzunluk ölçeğinin üst boşluk mesafesine oranının konuma göre değişimi [64].	47
Şekil 3.25 : İntegral uzunluk ölçeğinin hıza göre değişimi [47].	48
Şekil 3.26 : Borghi diagramı üzerinde türbülanslı alev bölgeleri.	51
Şekil 4.1 : Farklı deneylerde motora giren soğutma suyu sıcaklığının değişimi.	53
Şekil 4.2 : Silindirik oyuklu (SO) ve MR yanma odasına ait verimin değişimi.	54
Şekil 4.3 : Yanma odası geometrilerine ait yakıt tüketiminin HFK ile değişimi.	55
Şekil 4.4 : En yüksek motor momenti için gerekli ateşleme avansları.	55
Şekil 4.5 : 2000 devir/dakika şartlarında farklı yanma odası geometrilerine ait verim değerleri.	56
Şekil 4.6 : Farklı yanma odaları için NO emisyonlarının değişimi.	57
Şekil 4.7 : Silindir içi basınca göre ideal gaz denklemi ile hesaplanan ortalama sıcaklıklar.	57
Şekil 4.8 : İdeal gaz denklemine göre en yüksek ortalama sıcaklığın yeri.	58
Şekil 4.9 : 2000 devir/dakika motor hızında NO değerleri.	59
Şekil 4.10 : THC emisyonunun HFK ile değişimi.	60
Şekil 4.11 : OEB ile artık gaz oranının değişimi.	60
Şekil 4.12 : Farklı yüklerde göre THC'nin değişimi (n= 1500 d/d).	61
Şekil 4.13 : Farklı yanma odası geometrilerine ait COV değerleri.	62
Şekil 4.14 : Farklı yanma odası geometrilerine ait değişim katsayıları.	63
Şekil 4.15 : 2000 devir/dakika koşulları için COV değerleri.	64
Şekil 4.16 : Farklı yanma odası geometrilerine ait seçilen ateşleme avansları.	65
Şekil 4.17 : Yanma odası tasarımının ısı açığa çıkışı üzerindeki etkisi.	66
Şekil 4.18 : Farklı yanma geometrilerine ait tutuşma gecikmesi süreleri.	66
Şekil 4.19 : Yanma odası tasarımının yanma süresine etkisi.	67
Şekil 4.20 : Doğal gaz ve benzin yakıtlı durumda efektif verimin değişimi.	69
Şekil 4.21 : Benzin ve doğal gaz yakıtlı durumda hacimsel verim değişimi.	69
Şekil 4.22 : Doğal gaz ve benzin için özgül yakıt tüketimi değerleri.	70
Şekil 4.23 : Yakıt türüne ve geometriye göre verimin değişimi.	71
Şekil 4.24 : 2000 d/d motor hızında yakıtlar ve pistonlar için avans değerleri.	72
Şekil 4.25 : Ateşleme avans değerlerine göre en yüksek basıncın olduğu konum.	72
Şekil 4.26 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için 3 bar için NO değerlerinin değişimi.	73
Şekil 4.27 : Farklı yanma odası ve yakıtların NO değerleri üzerindeki etkisi.	74
Şekil 4.28 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için 3 bar için THC değerlerinin değişimi.	75
Şekil 4.29 : Farklı yanma odası ve yakıtların NO değerleri üzerindeki etkisi.	75
Şekil 4.30 : Doğal gaz ve benzin yakıtının CO ₂ üzerindeki etkisi (OEB = 3 bar).	76
Şekil 4.31 : Farklı yanma odası ve yakıtların COV değerleri üzerindeki etkisi.	77
Şekil 4.32 : Düz piston için net ortalama indike basıncın alt ve üst sınır değerleri.	77
Şekil 4.33 : Farklı karışımlarda motor güç eğrisinin değişimi.	79
Şekil 4.34 : Yanma odasına ve motor dönme sayısına göre verim değerleri.	79
Şekil 4.35 : Farklı değişkenlere göre ateşleme avansının değişimi.	80
Şekil 4.36 : Farklı yanma odası şekillerinin silindir içi basınca etkisi.	80
Şekil 4.37 : Yanma odası tasarımına ve motor dönme sayısına göre NO değerleri.	81
Şekil 4.38 : Yanma odası tasarımına ve sayısına göre THC değerlerinin değişimi.	81
Şekil 4.39 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için HFK'ya bağlı olarak güç değerleri.	82
Şekil 4.40 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için silindir iç basınç eğrileri.	83
Şekil 4.41 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için HFK'ya bağlı olarak verim değerleri.	83
Şekil 4.42 : Farklı yakıtlar için NO emisyonunun değişimi.	84
Şekil 4.43 : 2500 d/d tam yük şartları için toplam emisyon (THC + NO) değerleri.	85

Şekil 4.44 : Tam yük şartları için çevrimsel farklılıklar.....	86
Şekil 4.45 : Yanma analizi için farklı yakıtlar ile yapılan deneylerde hava debisinin değişimi.	87
Şekil 4.46 : $n = 2000$ d/d şartlarındaki debi değerleri.	87
Şekil 4.47 : Yanma analizi için seçilen ateşleme avans değerleri ($n = 1500$ d/d).	88
Şekil 4.48 : Yakıtlara ve yanma odası şekline göre OEB değerleri.....	89
Şekil 4.49 : Yanma analizi için aynı ateşleme avansında yapılan deneylerde çevrimsel farklılık değerlerinin karşılaştırılması.....	89
Şekil 4.50 : Yanma süresinin (%5 - %90) HFK ile değişimi.....	90
Şekil 4.51 : Yanma süresinin (%5-%80) HFK ile değişimi.....	91
Şekil 4.52 : 2000 d/d için yanma süresinin (%5 - %90) değişimi.	91
Şekil 4.53 : 2000 d/d için yanma süresinin (%5 - %80) değişimi.	92
Şekil 4.54 : Yanma odası geometrisine ve HFK'ya göre anlık ısı açığa çıkışları.	92
Şekil 4.55 : Düz piston için düşük hava debisinde yanma süresi (%5-%90).	93
Şekil 4.56 : Düz piston için düşük hava debisinde yanma süresi (%5-%80).	93
Şekil 4.57 : Tutuşma gecikmesi süresinin yakıtta ve yanma odasına göre değişimi. .	94
Şekil 4.58 : Fakir karışım bölgesinde tutuşma gecikmesinin değişimi.	94
Şekil 4.59 : Stokiyometrik karışımda alev oluşum süresinin değişimi.....	95
Şekil 4.60 : Yakıtın %50'sinin yanması için geçen süre ($\lambda = 1,0$).	95
Şekil 4.61 : Yakıtın %50'sinin yanması için geçen süre ($\lambda = 1,3$).	96
Şekil 4.62 : Stokiyometrik karışımda yanma süresinin değişimi (%5-%80).....	96
Şekil 4.63 : Fakir karışımda yanma süresinin değişimi (%5-%80).	97
Şekil 4.64 : Aşırı fakir karışım bölgesi için tutuşma gecikmesi süreleri.	98
Şekil 4.65 : Aşırı fakir karışım bölgesi için yanma süreleri.	98
Şekil 4.66 : Normal ateşleme avansı ile düz pistonun yanma süreleri.	99
Şekil 4.67 : Fakir karışımda normal ateşleme avansı yanma süreleri.....	99
Şekil 4.68 : $\lambda = 1,0$ için SO piston için normal avansta yanma süreçleri.	100
Şekil 4.69 : Fakir karışımda SO piston için normal avansta yanma süreleri.	100
Şekil 4.70 : Farklı yanma odaları için alev cephesinin ilerleme hızı.	101
Şekil 4.71 : Farklı yakıtlar ve yanma odaları için tüketim hızlarının değişim.	102
Şekil 4.72 : Fakir karışımda tüketim hızlarının değişimi.	103
Şekil 4.73 : Farklı yakıtlar ve yanma odaları için buruşma oranı.	103
Şekil 4.74 : Fakir karışımda buruşma oranları.	104
Şekil 4.75 : Aşırı fakir karışımda farklı yakıtların tüketim hızları.	105
Şekil 4.76 : Aşırı fakir karışımda benzin için tüketim hızları.....	105
Şekil 4.77 : Yanmış gazların sıcaklığının değişim.	106
Şekil 4.78 : Fakir karışımda yakıtlara göre tüketim hızının değişimi.....	107
Şekil 4.79 : MR yanma odası geometrisi için fakir karışımda yanma hızları.....	107
Şekil 4.80 : Farklı pistonlar için ÜÖN'de elde edilen yanma rejimleri.	109
Şekil 4.81 : Yüksek debi doğal gaz yakıtına ait yanma rejimleri.	109
Şekil 4.82 : Yüksek debi ve yük şartlarında benzin yakıtına ait yanma rejimleri. ..	110
Şekil 4.83 : Düşük debi şartlarında yanma rejimleri (benzin).	111
Şekil 4.84 : Düşük debi şartlarında yanma rejimleri (DG).....	112
Şekil 4.85 : MR yanma odası için hıza bağlı olarak türbülanslı yanma rejimleri. ..	112



FARKLI YANMA ODASI GEOMETRİLERİNİN DOĞAL GAZ VE BENZİN YAKITI İLE İNCELENMESİ

ÖZET

İçten yanmalı motorlar yakıttan elde ettiği enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren makinalardır. 1876 yılında Otto tarafından ilk dört zamanlı motor imal edildi. 1890'lı yıllarda Otto motorlarının verimi %20-25 seviyelerine geldi. Fakat sıkıştırma oranı hala düşük seviyelerdeydi ve bu motorların veriminin artmasını engelliyordu. 1892 yılında Alman Mühendis Rudolf Diesel tarafından yeni bir motorun patenti yayınlandı. Bu motorda, yanma sıkıştırılmış hava içerisine yakıtın püskürtülmesi ile başlıyordu. Dizel motoru, sıkıştırma oranının yüksek değerlerde olmasından dolayı mevcut motorların yaklaşık iki katı verime sahip oldu. Motorlardaki güç ve verim değerleri gittikçe daha yüksek değerlere ulaştı. Fakat 20. yüzyılın son yarısında motor ve taşıt sayısındaki artıştan kaynaklı hava kirliliği ortaya çıktı. Kimyasal duman olarak adlandırılan hava kirliliğinin, araçların egzoz gazlarından çıkan NO_x ve HC bileşiklerinin güneş ışığı altında tepkimeye girmesiyle oluştuğu araştırmacılar tarafından belirlendi. Bu gelişmenin ardından başta ABD olmak üzere birçok ülkede egzoz emisyonlarını sınırlayan kanunlar yürürlüğe girdi. İlerleyen yıllarda hava kirliliğinin insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkilerinin belirlenmesi ile bu değerler sürekli güncellenerek günümüze kadar geldi. Bu süreç içerisinde 1970'lerin başında patlak veren petrol krizi nedeniyle motorların yakıt tüketimi değerlerinin düşürülmesinin gerekliliği ortaya çıktı. Artık daha az yakıt tüketen motorlar ve taşıtlar üretilmeye başlandı. Özellikle dizel motorlar için tüketim değerleri oldukça iyi seviyelere ulaşmıştır. Günümüzde özellikle emisyon değerlerini düşürmeye yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Fakat egzoz gazlarından kaynaklanan hava kirliliği nedeniyle elektrikli taşıtların kullanımı ile ilgili çalışmalar hız kazanmıştır. Orta vadede hibrit taşıtların biraz daha yaygınlaşacağı düşünülmektedir.

Yürürlükte olan egzoz emisyon standartları motorların yapısı ve çalışma şartlarını büyük ölçüde etkilemektedir. Emisyon değerlerini egzoz sisteminde azaltılmasını sağlayan ekipmanların kullanılması sebebiyle maliyetler artış göstermektedir. Ayrıca yakıt tüketimine bağlı olarak çevreye salınan CO₂ miktarının gittikçe artmasının sonucunda ortaya çıkan sera gazı etkisi nedeniyle iklim değişiklikleri meydana gelmektedir. CO₂ miktarının azaltılması yakıt tüketimi değerlerindeki düşmeye bağlıdır. Benzin motorları genel anlamda dizel motorlara göre daha fazla yakıt tüketim değerlerine sahiptir. Bunun temel sebebi, sıkıştırma oranı değerinin vuruğu sebebiyle on bir dolayında sınırlı kalmasıdır. Sıkıştırma oranı değerinin 14-15 civarına ulaşması halinde benzin motorlarının verimi artacak ve yakıt tüketim değerleri azalacaktır. Fakat vuruğu meydana gelmeden, sıkıştırma oranının artırılması yeni yöntemlerin uygulanması ile mümkündür. Kademeli dolgulu motorlar bu sorunun çözümüne yönelik uygulanan yöntemlerden biridir. Bu sistemlerde yanma odası içinde fakir ve zengin karışım bölgeleri oluşturularak vuruğu olayının engellenmesiyle sıkıştırma oranı istenen değerlere getirilebilmektedir. Benzin motorlarında vuruğu olmaması

için yüksek oktan sayılı yakıtlar da kullanılabilir. LPG ve CNG gibi yüksek oktan sayılı yakıtların uygun koşullar altında kullanılmasıyla CO₂ ve diğer emisyon değerleri azaltılır. Ayrıca LPG ve CNG yakıtları içeriğinde daha az karbon bulundurması sebebiyle daha az CO₂ üretilir.

Bu çalışmada alternatif yakıtlar içerisinde en fazla ilgi gören doğal gaz ile benzin yakıtları tek silindirli bir deney motorunda farklı çalışma koşulları altında karşılaştırılmıştır. Farklı hava hareketleri oluşturan üç yanma odası geometrisi kullanılmıştır. Efektif verim açısından iki yakıt genelde benzer değerleri ortaya çıkarmıştır. Fakat düşük yük bölgesinde, doğal gaz benzine göre biraz daha yüksek verim değerine sahiptir. Yakıtların farklı fiziksel şartlarda (fazlarda) emme manifolduna püskürtülmesi sebebiyle bu farklılık ortaya çıkmıştır. Ayrıca tam yük bölgesinde benzin yakıtı için vuruşu oluşmuştur. Vuruntuyu önlemek için ateşleme avansı azaltılmıştır. Bundan dolayı verim değeri azalmıştır. Aşırı fakir karışım ile çalışma durumunda stokiyometrik karışıma göre efektif verim değeri daha yüksektir. Deneylerde elde edilen en yüksek verim değeri %33 civarındadır. Tam yük bölgesinde doğal gazın, gaz fazında püskürtülmesinden dolayı hacimsel verim değeri %80 civarına düşmüştür. Halbuki benzin bu şartlarda %90'dan fazla bir hacimsel verime sahiptir. Bu nedenle tam yük şartlarında doğal gaz için aşırı doldurma seçeneği ileriye dönük olarak uygun gözükmektedir. Özgül yakıt tüketimleri incelendiğinde iki yakıtın verim değerleri aynı mertebelerde olsa bile alt ısı değerlerinin farklı olmasından dolayı kütleli özgül yakıt tüketim değerlerinde doğal gaz %10-12 daha az tüketime sahiptir.

Egzoz emisyon değerleri açısından yapılan incelemelerde CO değerleri her iki yakıt için de oldukça az seviyededir. Aşırı fakir karışım ile çalışma koşulları üzerinde fazlaca durulduğu için bu noktadaki egzoz emisyon değerleri daha ayrıntılı olarak incelenmiştir. THC emisyonları beklentilerin aksine doğal gazda daha düşük seviyelerde bulunmuştur. Buna rağmen StageV emisyon limitlerini sağlamamaktadır. THC emisyonlarının ana kaynaklarından bir tanesi segman üstü boşluk hacimleri olduğu bilinmektedir. Deney motoru üzerinde bu hacmin azaltılması ile THC biraz daha düşürülebilir. Buna rağmen bir metan indirgeme katalizatorü kullanmak gereklidir. Aşırı fakir karışımda NO değerleri 2 g/kWh değerinin altına düşmektedir. Sera gazı etkisinin başlıca kaynaklarından olan CO₂ gazı doğal gaz ile çalışmada yaklaşık %20 düşürülmüştür.

Stokiyometrik karışımda yanma odası geometrisinin verim üzerinde önemli bir etkisi olmamıştır. Karışımın fakirleşmesi ile hava hareketi oluşturan geometriler düz yanma odasına göre daha verimli hale gelmiştir. Yanma odalarının etkisi daha çok NO emisyonu üzerinde ortaya çıkmıştır. Stokiyometrik karışımda aynı OEB (ortalama efektif basınç) için daha fazla ateşleme avans değerine ihtiyaç duyan düz yanma odası, yüksek NO üretmiştir. Fakat karışımın fakirleşmesi ile bu geometriye ait NO değerlerinde hızlı düşmeler görülmüştür. Düz pistonda ısı açığa çıkışının daha yavaş olması fakir bölgedeki bu değişimin sebeplerindedir. Yanma odası geometrisinin çevrimsel farklılıklar üzerinde de oldukça büyük etkisi vardır. Düz geometri her zaman diğer tasarımlara göre daha kararlı bir çalışma göstermiştir. Bu durum karışımın fakirleşmesi ile daha kötü bir hal alıp kararlı çalışma sınırlarını aşmıştır. Özellikle benzin yakıtlı durumda düşük yük bölgesinde düz geometri stokiyometrik karışım dışında kararlı çalışmamaktadır. Doğal gaz yakıtı benzine göre her zaman daha kararlı bir çalışma göstermiştir. Bu nedenle, çevrimsel farklılıklar açısından MR piston ile doğal gaz yakıtlı şartlar en iyi sonuçları vermiştir. Yanma süresi ne kadar kısa olursa çevrimsel farklılıkların o kadar az olduğu görülmüştür. Motor yük miktarının artması

da çevrimler arası farklılığı azaltmıştır. Yük miktarındaki artış dolaylı olarak ateşleme avansını ÜÖN'ye yaklaştırmakta ve ateşlemenin daha sıcak bir ortamda başlamasını temin etmektedir. Ayrıca artık gaz miktarındaki azalma da çevrimsel farklılıklarda düşmeye sebep olmuştur. Doğal gaz yakıtlı durumda $\lambda = 1,7$ şartlarından sonra kararlı çalışma şartları sağlanamamıştır.

Deney sonuçlarına göre, yanma odası geometrisinin yanma süreci üzerinde belirgin bir etkisi vardır. Bu amaca yönelik olarak sabit taze dolgu miktarı ve ateşleme avansında, her iki yakıt ve üç farklı piston için yanma analiz deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerden elde edilen sonuçlara göre stokiyometrik karışımda benzin yakıtı her zaman daha hızlı yanmaktadır. En yüksek hava hareketinin olduğu MR piston en kısa, düz geometri ise en uzun yanma süresine sahiptir. Karışımın fakirleşmesi ($\lambda = 1,3$) ile iki yakıtın yanma süreleri aynı mertebelere ulaşmıştır. Fakat yanma odası geometrisine göre farklı sonuçlar elde edilmiştir. MR ve SO pistonlarda bu çalışma noktasında doğal gaz daha kısa sürede yanarken, düz geometride iki yakıt aynı sürede veya benzin daha hızlı yanma göstermiştir. Bu değişim ile türbülans şiddetindeki artışın iki yakıt üzerinde aynı etkiyi yapmadığı anlaşılmıştır. Bu değişimin sebebi yakıtlara ait Lewis sayısının farklı olması ile açıklanmıştır. Aşırı fakir karışımda düz geometri ile deney yapılamamıştır. Bu şartlarda doğal gaz benzine göre açık şekilde daha hızlı yanmaktadır. Yanma sürelerinin tespitinde silindir içi basınçlardan elde edilen sonuçlar değerlendirilirken ısıl şokun etkisinin de göz önünde bulundurulması gerektiği tespit edilmiştir.

İçten yanmalı motorlarda silindir içi basınç değerlerinin elde edilmesi ile birçok farklı yanma değişkeni üzerinde araştırma yapmak mümkündür. Termodinamik yaklaşım ile bu basınç bilgilerinden yola çıkılarak yanma odası içerisinde yanmış ve yanmamış bölgeler tespit edilmiştir. Türbülanslı yanma hızı; alev ilerleme ve tüketim hızı olarak ikiye ayrılmıştır. Yanma ürünlerinin yarım küre biçiminde genişlediği varsayılarak küresel bölgenin yarıçap değişimi tespit edilmiştir. Tüketim hızından yola çıkılarak türbülans şiddetinin ortalama değeri yaklaşık olarak tahmin edilmiştir. Böylece yanma odası geometrilerinin türbülans şiddeti üzerindeki etkisi de görülmüştür. Yanma süresi en kısa olan MR pistonda türbülans şiddeti diğerlerine göre daha yüksek seviyelerde oluşmuştur. Bunlara ilave olarak türbülans şiddetinin laminer hıza olan oranı belli kabuller altında hesaplanmıştır. İntegral uzunluk ölçeği ve laminer bölgenin kalınlıkları belirli yaklaşımlar ile elde edilmiştir. Bu değerler kullanılarak boyutsuz sayılar yardımı ile türbülanslı yanma rejiminin değişimi incelenmiştir. Genellikle çalışma şartları türbülanslı buruşmuş yanma rejimi içerisindedir. Yük miktarının azalması ile benzin yakıtlı durumda düz piston laminer buruşmuş alev bölgesinde çalışmaktadır. Aşırı fakir karışımda MR piston kalınlanmış alev rejimine geçiş yapmıştır.

Sonuç olarak, deney motoru doğal gaz ile çalıştırıldığı zaman benzine göre daha verimli, daha az CO₂ üreten ve NO emisyon limitlerini doğrudan sağlayabilecek bir kapasiteye sahiptir. Fakat her iki yakıt için THC gazlarını indirgeyen bir sisteme ihtiyaç vardır. Yanma odası, hava hareketlerini artıracak şekilde tasarlanmışsa, yanma süresini ve ateşleme avansını azaltmak mümkündür. Türbülans şiddetindeki artış iki yakıt üzerinde farklı etkiler ortaya çıkarmıştır. Bu tez çalışmasında, silindir içi basınç bilgisinden yola çıkılarak, optik bir gözlem yapılmadan, basit bir termodinamik hesap yöntemi ile silindir içi akış ve yanma koşullarına ait ortalama büyüklüklerin hesaplanabileceği görülmüştür.



INVESTIGATION OF DIFFERENT COMBUSTION CHAMBER GEOMETRIES WITH NATURAL GAS AND GASOLINE FUEL

SUMMARY

Internal combustion engine converts the chemical energy of fuel to mechanical energy. In 1860, the first internal combustion engine was invented by Lenoir. However, efficiency of this engine was 5% due to no compression there before ignition of the fuel-air mixture. The first four-stroke engine was manufactured in 1876 by Otto. The engine had 10% effective efficiency. Efficiency of Otto's engines raised to 20-25% in 1890's. But efficiency is directly proportional to compression ratio. The compression ratio was still low and therefore the efficiency could not be increased further. In 1892, a new engine patent was published by Rudolf Diesel. Combustion in this engine begins with liquid fuel injection into the compressed air at the end of compression. Due to the high values of compression ratio, the efficiency of diesel engines was about twice than that of other engines. But air pollution caused by the increase in the number of engines and vehicles emerged in the last half of the 20th century. It was determined by researchers that air pollution, called smog, occurs when NO_x and HC compounds from vehicles' exhaust gases react under sunlight. Therefore, regulations limiting exhaust emissions came into force in many countries, especially in the USA. With the determination of the negative effects of air pollution on human health in the following years, these limits have been updated to the present day. During this period, the fuel consumption of the engines had to be reduced due to the oil crisis that erupted in the early 1970s. It was necessary to produce engines that consume less fuel. Especially, for diesel engines, fuel consumption reached quite low levels. Nowadays, studies are carried out to reduce the exhaust emission. However, due to air pollution caused by exhaust gases, studies are being carried out on the use of electric vehicles. In the medium term, hybrid vehicles are expected to become more widespread.

The structure and operating conditions of the engines depend on the exhaust emission limits. Production and operating costs are increasing due to the use of equipment that reduces emissions in the exhaust system. In addition, climate changes occur due to the increasing amount of CO_2 arising from fuel consumption. Reducing the amount of CO_2 depends on the reduction in fuel consumption. Gasoline engines generally have higher fuel consumption values than diesel engines. The main reason for this is that the compression ratio is limited to around 11 due to knock. If the compression ratio reaches around 14-15, the efficiency of gasoline engines will increase and the fuel consumption values will decrease. However, it is possible to increase the compression ratio without knocking by applying new methods. Stratified charge engines are one of the methods used to solve this problem. In this method, lean and rich mixture zones are created in the combustion chamber to prevent the knock. High octane fuels can also be used to avoid knock in gasoline engines. By using this fuels such as LPG and CNG under suitable conditions, CO_2 and NO values can be reduced. In addition, less CO_2 is produced due to less carbon content in LPG and CNG fuels.

In this study, natural gas which is the most popular alternative fuel and gasoline fuels were compared in a single cylinder research engine under different operating conditions. Three different combustion chamber geometries were used to create different air movements or turbulence intensity. In terms of effective efficiency, the both fuels generally have similar values. However, in the part load condition (BMEP < 3 bar), natural gas has a slightly better value than gasoline. This difference has occurred because the both fuels are injected into the intake manifold under different physical conditions (phases). In addition, there was a knocking on the gasoline fuel in the full load zone. Therefore, the efficiency (effective) decreased due to retarded ignition advance. In case of operating with ultra-lean mixture, the efficiency value is higher than the stoichiometric mixture. The highest efficiency value obtained in the experiments is around 33%. In the wide open throttle, the volumetric efficiency value reduced to around 80% due to the gas phase of natural gas. However, under these conditions, volumetric efficiency of gasoline was more than 90%. Therefore, at the wide open throttle, turbocharging can be applied for the natural gas engine. When the specific fuel consumption is examined, natural gas has 10-12% less consumption in break specific fuel consumption due to different low heating values for both fuels even though the effective efficiency of the two fuels are in the same level.

In terms of exhaust emission values, CO values are very low for both fuels. Exhaust emission values under operating conditions with ultra-lean mixture were investigated in more detail. Contrary to our expectations, THC emission of CNG was lower than the gasoline. However, Stage V emission limits have not been met. It is known that one of the main sources of THC emissions is the crevice volume. With this volume reduction on the research engine the THC can be slightly decreased by reduction of crevice volume. However, it is still necessary to use a methane oxidation catalyst. In ultra-lean mixture, NO values fell below 2 g/kWh. CO₂, which is one of the main sources of greenhouse effect, has been reduced by approximately 20% in case of the CNG.

Experiments were accomplished for three different combustion chamber with both fuels in same conditions. With stoichiometric mixture, combustion chamber geometry has not significant effect on efficiency. By lean mixture, geometries creating air movements (SO and MR) became more efficient compared to flat geometry. The most significant effect of combustion chamber geometry was on NO emission. In stoichiometric condition, flat combustion chamber needed more ignition advance for the same BMEP and produced more NO. But, in the lean mixture, caused a rapid drop in NO emission for this geometry. This is due to the lower heat release rate of flat piston in the lean mixture. The geometry of combustion chamber has a notable effect on cycle to cycle variation. Flat geometry had more unstable operating at all conditions compared to the other designs. This condition became worse at the lean mixture and the flammable limits were exceeded. Specially with gasoline in low loads, flat geometry could not operate stably without having a stoichiometric mixture. Compared to the gasoline, natural gas had a more stable operating at the all conditions. As a consequence, natural gas with MR piston has the best results in terms of cycle to cycle variations. It was seen that cycle to cycle variation decreases in shorter burn duration. Also increase of the load decreases the COV (coefficient of variation). With the increase in BMEP, the amount of residual gas decreased. For this reason, all pistons have a more stable operation. With natural gas, the stable operating conditions were not obtained at $\lambda > 1.7$.

According to the results of the experiment, the combustion chamber geometry has a significant effect on the combustion process. For this purpose, combustion analysis experiments were done with constant amount of fresh charge and ignition advance for each three chamber and both fuels. By investigating the result of these experiments, in the stoichiometric condition gasoline fuel always burns faster. Having the highest air motions, MR piston had the shortest burn duration time, while the flat geometry has the longest time. By leaning the mixture ($\lambda > 1.3$), both fuel have approximately equal burn durations. But by changing the geometries, different results were obtained. In MR and SO pistons, natural gas burns faster than gasoline on this operating point. However, in flat piston, burn duration was the same or gasoline sometimes became faster in lean mixture. This shows that the increase of turbulence intensity has not an identical effect on both fuels. This difference was explained by unequal Lewis number in each fuel. Experiments were impossible with flat geometry in ultra-lean mixtures. In this condition the natural gas burns faster than gasoline apparently. The thermal shock effect should be taken into account when using the in-cylinder pressures to determine combustion duration.

It is possible to investigate many different combustion variables by obtaining the internal cylinder pressure values in internal combustion engines. Based on this pressure information with the thermodynamic approach, burned and unburned areas were determined in the combustion chamber. Burn speed with turbulence were divided to two different progressing (expansion) and consumption speed. By assuming that the products of combustion expand in shape of semi sphere, the spherical radius change was determined. The turbulence intensity value was estimated approximately based on the consumption rate. Thus, the effect of combustion chamber geometries on turbulence intensity was also determined. In the MR piston, which has the shortest combustion duration, the turbulence intensity was highest than the others. In addition, the ratio of turbulence intensity to laminar flame speed was calculated under certain assumptions. In addition, the integral length scale and the thickness of the laminar flame were obtained by specific approaches. Using these values, the change of turbulent combustion regime with dimensionless numbers was determined. With the reduction of the BMEP, the flat piston operates in the laminar wrinkle zone in the gasoline case. In the ultra-lean mixture, the MR piston is in the thickened flame regime.

As a result, the research engine is more efficient than gasoline when it is operated by natural gas. In addition, it produces less CO₂ and meet NO emission limits directly. However, there is a need for a system that reduces THC for both fuels. If the combustion chamber is designed to turbulence intensity, it is possible to reduce the combustion duration and the ignition advance. The ignition delay of the gasoline considerably increased at the ultra-lean condition. The increase in turbulence intensity has different effects on the two fuels. In this thesis, it is seen that it is possible to obtain information about the flow and combustion conditions in the cylinder by simple thermodynamic calculation method based on the pressure information inside the cylinder.



1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar son iki yüzyıl içerisinde insan hayatını en çok etkileyen sistemlerin başında gelmektedir. Ulaşım alanında sağladığı kolaylıklar nedeniyle vazgeçilmez bir teknoloji olarak hala yaygın şekilde kullanımı devam etmektedir. Fakat artan hava kirliliği sebebiyle günümüzde motorlar hakkında olumsuz düşünceler gittikçe artmaktadır. Taşıtlarda kullanılan motorların zararlı egzoz gazları sebebiyle insan ve çevre üzerinde bir takım olumsuz etkiler yaptığı bir gerçektir. Esasında enerji üreten birçok sistem de İYM'ler kadar zararlı gaz salımı yapmaktadır. Fakat motorların sayısının oldukça fazla olması ve bu kirliliğin insanların yaşadığı ortamda ortaya çıkması, motorların hava kirliliğinin oluşmasındaki payını daha da gözle görünür hale getirmektedir. Bu sebeple egzozdan salınan zararlı gazların miktarını sınırlayan düzenlemeler gittikçe daha sert hale gelmektedir. 10 yıl öncesine kadar binek taşıtlarda bile kullanımı çok cazip olan dizel motorların, bugün gelinen şartlarda bu motorları üretip ihraç eden ülkelerde bile yasaklanması ciddi olarak tartışılan bir konu haline gelmiştir. Kısacası, günümüzde içten yanmalı motorların çözülmesi gereken başlıca sorunu egzoz gaz emisyon değerleridir. İki farklı çözüm yöntemi üzerinde çok sayıda çalışmalar yapılmaktadır. Birincisi benzin ve dizel yakıtı dışında daha çevreci alternatif yakıtların (Alkol, LPG, doğal gaz, biyodizel) kullanımını mümkün hale getirip yaygınlaştırmak. İkincisi ise içten yanmalı motorların yerine elektrik motorları ile taşıtların ihtiyaç duyduğu enerjiyi sağlamaktır. İlk yöntem geçmişten beri yakıt maliyetini azaltmak için kullanılmaktadır. Fakat günümüzde maliyetin yanında çevre kirliliğini azaltmak için üzerinde daha yoğun çalışılan bir konudur. Elektrikli taşıtların kullanımını ise başlangıçta çok cazip gelmesine rağmen teknik sorunlar sebebiyle farklı görüşler olmasına rağmen kısa vadede yaygın olarak kullanılması çok mümkün gözükmemektedir. Yani, İYM'ler uzunca bir süre daha insanların hayatı içerisinde var olacaktır. Alternatif yakıtların kullanımının artması ile bu sürenin uzaması bazı araştırmacılar tarafından öngörülmektedir. Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı özellikle dizel yakıtı yerine doğal gazın kullanımını son yıllarda oldukça ilgi gören bir konudur. Doğal gaza ait rezerv miktarları da göz önünde bulundurulduğu zaman alternatif yakıtlar içerisinde öne çıkmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

İçten yanmalı motorların daha önce bahsedilen iki temel sorunu olan yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları için doğal gaz yakıtının bir çözüm olma potansiyeli bu tez kapsamında araştırılmıştır. Benzin ve doğal gaz yakıtı ile tek silindirli bir deney motorunda araştırmalar yapılmıştır. İki temel deney ve değerlendirme yöntemi benimsenmiştir. Doğal gaz ve benzin, yakıt tüketimi, güç ve egzoz emisyonları bakımından karşılaştırılmıştır. Bunlara ilaveten aynı başlangıç koşullarında yanma analizine yönelik deneyler yapılarak iki yakıtın yanma sürecindeki davranışları incelenmiştir. Yanma sürecinin daha detaylı olarak incelenmesi için termodinamik yaklaşımlar ile bu süreci tarif eden bazı temel büyüklükler hesaplanmıştır. Tüm bu değerlerin yanma odası geometrisine göre gösterdiği farklılıklar araştırılmıştır. Sonuç olarak farklı özelliklere sahip iki yakıtın; yanma odası geometrisinin ve hava fazlalık katsayısının değişimi karşısındaki davranışlarıyla birlikte doğal gazın motorlarda kullanılmasının ortaya çıkardığı kazanımlar ve çözülmesi gereken sorunların araştırılması tezin temel amacıdır.

1.2 Literatür Araştırması

Günümüz dizel motorlarının çift yakıt ile çalıştırılmasının getireceği yenilikler üzerinde yapılan bir çalışmada: Dizel motorların yüksek sıkıştırma oranını kaybetmeden daha çevreci yakıtlar ile çalıştırılmasının gerekliliği vurgulanarak CNG'nin bu isteği yerine getirebileceği belirtilmiştir. Özellikle CNG'nin yüksek H/C oranı ve hali hazırda bulunan dağıtım şebekesi nedeniyle en güçlü yeni yakıt türü olduğu ve biyogaz yöntemi ile elde edilmesi durumunda yenilenebilir bir enerji türü olarak değerlendirilebilir. Doğal gazın kullanımını sınırlayan etkiler ise yüksek HC emisyonları olarak gösterilmiştir. HC emisyonlarının başlıca sebepleri ise boşluk (crevice) hacimleri ve fakir karışım nedeniyle ortaya çıkan alev sönmeleridir. Sonuç olarak yanma süresinin artması NO_x ve efektif verimi olumsuz yönde etkilemektedir. NO_x emisyonlarını azaltmak için EGR uygulanması gerektiği belirtilmiştir [1].

Literatürdeki bazı çalışmalarda doğal gazın kullanıldığı uygulamalarda NO_x emisyonları fakir bölgede çalışmaya bağlı olarak azaltılabilir [2,3]. Fakat bu durum için çift yakıt veya buji ateşlemeli sistemlerde hava fazlalık katsayısının (HFK) 1,5 değerinden daha fazla olması gereklidir [1,4]. Ayrıca buji ateşlemeli benzin

motorlarına göre doğal gaz yüksek sıkıştırma oranında %10 daha verimli çalışabilir [5]. Doğal gazın yüksek H/C oranı sebebiyle CO₂ emisyonları %15-20 daha azdır. Doğal gazlı, normal emişli bir motorun vuruşu olmadan sıkıştırma oranı 14-15 değerine kadar yükseltilebilir. [7].

Dört silindirli 1,5 litrelik manifolduna püskürtmeli bir motorda CNG ve benzin yakıtları incelenmiştir. İki farklı gaz keleşi pozisyonunda 1000-6000 devir/dakika motor dönme hızı aralığında deneyler yapılmıştır. Güç ve emisyon değerleri karşılaştırılmıştır. CNG'nin gaz halinde manifolda püskürtülmesi sebebiyle hacimsel verim azalır. Özellikle tam yük koşullarında güçte %15-%20 azalma olduğu belirtilmiştir. CO ve CO₂ emisyonları CNG de daha düşük seviyelerde ölçülmüştür. NO_x emisyonları 3000-4000 d/d hariç CNG de benzinden daha azdır. Bu çalışmada sıkıştırma oranı 9,2 olarak alınmıştır [8].

Otto çevrimine göre çalışan motorlarda fakir karışım bölgesinde çalışmak için türbülans seviyesinin artırılması gereklidir [9]. Motorlarda türbülans seviyesini artırmak için piston üzerine oyuklar açılarak piston kenarlarından oyuk merkezine doğru bir hava hareketinin olması sağlanır. Fakir bölgede çalışabilmek için kademeli dolgulu sistemler de kullanılabilir. Buji etrafında zengin bir karışım olmasına rağmen toplam karışımın fakir bölgede olması ile bu çalışma koşulları sağlanabilir [9].

Lund teknoloji enstitüsünde yapılan bir çalışmada doğal gaz yakıtı ile çalışan bir deney motorunda farklı yanma odası geometrilerinin türbülans ve ortalama akış hızı üzerine etkisi incelenmiştir. Fakir karışımlar ile çalışmanın olumlu yönleri ayrıca vurgulanmıştır. Fakir karışımlarda hava miktarı stokiyometrik şartlara göre daha fazla olduğu için politropik üs değerinden dolayı sıkıştırma sonu basınç değeri yüksektir. Fakir karışım ile çalışıldığı zaman vuruşu ortaya çıkma ihtimali azalır. Ayrıca silindir içi sıcaklık değerleri azalacağı için NO_x emisyonlarında azalma olur. Fakat fakirleşen karışımında alev ilerleme hızı azalacağından alev sönmeleri yanma bitmeden başlamaktadır. Bu sebeple HC emisyonlarında artma görülmektedir. Yanma odasının şekli fakir karışımında yavaş ilerleyen bir yanma sürecini önemli ölçüde ivmelendirebilir. [10].

Tek silindirli bir deney motorunda HFK ve motor dönme hızının çevrimler arası farklılık üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Makalede çevrimler arası farklılık kriterleri kıyaslanmıştır. En yaygın olarak kullanılan COV (net ortalama indike basınç)

değerinin %5'i aşmaması gerektiği vurgulanmıştır. Yapılan deneylerde $\lambda = 1,58$ koşullarında bu şartın sağlandığı belirtilmiştir. Ayrıca maksimum basınç, toplam yanma süresi ve yeni bir kriter olarak tanımlanan yakıtın yanma hızı değişkenlerine ait COV değerleri de hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak yeni tanımlanan yanma hızı kriteri ile türbülans şiddetinin, çevrimler arası farklılıklar üzerindeki etkisine dair fikir elde edilebileceği söylenmiştir [10]. Literatürde çevrimsel farklılıkları tanımlamak için farklı temel büyüklükler kullanılmıştır. Genellikle Net indike ortalama basınçtaki değişimin %5 değerini geçmemesi kararlı çalışma şartları için uygundur [6,12,13].

Farklı yakıtların hava fazlalık katsayısına bağlı olarak tutuşma limitlerinin araştırıldığı deneysel bir çalışmada: COV değeri (net ortalama indike basınç) kararlı çalışma koşullarını karşılaştırmak için kullanılmıştır. Yakıt olarak benzin, doğal gaz, Ethanol tercih edilmiştir. Fakir karışım ile çalışmanın verim ve emisyon üzerinde olan olumlu etkisi hakkında bilgi verilmiştir. NG nin yanmanın ilk fazında (0-10%) benzinden daha hızlı yandığı fakat artan sıcaklık ve basınç nedeniyle genel yanma süresinin (10-90%) benzinden fazla olduğu tespit edilmiştir. Farklı sıkıştırma oranlarının incelenmesi gerektiği makalenin sonunda vurgulanmıştır [14].

Bazı çalışmalarda stokiyometrik karışımda doğal gaz yakıtının daha fazla NO ürettiği ifade edilmiştir. Bunun temel sebebi olarak doğal gazın tutuşma gecikme süresinin benzinden daha fazla olması gösterilmiştir [16, 17, 18].

Yanma odası tasarımının yanma süresi üzerine etkisi farklı araştırmacılar tarafından incelenmiştir. Yanma odası merkezinde bir oyuk olması durumunda bu oyuk çapının piston çapına oranı azaldıkça ateşleme avans değeri ve tutuşma gecikme süresi azalmaktadır [19]. Buna ilave olarak böyle bir oyuğun kenar bölgesinde oldukça şiddetli türbülans varken oyuğun merkezinde veya buji etrafındaki hızlar daha düşüktür. Bu durum alev çekirdeğinin oluşmasında olumlu bir etki yapmaktadır. Yanma bu oyuğun içinde ve dışında olmak üzere iki farklı parçaya bölünebilir. Oyuk içerisindeki türbülans nedeniyle yanmanın başlangıç evreleri hızlı ilerler [20, 21].

Literatürde yapılan bir çalışmada, buji ile ateşlemeli pistonlu bir motorun yanma olayını incelemek için yeni bir model program geliştirilmiştir. Bu program ile farklı yanma odası geometrileri incelenmiştir. Programda gerçek bir yanma olayı gibi bujinin kıvılcım çakmasından sonra yakıtın %1'i yanana kadar tutuşma gecikmesi meydana

geldiği ve yakıtın geriye kalanının tamamı yanana kadar alevin ilerlediği kabul edilmiştir. Bu model ile yapılan incelemelerde türbülansın oyuk dışı (squish) alanının bir fonksiyonu olduğu vurgulanmıştır. Yarım küresel yanma odalarının daha fazla türbülans oluşmasına neden olduğu ve böylece alev yüzeyinin arttığı belirtilmiştir. Küçük oyuk dışı hacimlerin yanmamış HC emisyonlarının nedenlerinden biri olduğu belirtilmiş ve geniş oyuk dışı hacimler bırakılarak ve alevin bu bölgelere ilerlemesi sağlanarak HC emisyonlarının azaltılabildiği gözlemlenmiştir [22].

Wolanski ve Mehdiyev çift döngülü yanma odası olarak isimlendirdikleri bir yanma odası tasarlamışlardır. Yanma odası geometrisinin etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Çift döngülü yanma odasına sahip motorun çok fakir karışımlarda çalışabildiği gözlemlenmiştir. Motorun fakir karışımlarda çalışmasının karışımın kademeleştirilmesi ile sağlandığı belirtilmiştir. İdeal durumlarda özgül yakıt tüketiminin %10-15 azaldığı ve gücün bütün durumlarda %5-7 arttığı tespit edilmiştir. CO emisyonları %0,2-0,3 arasında kalmıştır. Maksimum NO_x emisyon değerleri nominal koşullarda 1000-1200 ppm değerlerini aşmamıştır [23]. Doğal gaz yakıtı ile çalışılması durumunda benzin yakıtlı motorlar gibi düz şekle benzer bir yanma odası geometrisinin çok uygun olmadığı literatürde belirtilmiştir [24]. Dizel motorlarda olduğu gibi türbülans şiddetini belli bir ölçüye kadar artırmak için yanma odası tasarımından faydalanılabilir. Türbülans şiddetinin belli bir değerin üzerine çıkması alev sönmelerine yol açmakta olduğu literatürde belirtilen bir konudur [25]. Doğal gaz yakıtının yüksek sıkıştırma oranına müsaade etmesi, fakir karışımlarda tutuşma kabiliyetinin benzin yakıtından daha iyi olması, Otto çevrimine göre kullanılabilmesi ve yakıt birim fiyatının daha az olması sebebiyle önümüzdeki 40-50 yıl içerisinde kullanılacak başlıca alternatif yakıt olması mümkündür [26]. Literatürde yapılan diğer bir çalışmada, buji ateşlemeli bir motorun fakir karışımla çalışabilmesi için piston kafasına radyal yöndeki hava hareketi (swirl) hareketini oluşturan bir geometri ilave edilmiştir. Bu sayede sıkıştırma oranı artırılmıştır. Bu değişimle birlikte CO ve NO_x emisyonlarının azalması sağlanmıştır [27].



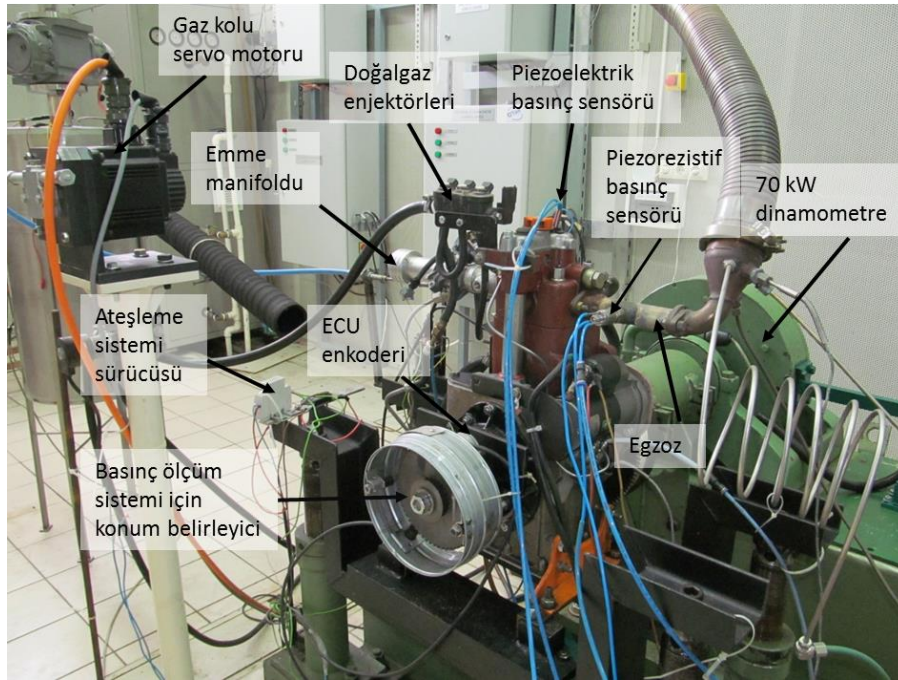
2. LABORATUVAR VE DENEY MOTORUNUN HAZIRLANMASI

2.1 Laboratuvarda Kullanılan Temel Cihazlar

Deneyle İTÜ Motorlar ve Taşıtlar laboratuvarında bulunan 70kW kapasiteli motor deney odasında yapılmıştır. Deneyle farklı ölçüm sistemlerinin aynı anda çalıştırılması ile çok sayıda bilgi toplanabilmektedir. Laboratuvarında bulunan ana kontrol sistemi, silindir içi basınç değerleri hariç ölçülen diğer tüm bilgileri 0,5 saniye aralıkla 90 saniye süreyle kaydetmekte ve kullanıcıya deney sonrasında vermektedir.

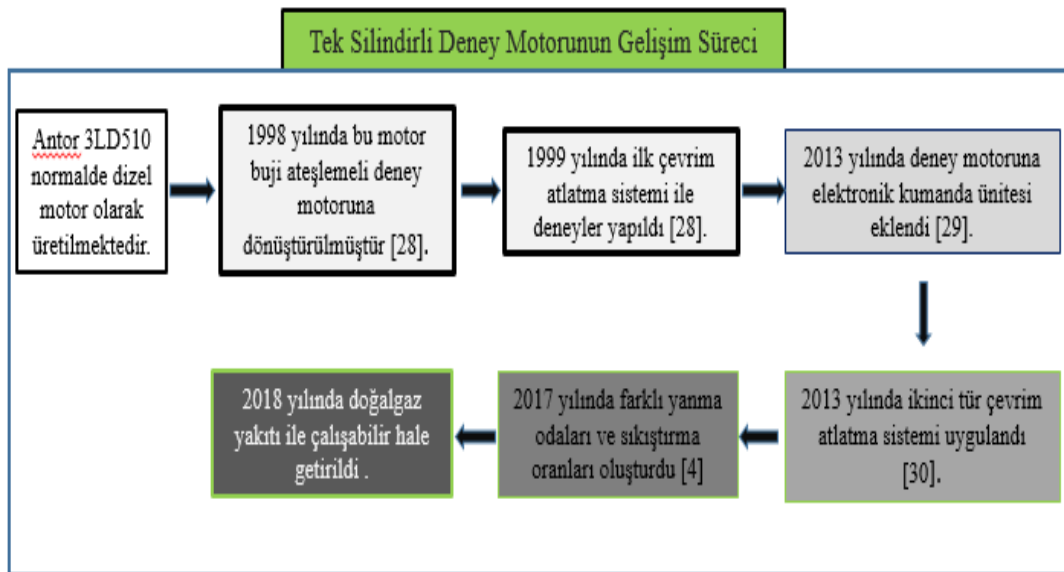
2.1.1 Tek silindirli deney motoru

İTÜ Motorlar ve Taşıtlar laboratuvarında kullanılan tek silindirli deney motoru Türkiye’de üretilen ve genelde zirai alanda kullanılan normalde dizel yakıtlı bir motordur (Şekil 2.1). Motorun ticari ismi Antor 3LD 450 olarak geçmektedir. Bu motorun birçok parçasının; yerli imkanlarla üretilmesi, yaygın servis ağı ve istenildiği takdirde üzerinde yapısal değişimler yapılabilmesi nedeniyle Dr. Müh. Osman Akın Kutlar tarafından buji ateşlemeli bir deney motoruna dönüştürülmüştür [28].



Şekil 2.1 : Tek silindirli deney motoruna ait bir görünüm.

Motorun teknik özellikleri Çizelge 2.1’de verilmiştir. Buji ateşlemeli olarak çalışabilmesi için 17 olan sıkıştırma oranı, dönüşümün yapıldığı yıllarda 9,5 olarak seçilmiştir. Sıkıştırma oranını ayarlayabilmek için motora ait pistonlar, ilgili üreticiden piston üzerinde hiçbir oyuk, vb. şekil olmadan temin edilip, uygun sıkıştırma oranına göre istenen geometri talaşlı imalat yöntemi ile işlenmektedir. Bu yöntem ile piston üzerine arzu edilen yanma odası geometrileri de oluşturulabilmektedir. Deneysel amaçlı kullanılacak bir motorun sahip olması gereken en önemli özelliklerden bir tanesi de esnek bir elektronik kontrol sisteminin bulunmasıdır. Bu amaca yönelik olarak 2013 yılında yapılan bir yüksek lisans tezinde deney motoruna, ateşleme ve püskürtme donanımına kumanda eden bir elektronik kontrol sistemi ilave edilmiştir [29]. Aynı yıl içerisinde motor ile çevrim atlatma mekanizması üzerinde bir tez çalışması yapılmıştır [30]. Elektronik sistemde kontrol kartı olarak Arduino kullanılmış geriye kalan tüm elektronik donanımlar ilgili tez çalışmasında imal edilmiştir. Bu sistem C# yazılımı vasıtasıyla bilgisayar üzerinden anlık olarak kontrol edilebilmektedir. 2017 yılında Dr. Abdurrahman Demirci tarafından bu motor için farklı sıkıştırma oranlarında, farklı yanma odası geometrileri ile bir tez çalışması tamamlanmıştır [4]. Motor 10,5; 12; 14 sıkıştırma oranlarında çalışabilir hale getirilmiştir. Tek silindirli deney motorunun gelişim süreci Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Tek silindirli motor bu tez kapsamında doğal gaz ile çalışabilir hale getirilmiştir. Doğal gaz yakıt enjektörleri LPG yakıtı için de uygun olduğu için gerekli donanımların temini ile farklı gaz yakıtlar kullanılarak deneyler yapılabilir.



Şekil 2.2 : Tek silindirli deney motorunun gelişim süreci.

Çizelge 2.1 : Tek silindirli deney motorunun teknik özellikleri.

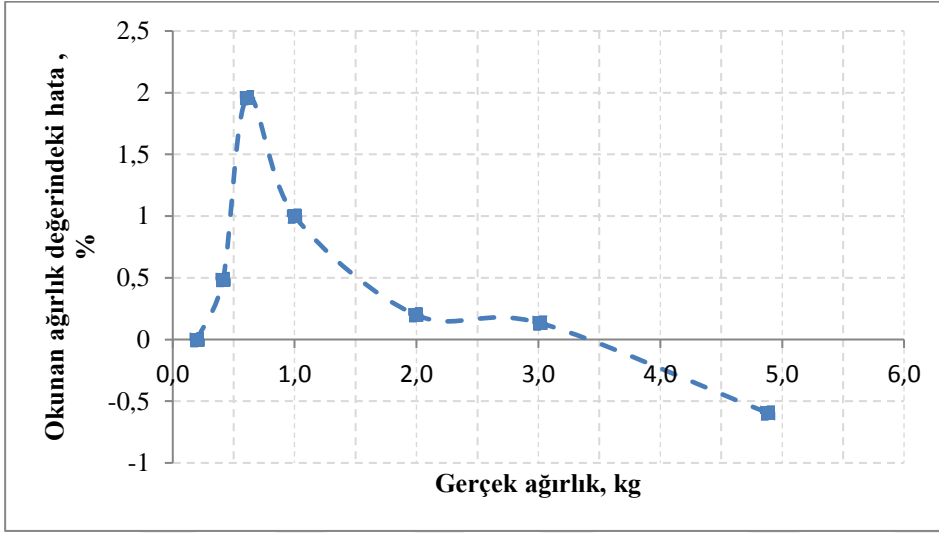
Adı	Genel	Birim
Motor adı	Antor 3LD 450	-
Silindir sayısı	1	-
Strok x Çap	80 x 85	mm
Sıkıştırma oranı	10,5-12-14	-
Strok hacmi	454	cm ³
Biyel uzunluğu	145	mm
Krank yarıçapının / biyel uzunluğu	0,275	-
Emme supabı açılma avansı	16	°KMA
Emme supabı kapanma gecikmesi	40	°KMA
Egzoz supabı açılma avansı	40	°KMA
Egzoz supabı kapanma gecikmesi	16	°KMA
Güç	7,35 (3000 d/d)	kW
Moment	28,5 (1700 d/d)	Nm

2.1.2 Dinamometre bakımı ve kalibrasyonu

Deney motoru eddy-current bir dinamometreye bağlanmıştır. Schenck marka motor freni 70 kW ölçme kapasitesine sahiptir. Dinamometre üzerinde yapılan yenileştirme çalışmaları ile motor kuvveti yük hücresi ile ölçülmektedir. 50 kg kapasiteli yük hücresinin hassasiyeti $\pm 0,02$ 'dir. Motor dönme sayısı dinamometre çıkışına bağlanan bir indüktif hız sensörü ile ölçülmüştür. Hız sensörünün hassasiyeti ± 5 d/d'dır.

Tek silindirli deney motorunun bağlı olduğu 70kW'lık elektromanyetik frenin soğutma suyu devresinde bulunan aksenal kompensatörlerde zaman zaman arızalar ortaya çıkmaktadır. Bu aksenal kompensatörlerin, soğutma suyu devresinin dinamometre statorunun açısal hareketine engel olmaması sebebiyle kullanılmaktadır. Bu açısal hareket mekanik gösterge kullanıldığı zaman ortaya çıkmaktadır. Şu an kuvvet ölçümü yük hücresi ile yapıldığı için böyle bir açısal hareket oluşmamaktadır. Bu durumun tam olarak tespiti için kuvvet kolu üzerine komparatör yerleştirilerek yükleme durumuna göre kontrol edilmiştir. En fazla 0,2 mm'lik bir yer değiştirme (10 kg yük altında) ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple kompensatörlerin iki tanesi iptal edilip bu kısım 6 bar basınca dayanıklı esnek boru ile birleştirilmiştir. Yapılan tadilatlar sonrası dinamometre kalibre edilerek yeni sistemim herhangi bir hataya sebep olup olmadığı araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yük hücresi üzerinde düşük kuvvetler varken (1 kg) %1 hata ortaya çıkmaktadır (Şekil 2.3). Kuvvet miktarı arttıkça bu hata %0,2

civarına inmektedir. Bu işlemlerden sonra dinamometre kalibrasyonu uygun çalışma aralığına göre yapılmıştır. Kalibrasyonda 2 kg ağırlık kullanılmıştır. Bu değere göre yapılan kalibrasyondan sonra farklı ağırlıklar ile deneme ölçümleri yapılmış ve Şekil 2.3'te verilen hata eğrisi elde edilmiştir. Tek silindirli motorda yapılan deney şartları incelendiğinde OEB = 1,5 bar şartlarında %1,5 değeri ile en yüksek hata oranı oluşmaktadır. Diğer tüm çalışma noktalarında dinamometreden ortaya çıkan hata %1'in altındadır.

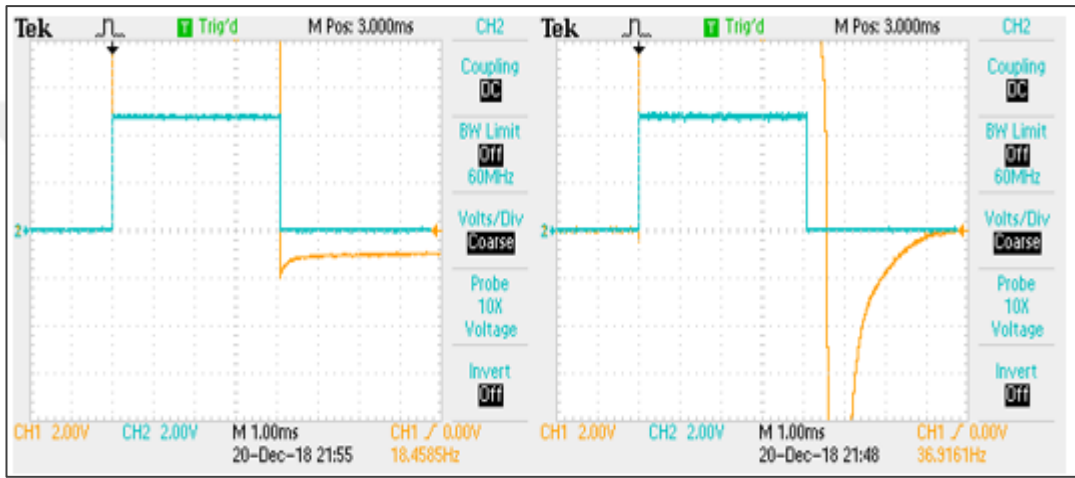


Şekil 2.3 : Dinamometre hata eğrisi (Kalib. Ağırlığı 2 kg, kol uzunluğu 0,974 m).

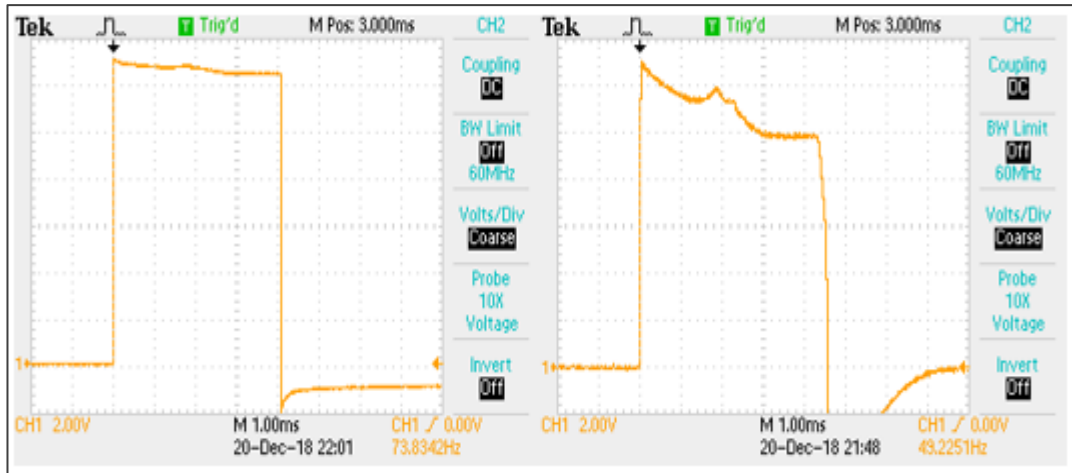
2.1.3 Motor kontrol sistemi

Tek silindirli deney motorunun ateşleme ve püskürtme donanımları laboratuvarında geliştirilen bir elektronik sistem ile kontrol edilmektedir [29]. Bu sistem üzerinde, geçmişten beri bazı hata ve arızalar mevcut olması sebebiyle bir takım değişiklikler yapılarak daha küçük ve basit bir sürücü kartı ile değiştirilmiştir. Bu değişime neden olan temel sebep doğal gaz yakıtlı durumda özellikle aşırı fakir karışımda ortaya çıkan ateşleme sorunudur. Bu sebepten dolayı klasik bobinleri bir kesici modül yardımı ile ateşleyen bu sistemden vazgeçilerek daha yüksek voltaj veren yeni bobinlerin kullanılması nedeniyle transistör tabanlı yeni bir sürücü devre yapılmıştır. Ayrıca bu sistem ile bilgisayar arasındaki veri iletişimde bazen yaşanan ve deneyi durdurmayı gerektiren hatalardan dolayı C# yazılımı tabanlı yeni bir arayüz kullanılmıştır. Yeni sistemde önce daha basit bir çözüm olan solid state rölelerin (ssr) kullanılması düşünülmüştür. Fakat yapılan denemelerde ssr'ler ile sinyal kesime anında gecikmelerin ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Buna ilave olarak bu gecikemenin süre tabanlı olması sebebiyle motor dönme sayısının değişimine bağlı olarak °KMA

cinsinden farklı gecikme açıları ortaya çıkaracağı tespit edilmiştir. Şekil 2.4'te turkuaz renkte görünen çizgiler Arduino'dan gönderilen 5V sinyali, turuncu renk ise sürücünden sonra oluşan 12V sinyali göstermektedir. Görüldüğü gibi transistör devresinde gecikme görülmezken solid state rölede gecikme oluşmaktadır. Ayrıca püskürtme sisteminde aynı miktarda yakıtı püskürtmek için gerekli olan sürede de solid state rölede artış olduğu görülmüştür. Yapılan incelemelerde solid state rölede açık kalma süresi boyunca voltaj değerinde 2V civarı bir düşme ortaya çıkmıştır (Şekil 2.5). Yakıt püskürtme süresinin bu voltaj değerindeki azalmaya bağlı olarak değiştiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 2.4 : NPN transistör (solda), Solid state röle (sağda) elde edilen tetiklemeler.



Şekil 2.5 : Transistör (solda), Solid state röle (sağda) tetikleme sırasında voltaj düşüşü (12V).

Bu sorunları ortadan kaldırmak için PNP ve NPN transistörden oluşan iki ayrı sürücü devresi yapılmıştır. İki farklı transistör (PNP ve NPN) ile iki sürücü devrenin oluşturulması, ileride yapılacak araştırma faaliyetlerinde farklı tetikleme sistemine

sahip bobinlerin kullanılmasına da imkan tanınmıştır. Ayrıca yedek olarak hazırlanan bu sürücü devresinin diğeri enjektör tetiklemede de kullanılabilir.

2.1.4 Yakıt ölçüm sistemleri

Benzin için yakıt tüketim ölçümünde kütleli değişimi esas alan AVL 733S cihazı kullanılmıştır. Bu cihazın ölçüm hassasiyeti 0,08 kg/h'dir. AVL 753C cihazı ise yakıt şartlandırılması için kullanılmıştır. Bu cihaz ile yakıtın sıcaklığı istenilen değerlere ayarlanabilmektedir. Yakıtın basıncı ise hat üzerinden bulunan bir regülatör ile 1-6 bar basınç arasında istenilen değerlerde ayarlanabilmektedir [31].

Doğal gaz yakıt tüketiminde 60 kg kapasiteli Radwag marka hassas bir terazi kullanılmıştır. Hacimsel olarak gaz debisini ölçmek daha kolay olmasına rağmen hacim bilgisinden kütleye dönüştürme esnasında yoğunluğun değişimi nedeniyle bu yöntem tercih edilmemiştir. Isıtılmış bir tel üzerinden akışkan geçmesi halinde ortaya çıkan soğuma miktarına göre doğrudan kütleli debiyi veren ölçüm sistemlerinin, akışkanın cinsine göre %3-4 hata oluşturması da bu tercih üzerinde etkili olmuştur [32].

Doğal gaz yakıt tüketimi terazi ile ölçüldüğü için anlık tüketim değerleri CSV formatında kaydedilmektedir. Dosya içerisinde 0,5 s aralıkla teraziden alınmış anlık ağırlık bilgisi bulunmaktadır. Ortalama yakıt tüketimini hassas bir şekilde hesaplamak için bu veri içerisinde her 1,0 g değişimin olduğu bölge için geçen süre tespit edilmektedir. Bu değerlerin ortalaması genel ortalama yakıt tüketim değerini vermektedir. Fakat yaptığımız deneylerde özellikle düşük yük bölgesinde (1-2 bar) bazen 1,0 g yakıtın tüketilmesi için geçen süre de dalgalanmalar olabilmektedir. Dolayısıyla her 1 g için hesaplanan tüketim değerleri arasında ortalama çok sapanlar, genel ortalama yakıt tüketim değeri hesabına dahil edilmemektedir. Bu hesap yöntemi yukarıda anlatılan ilk yöntem ile kıyaslandığı zaman genellikle ortalama yakıt tüketimi üzerinde, artırıcı bir etki yapmaktadır. Anlatılan değerlendirme işlemini el ile her deney noktası için yapmak uygun değildir. Bu amaca yönelik olarak Python programı ile bir kod yazılmıştır. Terazini verdiği csv/excel formatındaki dosya, program tarafından okunmakta ve yukarıda anlatıldığı gibi her 1 g tüketim için geçen süre elde edilmektedir. Daha sonra ortalama değere göre sapma gösteren veriler çıkarılarak yeni bir yakıt tüketimi değerini kullanıcıya vermekte ve diğeri veriler ile birlikte bir excel dosyasına yazdırmaktadır. Çizelge 2.2'de görülen ortalama yakıt

tüketim değeri herhangi bir ayıklama işleminden geçirilmemiş haldedir. Çizelge 2.2’de 4.sütuna bakılırsa değerlerin genelde 0,48-0,51 kg/h arasında daha çok tekrar ettiği görülmektedir. 4. Sütunun ortalaması alındıktan sonra örnek bir veri grubu için standart sapma değeri program tarafından yapılmaktadır. Daha sonra ortalama $\pm 3\sigma$ bölgesinin dışında kalan değerler atılarak yeniden ortalama yakıt tüketimi hesaplanmaktadır.

Çizelge 2.2 : 2000 d/d, 2 bar OEB ve $\lambda = 1,6$ deney koşullarında 120 saniye süresince 1 g değişime ait tüketim değerleri.

Ağırlık, kg	Sayac	Süre Fark, s	Anlık Tüketim, kg/h	Ortalama Tüketim
51,439	25,5	6	0,6000	0,51718 (eski)
51,438	31	5,5	0,6545	0,52853 (yeni)
51,437	41	10	0,3600	
51,436	48	7	0,5143	
51,435	55	7	0,5143	
51,434	62	7	0,5143	
51,433	69,5	7,5	0,4800	
51,432	76	6,5	0,5538	
51,431	83,5	7,5	0,4800	
51,43	92	8,5	0,4235	
51,429	98	6	0,6000	
51,428	105	7	0,5143	
51,427	112	7	0,5143	

2.1.5 Egzoz emisyonları ölçüm sistemleri

Emisyon ölçümlerinde iki farklı emisyon cihazı kullanılmıştır. Bu emisyon cihazlarından birisi garaj tipi olarak adlandırılan Bosch BEA 350 diğeri ise Horiba MEXA 7500 laboratuvar tipi emisyon ölçüm cihazıdır. MEXA 7500 cihazı ile alınan veriler laboratuvar kontrol sistemine anlık olarak kaydedilebilmektedir. Bosch BEA 350 cihazının verileri ise diğeri emisyon cihazının verdiği değerleri doğrulamak için kullanılmıştır. Yapılan deneylerde her iki cihazla aynı anda HC, CO, CO₂ ve NO değerleri ölçülmüş ve HFK değeri hesaplanmıştır.

BEA 350 ve MEXA 7500 cihazlarının HC ölçüm yöntemleri ve birimleri birbirinden farklıdır. BEA 350 cihazı garaj tipi bir cihaz olduğundan NDIR (yayılmayan kızılötesi ışınları) yöntemini kullanarak, MEXA 7500 cihazı ise FID (Alev iyonizasyonu) yöntemi ile ölçüm yapmaktadır. BEA 350 cihazı ile ölçülen değerlerde HC emisyonunun birimi ppm (parts per million) ve MEXA 7500 cihazı ile ölçüm

durumunda birimi ppmC (parts per million Carbon) olarak verilmektedir. Çizelge 2.3'te gazların ölçümünde hangi yöntemlerin kullanıldığı gösterilmiştir. Hava fazlalık katsayısını her iki cihazda Brettschneider formülüne göre hesaplamaktadır. Bu hesaplamada emisyon cihazlarında yakıtın kabul edilen hidrojen/karbon oranı ve ölçülen emisyon değerlerine göre çıkarılmaktadır. $C_xH_yO_z$ şeklinde olan bir yakıt için HFK denklem 2.1'de gösterildiği gibi hesaplanır. Hidrojen-karbon (H/C) oranı benzin için 1,85 ve doğal gaz için 3,9 alınmıştır.

$$HFK = \frac{[CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \left(\frac{y}{4} \frac{3,5}{3,5 + \frac{[CO]}{[CO_2]}} - \frac{z}{2} \right) ([CO_2] + [CO] + \frac{[NO]}{2})}{\left(1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) ([CO_2] + [CO] + [THC])} \quad (2.1)$$

Çizelge 2.3 : Kullanılan emisyon cihazlarının ölçüm teknikleri.

Gazlar	Horiba Mexa 7500	Bosch BEA 350
	Ölçüm Yöntemi	
CO ₂ ve CO	NDIF	NDIF
THC / HC	Alev İyonizasyonu	NDIF
CH ₄	Alev İyonizasyonu	X
O ₂	Paramanyetik algılama	Zirkonyum Elektrolit
NO	Kimyasal Işıma	Zirkonyum Elektrolit
NO _x	Kimyasal Işıma	X

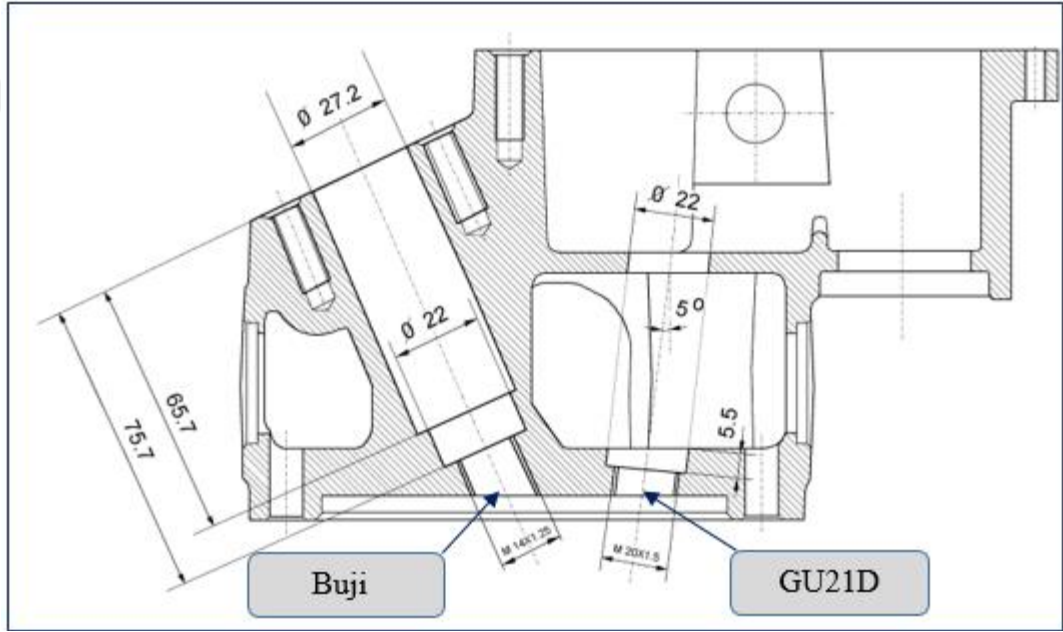
Tez çalışmasında Horiba MEXA 7500 ile yapılan ölçümler esas alınmıştır. Çünkü bu cihaz, her ölçüm öncesi kalibrasyon gazları ile ilgili gazın analizörleri kalibre edilebilmektedir. Bir veya iki farklı mertebedeki kalibrasyon gazları kullanılarak her analizör için 7-10 noktada yapılan linerizasyon ile ölçüm hassasiyeti daha da artırılmaktadır. Her iki cihazın kalibrasyonu için kullanılan gaz ölçüleri Çizelge 2.4'te verilmiştir.

Çizelge 2.4 : Egzoz gaz emisyon cihazlarının kalibre edildiği gazlar.

Gazlar	Horiba Mexa 7500	Bosch BEA 350
	Kalibrasyon gazı	
CO ₂	20,0%	14%
CO	12%	3,50%
THC / HC	50000 / 500 ppmC	1000 ppm
CH ₄	5000 ppmC	X
O ₂	25%	21%
NO	10000 / 500 ppm	2500 / 500 ppm

2.1.6 Silindir içi basıncın ölçümü

Motor çalışma koşullarının, yakıtların ve yanma odasındaki değişimin ortaya çıkardığı sonuçların daha iyi tespiti ve yorumlanması için silindir içi basınç değerleri kullanılır. Yapılan deneylerde her noktasında 200 çevrim için 0,1 °KMA adımla anlık basınç ve hacim bilgisi Kistler Kibox veri toplama sistemi ile kaydedilmiştir. Basınç ölçümünde AVL GU21D piezoelektrik sensörü kullanılmıştır. Bu sensör buji üzerine montajlı olmadığı için silindir kafasına açılmış ikinci bir kanal yardımı ile yanma odasına ulaşmaktadır (Şekil 2.6). Kullanılan sensör M7x0,75 ölçülerinde ve 35 pC/bar duyarlılığa sahiptir.



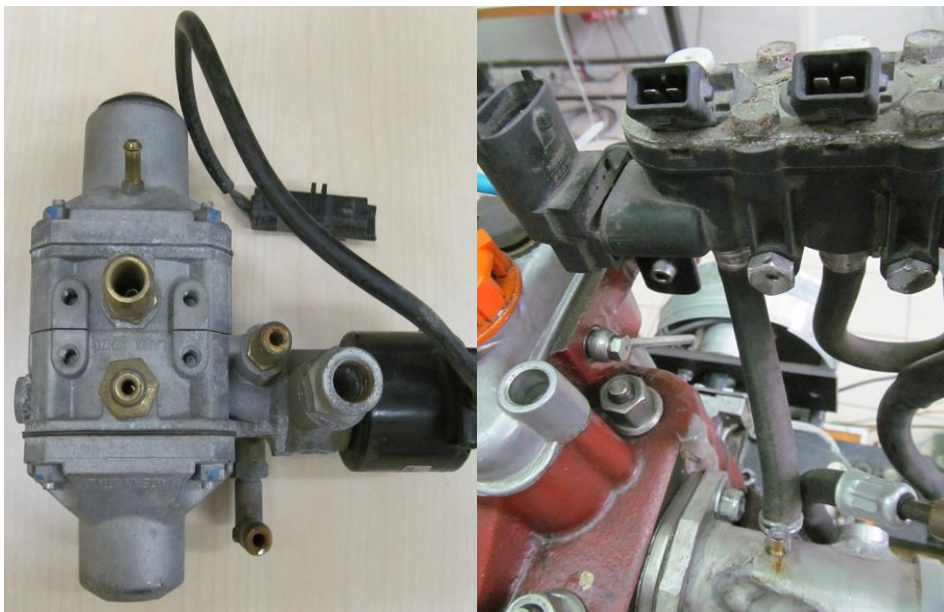
Şekil 2.6 : Basınç ölçüm sensörünün yerleşimi.

Kullanılan yazılım kendi içerisinde ölçülen değerler üzerinden bazı hesaplamalar yapmaktadır. Fakat 200 çevrimi temsil eden tek bir çevrime ait basınç eğrisini kullanıcıya vermemektedir. Bu sebeple Python programı yardımıyla 200 çevrimin bilgileri kullanılarak ortalama p-V değerleri elde edilmiştir. Bu ortalama çevrim bölüm 4'te incelenen; indike değerler, anlık ısı açığa çıkışı, toplam ısı açığa çıkışı, yanan yakıt yüzdelerinin yeri (%5, %10, %50, %80, %90) ve termodinamik hesap yönteminde kullanılmıştır. Burada en önemli farklardan bir tanesi ısı açığa çıkış hesabı ile ilgilidir. Bu konu bölüm 3.1'de ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Ortalama çevrimi kullanarak termodinamik hesap yapan ve yanma rejimlerinin belirlenmesini sağlayan ikinci bir program oluşturulmuştur.

2.2 Tek silindirli deney motorunun doğal gaz dönüşümünün yapılması

Omnitek firmasından alınan destek ile tek silindirli deney motorunun doğal gaz yakıt püskürtme sistemi oluşturulmuştur. Bu sistemde kullanılan enjektörler laboratuvarımızda mevcut olarak kullanılan ateşleme ve püskürtme sistemi ile çalışması sağlanmıştır. Yakıt sisteminin yaklaşık 11 m si 6 mm çapında 250 bar basınca dayanıklı çelik borulardan oluşmaktadır. Yakıtı depolayacağımız 40 litrelik çelik tüpler güvenlik nedeniyle laboratuvar dışında tutulmuştur. Yüksek basınç hattında kesici valf görevi de gören bir adet manometre bulunmaktadır. Bu valf 12V elektrik ile aktif hale gelmekte ve acil bir durumda valf ile motor arasındaki hatta gaz geçişine müsaade etmemektedir. Motora yakın titreşimin daha az olduğu bir kısma konumlandırılan regülatör (Şekil 2.7), basıncı sabit 2 bar değerine indirmektedir. Daha kararlı çalışması için regülatöre bir sıcak su hattı bağlanmıştır 2 bar basınçta regülatörden çıkan yakıt elastik boru ile enjektör kütüğüne bağlanmıştır.

Omnitek firması tarafından temin edilen enjektör takımı 3 adet enjektörün bağlı olduğu bir tasarımdır. Tek silindirli motor için sadece bir enjektör kullanılmıştır. Enjektörler 12 V ile tetiklenebilmektedir. Enjektör çıkışları yine esnek borular ile mümkün olan en kısa mesafede emme manifoldu üzerine vida bağlantısı ile monte edilmiştir. Şekil 2.7'de bağlantıya ait bir resim verilmiştir. Doğal gaz hattında kaçak testi yapılmıştır. Bu amaca yönelik olarak taşınabilir bir adet gaz detektörü temin edilmiştir. Ayrıca bağlantı noktalarında geleneksel usullerle de kontrol yapılmıştır.



Şekil 2.7 : Doğal gaz yakıt sisteminde kullanılan regülatör ve enjektörler.

Çizelge 2.5 : Basınç düşürme regülatörünün özellikleri.

Özellik	Değer
Çalışma debisi	20 kg/h
Çalışma basıncı	2 bar
Emniyet valfi basınç değeri	18 bar
Çalışma sıcaklığı	-40- +120 °C
Selenoid valf için elektrik hattı	12V, 20W

Doğal gaz yakıt sisteminde önemli olan bir donanım da yakıtın depolandığı tüplerdir. Yakıt tüketimini ölçmek için elektronik terazi kullanılacağı için kabin içerisine bir elektrik hattı da çekilmiştir. Yakıt hattı ile elektrik ve haberleşme hattı ayrı olarak tasarlanmıştır. Daha önce anlatıldığı gibi kullanılan elektronik terazi bilgisayara RS 232 bağlantısı ile her yarım saniyede istenilen süre boyunca ağırlık bilgisini göndermektedir. Tüplerin dolumu, Naturelgaz firmasının Alibeyköy’de bulunan doğal gaz dolum tesisinde gerçekleştirilmiştir. İki tüpte aynı anda doldurulmakta ve 200 bar basınçta toplam 20 m³ civarı gaz almaktadır. Bu şartlar altında iki tüp içindeki toplam gaz kütlesi yaklaşık 13 kg dır. Fakat deneyler esnasında yakıt akışının daha kararlı olması nedeniyle tüp içerisindeki basınç 10 bar değerinin altına düştüğünde kullanıma son verilmiştir.



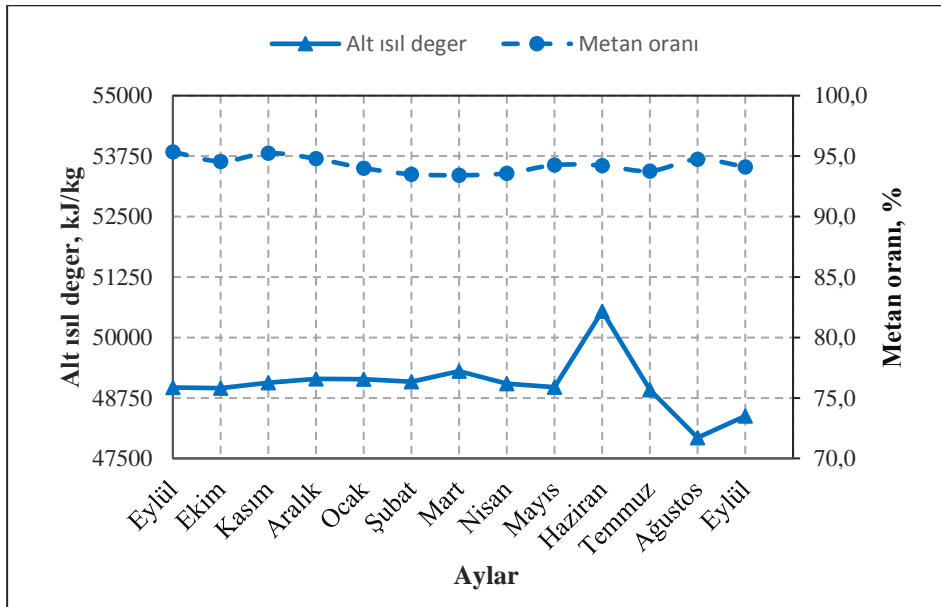
Şekil 2.8 : Kabin içerisinde terazi ve tüpün konumlandırılması.

Yukarıda anlatılan dönüşüm işlemi Nisan 2018’de tamamlanmıştır. Deney laboratuvarında herhangi bir iş kazasına karşı doğal gaz yakıtı için bir takım güvenlik önlemleri konusunda araştırma yapılmıştır. Doğal gazın yoğunluğu havadan daha az olduğu için kaçak durumunda hemen yükselerek tavan kısmında birikmektedir. Bu

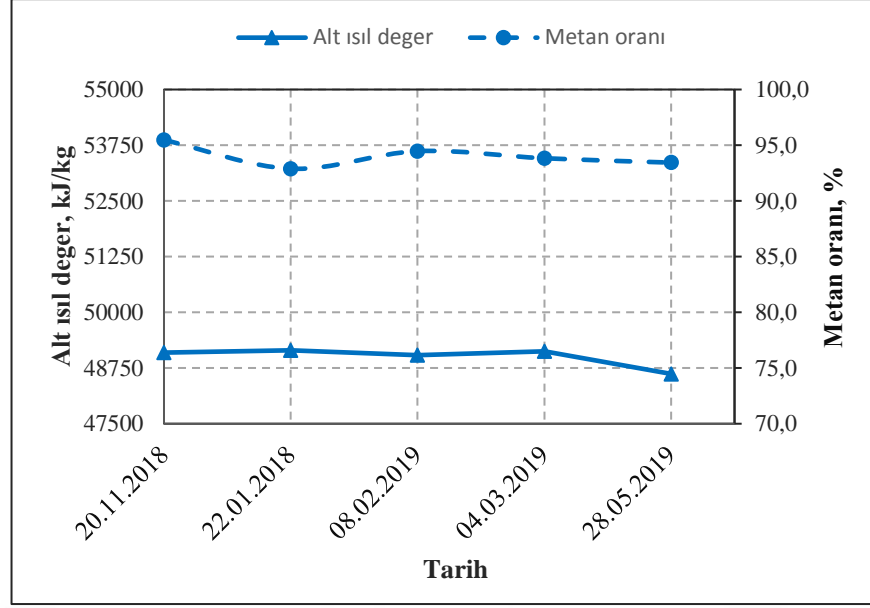
nedenle TSE tarafından onaylı doğal gaz dedektörleri temin edilerek, verilen talimatlara uygun olarak tavandan en fazla 10 cm aşağıda, havalandırmanın etkin olmadığı ölü bölgelere sesli ikaz yapan doğal gaz dedektörleri bağlanmıştır.

2.3 Doğal gaz Yakıtının Özellikleri

Deneylere başlamadan önce kullandığımız yakıtın özellikleri hakkında araştırmalar yapılmıştır. Alt ısı değer ve stokiyometrik hava miktarı, deney sonuçlarının yorumlanmasında oldukça önemli büyüklüklerdir. Hava fazlalık katsayısının doğru bir şekilde hesaplanması için yakıt içeriğinin tam olarak bilinmesi gereklidir. Doğal gaz yakıtı içerisindeki gazların miktarları coğrafik bölgelere göre farklılık göstermektedir. Egzoz emisyon ölçüm cihazları ile HFK'yı hesaplamak için genellikle yakıtta ait hidrojen, karbon ve oksijen miktarlarına ihtiyaç duyulur. Kullandığımız gaz normal ev ve iş yerleri için bulunan hatlardan kompresör vasıtasıyla 200 bar basınca sıkıştırılmaktadır. Gaz içeriği, yakıtın temin edildiği firmadan 2018-2019 yılları için günlük ve aylık olarak alınmıştır. Şekil 2.9'da deneylerin yapıldığı bir yıl boyunca doğal gaz içerisindeki metan oranının ve alt ısı değerinin değişimi görülmektedir. İstanbul'un Avrupa yakasında kullanılan doğal gaz genellikle %95 oranında metan içermektedir. Bu bilgilere göre yakıtın alt ısı değeri 49000 kJ/kg olarak belirlenmiştir. Buna ilave olarak yakıtın temin edildiği günlere ait metan oranı ve alt ısı değeri Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Doğal gaz yakıtının aylara göre değişen içerik ve özellikleri.



Şekil 2.10 : Doğal gaz yakıtın alındığı günlere ait özellikler.

Çizelge 2.6'da bir aya ait ortalama gaz içeriği verilmiştir. Bu içeriğe göre yakıt özellikleri hesaplanmıştır. Fakat H/C oranı için emisyon cihazlarına girilen H/C oranının tam doğru HFK hesabı için yeterli olmadığı tespit edilmiştir. Yakıt içerisindeki N₂ ve CO₂ gazları 1 kg yakıtın yanması için gerekli hava miktarı üzerinde belli oranda etkiye sahiptir. Kimyasal yanma denkleminde yakıt içeriğine bu iki gaz da ilave edilerek hesap yapıldığı zaman sadece belirlenen H/C oranına göre elde edilen HFK'dan %2 civarı farklı sonuç ortaya çıkmaktadır. Özellikle $\lambda = 1,0$ koşullarında bu önemli bir fark oluşturmaktadır. Emisyon cihazı üzerinde düzeltilmesi pek mümkün olmayan bu hata deney sonuçları yorumlanırken veya deney koşulları ayarlanırken göz önünde bulundurulmuştur.

Çizelge 2.6: Deneylerde kullanılan doğal gazın kimyasal ortalama bileşimi.

Gaz	Formül	Mol oranı, %	Kütlesel oran, %	Alt ısııl değer, kJ/kg
Metan	CH ₄	94,277	88,799	50016
Etan	C ₂ H ₆	3,1889	5,6317	47489
Propan	C ₃ H ₈	0,796	2,0618	46357
Bütan	C ₄ H ₁₀	0,2939	1,0035	45530
Azot	N ₂	1,1655	1,9211	0
Karbondioksit	CO ₂	0,2255	0,5833	0
Toplam	-	99,9476	-	-

Çizelge 2.7'de yakıtın hesaplanan temel özellikleri verilmiştir. Farklı bölgelerden elde edilen doğal gazın içeriği farklı olsa da Azot içeriği genellikle %0,5 değerinin altına

inmemektedir. Dolayısıyla hesaplarda Azot daima göz önünde bulundurulmalıdır. Çizelge 2.8’de her iki yakıtta ait temel özellikler verilmiştir.

Çizelge 2.7 : Ortalama bileşime göre hesaplanan yakıt özellikleri.

Doğal gaz	Birim	Değer
Mol ağırlığı	kg/kmol	16,98
Yoğunluk (1 atm, 298K)	kg/m ³	0,758
Stoki. Hava miktarı	kg hava/ kg yakıt	16,8
Alt ısı değer	kJ/kg	49000
H/C	-	3,9

Çizelge 2.8 : Doğal gaz ve benzin yakıtının temel karışım özellikleri.

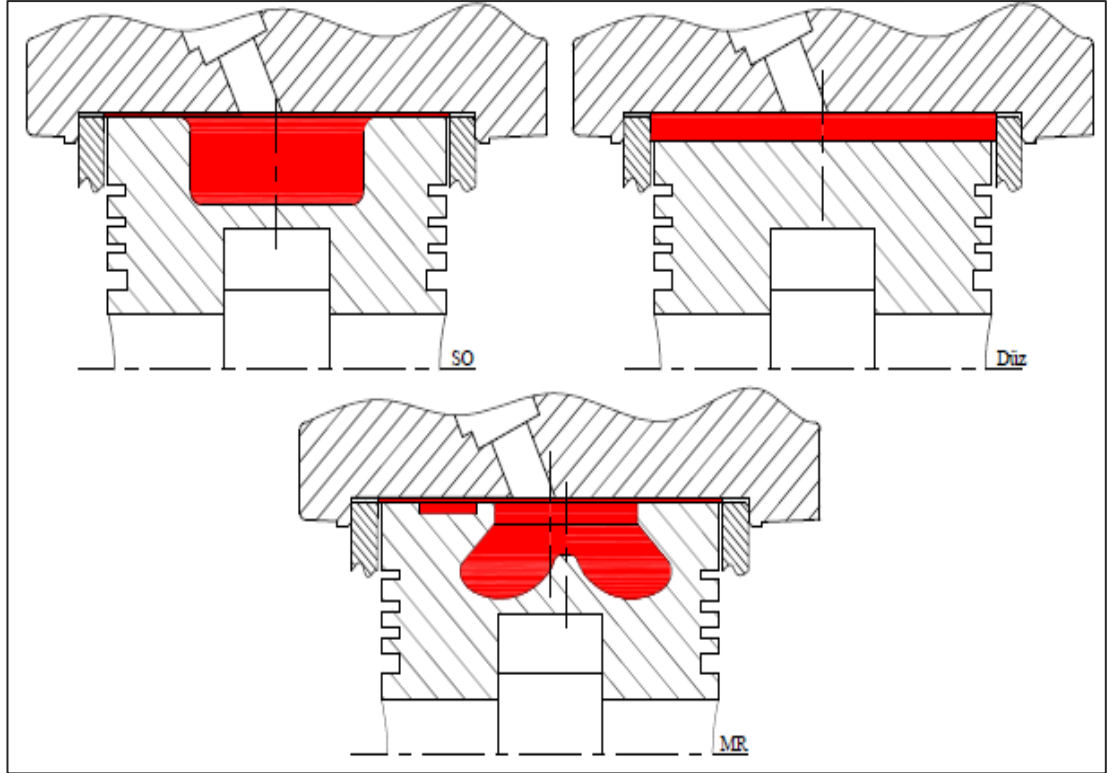
Yakıt	Alt Isıl Değer, kJ/kg	Sto. Hava Miktarı, kg hava/ kg yakıt	Karışımın Alt Isıl değeri ($\lambda =1$), kJ/kg karışım
Doğal gaz	49000	16,8	2752,8
Benzin	44000	14,6	2820,5

2.4 Kullanılan Yanma Odası Geometrileri

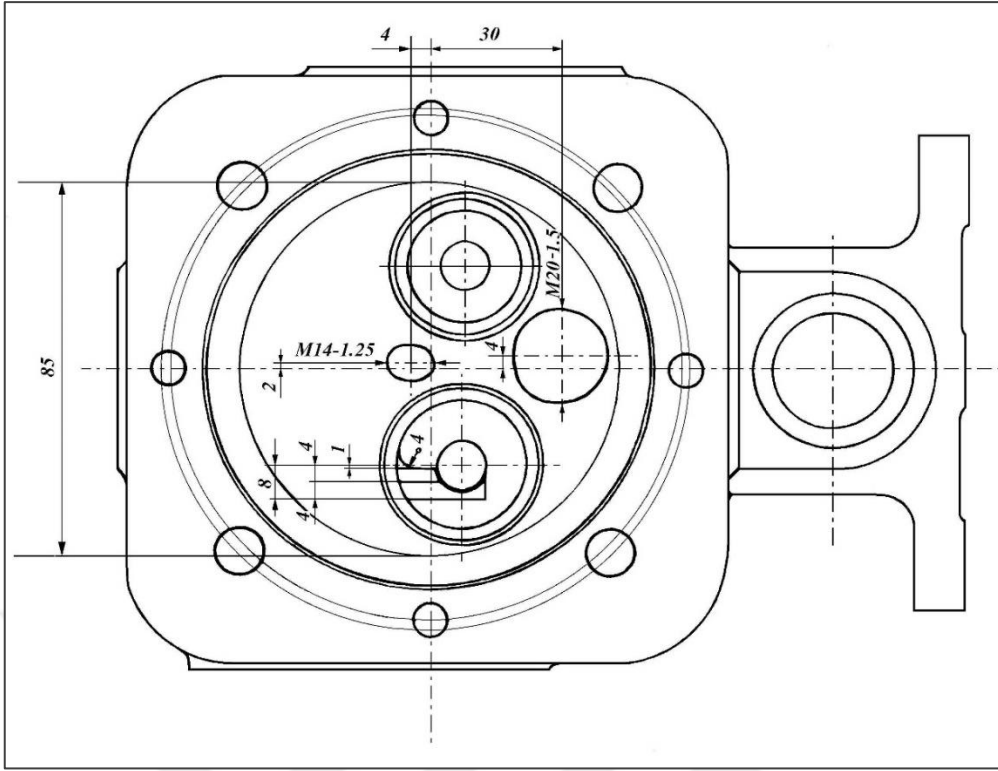
Tez çalışmasında üç farklı yanma odası geometrisi kullanılmıştır (Şekil 2.11). Bu geometriler, pistonlar işlenmemiş halde temin edildikten sonra talaşlı imalat yöntemleri ile imal edilmişlerdir. Düz geometri için piston çapı genişliğinde yaklaşık 5,85 mm derinlikte talaş kaldırılmıştır. Silindirik oyuklu pistonda ise 48,5 mm çapında, 18 mm derinliğindedizel motorların yanma odasına benzer silindirik bir oyuk piston merkezine açılmıştır. MR olarak adlandırılan tasarımda ise piston dik kesitinde ω biçimli bir yanma odası şeklinin üzerine pistonun üstten bakıldığında yarım hilal şeklinde bir kanal ilave edilmiştir. İlave kanalın oyuk içerisinde swirl hareketini artırıcı bir etki yapmaktadır. Bu sayede türbülans şiddetinin en fazla MR, en az da düz geometride oluşması beklenmektedir. Her üç geometriye ait şematik kesit görüntüleri Şekil 2.12’de verilmiştir. Üç farklı yanma odası hem benzin hem de doğal gaz yakıtı ile farklı deneylere tabii tutulmuştur. İleride anlatılacağı gibi özellikle ısı açığa çıkışı ve yanma süresi, yanma odası geometrilerinden oldukça etkilenmektedir. Buji sabit bir konumda olup silindir merkezinden 4 x 2 mm kaçık olarak yerleştirilmiştir (Şekil 2.13). Sıkıştırma oranı 12 olarak seçilmiştir. Motorun yapısal özellikleri gereği yaklaşık 6,8 cm³ ölü hacim bulunmaktadır. Sıkıştırma oranı 12 için oyuk hacimleri 34,5 cm³ tür.



Şekil 2.11 : Deneyleerde kullanılan yanma odası geometrileri, SO (a), MR (b), İşlenmemiş (c), Düz (d).



Şekil 2.12 : Pistonlar üzerinde oluşturulan yanma odalarının şematik kesit görünüşü.



Şekil 2.13 : Deney motoruna ait silindir kafasının alttan görünüşü.

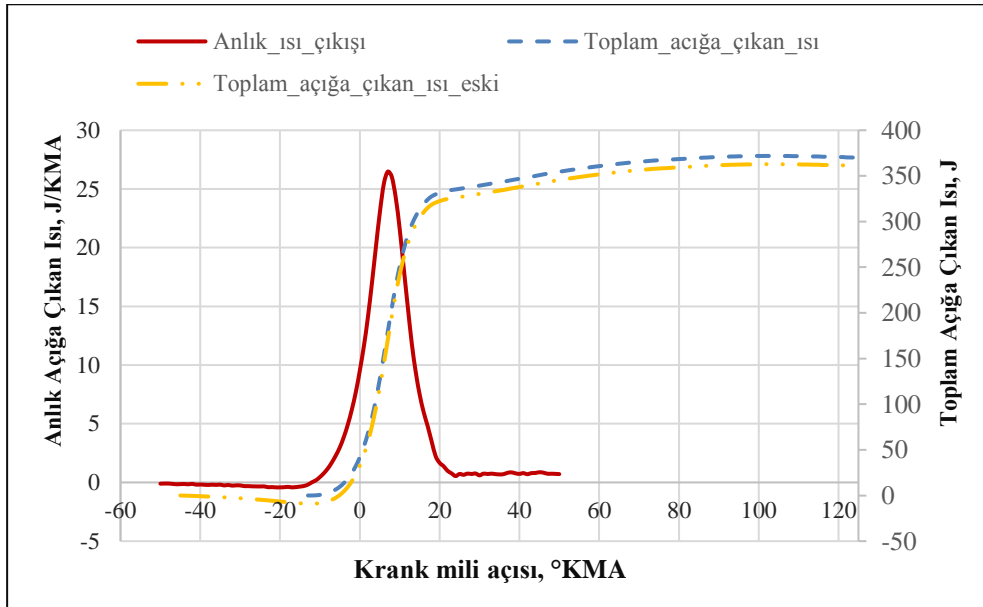
3. TERMODİNAMİK YAKLAŞIMI İLE YANMA ANALİZİ

Bölüm 4'te doğal gaz ve benzin yakıtı için farklı yanma odası geometrilerinin etkisi iki temel başlık altında incelenecektir. Yanma süreci hakkındaki değerlendirmeler; tutuşma gecikmesi, yanma süresi ve ısı açığa çıkış eğrileri göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Bu etki ve sonuçlarını daha belirgin şekilde ortaya koymak için temel termodinamik yaklaşımları içeren, sanki boyutlu bir hesap yönteminden faydalanılmıştır. Bu yöntem ilk olarak 2017 yılında tamamlanan bir doktora tez çalışmasında tanımlanmış ve kullanılmıştır [4]. Mevcut yöntem üzerine bir takım yeni süreçler ve yanma rejimini ifade eden boyutsuz sayıların hesabına yönelik ilaveler yapılmıştır. Literatürdeki benzer çalışmalar ile kullanılan modelin sonuçları karşılaştırılmıştır. Tüm bu hesapların yapılmasında “Python” programı kullanılmıştır. Hesap adımları ve süreçler aşağıda ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

3.1 Yanma Sırasında Açığa Çıkan Isı Miktarının Hesabı

Silindir içi basınç ölçüm sonuçları Kistler Kibox veri toplama sistemi vasıtasıyla bilgisayar üzerine aktarılmaktadır. Fakat bu bilgilerin anlamlı bir hale gelmesi için bazı süreçlerden ve hesaplamalardan geçmesi lazımdır. Öncelikle 200 çevrimi temsil eden bir ortalama çevrim elde edilmelidir. Bu ortalama çevrim kullanılarak başta indike değerler olmak üzere, maksimum silindir basıncı, basınç artış oranı, anlık ısı açığa çıkışı, toplam ısı açığa çıkışı, yanan yakıt yüzdelerinin yeri (%5, %10, %50, %90), vb. bilgiler oluşturulan program ile tekrar hesaplanmaktadır. Burada en önemli fark ısı açığa çıkışı ile ilgilidir. Kistler Kibox yazılımında ısı açığa çıkışı için hesabın hangi aralıklarda yapılacağı kullanıcı tarafından belirlenmektedir. Bu değer hesaplanmasında, bitiş noktası genişlemenin sonu olarak seçilebilir. Bu sınırın geniş tutulması sorun teşkil etmez. Çünkü toplam ısı açığa çıkış değerinin maksimum olduğu yer, yanmanın bittiği nokta olarak program tarafından otomatik olarak belirlenir. Fakat başlangıç için aynı durum söz konusu değildir. Genel yaklaşım olarak ateşleme avansından biraz önce toplam ısı açığa çıkış hesabına başlanmaktadır. Avansın her değişiminde bu başlangıç noktası da güncellenmelidir. Böyle olsa bile tutuşma

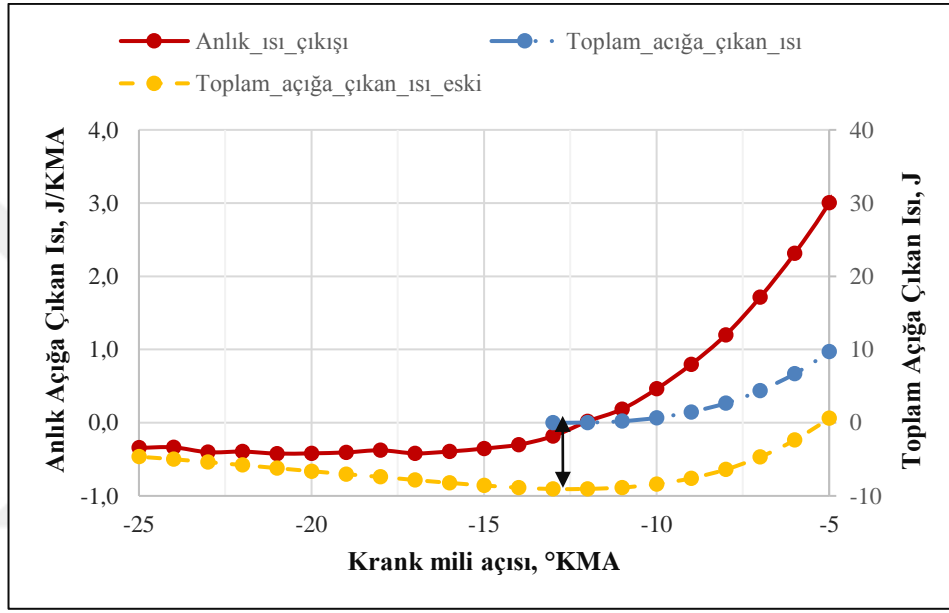
gecikmesi nedeniyle doğru başlangıç noktasını kestirmek güçtür. Alternatif bir yol olarak avans değerinin ulaşmayacağı bir konum örneğin ÜÖN'den önce 45 °KMA seçilip, tüm çalışma bölgelerini kapsamaya düşünülebilir. Zaten Kistler de bu usule göre çalışmaktadır. Fakat bu durumda toplam ısı açığa çıkış hesabı -45 °KMA'dan itibaren negatif değerlerin toplanması şeklinde anlık ısı açığa çıkışının pozitif olduğu ilk yere kadar gelmektedir. Dolayısıyla sıfır değerinden başlanması gereken toplam ısı açığa çıkış hesabı, eksi bir değere sahip olduğu için bir süre daha negatif olarak gözükülecektir (Şekil 3.2). Bu hata tutuşma gecikmesi, %5 yakıtın yandığı yer ve yanma süresi konusunda sapmalara sebep olmaktadır. Özetlemek gerekirse doğru bir toplam açığa çıkan ısı hesabı için, anlık açığa çıkan ısının son negatif değere sahip olduğu (herhangi bir noktaya göre hesaba başlanmış toplam açığa çıkan ısı eğrisinin eğiminin değiştiği son nokta) yani duyulur ısının ilk görüldüğü konum belirlenmeli ve toplam ısı açığa çıkışı bu noktadan başlatılmalıdır. Tez içerisinde bu konum duyulur ısı (DI) noktası olarak ifade edilmektedir. Bu ayrıntı yeni yazılan program içerisine ilave edilmiştir. Böylece iki farklı yakıtın tutuşma gecikme süreleri doğru bir şekilde hesaplanmaktadır. Şekil 3.1'de anlık ısı ve toplam ısı açığa çıkış değerleri verilmiştir. Turuncu renkle gösterilen sabit bir noktadan başlayan toplam ısı hesabı, duyulur ısının ilk görüldüğü noktadan başlayan hesaba (kesikli) göre daha az ısının açığa çıktığını göstermektedir.



Şekil 3.1 : Anlık ve toplam ısı açığa çıkışları.

Şekil 3.2'de toplam ısı hesabı başlangıç noktaları büyütülmüş şekilde verilmiştir. Burada ısı açığa çıkışı Rassweiler - Withrow yaklaşımı ile hesaplanmaktadır. İhtiyaç

halinde kullanıcı bu denklem içerisinde yer alan politropik üs değerini de değiştirebilir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'deki çalışma noktasında, ateşleme avansı ÜÖN'den 20 °KMA öncedir. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi -13 °KMA konumundan -12 °KMA'ya giderken anlık açığa çıkan ısı değeri pozitif olmakta ve genişleme zamanının ortalarına kadar pozitif olarak kalmaktadır. Burada 8 °KMA bir tutuşma gecikmesi hesaplanmıştır. Duyulur ısı noktasında açığa çıkan toplam ısı değerleri arasında 10 J fark bulunmaktadır. -13 °KMA konumu yukarıda anlatılan başlangıç noktasının belirlenmesi yöntemine göre hesaplanmıştır.



Şekil 3.2 : Anlık ve farklı başlama noktasına göre toplam ısı açığa çıkışı.

Python'da oluşturulan basınç bilgisi işleme programı yukarıda anlatılanlara ilave olarak yanma süreçlerini farklı değerler arasında hesaplayarak göstermektedir. Çizelge 3.1'de yanan yakıt miktarına ait farklı temel noktalar ile ateşleme avansı ve duyulur ısı noktası arasındaki geçen süreler gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 :Python programı ile yanma sürelerinin hesap sonuçları.

Bitiş Yeri	DI	5%	10%	50%	90%
Başlama Yeri	Geçen Süre, °KMA				
AA	8	17	19,5	27,3	43,27
DI	-	9	11,5	19,26	35,27
5%	-	-	2,49	10,26	26,27

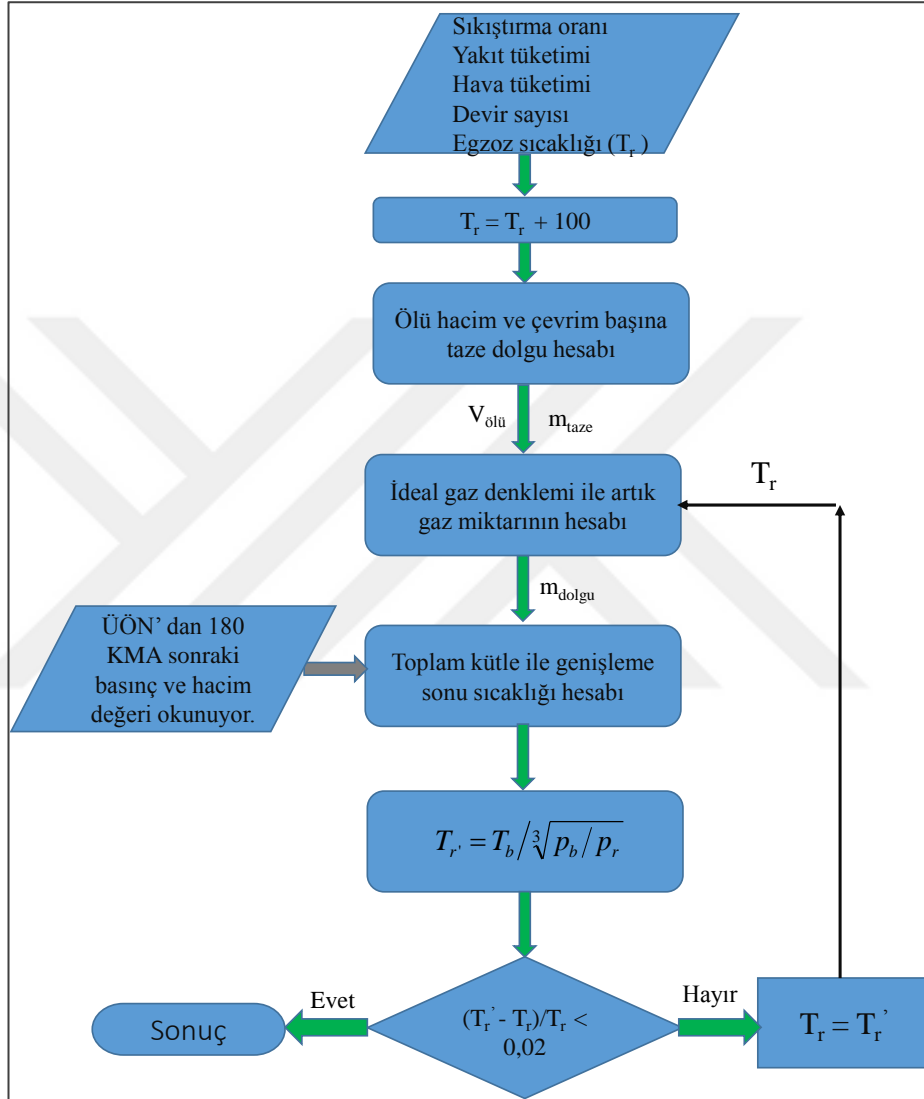
Oluşturulan kod ile kullanıcı isterse silindir içi ortalama sıcaklık hesabı yapabilmektedir. Bunun için motor dönme sayısı, hava ve yakıt tüketim değerleri (kg/h), sıkıştırma oranı ve egzoz gaz sıcaklığını girmesi istenmektedir. Bunlara ilave

olarak artık gaz miktarı da hesaba dahil edilmektedir. Artık gaz miktarının hesabında piston üst ölü noktada iken ideal gaz denklemi kullanılarak artık gazların kütlesi belirlenmiştir. Farklı çalışmalarda artık gaz miktarının hesabına yönelik ampirik ifadeler verilmektedir. Üç farklı çalışmadaki [33-35] verilen formüller ile bu yaklaşım sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak artık gaz miktarları arasında % 3-5 sapma ile benzer değerler elde edilmiştir. Kullanılan yaklaşımda en önemli konu artık gazların sıcaklığının tespiti olmuştur. Termo eleman ile ölçülen egzoz sıcaklığı zamana göre ortalama ölçüm olduğu için gerçek egzoz gaz sıcaklığından daha az değer göstermektedir. Çünkü egzoz supabının kapalı olduğu zaman diliminde soğuma olmaktadır [36]. Doğru egzoz gaz sıcaklığı için kütle ortalaması prensibine göre ölçüm yapılmalıdır. Gerçek egzoz gaz sıcaklığı için 90-170 K bu değere ilave edilebilir. Kullandığımız yaklaşımda artık gaz sıcaklığının ölçülen egzoz gaz sıcaklığına eşit olması kabulü yapılmıştır. Fakat [36] numaralı kaynakta belirtildiği gibi silindir içindeki gerçek gaz sıcaklığı egzoz manifoldundan ölçülen kütle ortalamalı sıcaklığa göre 225-250 K daha yüksek olması beklenir. Gerçek artık gaz sıcaklığı için [34] numaralı kaynakta verilen artık gaz sıcaklığını iterasyon yolu ile hesaplama usulü kullanılmıştır.

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b/p_r} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1 yanmış gazların tamamen izantropik genişlediği varsayımından elde edilmektedir. Burada T_b , genişleme sonu sıcaklığı, p_b genişleme sonu basıncı ve p_r egzoz ortalama basıncını ifade etmektedir. Normal emişli motorlar için egzoz ortalama basıncı 1 bar alınabilir. Genişleme sonu basıncı 200 çevrimi temsil eden çevrimdeki ÜÖN'den 180 °KMA sonraki değer olarak program tarafından okunur. Gerçek egzoz sürecinde sistemden kütle çıkışı olmaktadır. Fakat her iki durumda da yani gerçek egzoz süreci veya izantropik genişleme durumunda sistemin hal değişimi sonrası basıncı aynı olmaktadır. Dolayısıyla Atkinson çevriminde olduğu gibi aşırı genişlemeli bir motor yaklaşımı ile egzoz süreci sıcaklığını hesaplamak mümkündür. Şekil 3.3'te artık gaz hesabında programın takip ettiği akış şeması verilmiştir. Kullanıcı tarafından girilen egzoz gaz sıcaklığı ilk adım hesapta bir defa kullanılmakta eğer iterasyona ihtiyaç duyulursa denklem 3.1 ile hesaplanan artık gaz sıcaklığı ikinci adım için başlangıç koşulu alınmaktadır.

Program ateşleme anındaki sıcaklık ve basınç bilgilerini de kaydetmektedir. Bu bilgi doğal gaz ve benzin yakıtının yanmaya başlama noktasındaki laminer yanma hızı değerinin hesabında kullanılabilir. Oluşturulan bu program, silindir içi basınç ve hacim bilgisinden yola çıkarak hızlı bir şekilde yukarıda anlatılan büyüklükleri hesaplayıp kullanıcıya vermektedir.



Şekil 3.3 : Artık gaz hesabının akış şeması.

3.2 Sanki Boyutlu Termodinamik Model

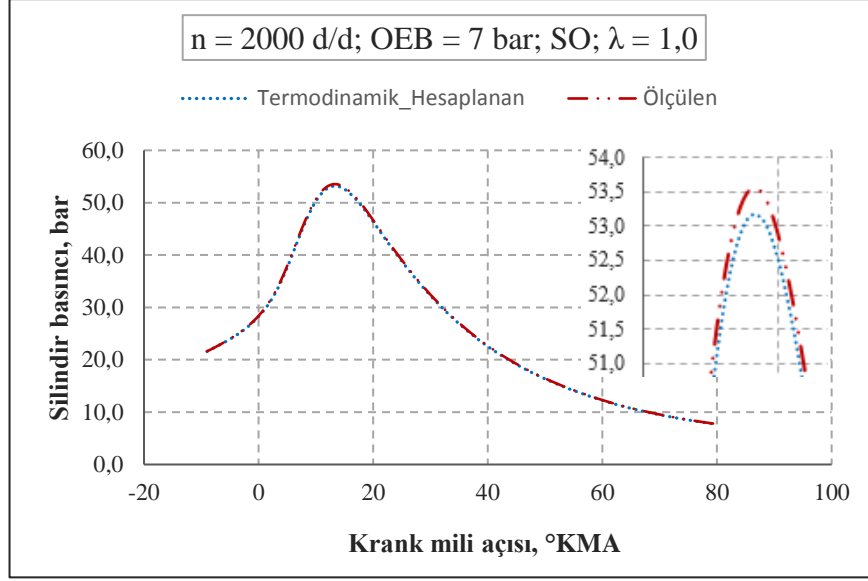
Tez kapsamında deneysel çalışmalar daha geniş bir yer kaplamaktadır. Fakat yanma süreci hakkında detaylı bilgi edinmek için gerçek motor üzerinde oldukça maliyetli olan optik gözlem yapmak gereklidir. Bunun yerine üç boyutlu hesap ve analiz programları ile de yanma olayı hakkında araştırmalar yapılmaktadır. Fakat bu programlar ile güvenilir bir model ortaya koymak için kapasiteli bilgisayarlara ve

zamana ihtiyaç vardır. Bu yöntemlerin dışında, yanma sürecinin bir sonuç çıktısı olan silindir içi basınç değerlerinden yola çıkılarak, yanmış ve yanmamış bölgere ait fiziksel büyüklüklere ait ortalama değerlerin, termodinamik süreçler ile hesaplanması mümkündür. Böyle bir hesap yöntemi ile alev ilerleme ve tüketim hızları, adyabatik sıcaklıklar, türbülans şiddeti, yanma rejiminin belirlenmesinde kullanılan boyutsuz sayılar (Re, Da, Ka) hakkında temel değerlendirmeler yapılabilir. Kullanılan model, ölçülen silindir içi basınç değerlerini kullanarak, açığa çıkan toplam ısı değerinin hesaplanması ile başlamaktadır. Bu hesap için yanmanın başladığı noktanın nasıl belirlendiği bölüm 3.1’de ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Bu süreçten sonra sadece yanmanın başladığı kabul edilen (hesaplanan) noktadaki ölçülen silindir içi basınç değeri kullanılmaktadır. İlerleyen süreçte anlık silindir hacmi, açığa çıkan toplam ısı eğrisi ve çevrime giren toplam dolgu miktarı ile tüm süreç hesaplanmıştır. Her adım sonu elde edilen basınç ile gerçek ölçülen basınç değeri karşılaştırılmıştır. Bu hesap yönteminde yapılan bazı kabuller aşağıda verilmiştir.

- Yakıt hava karışımı ideal gazdır.
- Yakıt hava karışımı yanma odası içerisinde homojen olarak tüm hacmi kaplamıştır.
- Alev çeperinde veya yanan ve yanmamış bölgeler arasında ısı geçişi yoktur.
- Tüm Termodinamik süreçler izantropiktir.
- Yanma odası içerisinde alev küresel olarak ilerlemektedir.
- İzantropik sıkıştırma ve genişleme için üs değeri 1,33 kabul edilmiştir.

Hesap adımı olarak 1 °KMA seçilmiştir. Termodinamik hesap yöntemi; hesaba başlama süreci ve hesap ilerleme süreci olarak iki temel başlıkta incelenmiştir.

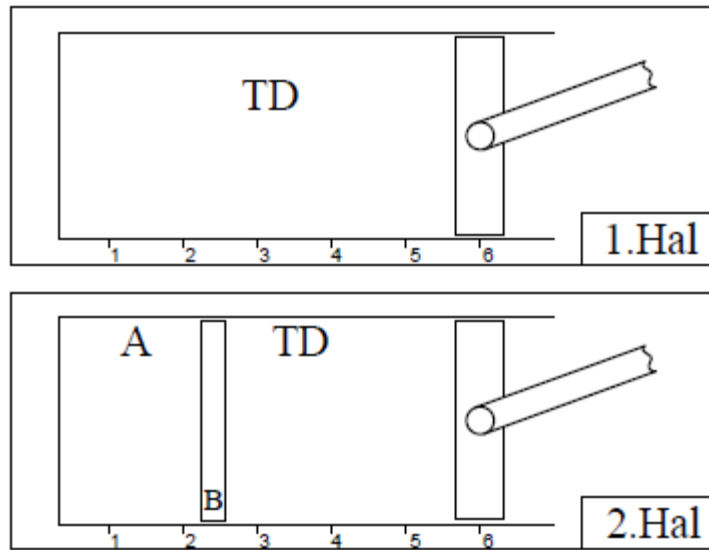
Bölüm 3.2.1 ve 3.2.2’de tanımlanan termodinamik yöntemle hesaplanan ve ölçülen basınç değerleri Şekil 3.4’te verilmiştir. Görüldüğü gibi yanma odasının farklı bölümlere ayrılması ve bir takım termodinamik süreçler tanımlanmasından sonra elde edilen basınç değeri ölçülen ile çok yakın sonuçlar vermiştir. Bu iki eğri büyük ölçüde çakıştığı için Şekil 3.4’te tam görülemeyebilir. Büyültülmüş görüntüde en yüksek basınçların olduğu konumda 0,5 bar civarı bir basınç farkı ortaya çıkmıştır. Ortaya çıkan hata (%1) ihmal edilebilecek seviyededir.



Şekil 3.4 : Ölçülen ve termodinamik yöntemle hesaplanan basınç değerleri.

3.2.1 Hesaba başlama süreci

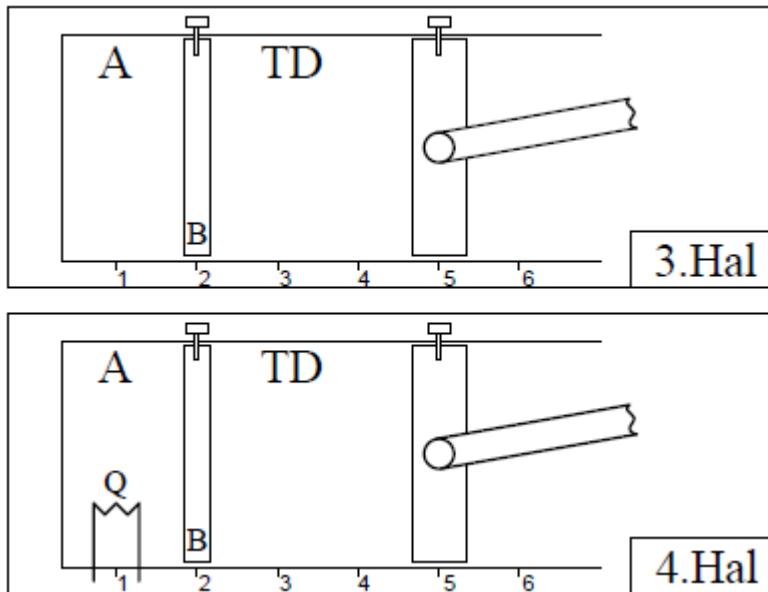
Hesabın başladığı, yanmanın başladığı (duyulur ısının görüldüğü ilk nokta), adımdaki anlık silindir hacmi içerisinde sadece hava - yakıt karışımı (TD) vardır (Şekil 3.5). Bu durumda ana piston 6 numaralı konumdadır. Bu adımda yanacak hava yakıt karışım miktarı ölçülen silindir basınçlarından hesaplanmış durumdadır. Yanacak dolgu miktarının kapladığı hacim B pistonu yardımı ile ayrılır. Bu durum Şekil 3.5'te 2 hali olarak gösterilmiştir. Yanacak karışım, bu durumda alev bölgesi (A) olarak tanımlanmıştır. Yanma odasının basıncı ölçülen silindir içi basınç değerine eşittir. Sıcaklık değeri de ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır.



Şekil 3.5 : Hesap başlangıcında yanma odasının bölünmesi.

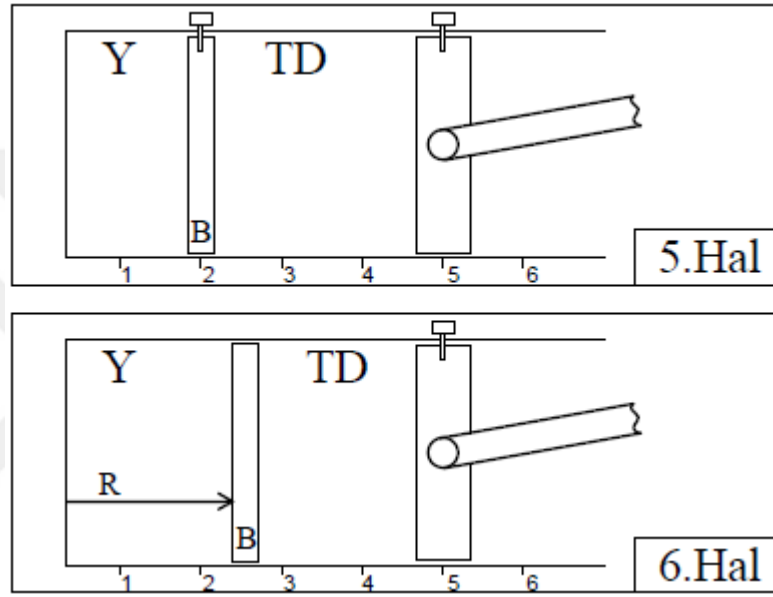
Daha sonra krank miline bağı olarak hareket eden ana piston ile hesap için seçilen adım değerine (1 °KMA) göre adım sonundaki toplam yanma odası hacmine kadar izantropik sıkıştırma veya genişleme gerçekleşir. Bu süreçte Şekil 3.6'da görüldüğü gibi ana pistonun 5 numaralı konuma geldiği kabul edilmiştir. Aynı süreçte, şu an için serbest hareket eden B pistonunun konumu da değişmiştir. A ve TD bölgelerinin yeni hacimleri, toplam hacim içerisindeki kapladıkları hacim oranına göre yeniden hesaplanır. Yeni hacim ve basınç değerine göre sıcaklık yeniden elde edilir. Bu adımda bölgelerin basınçları ve sıcaklıkları aynıdır. Alev bölgesindeki yanma, dışarıdan ısı girişi olarak tarif edilmiştir (4. Hal). Bu ısı girişi öncesi ana ve B pistonları bir pim yardımıyla sabitlenmiştir (Şekil 3.6). 3-4 hal adımında ilave edilen ısı, açığa çıkan toplam ısı miktarından hesaplanmıştır. B pistonunun sabitlenmesi nedeniyle bu süreçte buji ateşlemeli motorlar için kabul edilen sabit hacimde ısı girişi gerçekleşir (Şekil 3.6). Isı girişinden dolayı alev bölgesinin sıcaklık ve basıncı artar. 4. halde kapalı sistemler için enerji korunumu denklemi (termodinamiğin birinci yasası) ile alev bölgesinin sıcaklığı, 3.2 ile hesaplanır. Bu halde alev (A) ve taze dolgu (TD) bölgelerinin sıcaklık ve basınç değerleri birbirinden farklıdır. A bölgesinde hesaplanan sıcaklık değeri adyabatik yanma sıcaklığı olarak kabul edilebilir. Alev ve taze dolgu bölgeleri arasında ısı geçişi olmadığı kabul edilmiştir.

$$T_4 = \frac{Q}{m_{4A} * \left(\frac{R}{k-1}\right)} \quad (3.2)$$



Şekil 3.6 : Ana piston hareketiyle sıkıştırma ve ısı girişi.

Hesaba başlama sürecinin son adımında B pistonunun hareketini engelleyen pim kaldırılır. Isı girişi tamamlandığı için artık alev bölgesi yanmış karışım (Y) olarak tanımlanmıştır. Yanmış bölgenin (alev bölgesinin) basıncının yüksek olmasından dolayı piston 3 numaralı konuma doğru hareket eder (Şekil 3.7). Bu hareket izantropik bir genişleme süreci olarak kabul edilir. Süreç sonunda her iki bölgenin basıncının aynı olduğu bir denge hali oluşur (Şekil 3.7). Bu durumda (6. Hal) denge konumundaki hacim değerlerine göre izantropik hal değişimi denklemleri ile basınç ve sıcaklık değerleri hesaplanır (denklem 3.5).

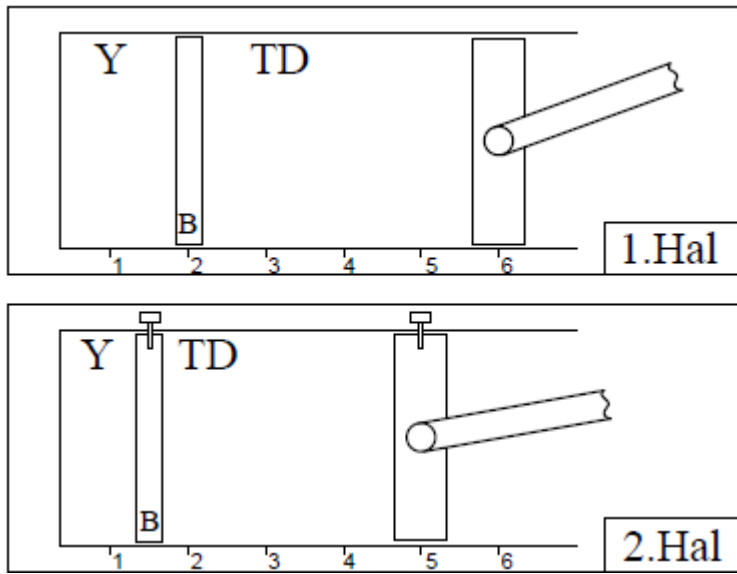


Şekil 3.7 : Bölgeleri ayıran pistonun serbest bırakılması ile denge haline gelmesi.

Hesap süreci sonunda aynı basınçta fakat farklı sıcaklıklarda olan iki bölge mevcuttur. Hesap sonu için elde edilen basınç değeri, ölçülen gerçek basınç değeri ile karşılaştırılabilir. Alevin küresel olarak ilerlediği kabulü ile yanmış bölgenin hacmi kullanılarak yarım küreye ait bir yarıçap değeri hesaplanır. Bu yarıçap Şekil 3.7’de “R” harfi ile şematik olarak gösterilmiştir. Hesap ilerleme adım aralığına ve motor dönme sayısına bağlı olarak birim zamanda bu yarıçap değerindeki değişim, alev ilerleme hızı (yanmış ürünlerin genişleme hızı) olarak tanımlanmıştır (3.16). Hesaba başlama süreci her çevrimde sadece bir defa kullanılır. Böylece hesap sonunda yanma odası içinde basınç dengesine ulaşmış iki farklı bölge oluşturulur. Bilindiği gibi yanma odası içerisinde basınç hızlı bir şekilde yayılır ve her noktada aynı kabul edilir. Fakat sıcaklık değerleri her bölge için farklıdır. Daha sonra Bölüm 3.2.2’de tanımlanan hesap ilerleme süreci her krank mili adımında (hesap ilerleme adım aralığında) tekrarlanarak tüm hesaplamalar tamamlanır.

3.2.2 Hesap ilerleme süreci

Bölüm 3.2.1 sonucunda yanma odası aynı basınçta fakat farklı sıcaklık ve hacimde iki bölgeye ayrılmış durumdadır. Hesap ilerleme süreci artık her ilerleme adımı için tekrar tekrar kullanılacaktır. Buradaki temel fark, hesap yöntemi içerisinde yanma odası geçici olarak üç farklı bölgeye ayrılacak daha sonra hesap sonunda tekrar iki bölge hali gelip bir sonraki hesap adımının başlangıç koşullarını ifade edecektir. Şekil 3.8’de görülen iki bölge hali piston hareketiyle izantropik olarak sıkıştırılır veya genişletilir (ÜÖN’den sonra ise). 1 ve 2 halleri için bölgelere ait hacim, sıcaklık ve basınç değerleri bölüm 3.2.1 de kullanılan denklemler ile hesaplanır.



Şekil 3.8 : Hesap ilerleme sürecinin başlangıcındaki sıkıştırma süreci.

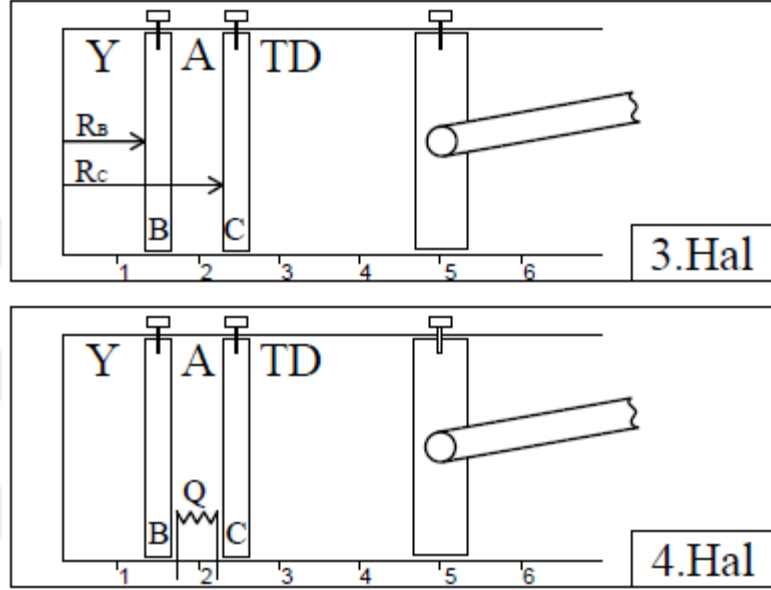
Bu adımda yanacak karışım kütlelerine karşılık gelen hacim, C pistonu ile taze karışım bölgesinden ayrılır. Taze karışım bölgesinin hacmi yeniden belirlenir. B (yanmış – alev bölgesi) ve C pistonları sabitlenmiştir (Şekil 3.9). Bu adımda (3 hali) yeni bir hız değeri hesaplanmıştır. Tüketim hızı olarak adlandırılan bu büyüklük, alev bölgesinin yanmış bölgeye dahil olma hızı olarak tarif edilebilir. Dolayısıyla B pistonunun, C pistonu konumuna gelme hızı, tüketim hızına eşittir. Denklem 3.3 tüketim hızı hesabı için kullanılmıştır.

$$S_T = (R_C - R_B)6n/\Delta\theta \quad (3.3)$$

Burada “n” motor dönme sayısını, $\Delta\theta$, °KMA cinsinden seçilen hesap ilerleme adımını temsil etmektedir. Ayrıca farklı kaynaklar tarafından tavsiye edilen 3.4 ile de ikinci bir kontrol hesabı yapılmıştır [37]. Burada “ A_F ” alev cephesinin ortalama yüzey alanını

göstermektedir. Bu değer, bir yarım kürenin yüzey alanını veren denklem ile elde edilir. Tüketim hızının belirlenmesinden sonra alev bölgesine, bu hesap adımında yanma sonucu oluşan ısı miktarı ilave edilir. Sabit hacimde ısı girişi sonrası alev bölgesinin basınç ve sıcaklığı artar.

$$S_T = \frac{d_m/d_t}{A_F \times \rho_u} \quad (3.4)$$



Şekil 3.9 : Yanma odasının üç farklı bölüme ayrılmış hali ve ısı girişi.

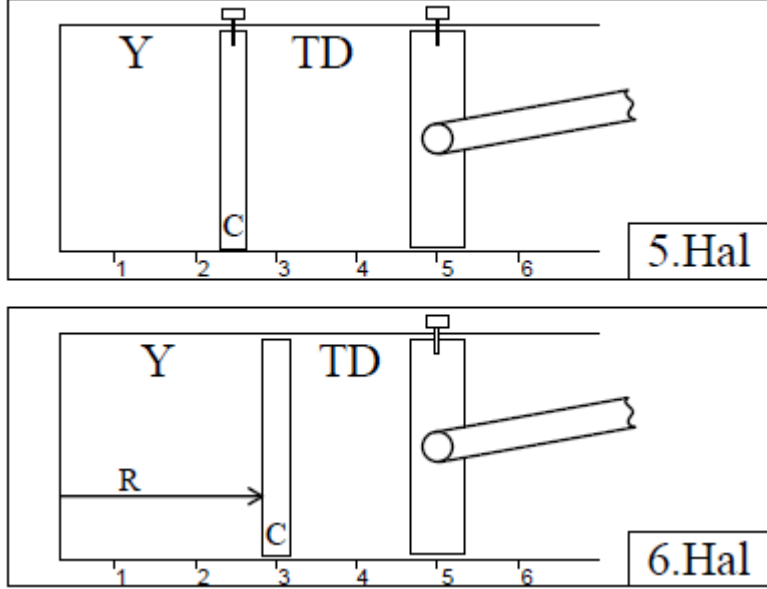
Daha sonra B pistonu kaldırılarak alev bölgesi ve yanmış bölge iç enerjileri sabit kalacak şekilde karışırlar. Enerjinin korunumu ilkesine göre yeni basınç ve sıcaklıklar hesaplanır. Yanma odası artık iki bölgeli hale gelmiştir. Son adım olarak C pistonunu sabitleyen pim kaldırılır ve piston sağa doğru izantropik bir genişleme hareketi yapar. Denge halindeki hacim denklem 3.5 ile hesaplanır [4]. Denge basıncı ve sıcaklığı politropik genişleme denklemleri ile hesaplanmıştır.

$$V_{6,Y} = \frac{V_t}{\left(\frac{p_{5,TD}}{p_{5,Y}}\right)^{1/k} * \left(\frac{V_{5,TD}}{V_{5,Y}}\right) + 1} \quad (3.5)$$

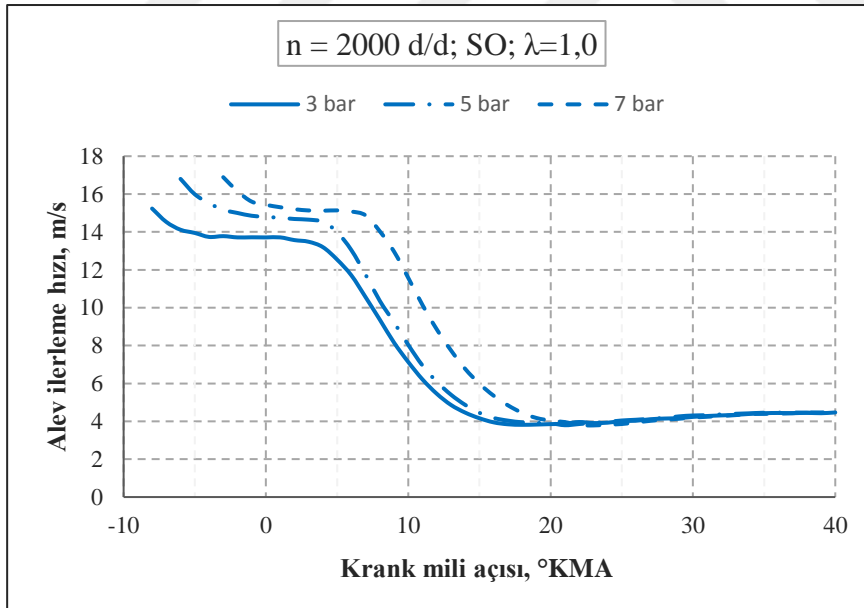
Denge halindeki yanmış bölgenin hacminden bir yarıçap hesaplanır. Yanmış bölgenin yarım küre şeklinde ilerlediği kabul edilmiştir. Bir önceki hesap adımından elde edilen küresel hacmin yarıçapı ile arasındaki fark hesap ilerleme adımı ve motor dönme sayısı ile eşleştirilerek alev cephesinin ilerleme hızı veya yanmış bölgenin genişleme hızı

(S_G) 3.6 ile elde edilir. Böylece hesap ilerleme adımı sona ermiş olur. Bu son hal aynı zamanda bir sonraki hesap adımının başlangıç koşuludur.

$$S_G = (R_i - R_{i-1})6n/\Delta\theta \quad (3.6)$$



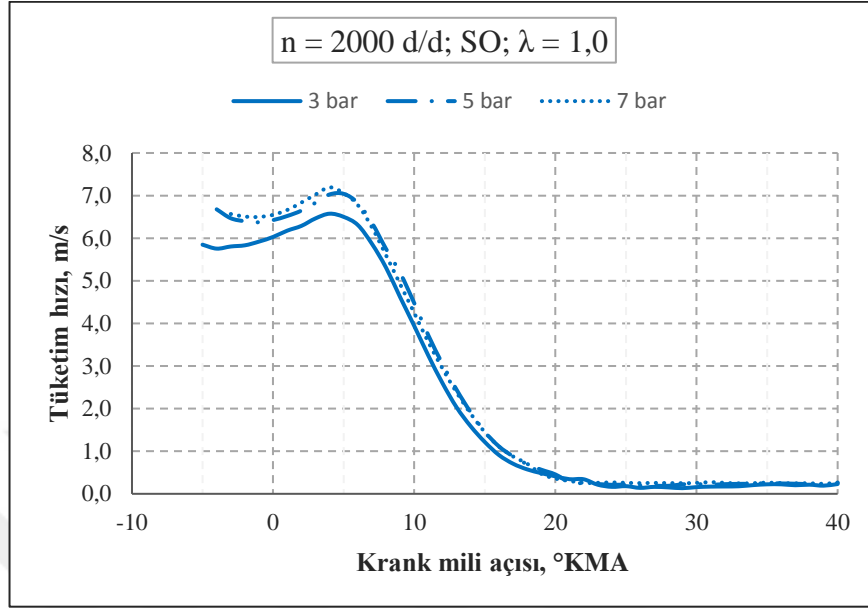
Şekil 3.10 : Hesap ilerleme adımı için denge hali ve ilerleme hızının hesaplanması.



Şekil 3.11 : Termodinamik hesap yöntemi ile elde edilen alev ilerleme hızları.

Yanma süreci sona erene kadar bölüm 3.2.2 sürekli tekrar edilir. Bu yöntemle hesaplanan farklı hızların değişimi Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de gösterilmiştir. Tüketim hızı yük değişiminden daha az etkilenmiştir. Alev ilerleme hızında belli bir noktadan sonra (> 20 °KMA) sanki sabit bir hızda ilerleme olmuş gibi bir görünüm vardır (Şekil 3.11). Bu değişim tamamen pistonun hareketiyle yanma odasındaki hacmin artış hızına

karşılık gelmektedir. Dolayısıyla belli bir noktadan sonra hesabı durdurmak gerekebilir. Şekil 3.12’de verilen tüketim hızının da bu esnada 0 değerine çok yaklaştığı görülmektedir.

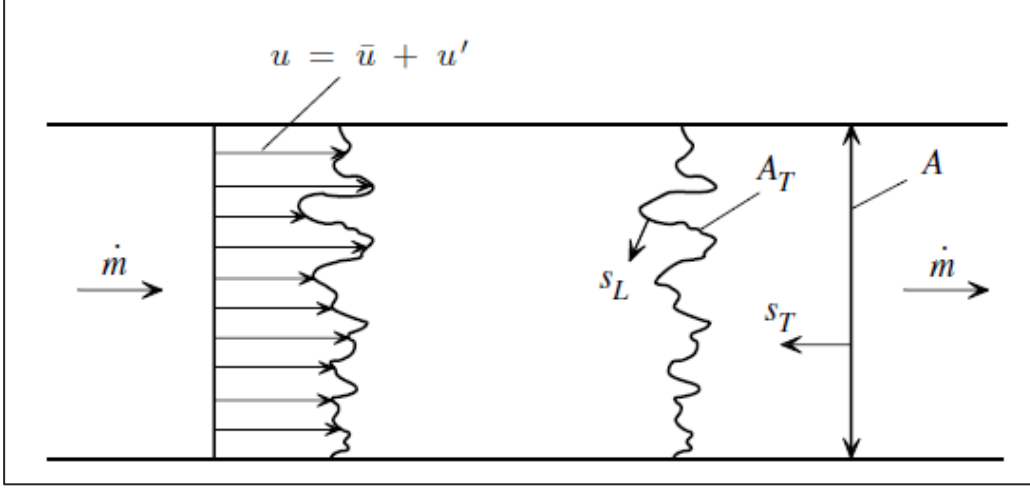


Şekil 3.12 : Termodinamik hesap yöntemi ile elde edilen tüketim hızları.

3.3 Termodinamik Model ile Yanma Rejiminin Belirlenmesi

Tarif edilen modelde küresel olarak yayıldığı kabul edilen bir alevin yanma hızı hesaplanmıştır. Hesaplanan bu hızın laminer alev hızına oranının türbülans şiddetinin değişimi hakkında bir bilgi verdiği belirtilmiştir. Bu model ve yeni ilave edilen hesap adımları yukarıda açıklanmıştır. Bu model üzerinde hesaplanan tüketim hızı kullanılarak türbülans şiddetinin değeri hakkında bir bilgi edinmek mümkündür. Tez çalışmasında bu değerler kullanılarak Re , Da , Ka boyutsuz sayıları yardımı ile türbülanslı alev rejiminin, yakıt cinsi ve yanma odası geometrilerine bağlı olarak nasıl değiştiği incelenmiştir.

Alev ilerleme hızı S_G , türbülanslı yanma (tüketim) hızı S_T olarak ifade edilecektir. Literatürde yapılan çalışmalarda türbülanslı yanma hızının laminer hıza oranını ifade eden denklemler mevcuttur. Damköhler tarafından ortaya atılan teoriye göre türbülans ortamında alev cephesi buruşur. Dolayısıyla cephenin yüzey alanı artar (A_T). Şekil 3.13’te bu şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.13 : Alev cephesindeki buruşmalar [38].

3.3.1 Buruşma oranı ve türbülans şiddeti

Süreklilik denkleminde göre birim zamanda tüketilen karışım miktarı yani A_T alanından geçiş yapan kütle miktarı 3.7 ile hesaplanır.

$$\dot{m} = \rho_u S_L A_T = \rho_u S_T A \quad (3.7)$$

Bu denkleme göre kıvrılmış yüzey alanında her bir nokta laminar hızla ilerler. Bu alan ortalama düz bir alana indirgenirse (A) kütle debisi sabit kalacağı için hız artacaktır. Bu değer türbülanslı yanma (tüketim) hızı olarak tanımlanır. Denklem 3.7 düzenlenirse aşağıdaki hale gelir.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{A_T}{A} \quad (3.8)$$

Belirli şartlar altında 3.8 denkleminin sağ tarafı buruşma veya kıvrılma oranı (Wrinkling factor) veya faktörü olarak tanımlanır [39, 40]. Bu buruşma miktarı büyük oranda türbülans şiddetine bağlı olduğu için hızlar oranı ile türbülans şiddetinin ilişkisini ifade eden birçok çalışma yapılmıştır. Damköhler tarafından temel yaklaşım olarak denklem 3.9 tavsiye edilmiştir. Denklem 3.9'dan hareketle farklı araştırmacılar tarafından daha detaylı eşitlikler tanımlanmıştır [41-44]. Önerilen bu eşitliklerin bir kısmı denklem 3.10 – 3.13'te verilmiştir.

$$S_T/S_L = 1 + u' / S_L \quad (3.9)$$

$$S_T/S_L = 1 + C(u'^2/S_L^2) \quad (3.10)$$

$$\frac{S_T}{S_L} = 3,5 \left(\frac{u'}{S_L}\right)^{0,7} \quad (3.11)$$

$$S_T = S_{L,0} + 0,62 (u' S_{L,0})^{1/2} Re_t^{1/4} \quad (3.12)$$

$$\frac{S_T}{S_L} = 2,9 \left(\frac{u'}{S_L}\right)^{0,38} \left(\frac{p}{0,1}\right)^{0,38} \quad (3.13)$$

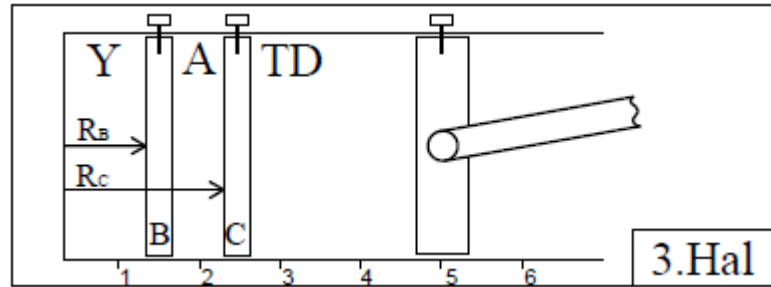
İfade edilen denklemlerin kullanımında dikkatli davranmak gereklidir. Çünkü verilen S_T ve S_L hızlarının nasıl hesaplandığı ve neyi ifade ettiği yazarlar arasında farklılık göstermektedir [37]. Bu çalışmada yukarıda belirtildiği gibi S_T tüketim hızı veya türbülanslı yanma hızı olarak tanımlanmıştır.

3.3.2 Türbülanslı yanma hızının hesaplanması.

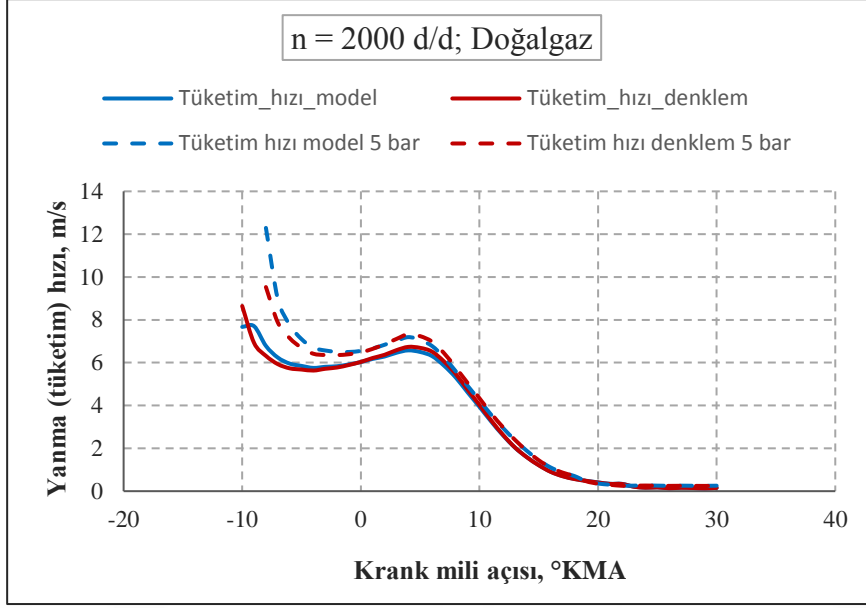
Tüketim hızının hesaplanması hakkında bölüm 3.2.2 ayrıntılı olarak bilgi verilmiştir. Denklem 3.4 aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$S_T = \frac{d_m/d_t}{A \times \rho_u} \quad (3.14)$$

Burada A yanmış ürünlerin kapladığı küresel hacmin yüzey alanıdır. Sonuç olarak B pistonunun (yanmış bölge ile alev bölgesini ayıran) Şekil 3.14'te verilen konumdan C pistonunun (alev bölgesi ile yanmamış karışımı ayıran) olduğu konuma gelme hızı yani alev bölgesini içine alma hızı tüketim hızı olarak tarif edilmiştir. Her iki yöntem ile de hesaplar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yeni tarif edilen tüketim hızı temel formülle çok yakın sonuçlar vermiştir (Şekil 3.15).



Şekil 3.14 : Hesap ilerleme sürecinin 4. Adımı.



Şekil 3.15 : Farklı yaklaşımlar ile hesaplanan tüketim hızı değerleri.

Hesaplanan tüketim hızı değeri ortalama bir değerdir. Genel (global) tüketim hızı olarak kabul edilebilir. Dolayısıyla silindir duvarlarına yakın bölgelerde tüketim hızları ortalamadan az, oyuk kenarlarında ise daha yüksek hızlar vardır.

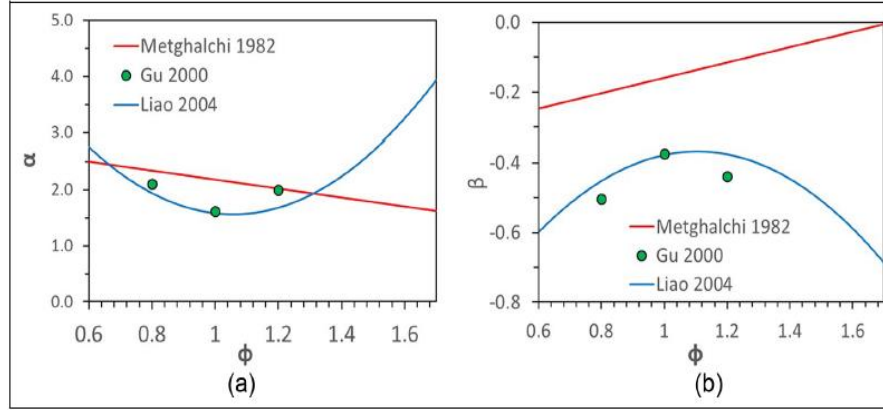
3.3.3 Laminer alev hızı hesabı

Laminer yanma hızı yakıt türüne, hava fazlalık katsayısına, ortam sıcaklık ve basıncına göre değişim göstermektedir. Yanma analizlerinde önemli bir değerdir. Geçmişten beri birçok araştırmacı belirli koşullar altında yaptığı deney sonuçlarına bağlı olarak ampirik ifadeler ortaya koymuşlardır. Genel hesap ifadesi 3.15 numaralı denklemde verilmiştir [45].

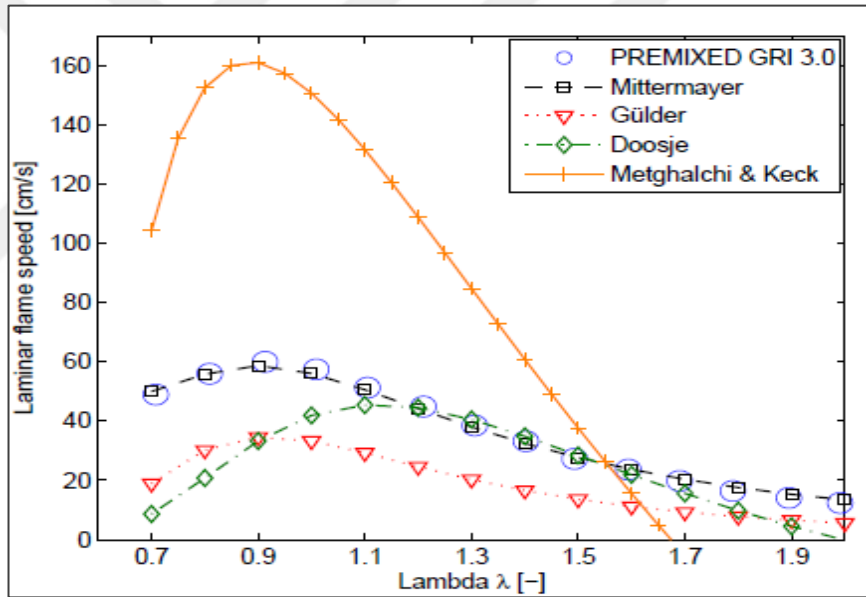
$$S_L = S_{L0} * \left(\frac{T_U}{T_0}\right)^\alpha * \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta (1 - 2,21 * x_{egr}^{0,773}) \quad (3.15)$$

S_{L0} referans şartlarındaki ($p_0 = 1 \text{ atm}, T_0 = 298K$) laminer hız olarak tanımlanır. Genellikle HFK'ya bağlı olarak hesaplanır. Metghalchi ve Keck tarafından tavsiye edilen yöntem laminer yanma hızı hesabında yaygın olarak kullanılmaktadır. Fakat son zamanlarda yapılan yeni çalışmalar, kimyasal kinetik (CHEMKIN) ve yeni deney düzenekleri ile elde edilen sonuçlar göre bu yaklaşımın belli koşulların dışında kullanılmaya uygun olmadığı vurgulanmıştır. Özellikle denklem 3.15'teki sıcaklık ve basınç oranlarına ait üst değerlerinin sadece hava fazlalık katsayısına bağlı olarak belirlenmesi hataya sebep olan temel etkidir. Ayrıca ilgili çalışmada deneyler

stokiyometrik karışım etrafında üç farklı HFK ile yapılmıştır. Fakat Şekil 3.16'da görüldüğü gibi doğrusal bir değişim vardır. Bunun aksine son yıllarda yapılan çalışmalarda doğrusal olmayan bir değişim görülmektedir.



Şekil 3.16 : Laminer hız hesabında kullanılan sıcaklık ve basınç oranlarına ait üs değerlerinin değişimi [46].



Şekil 3.17 : Farklı çalışmalara ait laminer yanma hızının değişimi [47].

Kimyasal reaksiyon süreçleri temel alınarak da laminer yanma hızı hesaplanabilir. Şekil 3.17'de deneysel ve kimyasal kinetik hesabı ile elde edilen sonuçlar verilmiştir. Görüldüğü gibi Metghalchi ve Keck tarafından yapılan çalışma diğer araştırmalardan sapma göstermektedir. Son zamanlarda yapılan bazı çalışmalarda, farklı araştırmalara ait sonuçlar kullanılarak istatistiksel korelasyon çalışmaları yaparak daha geniş HFK aralığında laminer hız hesabı yapan denklemler önerilmiştir. Fakat hem deneysel hem de korelasyon çalışmaları arasında tam bir uyum görülmemiştir. Farklı araştırmacılar tarafından doğal gaz için tavsiye edilen formüller kullanılarak, iki farklı deney şartı

için laminar alev hızı değerleri hesaplanmıştır. Laminar hız hesabında kullanılan katsayıların elde edildiği veya geçerli olduğu sıcaklık ve basınç aralıkları da Çizelge 3.2’de belirtilmiştir. Yüksek basınç ve sıcaklıkları kapsayan çalışmalarda genellikle laminar hızlar daha yüksek hesaplanmıştır. Daha düşük sıcaklık ve basınçlar altında elde edilen katsayılar ile yapılan hesaplarda laminar hızlar düşük değerlerdedir. Bu değerlendirmelerden sonra gerçek motor şartlarındaki basınç ve sıcaklık seviyelerini kapsayan, buna ilave olarak aynı çalışma içerisinde benzin yakıtının laminar hız hesabını da yer veren 46 numaralı kaynak kullanılmıştır.

Çizelge 3.2 : Doğal gaz için farklı çalışmalardan elde edilen laminar hız değerleri.

HFk	S_{L0} , cm/s	T, K	p, bar	α	β	S_L^* , cm/s	Referans
1,0	37,2	298-800	1-50	1,58	-0,29	79,6	46
1,25	31,2			1,94	-0,36	67,6	
1,0	37,4	300-850	1-15,2	1,9	-0,4	80,1	49
1,25	26,9			2,15	-0,43	64,0	
1,0	56,0	700-1000	40-200	2,79	-0,16	100	47
1,25	40,9			3,17	-0,19	56,3	
1,0	36	300-700	1-60	1,95	-0,5	56,5	50
1,25	27			1,88	-0,49	39,6	
1,0	39,5	300-400	0,5-15	1,58	-0,40	58,9	51
1,25	28,1			1,94	-0,47	48,2	
1,0	36	300-400	1-10	1,61	-0,37	60,0	52
1,25	25,9			2,11	-0,5	46,6	

* $\lambda = 1$ için $T_u = 941$ K ve $p = 35,08$ bar; $\lambda = 1,25$ için $T_u = 818$ K ve $p = 21,15$ bar alınmıştır.

Benzin için atmosfer şartlarındaki laminar yanma hızı 3.16 ile hesaplanabilir [48]. Bu denklemdeki katsayılar yakıt cinsine göre Çizelge 3.3’te verilmiştir.

$$S_{L0}(\varphi) = W\phi^\eta e^{-\xi(\phi-\sigma)} \quad (3.16)$$

Çizelge 3.3 : Atmosfer şartlarındaki laminar hız hesabı için verilen katsayılar [46].

Yakıt	W (cm/s)	η	ξ	σ
CH ₄	38,85	-0,2	6,45	1,08
C ₃ H ₈	42,11	-0,25	5,24	1,1
Benzin	36,82	-0,22	4,86	1,11

Kullanılan doğal gaz yakıtına ait ortalama kimyasal gaz içeriği bölüm 2.3’te verilmişti. Atmosfer şartlarındaki laminar yanma hızı için denklem 3.17 kullanılmıştır. Bu denklem doğal gaz içerisinde CH₄ den sonra en fazla miktarda bulunan C₂H₄ ve C₃H₈’e

göre düzenlenmiştir. Denklem 3.17’de görülen katsayılar Çizelge 3.4’te verilmiştir. Burada χ işareti C_2H_4 ’ün veya C_3H_8 ’in toplam yakıt içerisindeki mol cinsinden oranını; “1” indisi C_2H_4 ’ü ve “2” indisi C_3H_8 ’i ifade etmektedir. Eğer gaz içeriği sadece CH_4 kabul edilirse χ_1 ve χ_2 değerleri 0 alındığı zaman 3.16 elde edilir [46].

$$S_{L0}(\phi, \chi_1, \chi_2) = (1 + \nu\chi_1^{\tau_1})(1 + \nu\chi_2^{\tau_2})W\phi^{\eta(1-\chi_1)^{\varepsilon_1}(1-\chi_2)^{\varepsilon_2}} e^{-\xi(\phi - \sigma - \Omega_1\chi_1 - \Omega_2\chi_2)^2} \quad (3.17)$$

Çizelge 3.4 : Doğal gaz yakıt içeriğine göre laminer hız hesabına ait katsayılar.

Gazlar	ν	τ	ε	Ω
CH_4/C_2H_6	0,2	1,5	0,95	0,09
CH_4/C_3H_8	0,1	1,5	1,3	0,2

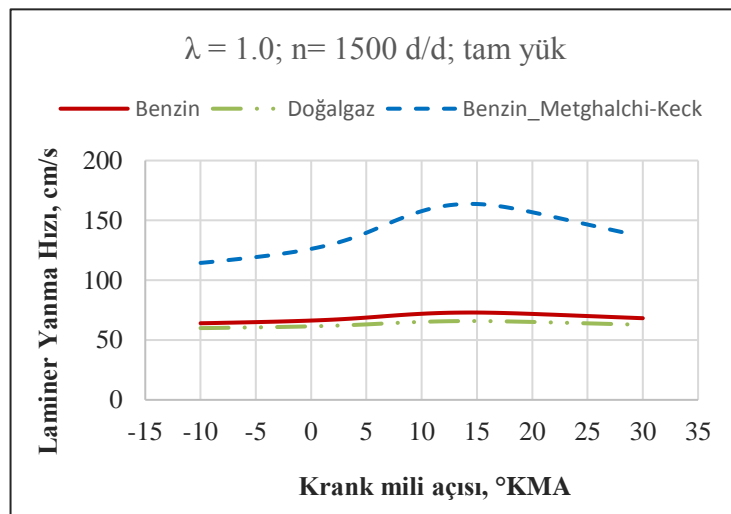
3.18’e göre gerçek bir motor çalışma koşullarında yanmamış bölgenin fiziksel özelliklerine göre hesaplanan değerler Şekil 3.18’de verilmiştir. Görüldüğü gibi Şekil 3.17’de verilen sonuçlar ile benzer bir fark ortaya çıkmaktadır.

$$S_L = S_{L0} * \left(\frac{T_U}{T_0}\right)^\alpha * \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta \quad (3.18)$$

Sıcaklık ve basıncın değişimine göre laminer yanma hızı 3.18 ile hesaplanmıştır. Burada sıcaklık üssü “ α ” ve basınç oranı üs değeri “ β ” olarak tanımlanmıştır. Bu değerlerin hesabı için gerekli katsayılar Çizelge 3.5’te verilmiştir. Bu katsayılar 3.19 ile hesaplanabilir. Burada ϕ hava fazlalık katsayısının tersi olarak alınmalıdır.

$$\alpha(\phi) = a_2\phi^2 - a_1\phi + a_0$$

$$\beta(\phi) = -b_2\phi^2 + b_1\phi - b_0 \quad (3.19)$$



Şekil 3.18 : Laminer yanma hızlarının karşılaştırılması.

Çizelge 3.5 : Yakıtlara ait basınç ve sıcaklık üs hesabında kullanılan katsayılar.

Gaz	a ₂	a ₁	a ₀	b ₂	b ₁	b ₀
CH ₄	4,92	10	6,6258	1,371	2,68	1,749
C ₃ H ₈	2,76	5,88	4,9221	0,925	2	1,356
Doğal gaz	5,75	12,15	7,98	0,925	2	1,385
Benzin	3,28	7,52	5,93	0,925	2,01	1,365

3.3.4 Türbülanslı yanma hızı denklemleri

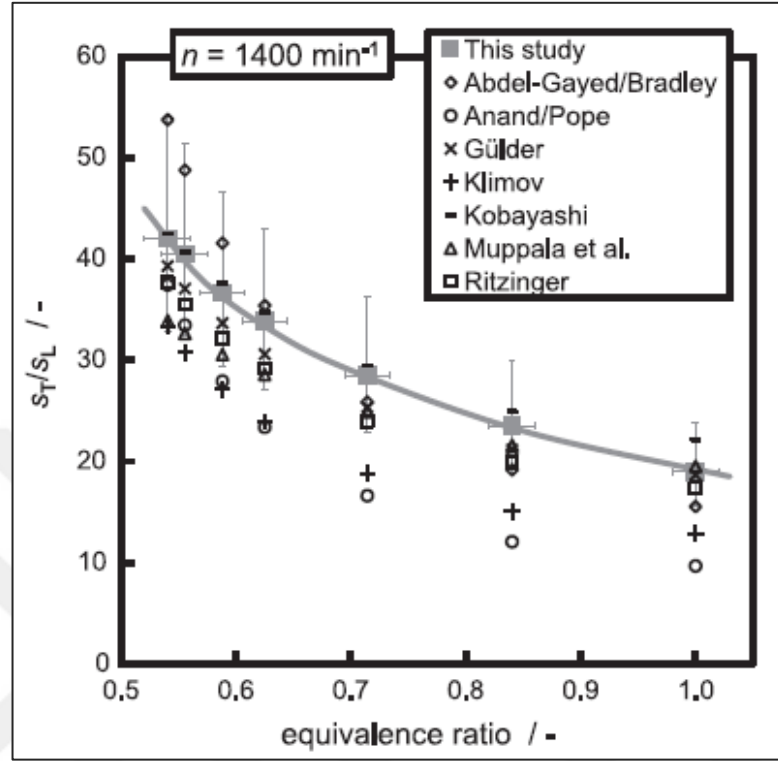
Türbülanslı yanma hızı ile türbülans şiddeti arasındaki ilişkiyi ifade eden birçok denklem bilim adamları tarafından ortaya konulmuştur. Damköhler tarafından tanımlanan denklem genel hali ile denklem 3.9'da verilmiştir. Daha sonra yapılan çalışmalar genellikle bu denklemin geliştirilmesi üzerinedir. Şekil 3.19'da görüldüğü gibi eşitlikler arasında farklılıklar bulunmaktadır. Bu denklemlerin oluşmasında kullanılan deney yöntemleri ve şartları incelenerek uygun bir model seçilebilir. Bu tez çalışmasında Damköhler, Klimov, Kobayashi tarafından önerilen, ayrıca Star CD programında kullanılan denklemler denenmiştir. Yaygın olarak kullanılan Star CD programında tanımlanan denklem tercih edilmiştir. Denklem 3.20 ile Klimov tarafından önerilen 3.8 ile benzer sonuçları vermiştir.

$$\frac{S_T}{S_L} = 1 + 3,0 \left(\frac{u'}{S_L} \right)^{5/6} \quad (3.20)$$

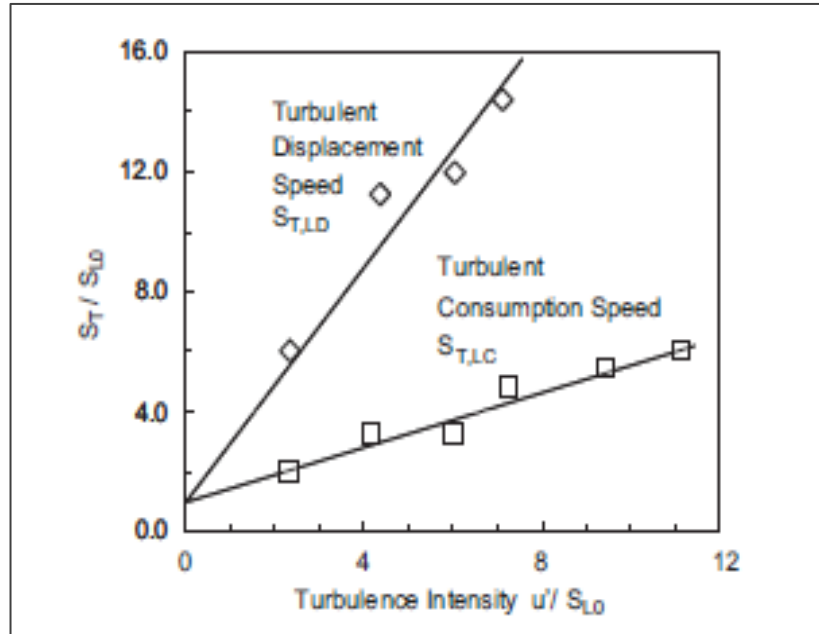
Laminer hız hesabı bölüm 3.3.3'te gösterilmiştir. Bu durumda 3.20'ye göre u'/S_L elde edilebilir. Fakat burada karşılaşılan temel sorun verilen denklemlerde tanımlanan türbülanslı yanma hızının (tüketim/alev ilerleme) neyi ifade ettiğinin tam anlaşılmasındadır. Bu sebeple literatürde bazı araştırmalar yapılmıştır. Yanma konusunda çalışma yapan bilim adamlarının bir bölümü türbülanslı yanma hızı teriminin kullanımındaki sorunları içeren çalışmalar yapmışlardır. Burada türbülanslı yanma hızı veya alev hızı ifadesinin yazar tarafından hangi hızı tanımlandığının açıkça belirtilmesi durumunda hem tüketim hızı (genel veya yerel) hem de yerel yer değiştirme hızı için bu terimin kullanılabilceğini vurgulamışlardır [53].

Motor alanında yapılan çalışmalarda yanmış gazların genişleme hızı, yanma (tüketim) hızı ve yanmamış gazların hızı olarak üç farklı tanımlama kullanılmıştır [37]. Bazı çalışmalarda süreklilik denkleminde hesaplanan yanma hızının iyi tanımlanmış bir hız olduğu fakat alev ilerleme hızının belirlenmesinde veya tanımlanmasında bazı zorluklar bulunduğu belirtilmiştir [26]. Küresel yayılan laminer hız konusunda yapılan

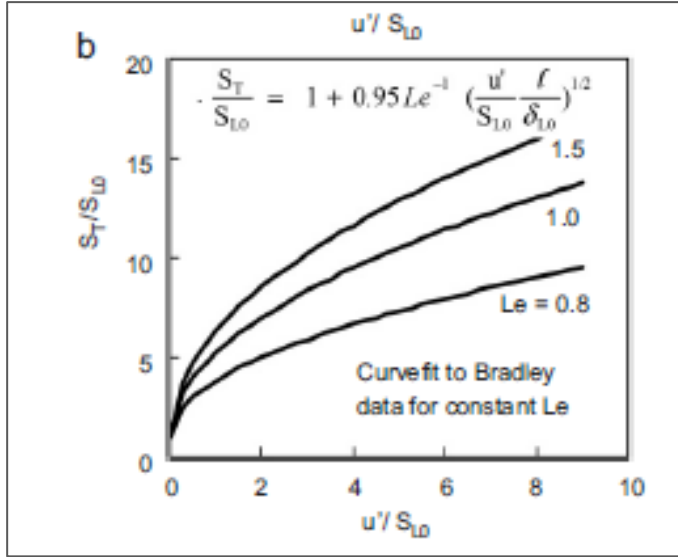
diğer bir çalışmada da yukarıda bahsedilen şekilde üç farklı hız tanımlanmıştır [54]. Yer değıştirme hızı (ilerleme hızı) ile tüketim hızı arasında yapılan deney düzeneğine göre farklı oranlar ortaya çıkmaktadır (Şekil 3.19).



Şekil 3.19 : Türbülanslı yanma hızına ait farklı eşitliklerin karşılaştırılması [68].



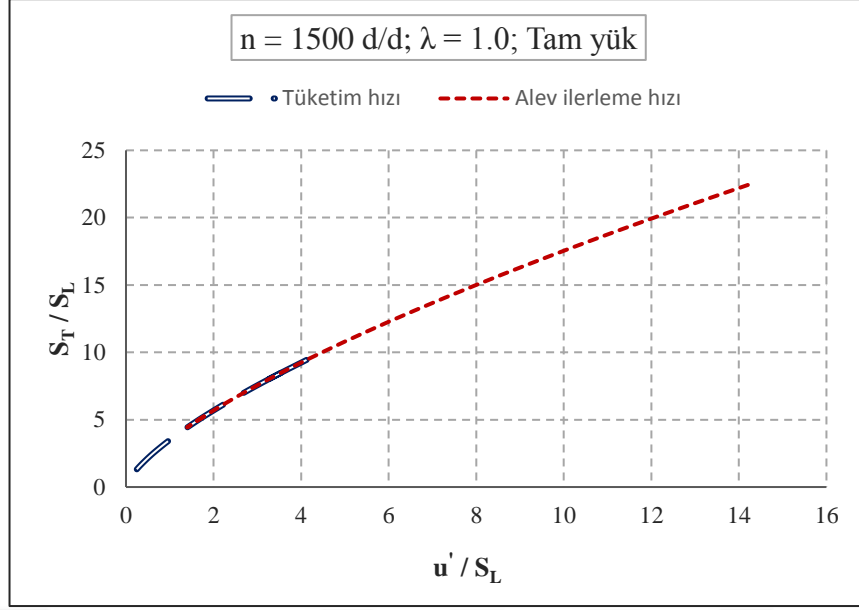
Şekil 3.20 : Farklı tanımlanan türbülanslı yanma hızlarının türbülans şiddeti ile değışimi [53].



Şekil 3.21 : Hem tüketim hem de yer değiştirme hızı için tanımlanmış bir denklemin değişimi [55].

Literatür araştırmasında hız oranlarının değişimini gösteren makalelerde iki farklı tanımlama için bu oranlar verilmiştir (Şekil 3.20). Görüldüğü gibi iki farklı şekilde tanımlanan hız oranlarının değişimleri farklıdır. Farklı bir çalışmada hem tüketim hızının hem de ilerleme hızı için türetilmiş bir denkleme ait sonuçlar Şekil 3.21’de gösterilmiştir. Bu anlatılanlar sonucunda türbülans şiddetindeki artış ilerleme hızı ve tüketim hızını artırmaktadır. Ayrıca tüketim hızının kullanıldığı buruşma oranının hesabında ilgili deney şartlarında en fazla beş değerine ulaştığı belirtilmiştir [55]. Bunun dışında iki değerde aynı doğru üzerinde lineer bir değişim göstermektedir. Tez çalışmasında kullanılan hesap yönteminde hız oranının (S_T/S_L) değişimi her iki türbülanslı yanma hızı için de hesaplanmıştır (Şekil 3.22). Görüldüğü gibi mavi düz çizgi ile gösterilen tüketim hızı daha düşük değerlere sahiptir. Alev ilerleme hızı da daha yüksek değerlerde olmaktadır. Fakat iki değer de değişim eğrileri belirli noktada üst üste çakışmaktadır.

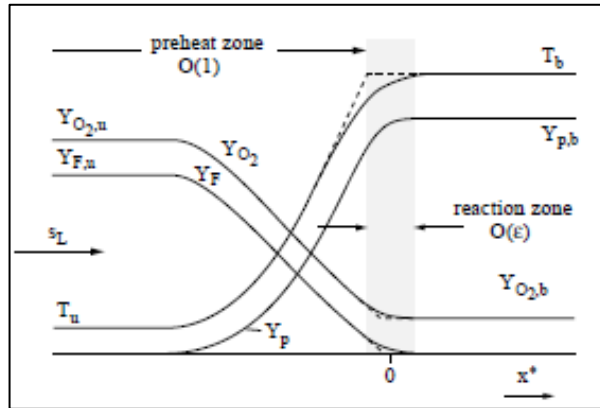
Sonuç olarak bu tez çalışmasında tüketim hızının iyi tanımlanmış bir değer olduğu [26] ve Damköhlerin yaklaşımının süreklilik denklemi üzerinden başlaması sebebiyle türbülanslı yanma hızı olarak tüketim hızı kullanılmıştır. Bu hızla türbülans şiddeti arasındaki ilişki için Star CD programında kullanılan denklem 3.20 tercih edilmiştir. u'/S_L değerinin hesaplanması ile boyutsuz sayıların hesabına başlanabilir. u'/S_L oranına ek olarak yanma rejimlerinin belirlenmesi için laminar bölgenin kalınlığının ve integral uzunluk ölçeğinin de hesaplanması gereklidir. Literatürde yer alan farklı araştırmaların tavsiye ettiği hesap yöntemlerinden faydalanılmıştır.



Şekil 3.22 : Boyutsuz hale getirilmiş tüketim hızı ve alev ilerleme hızının türbülans şiddeti ile değişimi.

3.3.5 Laminer bölgenin Kalınlığının Hesabı

Tez çalışması kapsamında farklı yanma odaları ve farklı yakıtlar ile deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu değişikliklerin yanma sürecine etkisi termodinamik açıdan değerlendirilmiştir. Bu sebeple Re , Da ve Ka boyutsuz sayılarının hesaplanması ile bu değişimler daha belirgin olarak ifade edilmiştir. Bu sayıların hesabı için bölüm 3'te elde edilen hız oranlarına ilave olarak laminer bölgenin kalınlığının elde edilmesi gerekir. Laminer bölgenin kalınlığı ön ısınma ve reaksiyon bölgesi olarak iki farklı şekilde tanımlanmaktadır.



Şekil 3.23 : Laminer bölge kalınlığının şematik gösterimi [38].

Reaksiyon bölgesinin kalınlığı ön ısınma bölgesinden yaklaşık 9 kat daha küçüktür. Laminer bölgenin kalınlığının bulunmasında farklı yaklaşımlar bulunmaktadır. Çizelge 3.6'da farklı araştırmacıların denklemleri verilmiştir. Bu tez çalışmasında

laminer bölgenin kalınlığı, laminer yanma hızı ve kinematik viskoziteye bağlı olarak hesaplanması yöntemi kullanılmıştır [52]. Çizelge 3.6’da verilen denklemleri iki ana gruba ayırmak mümkündür. Ön ısınma bölgesi ve termal kalınlık olarak ifade edilen değerler, diğer yöntemlerden daha yüksektir. Ön ısınma bölgesi reaksiyon bölgesinin koşullara göre 5-10 katı büyüklüğe sahip olabilir [38]. Diğer grup denklemler ise tam reaksiyon bölgesi kalınlığını temsil etmeseler de bu değere yakın mertebelerdeki bir kalınlığın hesabını içermektedir. Fakat ısı yayılım katsayısının veya kinematik viskozitenin bu hesap için kullanılabilir. Bazı araştırmalarda ısı yayılım katsayısını kinematik viskoziteye oranını veren Schmidt sayısının yakıtlar için 1 civarı olduğu belirtilerek iki terimin birbirine eşit kabul edilmiştir. Laminer bölgenin kalınlığının hesabı için kinematik viskozitenin laminer hıza oranı ile hesaplanması yöntemi kullanılmıştır. Özellikle [56] numaralı kaynakta tarafından türbülanslı alev rejiminin belirlenmesinde 3.21 denklemin kullanılması tavsiye edilmiştir. Bunun aksine termal kalınlığı kullanarak türbülanslı alev rejimlerini hesaplayan çalışmalarda mevcuttur [57]. Burada en doğru yaklaşım her araştırmacının değerlerini kendi içerisinde mukayese etmektir. Farklı çalışmaların sonuçlarını Borghi – Peters grafiği üzerinde doğrudan karşılaştırmak her zaman doğru bir yaklaşım olmayabilir. Sonuç olarak farklı kaynaklardan doğruladığımız denklem 3.21 laminer alev kalınlığının hesabında kullanılmıştır. Kinematik viskozite yanmamış karışımın sıcaklığına ve basıncı ile hesaplanmıştır.

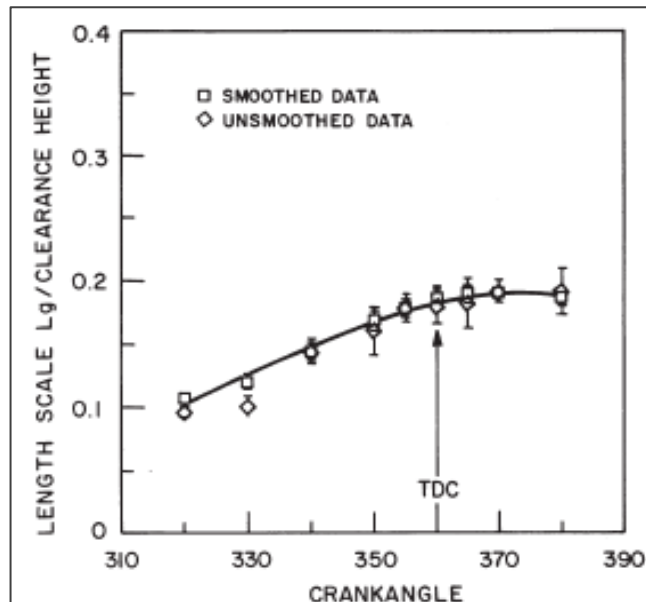
Çizelge 3.6 : Laminer bölge kalınlığının hesabı için önerilen denklemler ve hesap sonuçları ($T_u = 760$ K, $p = 28,97$ bar).

Denklem	Tanımlanan bölge	Laminer alev kalınlığı, mm	Referans
$\delta_{L,ph} = 4,6 k / (\rho C_p S_L)$	Ön ısınma bölgesi	0,02876	[37]
$\delta_L = v_u / S_L$	Difüzyon kalınlığı	0,0043	[38]
$\delta_L^0 = 2\delta_L (T_p/T_u)^{0,7}$	Termal kalınlık	0,0178	[58]
$\delta_L = v_u / S_L$	Laminer kalınlık	0,0043	[56]
$\delta_L = D_m / S_L$	Laminer alev kalınlığı	0,0048	[57]

$$\delta_L = v_u / S_L \quad (3.21)$$

3.3.6 Uzunluk ölçeklerinin belirlenmesi

Türbülanslı yanma rejiminin tarifinde türbülans ölçekleri en önemli göstergelerden biridir. Yanma rejimini belirlemek için kullanılacak boyutsuz sayıların hesabı için bu değerlere ihtiyaç vardır. Deneysel olarak bu ölçeklerin belirlenmesi kolay bir süreç olmadığından genellikle hesaplamalı akışkanlar mekaniği yönteminden elde edilmektedir. Tez çalışması kapsamında böyle bir analiz yapılmamıştır. Fakat farklı araştırmacılar özellikle ÜÖN civarında integral uzunluk ölçeği için yaklaşık değerler tavsiye etmişlerdir. İntegral uzunluk ölçeği ÜÖN'de motorun yapısal özelliklerine bağlı olarak değişen, piston üst yüzeyi ile silindir kafası arasında kalan yükseklik (üst boşluk) ile ilişkilendirilerek tarif edilmiştir. Bu değişim Şekil 3.24'te gösterilmiştir. Farklı bir kaynakta motorun emme sürecindeki integral ölçeğinin supap açılma yüksekliğine bağlı olduğu fakat supabın kapanması ve sıkıştırma sürecinin başlaması ile birlikte piston üst yüzeyi ile silindir kafası arasında kalan boşluğa bağlı olarak ifade edilebileceği belirtilmiştir. ÜÖN civarında, integral uzunluk ölçeğinin (l_0) bu değerlerin %20'sine eşit alınabileceği belirtilmiştir [37, 59]. Motor içerisindeki akışların da incelendiği bir kaynakta l_0 değerinin üst boşluk mesafesine oranının 1/6 olarak kabul edilebileceği belirtilmiştir [60]. Tek boyutlu modeller üzerine yapılan bir çalışmada piston üzerindeki şekillerin de integral uzunluk ölçeğini etkileyebileceği fakat modelleme açısından düz bir piston kabulünün yapıldığı ifade edilmiştir [68].

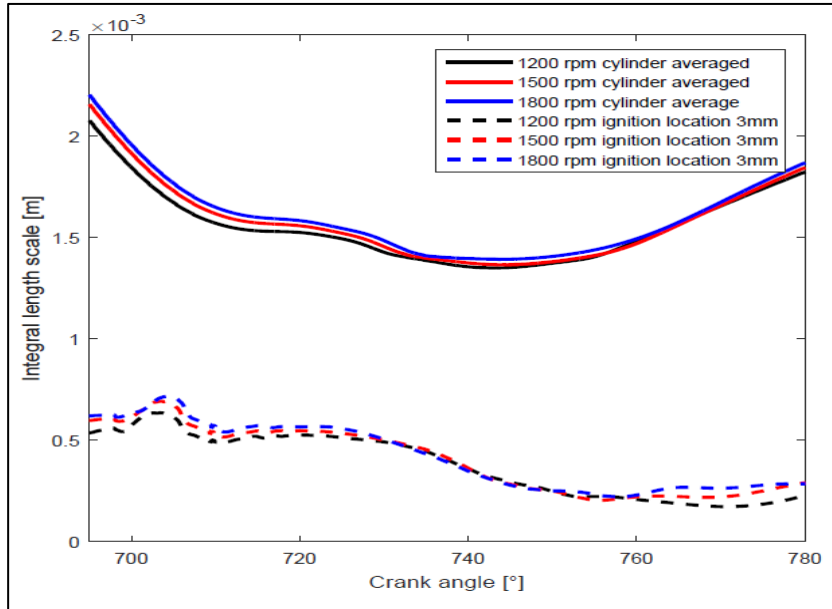


Şekil 3.24 : İntegral uzunluk ölçeğinin üst boşluk mesafesine oranının konuma göre değişimi [64].

Alev cephesinin silindir yüzeyi ile etkileşiminin incelendiği bir çalışmada; integral uzunluk ölçeğinin sürekli değişimi 3.22 ile ifade edilmiştir.

$$l_0 = 0,05^3 \sqrt{V_{\text{silindir}}} \quad (3.22)$$

Denklem 3.22’de verilen eşitliğe benzer bir ifadeye yapılan kısıtlı literatür çalışmasında bulunamamıştır. Bu sebeple yukarıda farklı kaynaklar ile desteklenen ve Şekil 3.24’te gösterildiği gibi ÜÖN civarında integral uzunluk ölçeğinin üst boşluk mesafesinin %20 si kabul edilmiştir. Dolayısıyla türbülanslı yanma rejimi için ÜÖN’den 5 °KMA önce ile 10 °KMA sonra arasında kalan yerlerde hesaplar yapılmıştır. Yanma odası geometrileri farklı olmasına rağmen geometrilerin integral uzunluk ölçeğine nasıl bir etki yapacağı hakkında net bir bilgi olmamasından dolayı bu etki ihmal edilmiştir. Fakat Şekil 3.25’te çok boyutlu analiz programı kullanılarak yapılan bir çalışmada motor hızının integral uzunluk ölçeğine etkisi gösterilmiştir. Hızın artması türbülans şiddetinin artması anlamına gelmektedir. Aynı şekilde yanma odasına da türbülansı artırmak için şekil verilmektedir. Dolayısıyla türbülans şiddetindeki artışın ÜÖN’de integral ölçeğini fazla etkilemediği söylenebilir. Fakat burada yanma odası radyal yönde akış (swirl) hareketi oluşturuyorsa bunun etkisi göz önüne alınmalıdır [37, 60].



Şekil 3.25 : İntegral uzunluk ölçeğinin hıza göre değişimi [47].

Yukarıda anlatılan bilgilerden yola çıkılarak sıkıştırma oranı (12), strok hacmi (0,454 litre) ve piston çapı (85 mm) ile yapılan hesapta, ÜÖN’deki üst boşluk mesafesi 7,27

mm olarak bulunmuştur. Bu değerin 0,2 ile çarpılmasıyla integral uzunluk ölçeği 1,45 mm değerini almıştır. Xu tarafından yapılan çalışmada bir gaz yakıtlı motor kullanılmıştır [47]. Bu sebeple sıkıştırma oranı 12-14 değerlerindedir. Hesaplanan integral uzunluk ölçeği, Şekil 3.25'te verilen ortalama değerler ile benzerdir.

3.3.7 Boyutsuz sayıların hesabı

Türbülanslı alev rejiminin belirlenmesi için üç adet boyutsuz sayının hesaplanmış olması gerekmektedir. Reynold sayısı bilindiği gibi atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Re sayısı tez çalışmasında integral uzunluk ölçeğine bağlı olmak üzere denklem 3.23 ile hesaplanmıştır [56]. Literatürdeki bazı çalışmalarda Re sayısının denklem 3.24 ile de hesaplanabileceği belirtilmektedir.

$$Re_t = \frac{u' l_0}{\nu_u} \quad (3.23)$$

$$Re_t = \frac{u' l_0}{S_L \delta_L} \quad (3.24)$$

Burada, ν_u yanmamış bölgenin sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak hesaplanan kinematik viskozitedir. Eğer laminer bölgenin kalınlığı kinematik viskoziteden yola çıkılarak hesaplanmışsa 3.23 ve 3.24 denklemleri aynı sonucu verir.

İkinci olarak Damköhler sayısı hesaplanmıştır. Karakteristik akış zamanının (türbülanslı karışma zamanı) kimyasal reaksiyon zamanına oranı olarak ifade edilebilir (3.25). Eğer kimyasal reaksiyonlar daha hızlı ise $Da > 1$ değerini alır ve yanma karışım süreci ile kontrol edilir [61]. Bu durumda laminer bölgenin kalınlığı integral uzunluk ölçeğinden daha küçüktür. Ters durumda ($Da < 1$) yanma kimyasal süreçler ile kontrol edilir. Tüm girdaplar integral uzunluk ölçeğinden daha kalın olan laminer bölgenin içine gömülmüş haldedir.

$$Da = \left(\frac{l_0}{\delta_L} \right) \left(\frac{S_L}{u'} \right) \quad (3.25)$$

Son boyutsuz terim olan Karlovitz sayısı Re ve Da sayılarına bağlı olarak 3.26 ile hesaplanabilir [56]. Karlovitz sayısı alev cephesindeki gerilmenin bir ölçüsü olarak görülebilir [61]. İçten yanmalı motorlar için Ka sayısının 1 değerinin altında veya üstünde olması yanma rejimi açısından önemlidir.

$$Ka = \frac{Re^{(0,5)}}{Da} \quad (3.26)$$

Türbülanslı alev rejimlerinin belirlenmesi ve yorumlamasında en küçük uzunluk ölçeği olarak Kolmogrov uzunluk ölçeği (l_k) kullanılır. Bu değer 3.27 ile hesaplanmıştır [62].

$$l_k = l_0 Re^{(-3/4)} \quad (3.27)$$

Bu değerlere ilave olarak Borghi – Peters diagramı üzerine işaretleme yapmak için u'/S_L ve l_0/δ_L değerleri de hesaplanmıştır.

Çizelge 3.7 : SO piston için hesaplanan boyutsuz sayılar ($n=2000$ d/d, $\lambda = 1.0$).

OEB, bar (% yük)	Laminer Hız, cm/s	Tüketim hızı, m/s	Laminer Kalınlık, mm	Türbülans şiddeti, m/s	Re	Da	Ka	Rejim
1,5 (%18)	82,9	5,75	0,0156	2,2	459	34,9	0.61	CF
3 (%36)	74,0	6,04	0,0123	2,478	736	35,1	0,77	CF
5 (%60)	75,0	6,37	0,009	2,661	989	45	0,69	CF
7 (%83)	68,7	6,48	0,0074	2,83	1394	47	0,79	CF
8,43 (%100)	64,3	6,55	0,0068	2,96	1647	46,2	1,01	TF

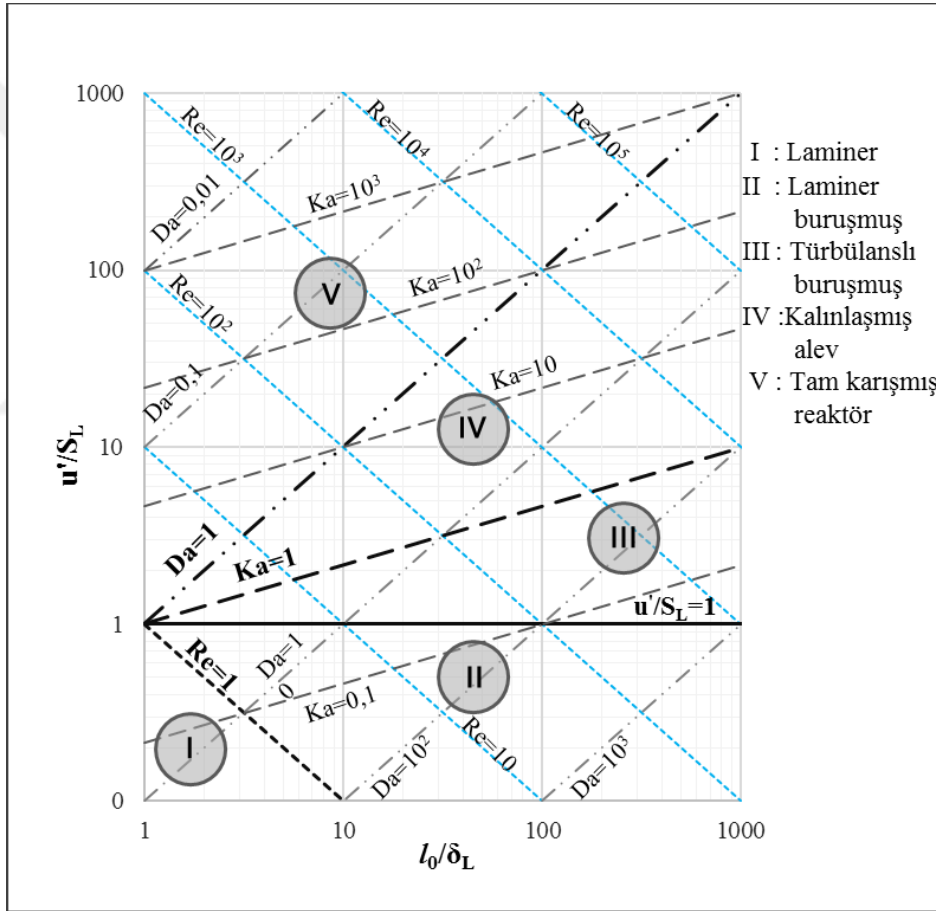
Bölüm 3.3'te verilen bilgilerden ve denklemlerden yola çıkılarak yanma rejimini belirlemek için gerekli tüm hesaplar termodinamik hesap yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. 2000 devir / dakika motor dönme hızında ve HFK = 1.0 şartlarında denklem 3.20 baz alınarak hesaplanan değerler Çizelge 3.7'da gösterilmiştir. Yükün artması ile birlikte tüketim hızı artmıştır. Aynı süreçte türbülans şiddetinin de arttığı görülmektedir. Sabit motor hızında yükün artması için gaz keleşinin açılması gereklidir. Bu sebeple emme portunun tasarımına bağlı olarak oluşan türbülans şiddetinin (swirl) arttığı söylenebilir. Ayrıca içeriye giren dolgu miktarının artması ile squish hareketinden kaynaklanan hava hareketlerinin de arttığı yorumu yapılabilir.

Türbülanslı alev rejiminin incelenmesinde Şekil 3.26'de görülen Borghi-Peters diyagramından faydalanılmıştır. Kalın çizgiler temel boyutsuz sayıların 1 değerine eşit olduğu durumları ifade etmektedir. Bölüm 4.6'da farklı yanma odası geometrisinin ve yakıtların yanma rejimi üzerindeki etkisi bu grafik yardımıyla incelenmiştir. Fakat yabancı dilde verilen türbülanslı yanma rejimleri için Türkçe ifadeler kullanılmıştır.

Bunlar: Laminer (I), laminer buruşmuş (II), türbülanslı buruşmuş (III), kalınlaşmış alev (IV) ve tam karışmış reaktör (V) türbülanslı yanma rejimleri olarak belirlenmiştir.

Çizelge 3.8 : Türbülanslı alev rejimlerinin isimlendirilmesi.

Alev Rejimleri			
Literatürdeki kullanım	Tezdeki kullanım	Kısaltma	Bölge
Laminar flame	Laminer	LF	I
Laminar wrinkle flame	Laminer buruşmuş	LWF	II
Corrugated flame	Türbülanslı buruşmuş	CF	III
Thickened flame	Kalınlaşmış alev	TF	IV
Well stirred reactor	Tam karışmış reaktör	WSF	V



Şekil 3.26 : Borghi diagramı üzerinde türbülanslı alev bölgeleri.

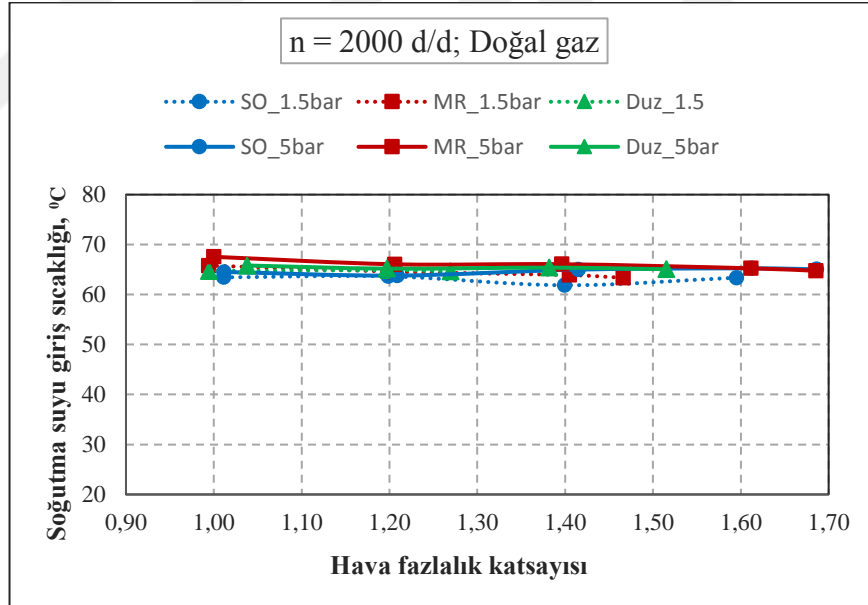


4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneyleer iki farklı amaca yönelik olarak planlanmış ve yapılmıştır. Öncelikle farklı yanma odaları ve yakıt ile sabit OEB şartlarında yakıt tüketimi, egzoz emisyonları ve çevrimsel farklılıkların karşılaştırması yapılmıştır.

4.1 Sabit Ortalama Efektif Basınç Deneyleri

Bölüm 3.3'te verilen deney planına göre 4 farklı OEB'de, 2 farklı motor dönme hızı ve 4-5 farklı HFK için bu deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde soğutma suyu sıcaklığı 66 C⁰ civarında tutulmuştur (Şekil 4.1). Ateşleme avansı her zaman en yüksek motor döndürme momentini elde edecek şekilde belirlenmiştir. Bu şartlar altında efektif verim, ÖYT, NO, THC ve CO₂ için emisyon değerleri karşılaştırılmıştır.

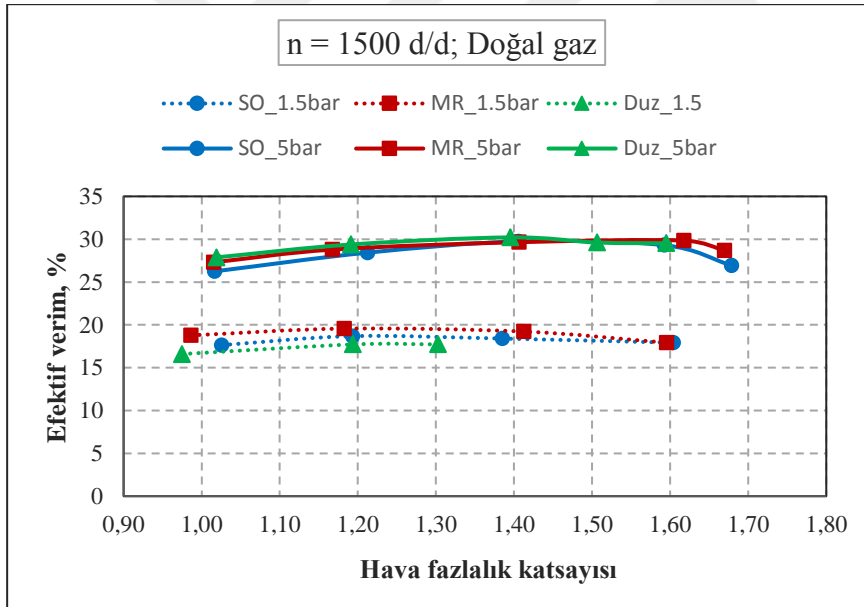


Şekil 4.1 : Farklı deneylerde motora giren soğutma suyu sıcaklığının değişimi.

4.1.1 Efektif verim değerleri

Deneyleerde iki farklı yakıt kullanıldığı için hem özgül yakıt tüketimi hem de efektif verim değeri ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Şekil 4.2'de efektif verimlerin değişimi gösterilmiştir. Motorun bu devir sayısında tam yük koşullarında yaklaşık 8 bar OEB' ye sahip olduğu göz önünde bulundurulursa; 1,5 bar yaklaşık %20, 5 bar koşulları

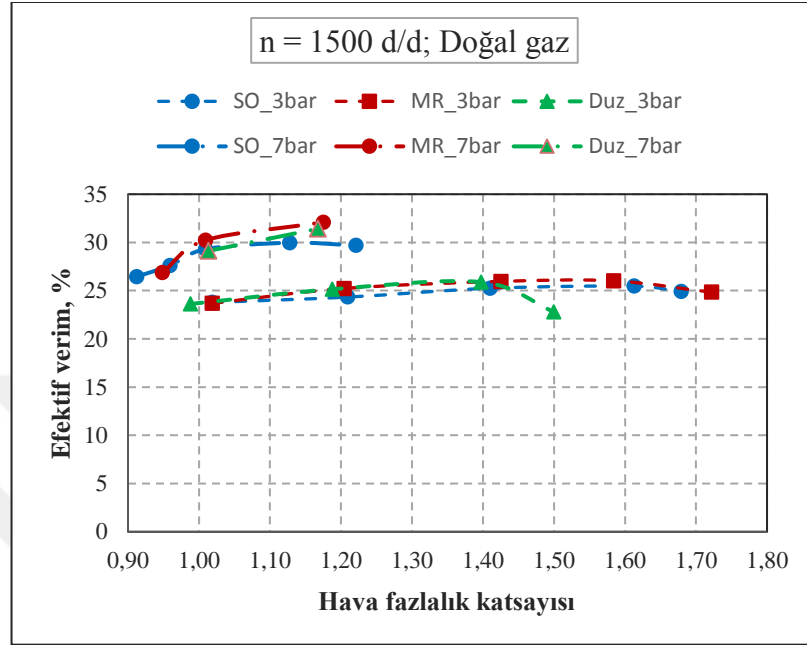
yaklaşık %60 yük durumunu ifade etmektedir. Yanma odası geometrisinin efektif verim üzerinde özellikle stokiyometrik karışımda önemli derecede bir etkisi yoktur. Bu şartlar altında piston üzerinde herhangi bir akış hareketi oluşturacak geometriye sahip olmayan düz piston diğer pistonlar ile yaklaşık olarak aynı verime sahiptir (Şekil 4.3). Fakat yük miktarının azalması ile birlikte özellikle 1,5 bar koşullarında düz pistonun verim değeri diğer pistonlara göre daha düşük değerlere gelmiştir. Bu değişimin temel sebebi düşük yüklerde gaz keleşinin daha az açık olmasından dolayı emme portunun şeklinden kaynaklanan radyal dönen hava (swirl) hareketinin az olmasıdır. Oysa MR ve SO pistonlar bu radyal hava hareketine ilave olarak oyuk nedeniyle sıkıştırma esnasında ilave hava hareketi oluşturmaktadırlar. Bu ilave hava hareketi stokiyometrik karışımda düşük yüklerde verimi olumlu yönde etkilemiştir. Yük miktarının artması ile (OEB \geq 5 bar) emme manifoldundan kaynaklanan hava hareketi düz pistonun sahip olduğu bu olumsuzluğu gidererek verim değerin iyileşmesini sağlamıştır.



Şekil 4.2 : Silindirik oyuklu (SO) ve MR yanma odasına ait efektif verimin değışimi.

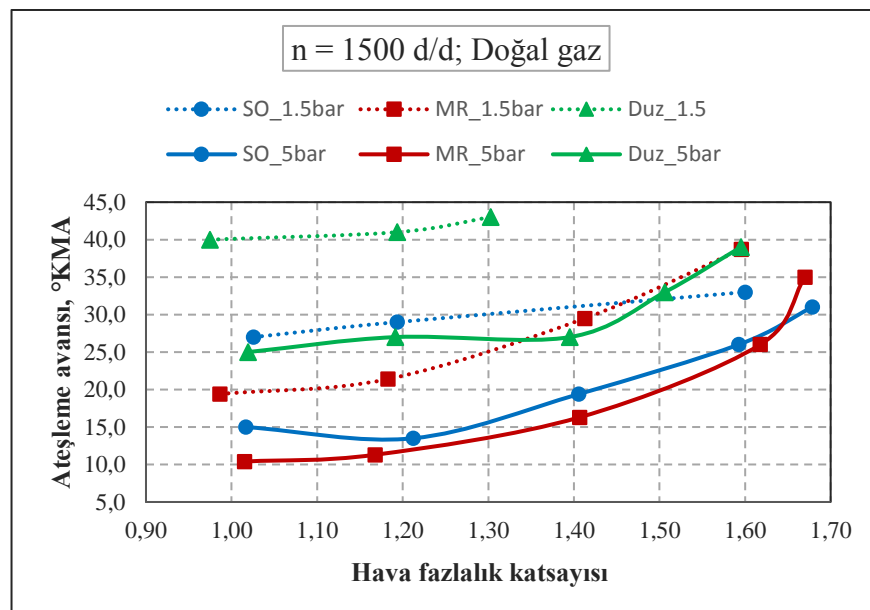
Karışımın fakirleşmesi ile yanma odası geometrisinin etkisi daha belirgin olarak görülmüştür. 1,5 bar şartlarında düz pistonun verimi diğer geometrilere göre daha azdır. Tüm yük koşullarında HFK = 1,4 değerinden sonra düz pistonun verim değeri hemen düşmeye başlamıştır. İleride görüleceği üzere türbülans şiddetinin az olması nedeniyle düz pistonun alev ilerleme hızı diğer iki geometriye göre çok yavaştır. Bu nedenle en yüksek motor momentini elde etmek için ateşleme avans değeri oldukça fazladır (Şekil 4.4). Bu ateşlemenin daha soğuk ortamda başlamasına sebep olup

çevrimler arası farklılık değerini de oldukça artırmıştır. MR ile SO geometrileri arasında verim bakımından önemli bir fark ortaya çıkmamıştır. Doğal gaz için çalışma sınırı olarak belirlenen $\lambda = 1,7$ şartlarında MR geometrisinin verim değeri diğer pistonlardan daha yüksektir.



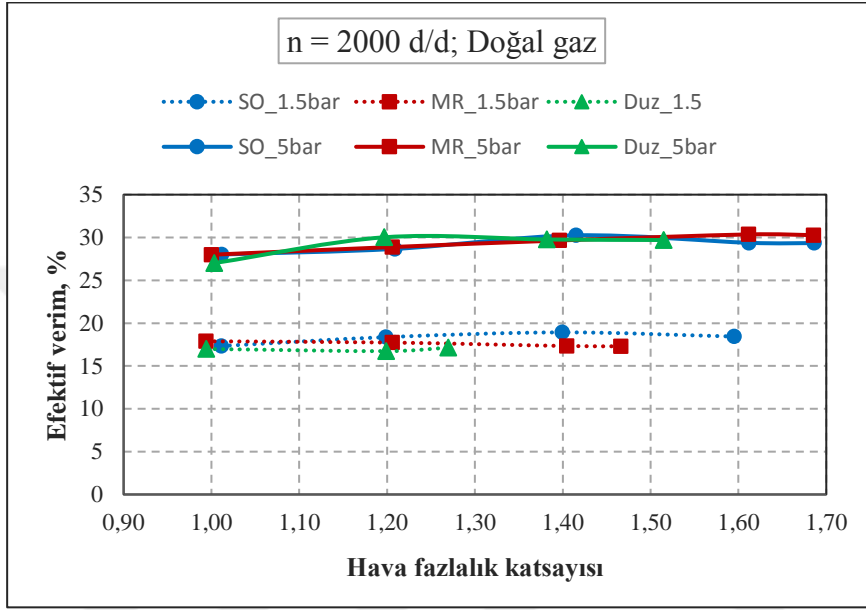
Şekil 4.3 : Yanma odası geometrilerine ait yakıt tüketiminin HFK ile değişimi.

Şekil 4.4'te görüldüğü gibi MR pistonun ateşleme avans değerleri silindirik oyuklu pistondan bile daha azdır. Bu farklılığın sebebi MR pistonun sahip olduğu radyal yöndeki kanal ile oluşturulan hava hareketleridir. Bunun sebebi yanma hızları bölümünde daha detaylı olarak incelenecektir.



Şekil 4.4 : En yüksek motor momenti için gerekli ateşleme avansları.

Motor dönme sayısının artması ile birlikte 1500 devir/dakika deneyleri için yukarıda yapılan değerlendirmelere benzer değişimler görülmüştür. Şekil 4.5'te görüldüğü gibi %20 yük civarı düz pistonun verim değeri diğerlerinden daha azdır. Yüksek yük bölgesinde verim değerleri üç piston için de aynı kabul edilebilir. 2000 d/d koşullarında özellikle 1,5 bar için $\lambda \geq 1,4$ şartlarından sonra verim değeri düşmeye başlamaktadır.

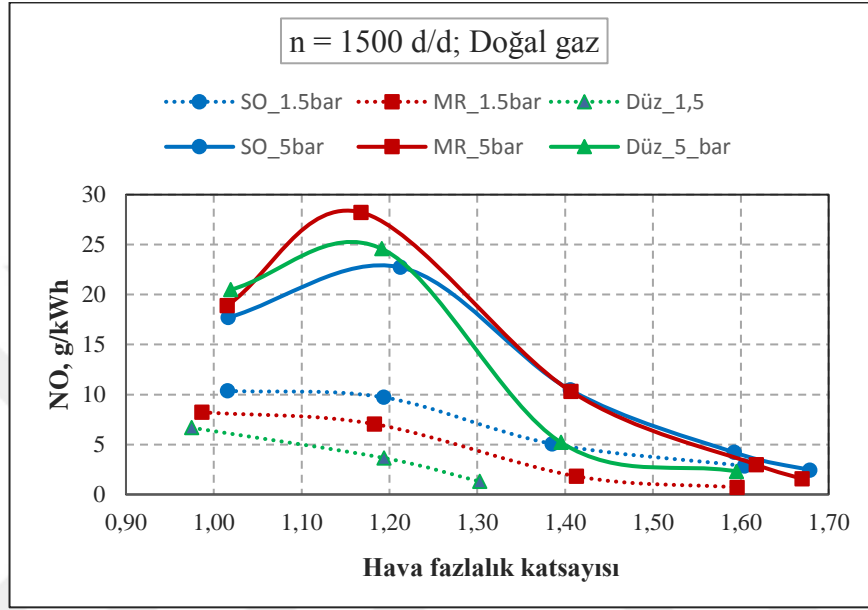


Şekil 4.5 : 2000 devir/dakika şartlarında farklı yanma odası geometrilerine ait verim değerleri.

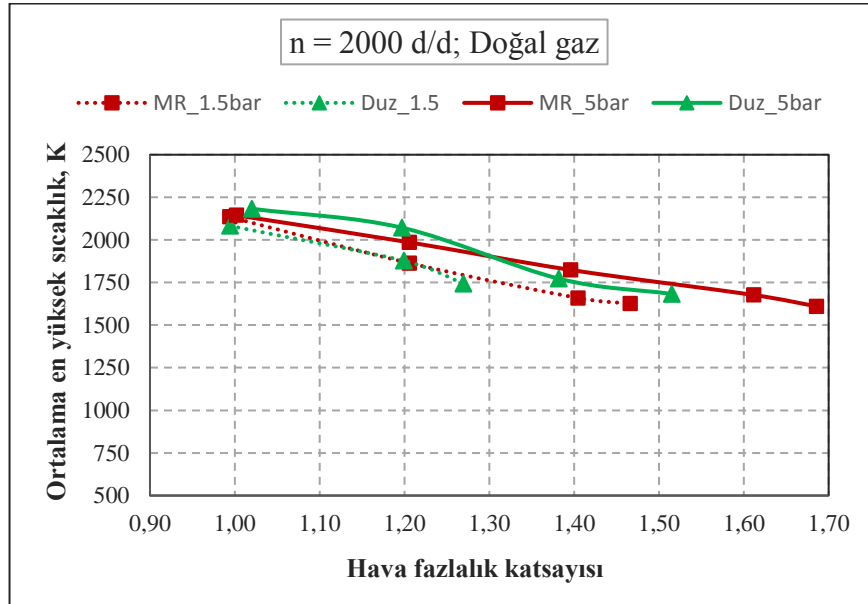
4.1.2 Emisyonlar

Doğal gaz yakıtının kullanımını cazip hale getiren özelliklerinden biri de fakir karışım içerisindeki ateşleme limitlerinin benzine göre daha fazla olmasıdır. Bu sayede aşırı fakir karışımda çalışarak NO değerleri oldukça azaltılabilir. Tam yük bölgesindeki güç azalması haricinde buradaki en önemli sınır çevrimler arası farklılık değerleridir. Dolayısıyla fakirleşme sınırını, çevrimler arası farklılık değeri belirlemiştir. Yanma odası geometrilerinin efektif verim üzerindeki etkisi az olmasına rağmen emisyonlar üzerinde daha fazla etkiye sahip olduğu görülmüştür. Düşük yüklerde (OEB < 5 bar) karışımın biraz fakirleşmesi ile NO miktarında fazla bir artış olmamıştır. Bilindiği gibi $\lambda = 1,1$ civarı NO emisyonları en yüksek değere ulaşır. Fakat bu fakirleşme ile Oksijen miktarı artarken sıcaklık değerleri düşmektedir. Bundan dolayı 1,5 bar, $\lambda = 1,2$ için silindir içi ortalama en yüksek sıcaklık değerleri 1750 K civarına yaklaşmıştır (Şekil 4.7). Bu sıcaklık değeri NO oluşumunun başladığı sınıra çok yakındır [37]. Bu nedenle NO oluşumu sürekli azalma göstermiştir. 1,5 ve 3 bar şartlarında tüm pistonlarda NO

fakirleşmeye bağlı olarak sürekli düşme eğilimi göstermiştir (Şekil 4.6, Şekil 4.9). OEB'nin artması ile (5-7 bar) NO değişimi beklenen eğilimi göstermiş ve karışımın aşırı fakir bölgeye gelmesi durumunda NO 2g/kWh değerinin altına inmiştir. Bu değer Stage V emisyon limitlerinde THC ve NO için birlikte verilen 8 g/kWh'in oldukça azdır. Fakat THC deki artış nedeniyle toplam emisyon değeri limit değerin üzerindedir. THC emisyonuna ait sonuçlar sonraki bölümde detaylı olarak açıklanmıştır.



Şekil 4.6 : Farklı yanma odaları için NO emisyonlarının değişimi.



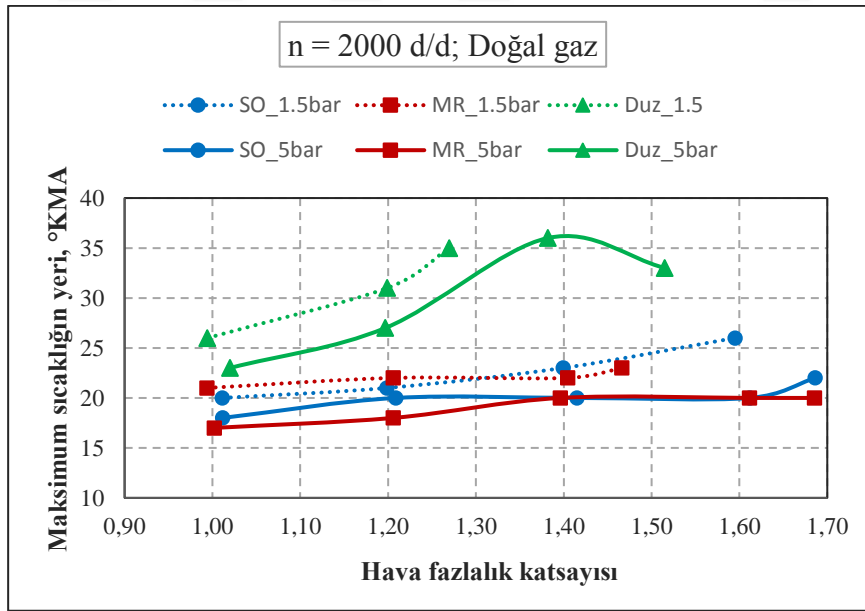
Şekil 4.7: Silindir içi basınca göre ideal gaz denklemi ile hesaplanan ortalama sıcaklıklar.

NO oluşumunda önemli bir etkide en yüksek sıcaklık değerinin olduğu yerdir. Bilindiği gibi yanma odası içerisinde ilk yanan bölgelerin sıcaklığı daha sonra

yananlara göre daha yüksektir. Bu sebeple ilk bölgelerde daha fazla NO üretilir [37]. Hesaplanan ortalama sıcaklığın oluştuğu yere göre ilk yanan bölgelerin sıcaklığı hakkında bir öngörüle bulunulabilir.

MR ve Düz piston için Şekil 4.7’de verilen sıcaklık değerleri aynı OEB şartlarında çok benzerdir. Fakat bu sıcaklıkların oluştuğu konum yanma odası geometrisine bağlı olarak önemli derecede değişmektedir (Şekil 4.8). Özellikle düz pistonda en yüksek sıcaklık ÜÖN’den daha ileri konumlarda ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple düz piston ait NO değerleri fakir karışım bölgesinde diğerlerine göre daha hızlı bir düşme göstermiştir (Şekil 4.6, Şekil 4.9).

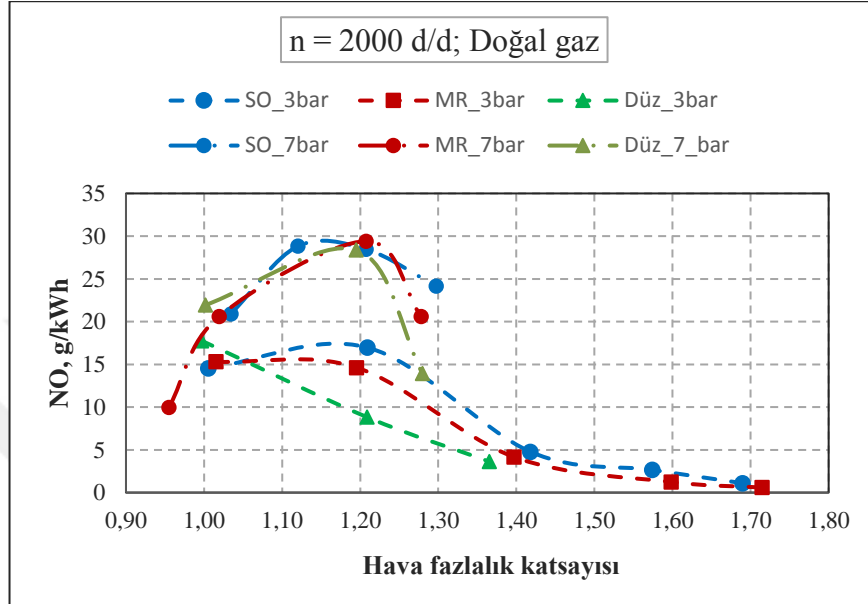
Her iki devir sayısında da 7 bar deneyi $HFk > 1,3$ şartlarında elde edilememiştir. Çünkü gaz kelebeği tam açık pozisyona geldiği için karışımı fakirleştirmek için yakıt azaltılması gereklidir. Bu ise sabit OEB deneylerine uygun değildir. Dolayısıyla bu şartlarda NO emisyonları fakirleşme ile düşürmek mümkün değildir. Bu noktanın tam yük koşullarına yakın olduğu ve gerçek motorların tam yükte çok az çalıştığı da göz önünde bulundurularak zengin karışım bölgesinde de deneyler yapılmıştır. MR piston ile yapılan deneylerde $\lambda = 0,95$ şartlarında NO 10 g/kWh’e kadar düştüğü görülmüştür (Şekil 4.9).



Şekil 4.8 : İdeal gaz denkleminde en yüksek ortalama sıcaklığın yeri.

Yapılan deneylerde ateşleme avansı sadece motor moment değerine göre seçilmiştir. Bunun yanında NO değerlerine göre de ideal bir avans tespiti ile NO daha da aşağıya çekilebilir. Yine Şekil 4.9’den görüleceği gibi düz piston düşük yüklerde (3 bar) fakir

bölgede yukarıda açıklanan sebeplerden dolayı daha az NO üretmiştir. Bu deney motoru ile yapılan başka bir çalışmada ilgili motor için geçerli olan emisyon test yönergesine göre yapılacak bir regülasyon testinde NO bakımından tam yük bölgesinde stokiyometrik karışım ile bile çalışmasının mümkün olduğu fakat THC için bir ilave dönüştürücüye ihtiyaç vardır.

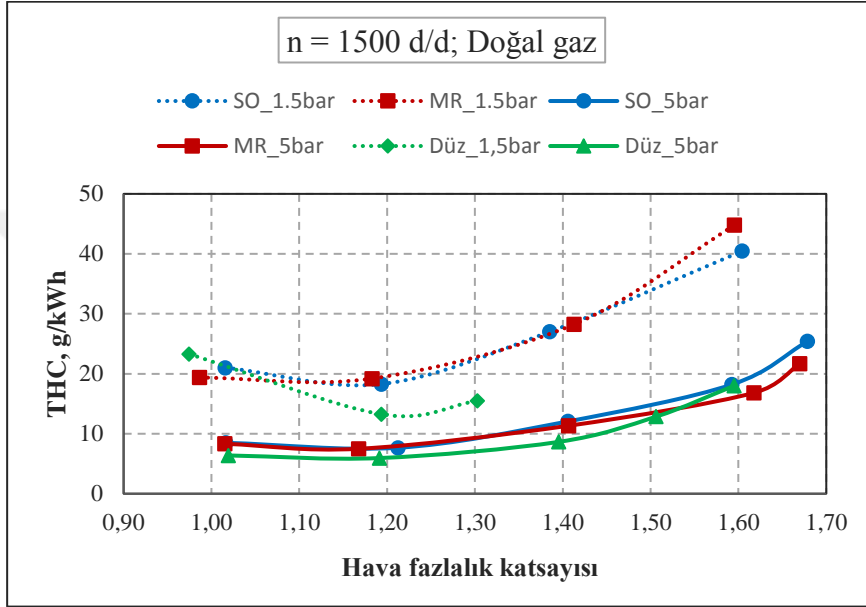


Şekil 4.9 : 2000 devir/dakika motor hızında NO değerleri.

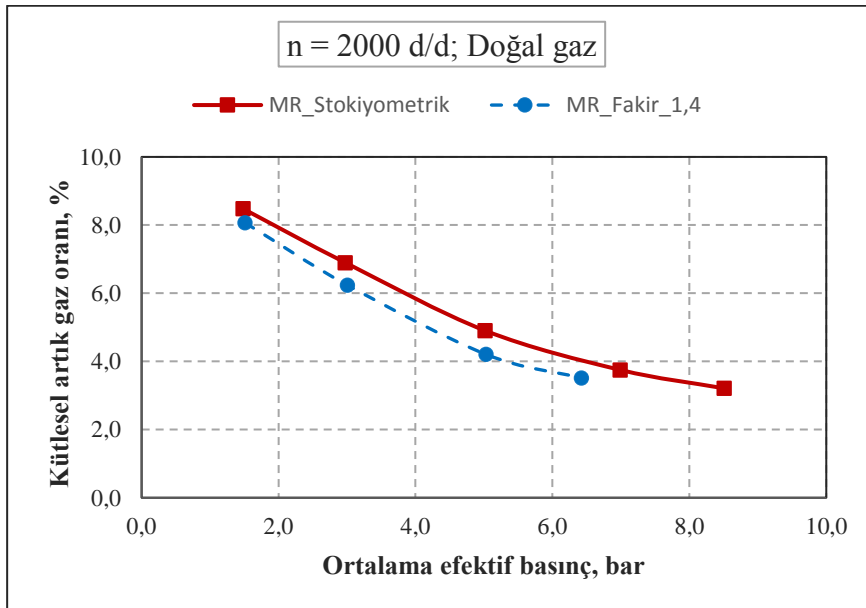
Fakir karışım bölgesinde çalışmayı sınırlayan limitlerden biri de THC emisyonlarıdır. Karışım fakirleştikçe yanma odası içerisindeki sıcaklık değeri ve alev ilerleme hızı azalır. Bu sebeple özellikle silindir duvarına yakın bölgelerde alev sönmeleri meydana gelir. Bu THC'nin ana kaynaklarından birisidir. $\lambda \geq 1,6$ şartlarında NO çok düşük seviyelere gelmesine rağmen THC emisyonları oldukça artmıştır. Ortalama efektif basınç değerinin artması ile THC emisyonlarının azaldığı görülmüştür (Şekil 4.10). Burada yanma odasındaki ortalama sıcaklığın artması, yanma süresinin kısılması ve artık gaz miktarındaki azalma bu değişim üzerinde etkilidir.

Artık gazların hesabı bölüm 3'te tanımlanan yöntemle yapılmıştır. Artık gaz kütlelerinin toplam dolgu miktarına oranı OEB'nin artması veya karışımın fakirleşmesi ile birlikte azalmaktadır (Şekil 4.11). Stokiyometrik karışımında OEB arttıkça THC'nin azalmasında artık gaz miktarı etkilidir. Fakat karışımın fakirleşmesi artık gaz miktarını düşürmesine rağmen soğumaya bağlı olarak alev sönmelerinin olması nedeniyle THC'de artış görülmüştür. Düz pistonun bazı çalışma koşullarında özellikle düşük yüklerde THC değerlerinin daha az olduğu görülmüştür. Bunun sebebi olarak, yanma süresinin daha uzun olması nedeniyle yanmanın genişleme sürecine doğru kayması ve

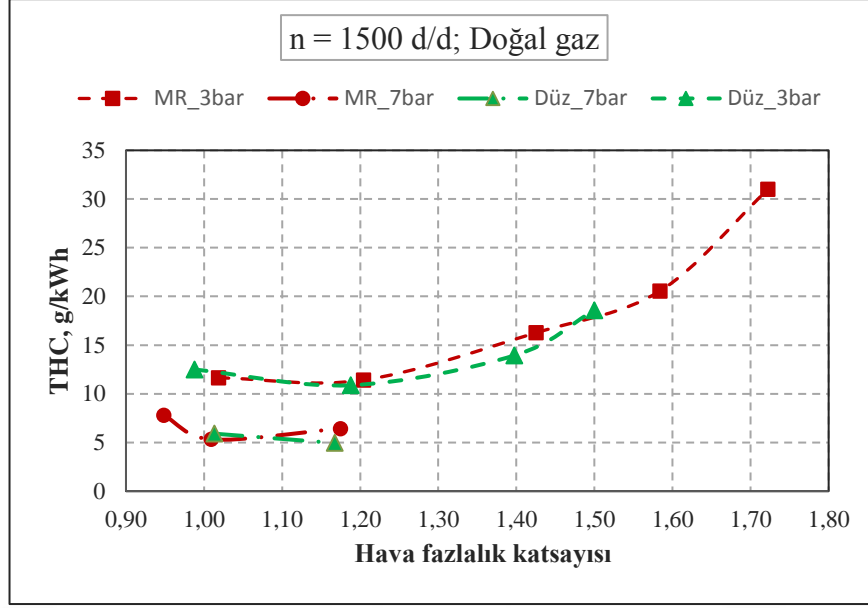
artan gaz sıcaklıkları nedeniyle alev sönmelerinin azalması gösterilebilir (Şekil 4.7). Diğer etkisi olduğu düşünülen değişiklik ise düz pistonun 12 sıkıştırma oranında üretilebilmesi için 85 mm'lik piston çapından 5 mm talaş kaldırılmıştır. SO pistonda ise piston ortasına 48 mm çapında ve 18 mm derinliğinde, MR geometride ise 36,5 mm çapında, 20 mm derinliğinde oyuklar açılmıştır. Böylece THC'nin kaynaklarından olan üst basınç segmanı ile piston üst yüzeyi arasında kalan mesafe ve dolayısıyla hacim (crevice) düz pistonda diğer tasarımlara göre daha azdır.



Şekil 4.10 : THC emisyonunun HFK ile değişimi.



Şekil 4.11 : OEB ile artık gaz oranının değişimi.



Şekil 4.12 : Farklı yüklerde göre THC'nin değişimi (n= 1500 d/d).

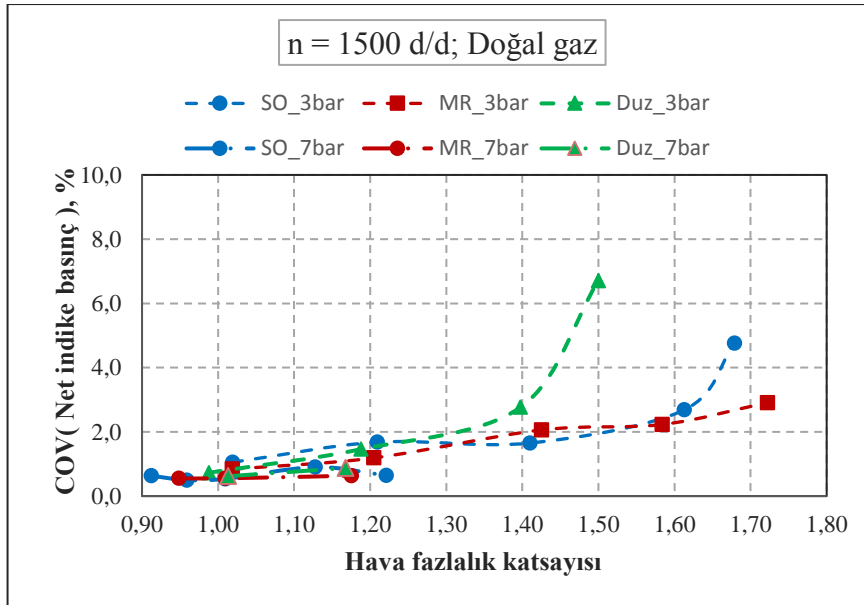
THC gazlarının oluşumunda motor dönme sayısının da etkisi vardır. Çünkü hızın belli bir değere kadar artması halinde yanma süresi kısalmasıyla birlikte alev sönme bölgesi azalmaktadır. Sabit OEB deneyleri için iki farklı hızda deney yapılmıştır. Motor dönme hızının artmasıyla THC emisyonlarında stokiyometrik karışım dışında bir azalma eğilimi görülmemesine rağmen bu durumun her noktada geçerli olduğu söylenemez (Şekil 4.12). Tez çalışmasının hedeflerinden birisi kullanılan tek silindirli deney motoru için geçerli olan Faz 5 emisyon sınır değerlerini doğal gaz yakıtı ile aşırı fakir karışımda doğrudan sağlama imkanının araştırılmasıdır. THC değerlerinin beklenenden fazla yükselmesi bir sorun oluşturmuştur. Bu nedenle başka bir araştırmacı tarafından aynı deney motoru ile THC oluşumunda HFK, motor dönme sayısı, motor soğutma suyu sıcaklığı ve ortalama efektif basıncın etkisi bir deneysel tasarım yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmaya göre motor hızı, THC'nin oluşumu üzerinde yaklaşık %10 katkıya sahiptir ve motor hızının artması (1500-2000-2500 devir/dakika) bu emisyonu azaltıcı yönde bir etki yapmaktadır.

Sonuç olarak bu bölümde verilen bilgilere göre doğal gaz ile herhangi bir çalışma noktasında doğrudan egzoz emisyonu sınır değerlerini sağlamak mümkün gözükmemektedir. Deneylerde bazı sebeplerden dolayı motor soğutma suyu giriş sıcaklığı 66 °C de sabit tutulmuştur. Bu değer normalde 85-90 °C civarı olmalıdır. Ayrıca bölüm 4.3'te verilen yanma deneyleri esnasında ateşleme avansının sabit tutulması nedeniyle geciktirilmiş avans ile çalışma şartlarında, THC değerlerinde azalma görülmüştür. Tüm bu bilgilerden yola çıkılarak THC gazları bazı işletme

değişkenlerinin yeniden seçilmesi ile bir miktar daha azaltılabilir. Fakat yine ilave bir egzoz gazı dönüştürücü sistemine ihtiyaç olması beklenmektedir.

4.1.3 Çevrimler arası farklılıkların incelenmesi

Aşırı fakir karışım ile çalışmayı sınırlayan bir değişken de çevrimler arası farklılık değerleridir. Diğer bir deyişle motorun tutuşma limitlerine bağlı olarak düzenli ve kararlı çalışmasıdır. Doğal gaz benzine göre daha geniş karışım oranlarında tutuşabilmektedir. Bunun yanında yanma odası şeklinin de çevrimler arası farklılık üzerinde etkisi vardır. Bölüm 4.2’de benzin ve doğal gaz yakıtları bu amaç doğrultusunda mukayese edilmiştir. Burada ise yanma odası geometrisinin COV üzerine etkisi incelenmiştir. Çevrimler arası değişimi incelemek için silindir içi basınç ölçümlerinden faydalanılır. Bu basınç ve hacim bilgisinden yola çıkılarak hesaplanan farklı büyüklüklerin belirlenen bir sınır değeri geçmemesi istenir [12,13]. Genellikle ortalama net indike basınç, en yüksek basınç, en yüksek basınç değerinin olduğu konum veya yakıtın belli bir yüzdesinin yandığı konumun her bir çevrimdeki değişimi incelenmektedir. Tez çalışmasında her bir deney noktası için 200 çevrim kaydedilmiştir. Ortalama indike basınç değerindeki değişimin, literatürde kabul edilen %5 değerini geçtiği çalışma koşulları, uygulanabilir bir nokta olarak değerlendirilmemiştir.

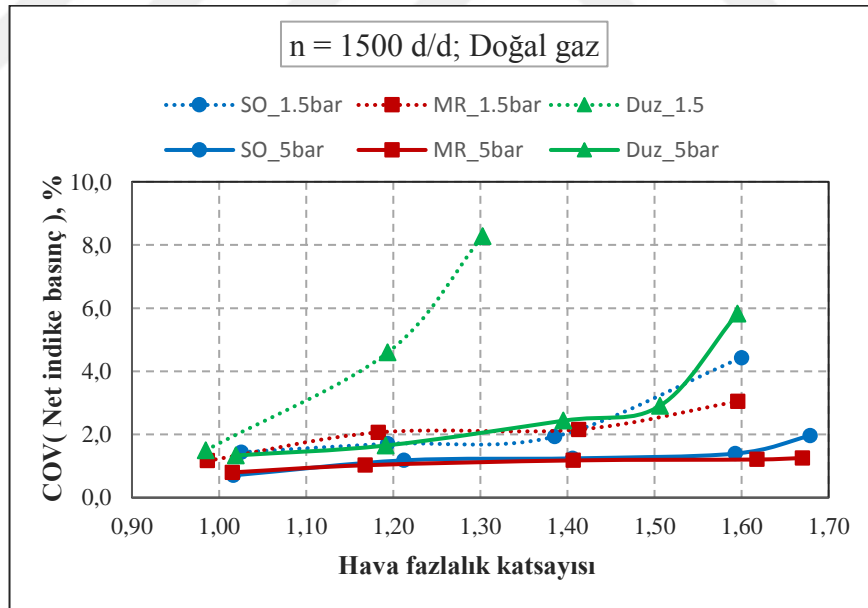


Şekil 4.13 : Farklı yanma odası geometrilerine ait COV değerleri.

Üç farklı yanma odası ile yapılan deneylerde yük miktarının artmasıyla çevrimler arası farklılıklar azalmaktadır. Bu durum Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’te görülmektedir.

Stokiyometrik karışımda yanma odası geometrilerinin çevrimler arası farklılığa bir etkisi olmamıştır. Tüm yanma odaları için farklı yüklerde ve motor hızlarında COV %1'in altındadır. Fakat karışımın fakirleşmesi ile yanma odasının etkisi ortaya çıkmaktadır. Düz pistonda 1,5 bar OEB'de, $\lambda \geq 1,2$ den sonra COV, %5 değerini geçmiştir. 3 bar için bu sınır $\lambda > 1,4$; 5 bar için 1,6'dır (Şekil 4.14). SO ve MR pistonlar ise fakir karışımlarda daha kararlı bir çalışma göstermişlerdir. 1,5 bar şartlarında bile HFK'nın 1,6 değerinde her iki pistonda kararlı olarak çalışmayı temin etmişlerdir. MR geometrisi $\lambda = 1,7$ değerine kadar daha kararlı çalışmaktadır.

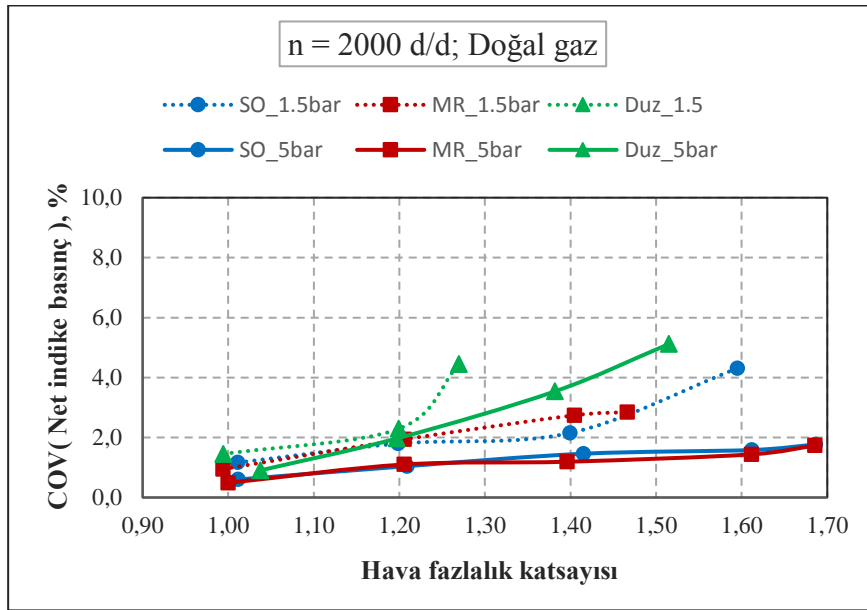
Tez çalışmasında doğal gaz için bu iki piston kullanıldığı zaman COV değeri bakımından karışım 1,7 değerine kadar fakirleştirilebileceği görülmüştür. Pistonun üzerine açılan oyuk pistonun hareketiyle, bilindiği gibi içerisine doğru bir hava hareketi oluşturur. Bu hava akımı daha çok oyuk üst kenarı etrafında görülür. Oyuk merkezinde ise daha durağan şartlardır. Eğer bu motorda olduğu gibi ateşleme bujisi bu oyuğun merkezine yerleştirilmişse hava hareketinin az olmasından dolayı buji tırnağından ısı geçişi azalır ve ateşleme daha kararlı hale gelir [59]. Ayrıca buji tırnağı etrafında aşırı hava hareketi olursa bu yeni oluşan alevin sönmesine de sebep olur.



Şekil 4.14 : Farklı yanma odası geometrilerine ait değişim katsayıları.

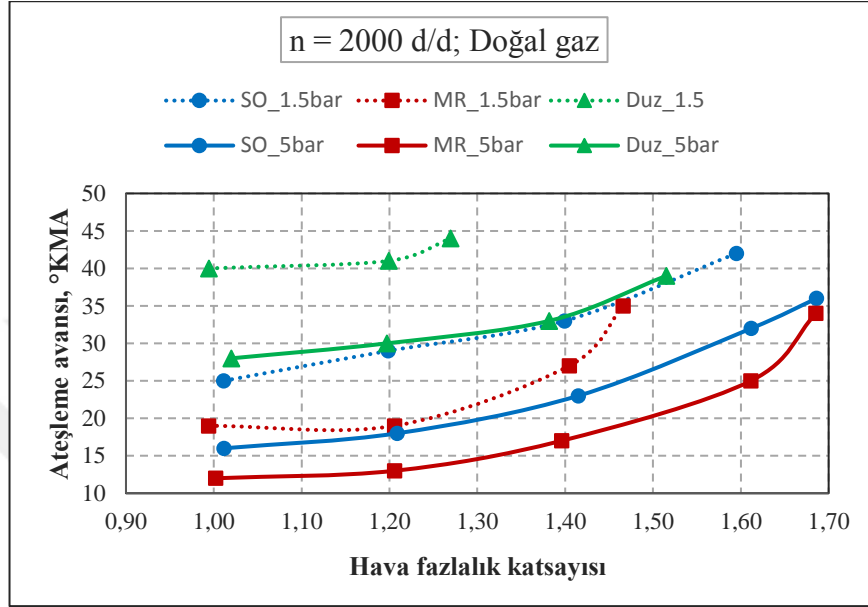
Çevrimler arası farklılık üzerinde tutuşma ve ilk alev gelişme süreçleri belirleyici bir etkiye sahiptir. Motor dönme sayısındaki değişim de çevrimler arası farklılık değeri üzerinde etkilidir. Düz piston için %20 yük durumunda devir sayısının artması çevrimler arası değişimi azaltmıştır (Şekil 4.14, Şekil 4.15). Diğer pistonlar için bu şartlar altında bir etki ortaya çıkmamıştır.

SO ve MR yanma odası geometrileri yukarıda anlatılan etkiler sebebiyle fakir karışım bölgesinde daha kararlı bir çalışma sağlamaktadır. Ayrıca artan türbülans şiddetine bağlı olarak yanma süresinin kısalması ile en yüksek döndürme momenti için gerekli ateşleme avans değeri azalmıştır. Bu nedenle ateşleme daha sıcak bir ortamda başlamaktadır. MR piston genellikle daha az ateşleme avansında istenen OEB'yi vermiştir (Şekil 4.16). Burada bu piston üzerinde bulunan radyal yönde hava akışı sağlayan kanalın etkisi ortaya çıkmıştır. Sabit ortalama efektif basınç değerinde yapılan deney sonuçlarını özetlemek gerekirse doğal gaz yakıtı ile çalışmada, verim ve NO için aşırı fakir karışım bölgesinde çalışmak tercih edilmelidir. Bu durumda MR veya SO piston ile $\lambda = 1,7$ şartlarında COV değerleri belirlenen sınırlar içerisinde. Fakat artan THC nedeniyle avans değerleri yeniden belirlenmesi gereklidir. Çünkü yanmanın bir miktar genişleme zamanına kayması THC değerlerini azaltmaktadır. Fakat ilgili emisyon gaz standartlarını sağlamak için metan indirgeme katalizatörlerine ihtiyaç olacaktır. Egzoz sıcaklığının artırılması bu sistem için de gereklidir. Çalışma koşulu olarak stokiyometrik karışım da tercih edilebilir. Buna göre verimde % 4-5 civarı bir kayıp söz konusu olacaktır. Stokiyometrik karışım ile çalışılırsa, yanma odası geometrisinin verim üzerinde ki etkisi daha azdır. Çevrimler arası farklılıklar da tüm pistonlar için benzer mertebelindedir. Düz piston tercih edilmesi halinde NO değerlerinde bir miktar artma olmuştur. Stokiyometrik karışımda egzoz gazlarını indirmek için üç yollu katalitik dönüştürücü kullanmak gereklidir.



Şekil 4.15 :2000 devir/dakika koşulları için COV değerleri.

Deney motorunun buji ateşlemeli olduğu düşünüldüğünde motor dönme sayısının 4000-5000 devir/dakikaya ulaşması halinde, düz piston için ateşleme avans değerinin çok yükselmesi gerekmektedir. Yanma süresi en az olan MR geometri bu açıdan tercih edilebilir. MR geometri aynı şartlar altında SO pistona göre en az 5 °KMA daha az ateşleme avansı ile aynı gücü vermiştir (Şekil 4.16).

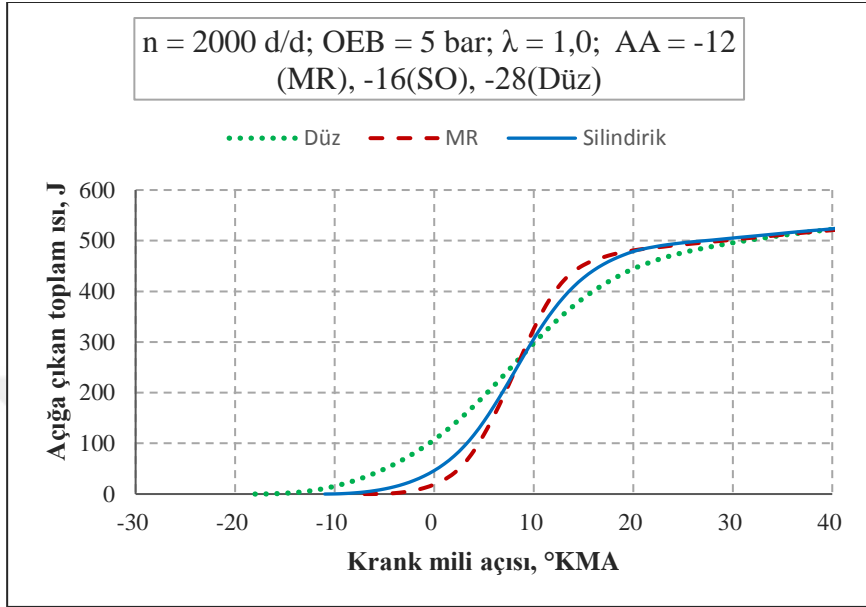


Şekil 4.16 : Farklı yanma odası geometrilerine ait seçilen ateşleme avansları.

4.1.4 Yanma süreleri

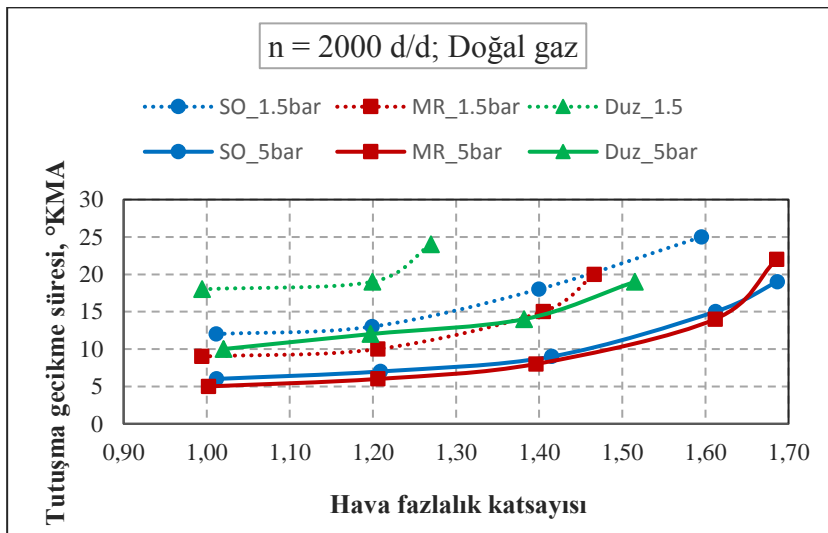
Tez çalışması kapsamında yanma odası geometrisinin etkisinin daha iyi incelenmesi için silindir içi basınç ve hacim bilgisinden yola çıkılarak yanma süreci daha detaylı olarak incelenmiştir. Fakat bu kısımda yapılan deneylerde tüm giriş değişkenleri (ateşleme avansı, yakıt miktarı) sabit ortalama basıncı elde etmek için ayarlanmıştır. Dolayısıyla yanma odasının ortaya çıkardığı değişiklikleri tam olarak bu şartlar altında incelemek doğru olmayabilir. Bu sebeple burada sabit ortalama efektif basınç deneylerinin yanma sürecine ait az bir bilgi verilmiştir. Bu bilgilerde yanma odası şeklinin yanma süreci üzerinde nasıl bir etki yaptığına dair genel bir fikir edinilmesini sağlamıştır. Fakat daha kesin bir sonuca ulaşmak için yanma analizine yönelik ayrı deneyler yapılmıştır (Bölüm 4.4). Yanma odası geometrisinin etkisi yanma süreleri veya ısı açığa çıkış eğrilerinde açıkça ortaya çıkmaktadır. Isı açığa çıkış hesabının nasıl yapıldığı bölüm 3.1’de ayrıntılı olarak izah edilmişti. Sabit OEB’de her bir piston için farklı ateşleme avans değeri belirlendiği için ısı açığa çıkışı farklı noktalardan başlamıştır. Şekil 4.17’de görüldüğü gibi ÜÖN’den 28 °KMA önce ateşlenen düz pistonda ısı açığa çıkışı daha önce başlamaktadır. Oyuklu geometriler sonra

ateşlenmesine rağmen daha hızlı bir ısı açığa çıkışı göstermişlerdir. SO ve MR pistonlar kıyaslanırsa, MR yanma odası 0-15 °KMA arasındaki ısı açığa çıkış eğrisinin eğimi daha fazladır (Şekil 4.17). Bu türbülans şiddetinin SO'dan daha fazla olduğunu göstermektedir.



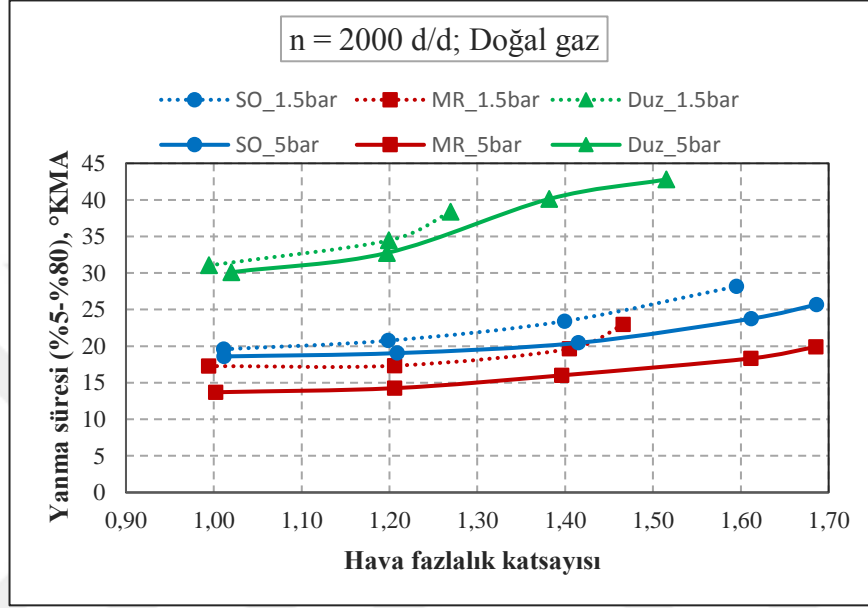
Şekil 4.17 : Yanma odası tasarımının ısı açığa çıkışı üzerindeki etkisi.

Bu tezde, ısı açığa çıkış noktası ile ateşleme avansı arasında geçen süre tutuşma gecikme süresi olarak tanımlanmıştır. Yanma odası geometrilerinin bu süre üzerinde de büyük etkisi vardır. Özellikle düz pistonda bu süre oldukça uzundur. OEB'nin artması hem yanma süresini hem de tutuşma gecikme süresini azaltmıştır (Şekil 4.18). Tutuşma gecikmesi üzerinde bujinin ilk ateşleme anında ve sonrasındaki fiziksel koşullar önemli etkiye sahiptir.



Şekil 4.18 : Farklı yanma geometrilerine ait tutuşma gecikmesi süreleri.

Toplam yanma süresinin, türbülans şiddeti ile kısılmasından dolayı SO ve MR ÜÖN'ye daha yakın yerlerde ateşlenmiştir. MR ile düz piston arasında 1,5 bar şartlarında yaklaşık 10 °KMA'lık bir tutuşma gecikme süresi farkı oluşmuştur. OEB'nin 5 bar olması halinde bu fark 5 °KMA seviyesine düşmüştür. Verilen bu süreler stokiyometrik karışım için geçerlidir. Karışımın fakirleşmesi ile tutuşma süreleri arasındaki farklar da artmıştır (Şekil 4.18).



Şekil 4.19 : Yanma odası tasarımının yanma süresine etkisi.

Genellikle silindir içi basınç bilgisi ile yapılan yanma araştırmalarında, yanma süresinin değişimi incelenir. Yanma süresi genellikle toplam yakıtın %90'ının ve %5'inin yanması arasında geçen süre olarak kullanılmıştır. Fakat yaptığımız çalışmalarda bölüm 4.4.2'de ayrıntılı olarak açıklandığı gibi sensörlerden kaynaklanan ölçüm hatalarından dolayı yakıtın %80'inin ve %5'inin yanması arasında geçen süre dikkate alınmıştır. Bu kabul farklı yanma odası geometrileri arasında yapılan karşılaştırmalarda bir hataya sebep olmamaktadır. Sadece karışımın fakirleşmesi halinde oluşacak bazı hataları engellemektedir. Şekil 4.19'da düz pistonun yanma süresinin SO'dan 10, MR den 15 °KMA daha fazla olduğu görülmektedir. MR geometrinin yanma süresi SO'dan 5 °KMA daha kısadır. Bu farklılığın ortaya çıkmasındaki temel etki türbülans şiddetlerinin fazla olmasıdır. Türbülans şiddetinin termodinamik yaklaşım ile tahmini bölümünde bu değişim yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Bu farklılığa yol açan diğer bir etki ise hava hareketlerinin hava yakıt karışımını kademeli hale getirmesidir. Bu olaya ait bir ölçüm yapılması bu tez çalışması içerisinde söz konusu değildir. Fakat özellikle benzin yakıtının kullanıldığı

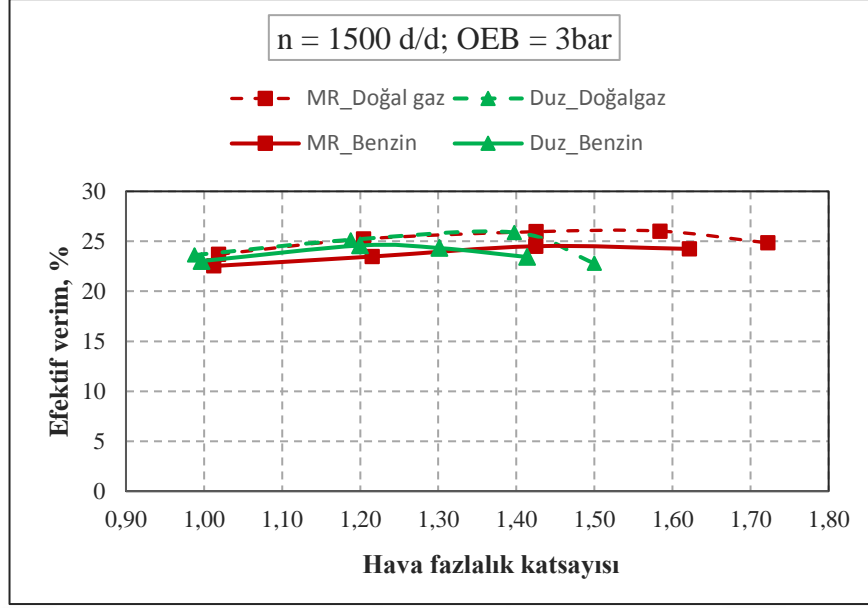
deneylerde motorun $\lambda = 1,6$ şartlarında bile kararlı sayılabilecek çalışma noktalarının olması, bir kademeleşme olduğu tezinin güçlendirmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi kullanılan deney motorunun emme kanalı tasarımı, dizel motorların ihtiyaç duyduğu radyal hava hareketini artıracak biçimdedir. Bu nedenle kademeli dolgu oluşması mümkündür.

4.2 Doğal gaz ve Benzin Yakıtlarının Karşılaştırılması

Bölüm 4.1’de sadece doğal gaz yakıtı kullanılarak farklı yanma odası geometrileri karşılaştırılmıştı. Bu bölümde ise sabit ortalama efektif basınç için benzin ve doğal gaz yakıtları ile yapılan deney sonuçlarına yer verilmiştir.

4.2.1 Efektif verim ve yakıt tüketimi

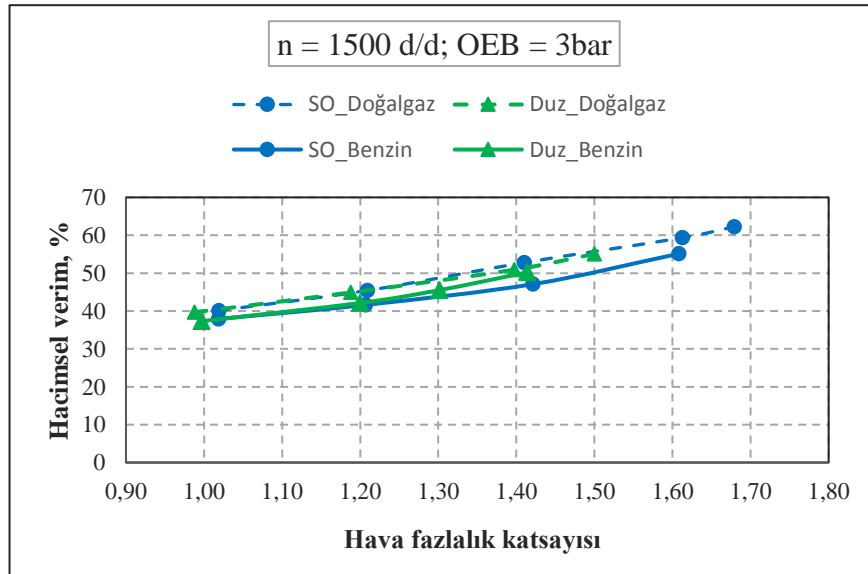
Şekil 4.20’de doğal gaz ve benzin yakıtlı durumda iki farklı yanma odası için verim değerleri gösterilmiştir. Deney sonuçlarında genellikle kısmi yük bölgesinde doğal gaz yakıtlı durumda efektif verimde bir artış görülmüştür. Yakıtların farklı fiziksel fazlarda emme portuna püskürtülmesi ve karışım oluşumu süreçlerinin farklı olması kısmi yüklerde verim değerini etkilemiştir. Doğal gaz yakıtı ile fakir karışım tarafında ($\lambda > 1,4$) benzine göre %3 civarı bir verim artışı elde edilmiştir. Stokiyometrik karışımında her iki yakıtın verim değerleri aynı kabul edilebilir. Ayrıca her iki yakıt için de MR veya SO pistonla, stokiyometrik karışım yerine fakir karışım ile çalışılması durumunda aynı gücün elde edildiği şartlarda (sabit n ve OEB) yaklaşık %5 verim artışı sağlanmıştır. Doğal gazın alt ısıl değerinin daha fazla olmasına rağmen her iki yakıt için karışımların alt ısıl değerleri birbirine çok yakındır. Bu nedenle sabit efektif basıncı elde etmek için doğal gaz yakıtında daha fazla havanın silindir içine alınması gerekir. Dolayısıyla efektif verim değerlerinin farklı olmasının bir sebebi de hacimsel verimlerin farklılığıdır. Şekil 4.21’de hacimsel verim değerleri gösterilmiştir. Her iki yanma odasında da doğal gazın hacimsel verimi benzine göre daha fazladır. Fakat yakıtların tutuşma limitleri nedeniyle benzinin kullanıldığı durumda verim değerindeki düşme HFK’nın daha küçük değerlerinde başlamıştır. MR piston ise her iki yakıtla da $\lambda = 1,6$ koşullarında çalışmaya imkan vermiştir (Şekil 4.20). Farklı yakıtlar mukayese edilirken grafiklerin fazla karmaşık olmaması için SO yanma odası geometrisine yer verilmemiştir. Bu piston genellikle MR ile benzer eğilimler göstermiştir.



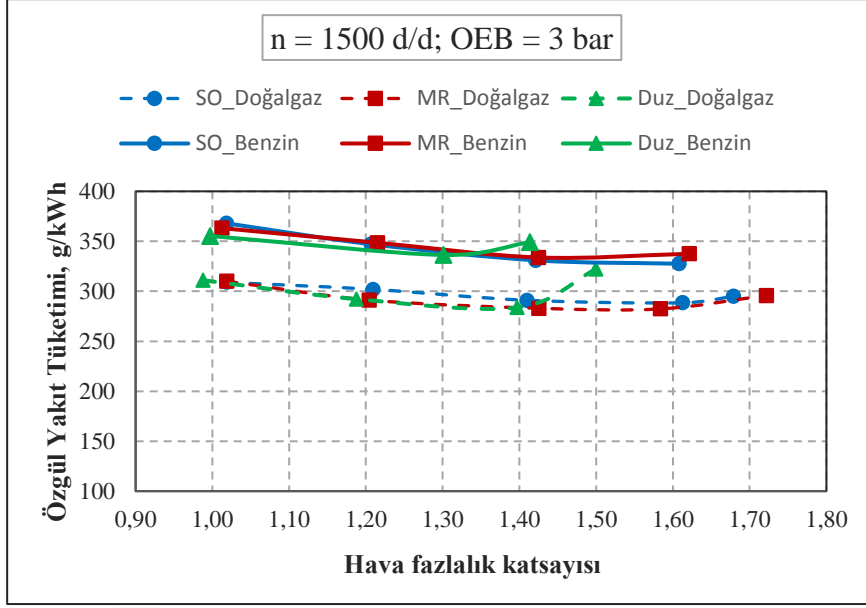
Şekil 4.20 : Doğal gaz ve benzin yakıtlı durumda efektif verimin değişimi.

Kullanılan yakıtların alt ısıl değerlerinin farklı olmasından dolayı verim değerleri aynı olsa bile özgül yakıt tüketimleri arasında belli bir fark oluşmaktadır. 4.1'e göre aynı verim değerinde doğal gazın ÖYT'sinin benzine göre alt ısıl değerlerindeki farklılıktan dolayı % 10 civarı daha az olması beklenir. Her iki yakıt için farklı pistonlara ait ÖYT değerlerinde bu fark % 10'dan fazladır (Şekil 4.22). Çünkü çalışma şartlarında doğal gazın verim değeri az da olsa benzinden yüksektir. Bu nedenle benzinin yakıt tüketim değeri yaklaşık olarak %15 daha fazladır.

$$\text{ÖYT} = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad (4.1)$$

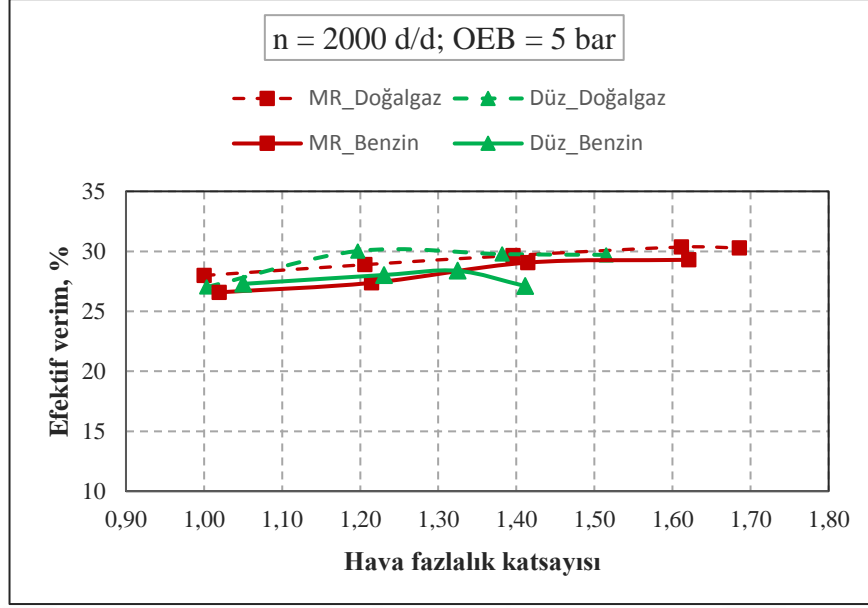


Şekil 4.21 : Benzin ve doğal gaz yakıtlı durumda hacimsel verim değişimi.



Şekil 4.22 : Doğal gaz ve benzin için özgül yakıt tüketimi değerleri.

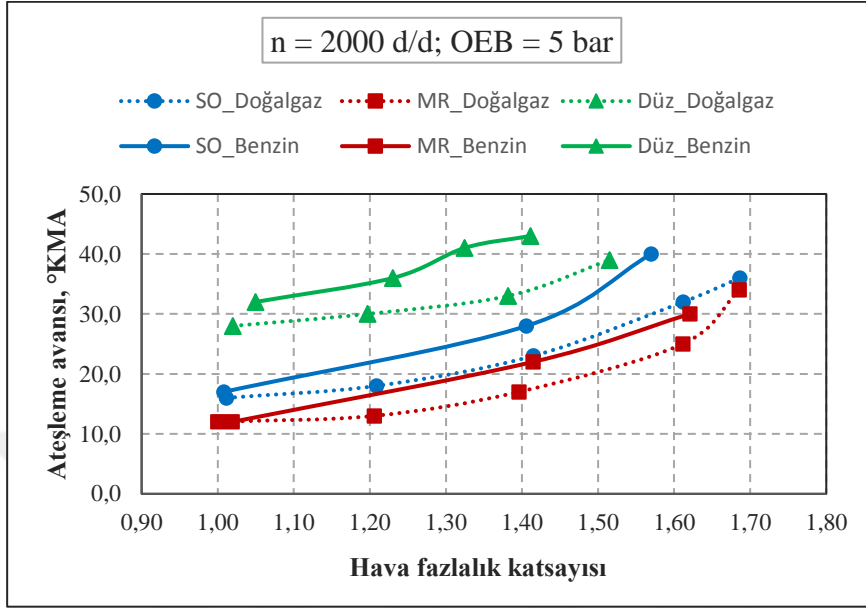
Yakıt tüketimi değeri her iki yakıt için kütleli açıdan incelendiğinde doğal gazın oldukça avantajlı olduğu görülmektedir. Şekil 4.22’de yaklaşık %40 yük durumuna tekabül eden 3 bar koşullarında doğal gaz ile 300 g/kWh değerinin altında çalışmak mümkündür. Normal emişli bir benzin motorunda en düşük yakıt tüketim değerinin 250 g/kWh civarı olduğu düşünüldüğü zaman doğal gazın bu noktadaki cazip yönü daha iyi anlaşılabilir. Yanma odası tasarımının etkisi her iki yakıt için de benzer etkiye sahiptir. İlk göze çarpan değişim düz pistonun fakir karışımlarda belli bir değerden sonra yakıt tüketim değerinin aşırı şekilde artmaya başlamış olmasıdır. Bu durum yanma olayının düzensiz olmasından kaynaklanmaktadır. 5 bar, 2000 d/d şartlarında doğal gaz’ın efektif verim değeri %2-4 daha fazladır (Şekil 4.23). Stokiyometrik karışım halinde verim değerleri aynı kabul edilebilir. Yük miktarının azalması ile verim değerleri arasındaki fark artmaktadır. Burada benzin emme manifolduna sıvı olarak püskürtüldüğü için buharlaşma sürecindeki olumsuzluklarında bu farklılıkta etkisi vardır. Düşük yük bölgesindeki çevrimler arası farklılık değerlerinin benzin için aşırı artış göstermesi bu düşüncüyü desteklemektedir (Şekil 4.31). 5 bar şartlarında doğal gaz için ÖYT değeri 250 g/kWh civarındadır. Bu değer benzinden yaklaşık %10 daha azdır. MR ve SO piston için bu deneylerde $\lambda = 1,7$ şartlarında hacimsel verim tam yük şartlarındaki değerlere çok yakındır. Dolayısıyla motoru daha yüksek yük bölgesine taşımak için sadece yakıt miktarı değiştirilebilir. Buna göre doğal gaz yakıtı ile kısmi yük bölgesinde aşırı fakir karışımla çalışılarak verim artışı sağlanabilir.



Şekil 4.23 : Yakıt türüne ve geometriye göre verimin değişimi.

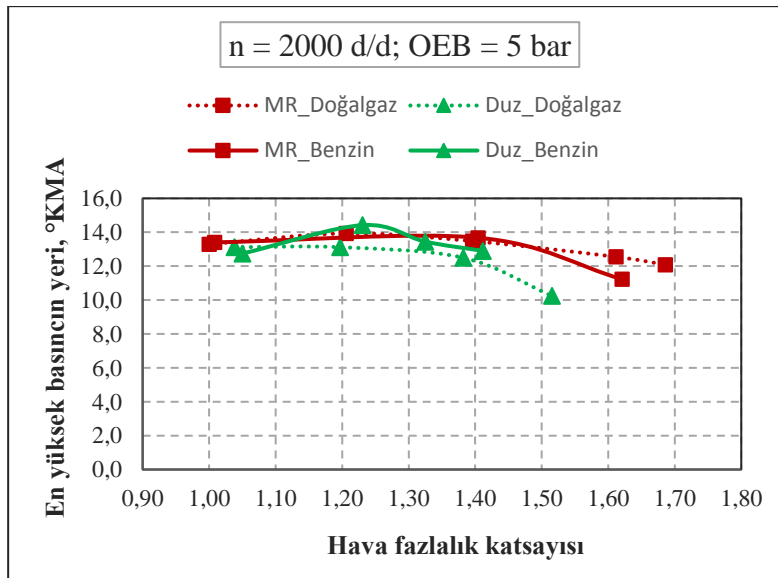
Her iki yakıt için seçilen ateşleme avansları en yüksek motor momentine göre belirlenmiştir. Bu genellikle bir çevrimdeki en yüksek basınç değerinin üst ölü noktadan 13-14 °KMA sonra oluşması durumunda ortaya çıkmıştır. Şekil 4.25’de her iki yakıt için 200 çevrimden elde edilen ortalama çevrimde, en yüksek basınç değerinin yeri verilmiştir. Yakıtların veya yanma odalarının tutuşma limitlerine yaklaşması halinde ateşleme avans değeri çok artırıldığı için basıncın ÜÖN’ye yaklaşmasına sebep olmuştur. Diğer şartlarda 13 ± 1 °KMA civarı bir salınım ortaya çıkmıştır. Ateşleme avansları arasında yanma odasının etkisi Bölüm 4.1’de incelenmiştir. Stokiyometrik karışımda doğal gaz ve benzin yakıtları için ateşleme avansları aynı kabul edilebilir. Fakat karışım fakirleştikçe doğal gaz yakıtlı durumda aynı güç daha az avans (5 °KMA) değeri ile elde edilmektedir. Bu üç farklı piston geometrisi için de geçerlidir (Şekil 4.24). Literatürde özellikle stokiyometrik karışımda yapılan deneylerde benzinin doğal gazdan daha az avans değerinde çalıştığına dair sonuçlar mevcuttur. Buradaki farklılık genelde yapılan çalışmalarda benzin yakıtı ile çalışan ticari bir motor doğal gazlı hale dönüştürülmesi suretiyle kullanılmaktadır. Tez çalışmasında ise orijinali dizel yakıtı ile çalışan bir deney motoru uygun, sıkıştırma oranı ile doğal gazlı halde kullanılmıştır. Klasik benzin motoru ile dizel motor arasındaki temel farklılıklardan bir tanesi emme portlarının oluşturduğu hava hareketlerinin farklı olmasıdır. Buna ilaveten pistonlar üzerine oyuk, vb şekiller oluşturulması, klasik benzin motorlarına göre daha yüksek türbülans şiddeti oluşturmaktadır. Literatürde yanma üzerine yapılan çalışmalarda doğal gaz ve benzin

yakıtının farklı Lewis sayısı sahip olduğu vurgulanmıştır [60]. Lewis sayısı alev cephesinin kıvrılmaya karşı gösterdiği direncin (flame stretch) bir ölçüsü olarak algılanabilir. Doğal gazda bu değer 1 civarı iken benzin için 1,3'tür.



Şekil 4.24 : 2000 d/d motor hızında yakıtlar ve pistonlar için avans değerleri.

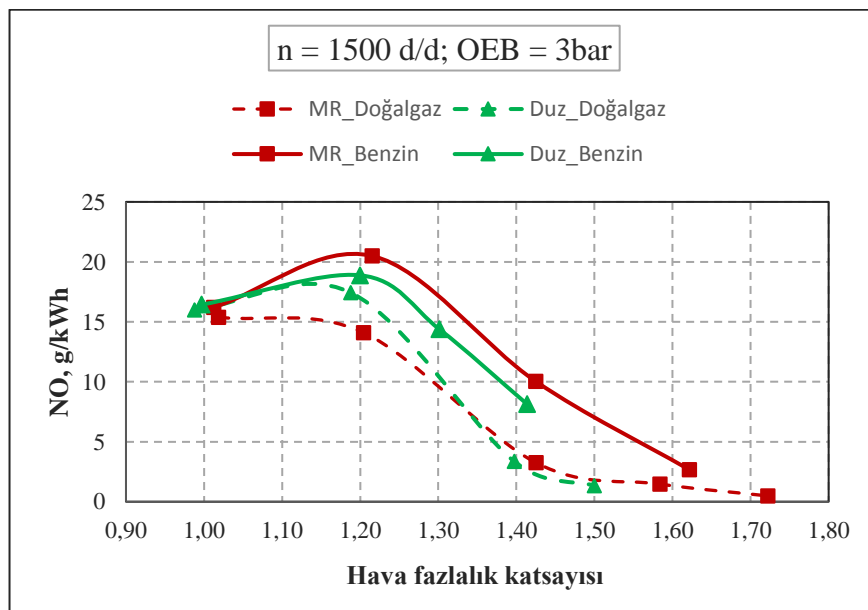
Dolayısıyla benzin yakıtı alev cephesinin kıvrılmasına karşı daha dirençlidir. Türbülans şiddetindeki artış iki yakıt üzerinde aynı seviyede etki oluşturmaz. Alev cephesinin kıvrılması daha yüksek yüzey alanına sahip olması ve daha hızlı ilerlemesi anlamına gelir. Türbülans şiddetinin fazla olduğu şartlarda doğal gaz benzine göre daha kısa sürede yanabilir. Bu nedenle ateşleme avans değeri diğer bazı çalışmalarda olduğu gibi doğal gazda benzinden daha yüksek değildir.



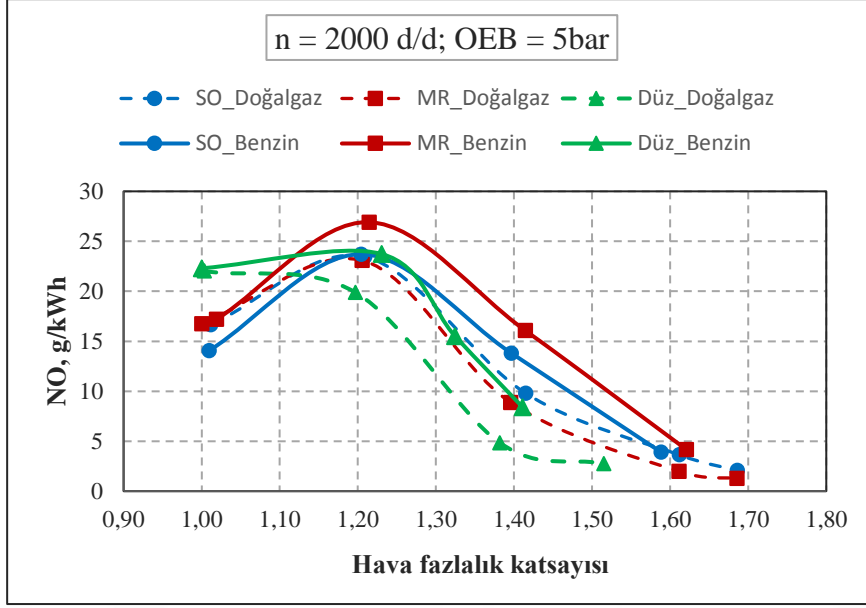
Şekil 4.25 : Ateşleme avans değerlerine göre en yüksek basıncın oluştuğu konum.

4.2.2 Egzoz gaz emisyonlarının karşılaştırılması

Doğal gaz ile benzin yakıtları arasında egzoz gaz emisyon değerleri bakımından da farklılıklar bulunmaktadır. Tez çalışmasının başlangıç amaçlarından bir tanesi doğal gazın egzoz emisyonları bakımından elverişli olup olmadığının araştırılmasıydı. Özellikle NO ve THC için bu değişimler incelenmiştir. Stokiyometrik karışımda her iki yakıt için NO aynı seviyelerdedir. Düşük devir ve yük koşullarında, yanma odası geometrilerinin de NO üzerine belirgin bir etkisi ortaya çıkmamıştır (Şekil 4.26). Fakat düz pistonda her iki yakıt içinde stokiyometrik karışımda MR'a göre bir artış eğilimi vardır. Her üç pistonda, yüksek dönme sayısı ve yük için NO sonuçlarına bakılırsa bu değişim daha açık görülmektedir (Şekil 4.27). Stokiyometrik şartlarda yakıtlar arasında NO bakımından önemli bir fark yoktur. Çünkü bu koşulda NO oluşumu üzerinde sadece sıcaklık değişkeni etkili değildir. Ayrıca oksijen miktarı da NO oluşumunu sınırlamaktadır. Fakat yanma odası geometrisi NO üzerine daha etkili olmuştur. Ateşleme avans değeri diğer iki geometriden daha yüksek olan düz piston hem doğal gazda hem de benzin yakıtı için daha yüksek NO değerine sahiptir. Karışımın fakirleşmesi ile benzin yakıtı için ateşleme avans değerini daha da fazla artırmak gereklidir. Bu sebeple doğal gaza göre daha fazla NO oluşmuştur. Her iki yakıt için, düz pistonun avans değeri diğer geometrilerden fazla olmasına rağmen özellikle fakir karışım tarafında NO değerlerinde hızlı bir azalma görülmüştür (Şekil 4.26 ve Şekil 4.27). Bu değişimin sebebi yanma hızının yavaş olmasından dolayı azalan sıcaklıklardır.



Şekil 4.26 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için 3 bar için NO değerlerinin değişimi.

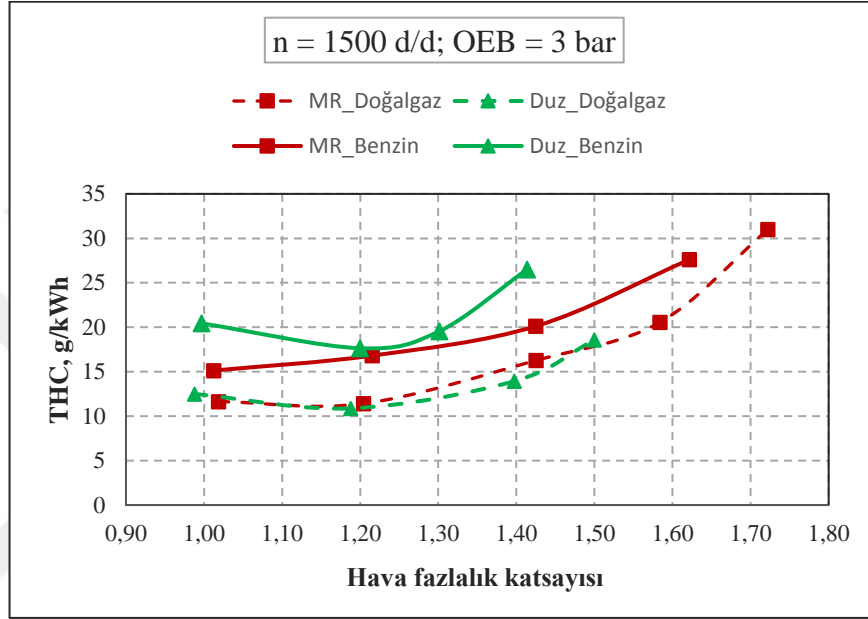


Şekil 4.27 : Farklı yanma odası ve yakıtların NO değerleri üzerindeki etkisi.

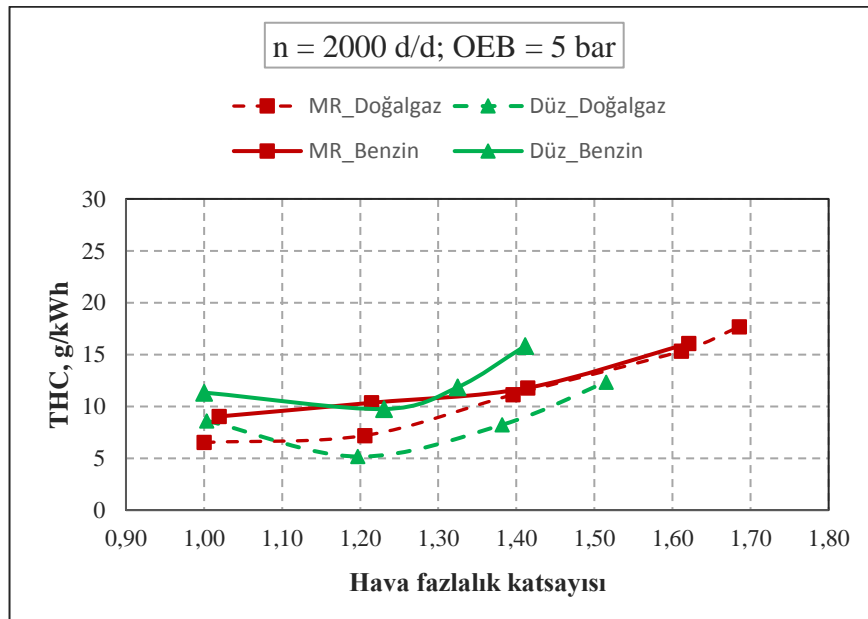
Doğal gaz yakıtlı durumda THC emisyonları benzine göre yaklaşık %25 daha azdır (Şekil 4.28). Düz pistonlu bu fark daha da fazladır. Stokiyometrik karışımda düz pistonun THC değerleri MR'a göre bazı şartlarda daha fazla olmuştur. Fakat dikkat çeken bir husus karışım biraz fakirleşince düz pistonun değerlerinde daha fazla bir azalma görülmüştür. Örneğin 2000 d/d, 5 bar şartlarında stokiyometrik karışımda düz pistonun THC değeri MR'den yüksek olmasına rağmen $\lambda = 1,2-1,5$ arasında daha az THC emisyonuna sahiptir. Aynı deneylerde egzoz sıcaklık değerleri de oldukça farklıdır. Düz pistonun egzoz sıcaklığı diğer pistonlardan yaklaşık 100 °C daha fazladır. Bu iki tespitten yararlanarak düz pistonlu yanmanın daha uzun sürmesi neticesinde genişleme zamanında sıcaklık değerlerinin diğer iki geometriye göre daha yüksek olduğu, bunun da alev sönmelerini azalttığı söylenebilir.

Doğal gaz ve benzin arasında CO₂ emisyonları açısından belirgin bir fark vardır. Bu fark iki temel sebepten kaynaklanmaktadır. Doğal gaz ile çalışma durumunda benzine göre efektif verim değerinin %3-5 daha iyi olduğu bölüm 4.2.1'de açıklamıştı. CO₂ emisyon değerinin de buna paralel olarak daha az çıkması doğru bir sonuç olur. Bilindiği gibi CO₂ emisyonları büyük oranda tüketilen yakıt miktarına bağlıdır. Şekil 4.30'da 1500 devir/dakika şartları için CO₂ değerleri gösterilmiştir. Genellikle doğal gaz benzine göre yaklaşık % 20 daha az CO₂ üretmektedir. Bu azalmanın bir kısmı verim değerindeki artış sebebiyledir (%5). Yakıtların kimyasal yapılarının farklı olması CO₂ değerlerindeki düşmenin esas sebebini oluşturmaktadır. Stokiyometrik karışım için doğal gaz (CH₄) ve benzin (C₃H₁₈) için basit kimyasal yanma denklemi

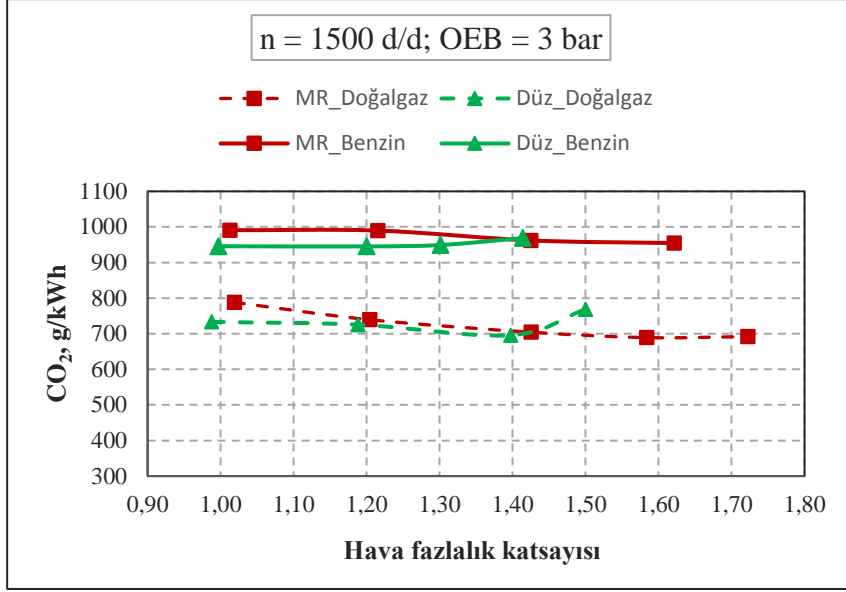
yazıldığında hemen görülebileceği gibi 1 mol doğal gaz yakıldığında 2 mol CO₂ üretilirken, 1 mol benzin yakıldığında 8 mol CO₂ üretilmektedir. Bu mol oranları kütleli orana çevrilirse yakıtın kimyasal özelliğine bağlı olarak ortaya çıkan azalma değeri bulunabilir. CO₂ emisyonlarının azaltılması yönünde protokoller olmasına rağmen zorunlu değildir. Fakat küresel ısınmanın başlıca kaynaklarından olması nedeniyle ileriye dönük önlemlerin alınması kaçınılmazdır. Doğal gazın bu açıdan hidrojenden sonra en avantajlı yakıt olduğu söylenebilir.



Şekil 4.28 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için 3 bar için THC değerlerinin değişimi.



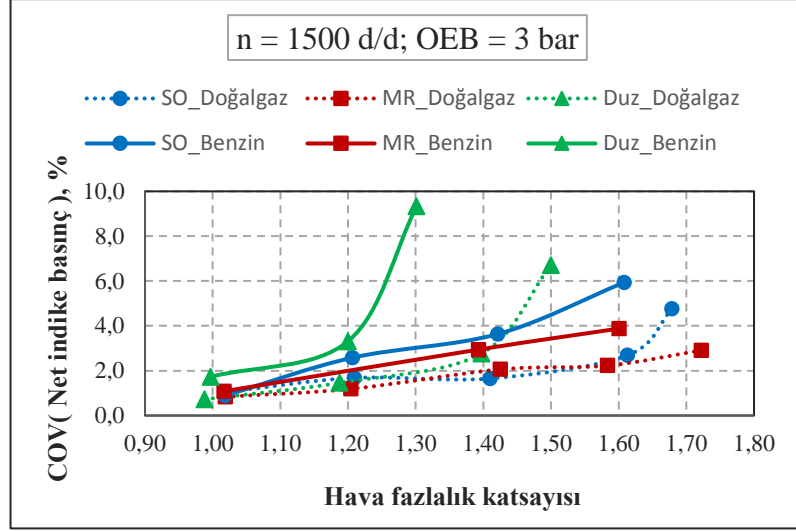
Şekil 4.29 :Farklı yanma odası ve yakıtların NO değerleri üzerindeki etkisi.



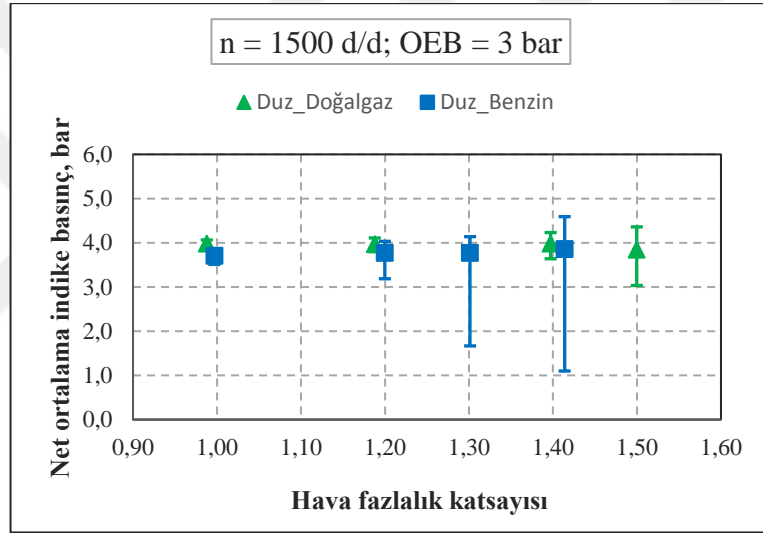
Şekil 4.30 : Doğal gaz ve benzin yakıtının CO₂ üzerindeki etkisi (OEB = 3 bar).

4.2.3 Çevrimler arası farklılık değerleri

Bu bölümde son olarak iki yakıt için çevrimler arası farklılık değerleri incelenmiştir. Yakıt çeşidinin etkisi özellikle fakir karışım tarafında ortaya çıkmıştır. Yanma odası geometrilerinin etkisi Bölüm 4.1’de tartışılmıştı. Düz piston karışım fakirleşmesi ile kararlı çalışma halinden daha erken uzaklaşmaktaydı. Bu olay benzin yakıtında daha da önce başlamaktadır. Şekil 4.31’de ortalama net indike basınç değerine göre hesaplanan COV değerleri için kararlı çalışma sınırı %5 olarak belirlenmiştir. Düz piston için benzin yakıtında bu sınır $\lambda \geq 1,25$ den sonra aşılrken doğal gazda 1,5 değerine kadar kararlı çalışma sağlanmıştır. Bu iki yakıt arasındaki COV farklılığının temel sebebi fakir karışımlardaki tutuşma sınırlarıdır. Diğer bir etki de daha önceki bölümlerde açıklanan ateşleme anındaki sıcaklık değerlerinin farklı olmasıdır. Burada benzin yakıtının stokiometrik karışım dışında her zaman daha fazla avans ile çalıştığını tekrar belirtmek gereklidir. MR piston bu şartlar için en kararlı çalışan geometridir. Motor dönme sayısının ve yük miktarının artması durumunda COV değerleri tüm pistonlar için azalmıştır. Örneğin düz piston için benzin çalışma sınırı $\lambda = 1,25$ ten 1,4’e ötelenmiştir. Motor dönme sayısının artması ile 1500 ve 2000 d/d dönme sayıları için çevrimler arası farklılık azalmıştır. Fakat bu daha yüksek dönme sayıları için geçerli olmayabilir. Yük miktarının artması ise her zaman çevrimsel farklılıkları azaltmıştır. Artık gaz oranı ve ateşleme anındaki sıcaklık değerleri bu değişimde önemli etkiye sahiptir. Hava fazlalık katsayısı çevrimler arası farklılık değeri üzerinde en belirleyici değişkendir.



Şekil 4.31 : Farklı yanma odası ve yakıtların COV değerleri üzerindeki etkisi.



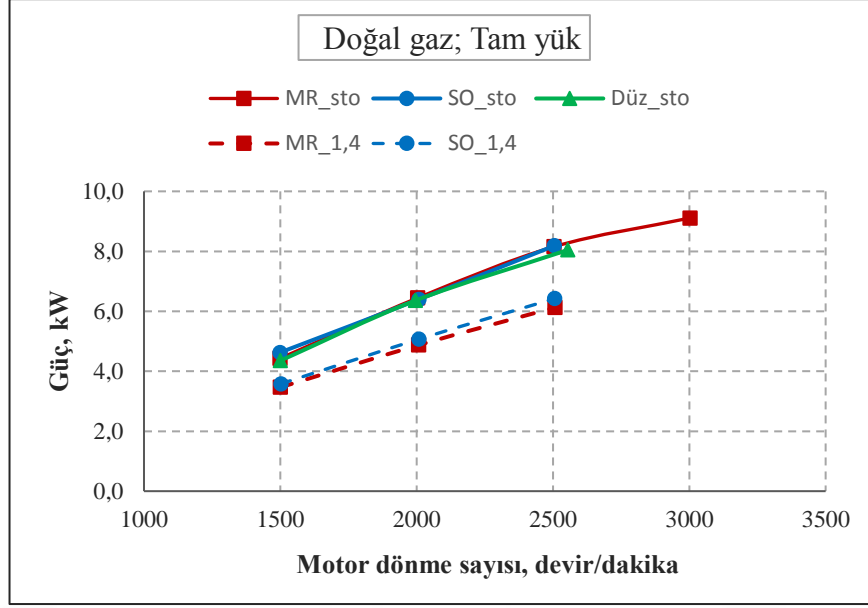
Şekil 4.32 : Düz piston için net ortalama indike basıncın alt ve üst sınır değerleri.

Farklı yakıtlar için 200 çevrim içinde net indike basınç değerlerinin değişimi Şekil 4.32'de verilmiştir. Karışımın fakirleşmesi ile çalışma kararlılığı azaldığı için bazı çevrimlerde indike basınç değeri oldukça düşmektedir. HFK = 1,4 şartlarında (COV = %9) benzin yakıtlı durumda bu etki açıkça görülmektedir. 200 çevrim içerisinde bazı çevrimlerde yanmanın gerçekleşmemesi veya çok geç ortaya çıkması sebebiyle 1 bar civarı indike basınç oluşmuştur.

Sonuç olarak doğal gaz yakıtı; verim, emisyonlar ve çevrimsel farklılıklar açısından benzin yakıtına göre daha iyi seviyededir. Aşırı fakir karışım ile çalışmaya imkan tanımaktadır. CO₂ emisyonları açısından doğal gaz benzine göre oldukça iyi bir seviyededir. Türbülans şiddetindeki artış doğal gazın yanma süreci üzerinde daha olumlu etkiye sahiptir.

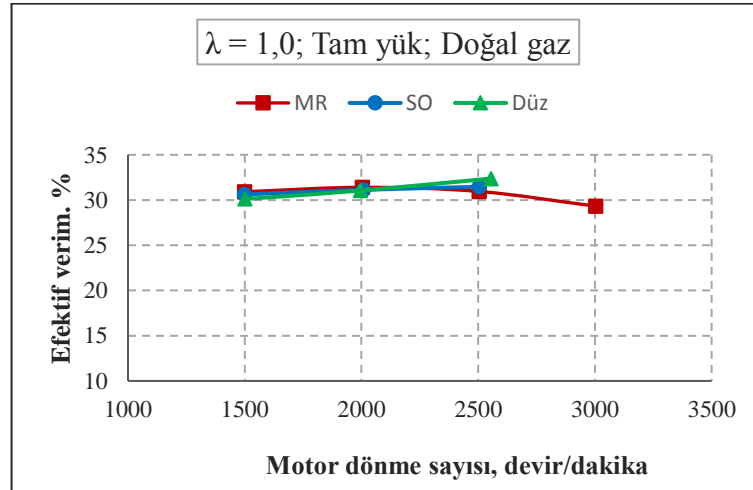
4.3 Tam Yük Deneyleri

Bölüm 4.1 ve 4.2’de genellikle kısmi yük bölgesinde karşılaştırmalar yapılmıştır. Fakat bir motora ait temel özellikler genellikle tam yük koşullarında tanımlanır. Bu nedenle en yüksek moment ve güç değerleri için de deneyler yapılmıştır. Benzin yakıtlı motorların doğal gaz ile çalıştırılmasında hacimsel verim değerindeki düşmeye bağlı olarak güç değeri %10 civarı azalır [8]. Fakat doğal gazın vuruğu direnci benzine göre daha fazla olduğu için homojen karışımlarda sıkıştırma oranı 12-14 değerine kadar yükseltilecek şekilde düşme miktarı telafi edilebilir. Doğal gaz için her devir sayısında tam yük deneyi yapılırken sıkıştırma oranını 12 olmasından dolayı benzin için sadece 2500 devir/dakika motor hızında yapılmıştır. Çünkü özellikle stokiyometrik karışımda benzin için vuruğu oluşmuştur. Deney motorunun orijinal teknik bilgilerinde en yüksek devir sayısı olarak 3000 d/d verilmiştir. Bu dönme sayısında güvenlik nedenleriyle fazla deney yapma imkanı oluşmamıştır. Bu nedenle burada sadece MR piston ile bu noktada deney yapılmıştır. Yine deney motoru buji ateşlemeli hale dönüştürüldüğü için güç, moment ve oluştuğu dönme sayısı değişiklik göstermiştir. Orijinal dizel motorda en yüksek motor momenti 1800 d/d hızda alınırken buji ateşlemeli halde 2500 d/d hızlarda ortaya çıkmaktadır. Tez çalışmasında dizel yakıtı ile bir araştırma yapılmadığı için bu konuya daha fazla değinilmemiştir. Fakat Şekil 4.33’ten görüldüğü gibi eğer motor dönme sayısı 3000 d/d’nın üzerine çıkarılacak olsa güç artışı devam edecektir. Dizel motorda ise motor dönme hızının bu değerinden sonra karışım oluşumu sınırlaması nedeniyle güç azalmaktadır. Şekil 4.33’te doğal gaz yakıtı ile stokiyometrik karışım ve $\lambda = 1,4$ koşulları için güç eğrileri farklı pistonlar için verilmiştir. Yanma odası geometrileri arasında belirgin bir fark ortaya çıkmamıştır. Çünkü gaz keleşinin tam açık olması ve motor dönme sayısının artması, türbülans şiddetini tüm pistonlar için belli bir seviyeye yükseltmektedir. Dolayısıyla yüksek devir sayılarında stokiyometrik karışımda yanma odası geometrisine şekil vermeye ihtiyaç duyulmayabilir. Üç pistonla da elde edilen en yüksek döndürme momenti değeri 31 Nm’dir. Kullanılan üç farklı pistonunda sıkıştırma oranı 12 olarak ayarlanmıştır. Bu şartlar altında doğal gaz için herhangi bir vuruğu ortaya çıkmamıştır. Kullanılan deney motorunun dizel yakıtlı modeli ile karşılaştırma yapılırsa elde edilen güç ve motor döndürme momenti değerleri doğal gaz yakıtlı durumda daha fazladır. Ayrıca doğal gazın emme portuna püskürtülmesi sebebiyle is emisyonları açısından daha elverişlidir.

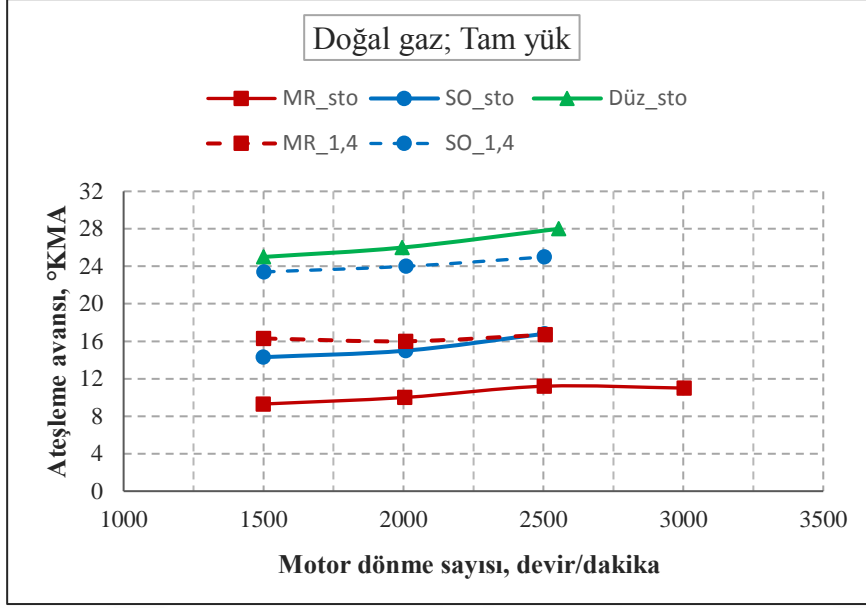


Şekil 4.33 : Farklı karışımlarda motor güç eğrisinin değişimi.

Efektif verim değerlerinde yanma odası geometrisine göre % 1-2 değişim ortaya çıkmıştır. Motor hızının artması ile SO ve MR için verim değerinde düz pistonla göre bir azalma görülmektedir. Burada iki etkiden söz edilebilir. Motor hızının artmasıyla türbülans şiddetinin değeri tüm pistonlar için artar. Eğer emme portu kaynaklı hava hareketleri yeterli seviyedeysse oyuklar ile oluşturulan hava hareketleri yanma üzerinde olumsuz etki yapabilir. Ayrıca bu oyuklarda oluşturulan hava hareketi içinde ilave bir enerji harcanmaktadır. Bu sebeple tam yükte, stokiometrik karışımda ve yüksek hızlarda verim değerinde düşme ortaya çıkabilir. Tek silindirli deney motorlarının sürtünme kayıpları çok silindirli motorlara göre daha fazladır. Deneylerde yaklaşık %32 civarı efektif verim elde edilmiştir (Şekil 4.34). Doğal emişli buji ateşlemeli tek silindirli bir motor için iyi sayılabilecek bir değerdir.

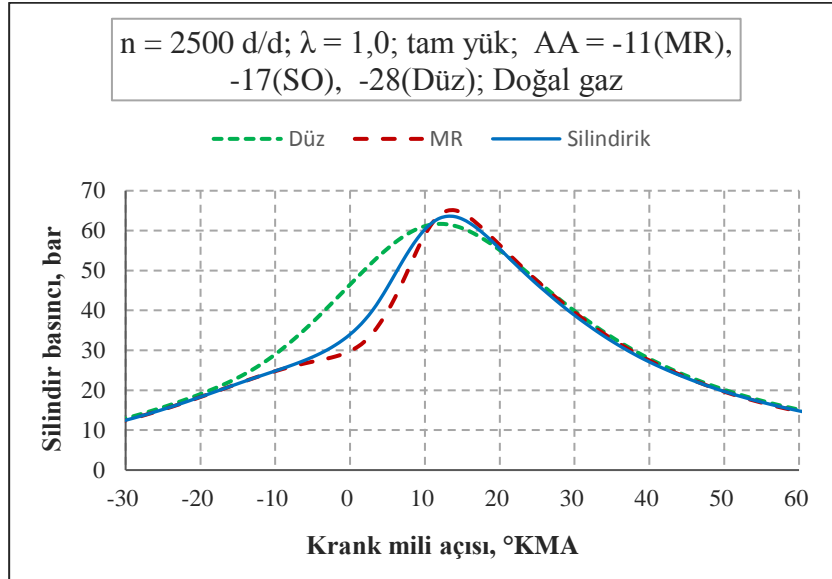


Şekil 4.34 : Yanma odasına ve motor dönme sayısına göre verim değerleri.



Şekil 4.35 :Farklı değişkenlere göre ateşleme avansının değişimi.

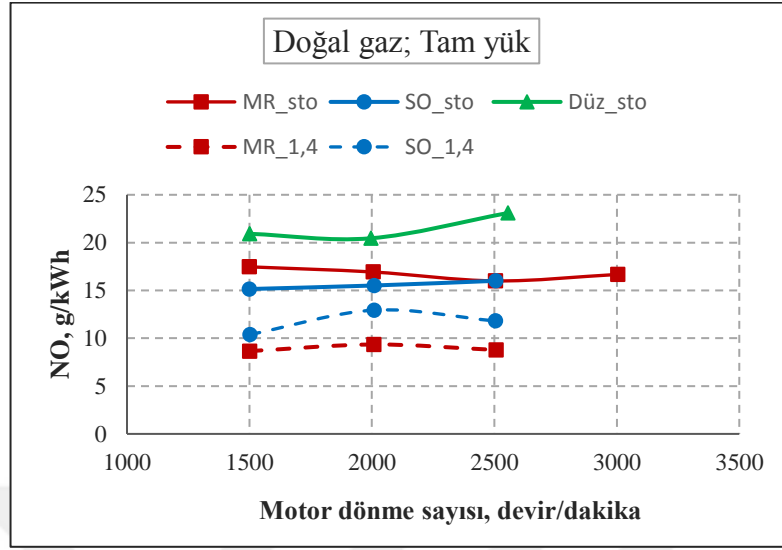
Güç eğrilerinin elde edildiği ateşleme avansları, her piston için farklı değerlerdedir. Şekil 4.35'te kesik çizgiler fakir karışım ($\lambda = 1,4$) şartlarını ifade etmektedir. Daha önce kısmi yük bölgesinde olduğu gibi MR yanma odası geometrisi her zaman daha az ateşleme avansı ile aynı gücü vermektedir. Düz piston ise her zaman en fazla avans ile çalışan geometri olmuştur. MR ile düz piston arasında stokiyometrik karışımda yaklaşık 15 °KMA avans farkı vardır. Ateşleme avanslarının farklı olması silindir içi basınç oluşumu ve ısı açığa çıkışı üzerinde önemli etkiler yapmıştır.



Şekil 4.36 : Farklı yanma odası şekillerinin silindir içi basınca etkisi.

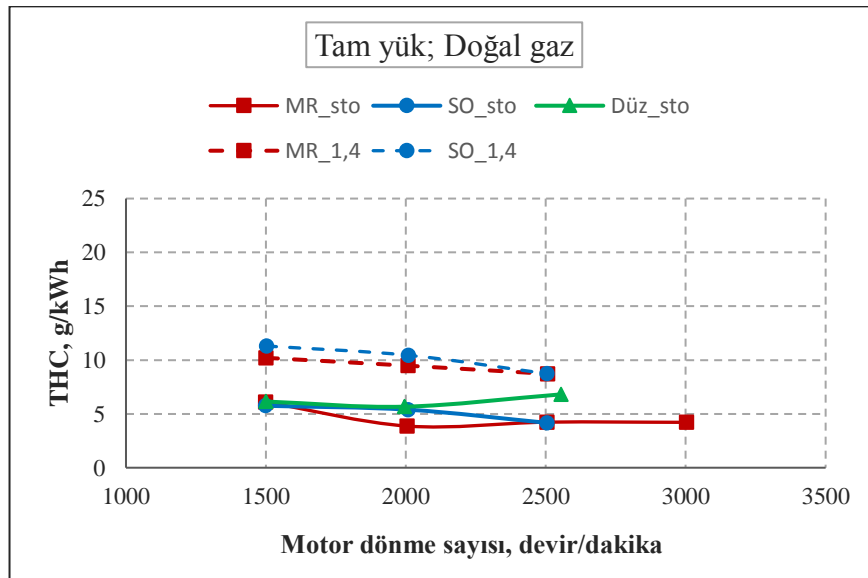
Her bir geometri için 200 çevrimden elde edilen ortalama basınç değerleri Şekil 4.36'da verilmiştir. Düz geometride ateşleme avansından dolayı basınç artışı daha

önce oluşmaya başlamaktadır. Bu farklılığın verim üzerindeki etkisi açık olmamasına rağmen emisyon değerleri üzerinde yaptığı değişim Şekil 4.36’da görülmektedir.

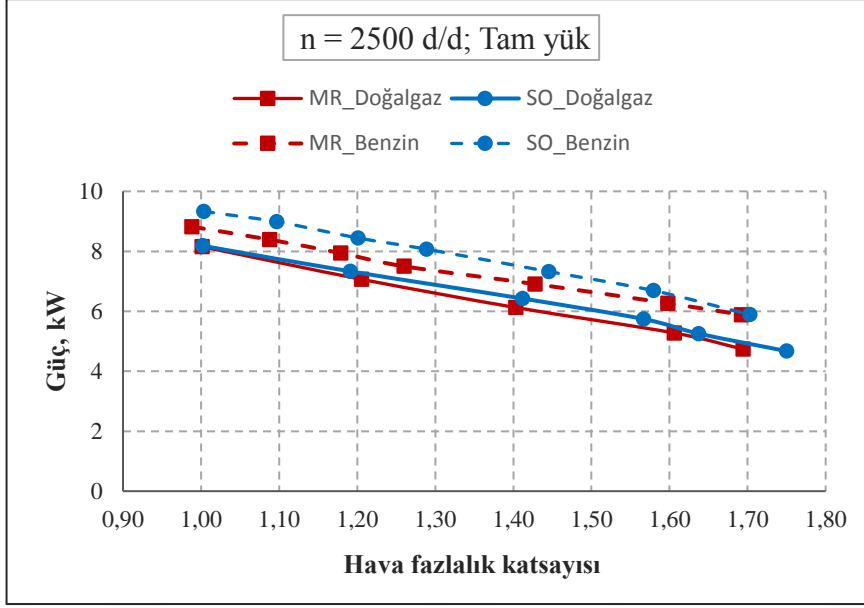


Şekil 4.37 :Yanma odası tasarımına ve motor dönme sayısına göre NO değerleri.

Düz pistonun daha önce ateşlenmesinden dolayı ilk yanan bölgelerin sıcaklığı daha yüksek olduğu için NO değerleri daha fazladır. SO geometri düz pistonu göre %20 daha az NO üretmektedir. MR pistonun stokiometrik karışımda en az NO değerine sahip olması beklentisi haklıdır. Çünkü en geç ateşlenen geometridir. Burada 1500 ve 2000 d/d deneylerinde HFK değerlerinde biraz sapma olduğu tespit edilmiştir. Bu bölgede NO emisyonları HFK ile hemen değişebilmektedir. $\lambda = 1,4$ şartları beklentilere uygun olarak ateşleme avansının azalması ile NO değerlerinin düşmesini göstermektedir. Yanma odası şeklinin THC üzerindeki etkisi NO kadar fazla değildir.

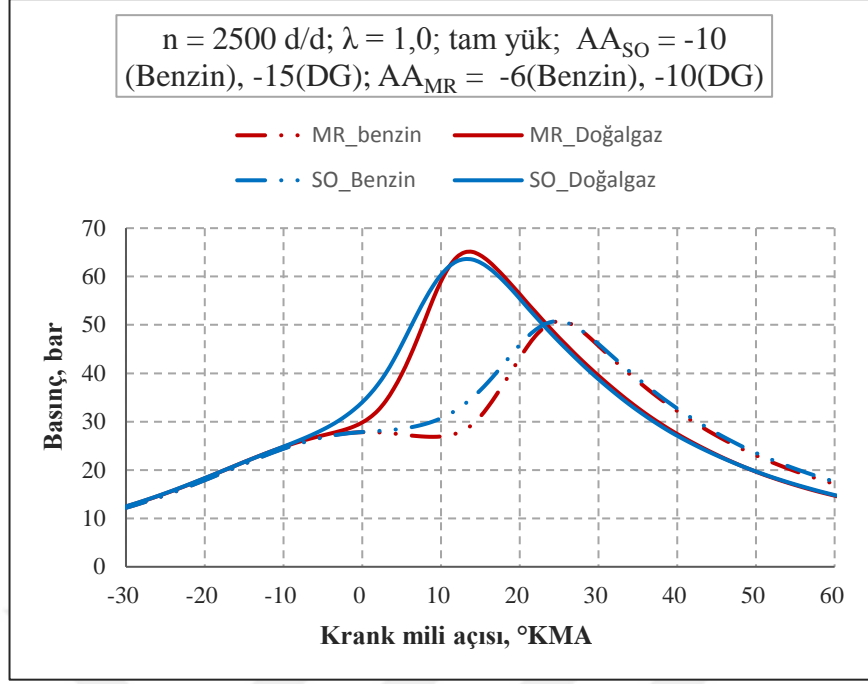


Şekil 4.38 :Yanma odası tasarımına ve sayısına göre THC değerlerinin değişimi.



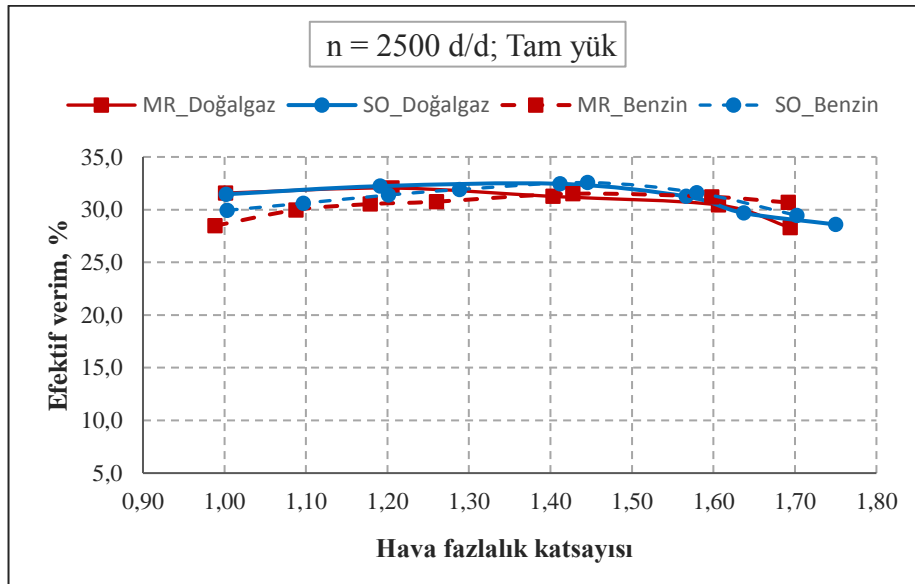
Şekil 4.39 :Doğal gaz ve benzin yakıtı için HFK'ya bağlı olarak güç değerleri.

Tam yük koşullarında benzin ve doğal gaz yakıtları 2500 d/d şartlarında karşılaştırılmıştır. Bilindiği gibi doğal gaz yakıtı emme manifoldunda gaz fazında püskürtüldüğü için hacimsel verim değerini düşürür. Özellikle yakıt miktarının çok arttığı tam yük koşullarında bu etki çok belirgindir. Benzin ise sıvı fazda püskürtüldüğü için buharlaşma gizli ısı nedeniyle hacimsel verimi artırıcı yönde etki yapar. Bu nedenle benzin yakıtlı motor, doğal gazlı şartlardan daha fazla güç vermektedir (Şekil 4.39). Buradaki güç kaybı yaklaşık %10 civarındadır. Esasen bu şartlar altında iki yakıtın hacimsel değerleri arasında yaklaşık %15 fark vardır. Benzin yakıtlı durumda vuruntu nedeniyle ateşleme avansı geciktirilmiştir. Bu sebeple motor gücünde azalma olmuştur. Şekil 4.40'da görüldüğü gibi vuruntu nedeniyle en yüksek basınç değeri ÜÖN'den 25 °KMA sonra oluşmuştur. Halbuki en yüksek motor momenti için bu değer ÜÖN'den 13-14 °KMA sonra olması gereklidir. Bu değişimin etkisi efektif verim değerlerinde de göze çarpmaktadır. Benzin yakıtı daha fazla güç vermesine rağmen (hacimsel verimi yüksek) ateşleme avansındaki zorunlu azalma nedeniyle stokiometrik karışımda verimi daha azdır (Şekil 4.41). Doğal gazda ise belirgin bir vuruntuya hiç rastlanmamıştır. Karışım fakirleştikçe ($\lambda \geq 1,4$) benzin yakıtı için vuruntu ihtimali ortadan kalkmıştır. Bu sebepten dolayı aşırı fakir karışım bölgesinde her iki yakıtın efektif verim değerleri birbirine yakındır. Doğal gaz yakıtlı durumda güç kaybını telafi etmek için sıkıştırma oranının artırılması veya aşırı doldurma uygulamaları kullanılabilir.

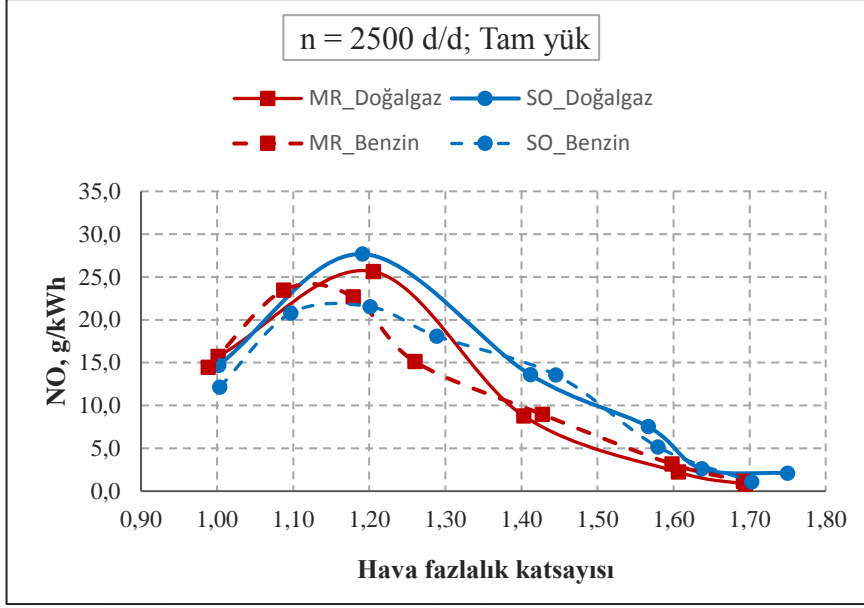


Şekil 4.40 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için silindir iç basınç eğrileri.

Benzin yakıtlı durumda avans, motor momentini yerine vuruntuya göre belirlendiği için en yüksek verim değeri yaklaşık %32'dir. Bu durum stokiyometrik karışım civarı için geçerlidir. Fakat aşırı fakir karışım bölgesinde vuruntunun ortadan kalkmasıyla iki yakıtın verim değerleri aynı seviyeye gelmiştir. İki yakıt için NO değerlerine bakıldığı zaman ilk bakışta doğal gazın özellikle $\lambda = 1,2-1,4$ arasında daha fazla emisyon ürettiği yorumu yapılabilir (Şekil 4.42). Fakat burada benzin yakıtlı durumdaki geciktirilmiş ateşleme avans değerlerini de göz önünde bulundurulması gereklidir.

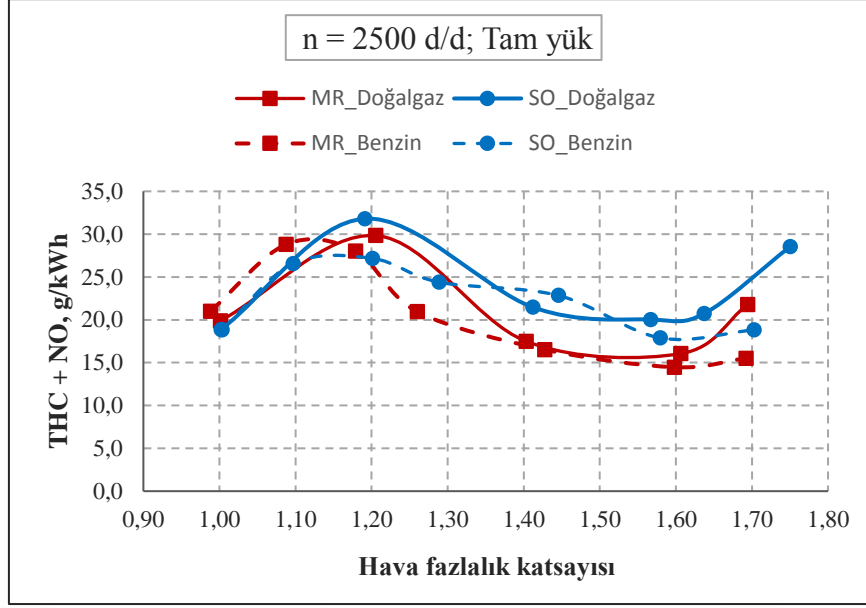


Şekil 4.41 : Doğal gaz ve benzin yakıtı için HFK'ya bağlı olarak verim değerleri.



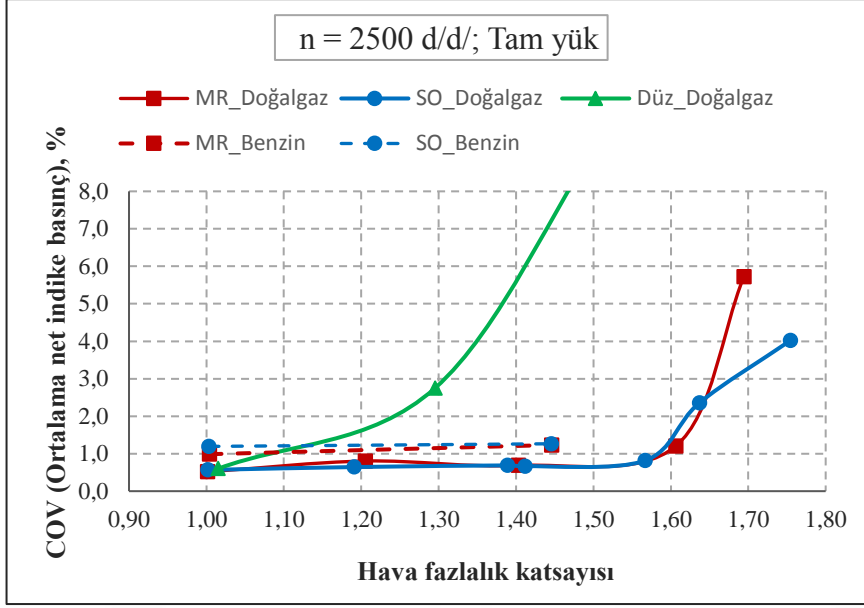
Şekil 4.42 : Farklı yakıtlar için NO emisyonun değişimi.

Aşırı fakir karışım bölgesinde iki yakıt için de NO değerleri 1-2 g/kWh arasında değişmektedir. Bu mertebeler, NO için emisyon standartları açısından oldukça düşük seviyelerdir. Fakat standartlarda sınır, toplam emisyon değeri olarak THC + NO_x için tanımlanmıştır. Bu iki emisyon toplamının 8 g/kWh değerini geçmemesi gerekmektedir. THC ve NO gazlarına ait toplam emisyon değerlerinin değişimi Şekil 4.43'te verilmiştir. Gerek kısmi yük bölgesinde gerekse tam yük bölgesinde 8 g/kWh değerinin doğrudan sağlayan bir deney koşulu elde edilememiştir. THC emisyon değerlerinin kaynakları üzerine ilave çalışmalar yapılması halinde motor üzerinde bir miktar daha azalma elde edilmesi mümkün gözükmektedir. Bu tez çalışmasına başlanırken THC değerlerinin yüksek olması biraz beklenen bir durumdu fakat bu sorunun uzun yıllardır kullanılan oksidasyon katalizatörleri ile çözümlenmesinin mümkün olduğu kabul edilmişti. Fakat literatürde yapılan çalışmalar incelendiği zaman klasik oksidasyon katalizatörlerinin metan ve etan gibi düşük karbonlu gazları indirgeme kabiliyetlerinin çok az olduğu belirtilmiştir. Bu sebeple son yıllarda fakir karışimli doğal gaz motorları için metan oksidasyon katalizatörleri (MOC) üzerine epeyce çalışmalar yapılmaktadır. Bu sistemler arasındaki temel farklılık metanın indirgenmesi için daha yüksek egzoz sıcaklığına ihtiyaç duyulması nedeniyle kullanılan katalizatör elementinin farklı olmasıdır. Normalde kullanılan oksidasyon katalizatörlerinde Radium elementi daha yaygınken, metan indirgeme sistemlerinde Paladyum elementi daha fazla oranda kullanılmaktadır. THC emisyonlarının MOC ile %75 civarı indirgenmesi Stage V sınırlarını sağlamak için yeterlidir.



Şekil 4.43 :2500 d/d tam yük şartları için toplam emisyon (THC + NO) değerleri.

Emisyon ölçümünde kullanılan Mexa 7500 cihazı toplam hidrokarbon gazları içerisindeki metan miktarını da ayrıca tespit etmektedir. Yapılan ölçümlerde THC'nin genellikle %80-90 arası metan'dan oluştuğu belirlenmiştir. Motor dönme sayısı, yanma odası geometrisi, yük durumu ve soğutma suyu sıcaklığı bu orana tesir eden değişkenlerdir. Tam yük bölgesinde çevrimsel farklılıkların azaldığı görülmüştür. Yanma odası geometrisinin etkisi hemen burada da ortaya çıkmaktadır. Düz piston doğal gaz yakıtlı halde bile aşırı fakir karışım bölgesine gelmeden kararlı çalışma durumunu kaybetmiştir. SO ve MR pistonlar benzin ve doğal gaz yakıtında belli bir değere kadar karışım özelliğinden bağımsız olarak düzenli bir çalışma göstermişlerdir (Şekil 4.44). Tam yük bölgesi için fakir karışımlarda çalışılması pek uygun değildir. Çünkü güç değeri oldukça azalmaktadır. Bu nedenle stokiyometrik hatta biraz zengin ($\lambda = 0,95$) bölgede çalışılması ile güç değerinden taviz verilmemesi uygun bir yöntemdir. Biraz zengin karışım ($\lambda = 0,95$) ile çalışılması halinde stokiyometrik karışıma göre yaklaşık %35 daha az NO üretilirken, THC' de %20 artış olmaktadır. Zengin karışımda aşırı fakir karışıma göre yanma odası içerisinde daha yüksek sıcaklıkların oluşması nedeniyle silindir duvarından kaynaklanan alev sönmeleri azalır. Dolayısıyla oluşan THC büyük oranda oksijen yetersizliğinden kaynaklanan eksik yanmaya bağlıdır. Oksijenin az olması nedeniyle sıcaklıklar yüksek olsa bile NO oluşumu azalmıştır. THC için bir dönüştürücü kullanılması halinde tam yük bölgesinde verimdeki bir miktar azalma göze alınarak zengin karışım ile çalışılması uygundur.

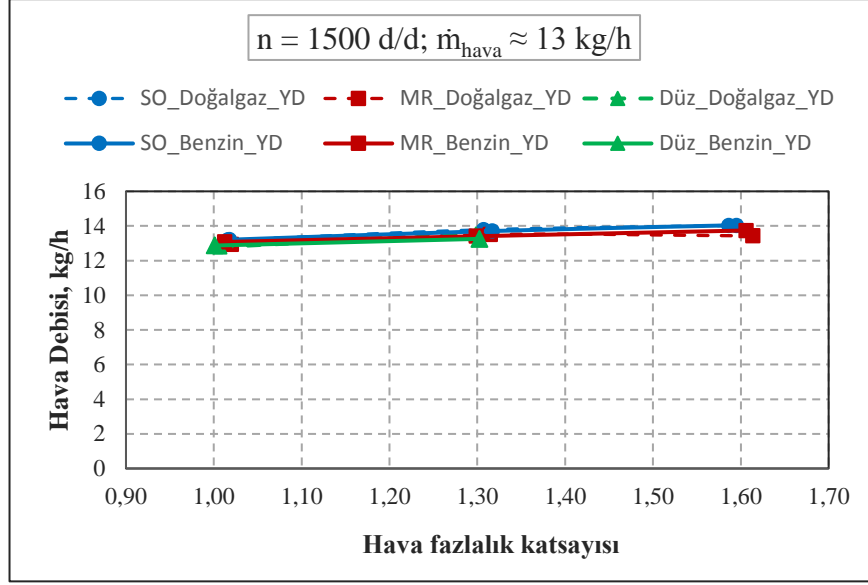


Şekil 4.44 :Tam yük şartları için çevrimsel farklılıklar.

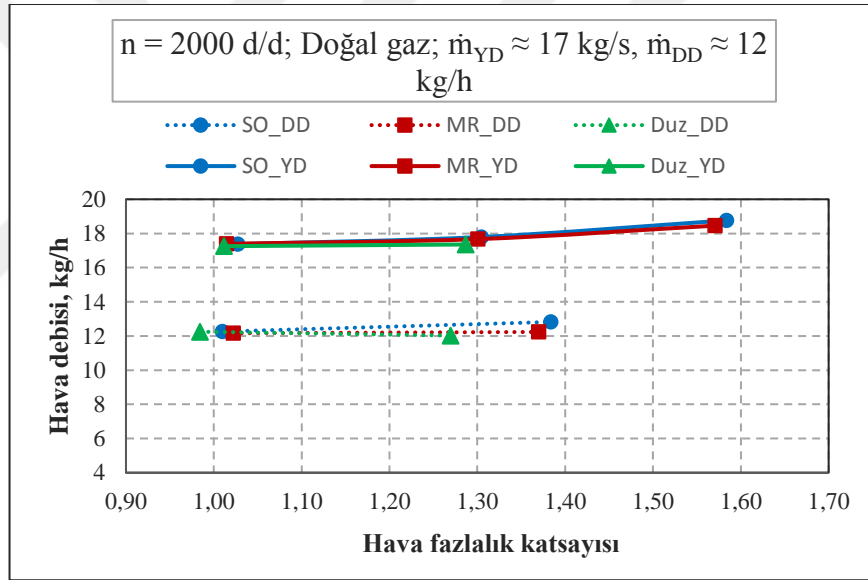
4.4 Yanma Analizi İçin Yapılan Deneyler

4.4.1 Deneyler için belirlenen başlangıç şartları

Yanma odası geometrisinin etkisi daha çok egzoz gaz emisyonlarında ve silindir içi basınç değerleri üzerinde ortaya çıkmıştır. Fakat bu bölüme kadar yapılan deneylerde ateşleme avansı sabit ortalama efektif basıncı elde etmek için seçilmiştir. Buna ilaveten farklı yakıt kullanımında, içeri alınan dolgu miktarı farklı olabilmektedir. Yanma odası geometrisinin etkisini daha iyi anlayabilmek adına başlangıç koşulları aynı olan ve “Yanma deneyleri” adı verilen deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde OEB her piston ve yakıt için değişkendir fakat HFK, ateşleme avansı ve silindire alınan taze hava miktarı pistonlar için sabit kalacak şekilde belirlenmiştir. Bu sayede aynı kütlede bulunan bir ortamda aynı anda ateşlenen karışımın, yanma odası ve yakıt türüne göre nasıl davrandığı daha iyi anlaşılabilir. Deneylerde soğutma suyu sıcaklığı 67-69 °C civarı sabit tutulmuştur. Üç farklı piston ile aşağıda verilen deney planına göre ayrı ayrı deneyler yapılmıştır. Yüksek debi (YD) ve düşük debi (DD) olmak üzere iki farklı çalışma koşulu belirlenmiştir. Bu debiler yaklaşık olarak stokiometrik karışımda sırasıyla 5 bar ve 3 bar OEB’deki hava miktarına karşılık gelmektedir. Tekrar belirtmek gerekirse yanma analizi için yapılan deneylerde OEB değişkendir. Bu deneylerde verim, emisyon gibi büyüklüklerden daha ziyade tamamen yanma süreçleri incelenmiştir. Yine bu deneyler üzerinden termodinamik hesap yöntemi ile yanma hızları ve yanma rejimleri belirlenmiştir.



Şekil 4.45 : Yanma analizi için farklı yakıtlar ile yapılan deneylerde hava debisinin değişimi.

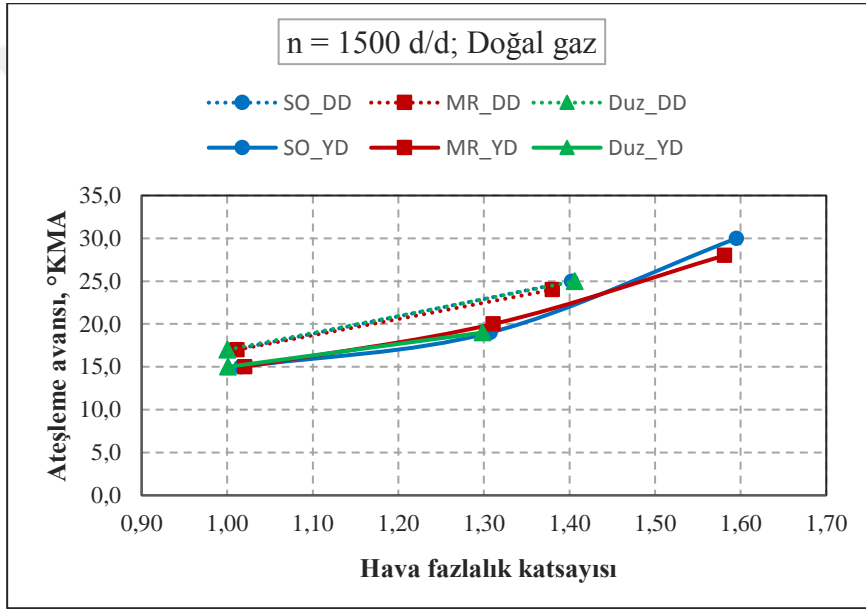


Şekil 4.46 : n = 2000 d/d şartlarındaki debi değerleri.

1500 d/d şartlarında yüksek debi değeri yaklaşık 13 kg/h, düşük debi değeri de yaklaşık 9 kg/h olarak belirlenmiştir. Bu değer karışım fakirleştikçe hacimsel verimdeki artış nedeniyle biraz artmıştır (Şekil 4.45). Farklı yakıtlar için de aynı debi olabildiğince sabit tutulmaya çalışılmıştır. Hava debisi ölçümlerinde roots tipi hassas bir debi ölçer kullanılmıştır. 2000 d/d şartlarındaki debi değerleri de Şekil 4.46'da verilmiştir.

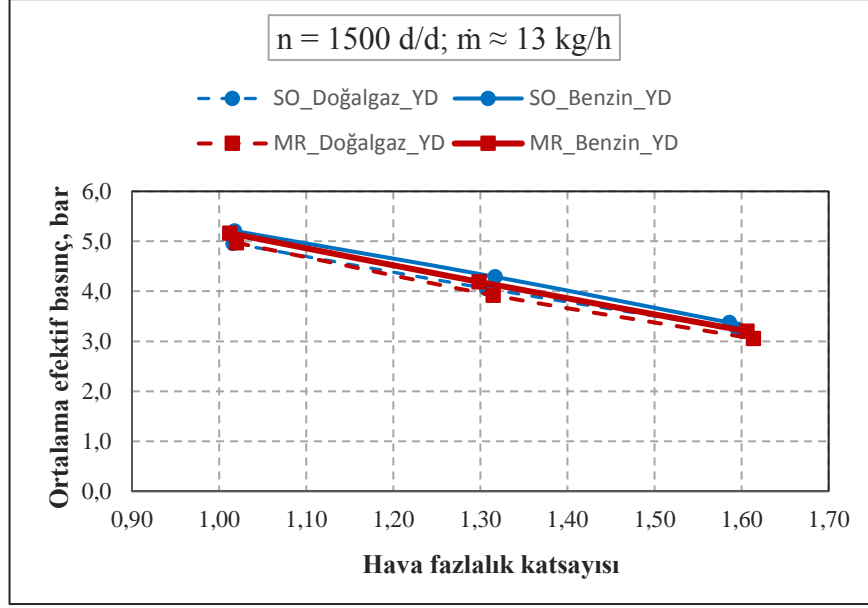
Yanma analizine yönelik yapılan deneylerde ateşleme avansları da aynı değerde sabit tutulmaya çalışılmıştır (Şekil 4.47). Fakat bazı koşullarda avans istenilen değere getirilememiştir. Düz pistonda avansın az olması durumunda COV değerleri yükselmiştir. Bu durumda avans değeri 3-4 °KMA artırılmıştır. Ateşleme avansını

sınırlayan diğerk bir konu da vuruntudur. Bu genellikle MR piston ile benzin yakıtlı durumda stokiyometrik karışımda yüksek debide ortaya çıkmıştır. Eğer deney şartlarında avans değeri aynı seviyeye getirilememişse bu durum grafikler üzerinde belirtilmiştir. Ateşleme avans değeri Şekil 4.47’de gösterilmiştir. Düz pistonda $\lambda = 1,6$ değerinde deney yapılamamıştır. Ateşleme avansının sabit tutulması nedeniyle pistonlar ve yakıtlar arasında ortalama efektif basınç değerinde beklendiği gibi farklılıklar oluşmuştur (Şekil 4.46). Özellikle doğal gazda benzine göre daha az ortalama efektif basınç değeri ortaya çıkmıştır. Stokiyometrik karışımda her iki yakıtında ideal ateşleme avans değerlerinin aynı olduğu da düşünülürse sabit ateşleme avansı ile yapılan deneylerde ki OEB farkı, ateşleme avansına fazla bağlı değildir.

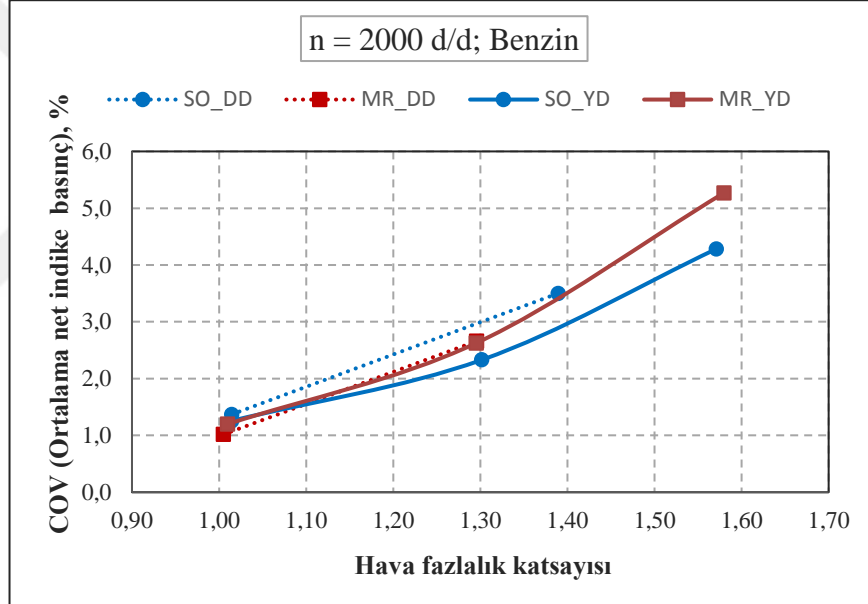


Şekil 4.47 : Yanma analizi için seçilen ateşleme avans değeri (n = 1500 d/d).

Deney sonuçlarının sağlıklı olmasını sağlamak amacıyla çevrimler arası farklılık değerinin de belli sınırların üzerine çıkmaması gerekmektedir. Bu durum özellikle düz piston için söz konusu olmuştur. Bu nedenle düz piston ile $\lambda = 1,6$ şartlarındaki deneyler COV açısından yeterli bulunmamış ve değerlendirmeye alınmamıştır. MR ve SO geometriler ile aşırı fakir karışım ile yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar genel eğilime uygundur. Fakat benzin yakıtlı şartlarda yanma rejiminin belirlenmesinde bazı hatalar ortaya çıkmıştır (Şekil 4.49). Dolayısıyla $\lambda = 1,5$ şartlarında benzin yakıtı için yeni deneyler yapılmalıdır. Şekil 4.48’de bu deneyler için OEB değişimi görülmektedir. Doğal gaz yakıtlı durumda OEB biraz daha azdır. Yakıtlara ait karışımların alt ısıl değerleri arasındaki küçük fark burada ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.48 :Yakıtlara ve yanma odası şekline göre OEB değerleri.

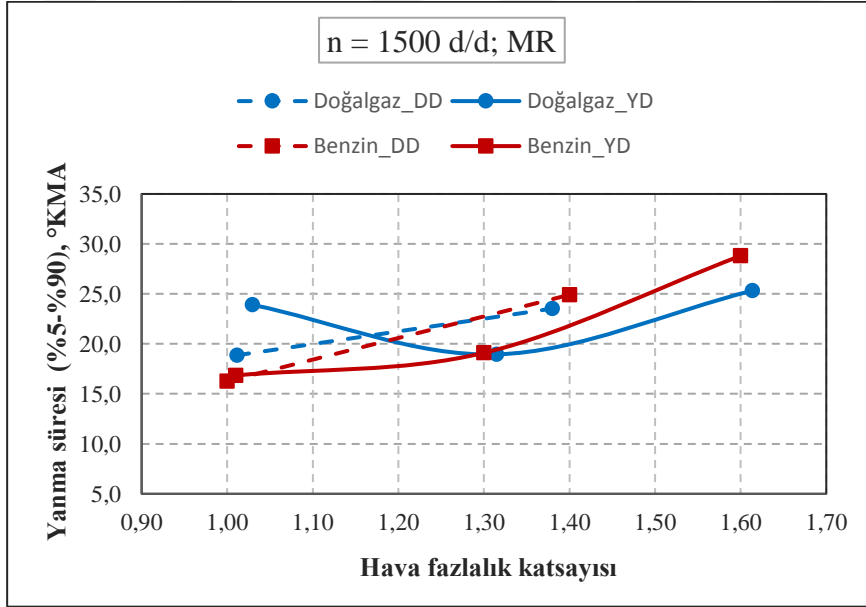


Şekil 4.49 : Yanma analizi için aynı ateşleme avansında yapılan deneylerde çevrimsel farklılık değerlerinin karşılaştırılması.

4.4.2 Yanmanın bittiği konumun tespitine ait sorunlar

Yanan yakıt oranı silindir içi basınç değerlerinden Rassweiler yöntemi ile elde edilmiştir [65]. Fakat ölçüm yapılan piezoelektrik sensörler özellikle yüksek ısı akışı sebebiyle literatürde ısıl şok olarak adlandırılan ölçüm hatasına sebep olmaktadır [66,67]. Dolayısıyla yakıtın %100 yandığı nokta yanma süresini tanımlanmasında pek kullanılmamaktadır. Bunun yerine yakıtın % 90'ının ve %5'inin yanması arasında geçen süre yanma süresi olarak kabul edilmektedir. Tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar %5 - %90 kabulüne uygun olarak yapılmıştır. Fakat bu kabule göre elde

edilen ve Şekil 4.50’de gösterilen sonuçlara göre yük miktarının fazla olduğu (YD) şartlarda aynı hava debisinde sadece yakıt kesilerek karışımın fakirleştirilmesi durumunda, yanma süresinin önce azaldığı sonra tekrara arttığı sonucu ortaya çıkmıştır. Fakat yük miktarının azalması ile bu etki ortaya çıkmamıştır (Şekil 4.50 kesikli çizgiler). Bu değişim ısıl şok etkisine işaret etmektedir. Fakir bölgedeki artış beklentilere aksi bir durum teşkil etmektedir. Çünkü yakıtın azalması ile yük miktarı azalmaktadır. Bu durumda yanma süresinin artması gerekmektedir. Çünkü sabit OEB de yapılan deney sonuçlarında yük arttıkça yanma süresi azalmıştır (Şekil 4.19). Ayrıca yanma süresi üzerinde laminer alev hızı da önemli bir etkiye sahiptir. Bu değer hesabında atmosfer şartlarındaki yanma hızı tamamen HFK’ya bağlı olup stokiyometrik karışım civarı en yüksek değerine ulaşmaktadır. Dolayısıyla karışımın fakirleşmesi ile laminer alev hızı azalması beklentilere uygundur.

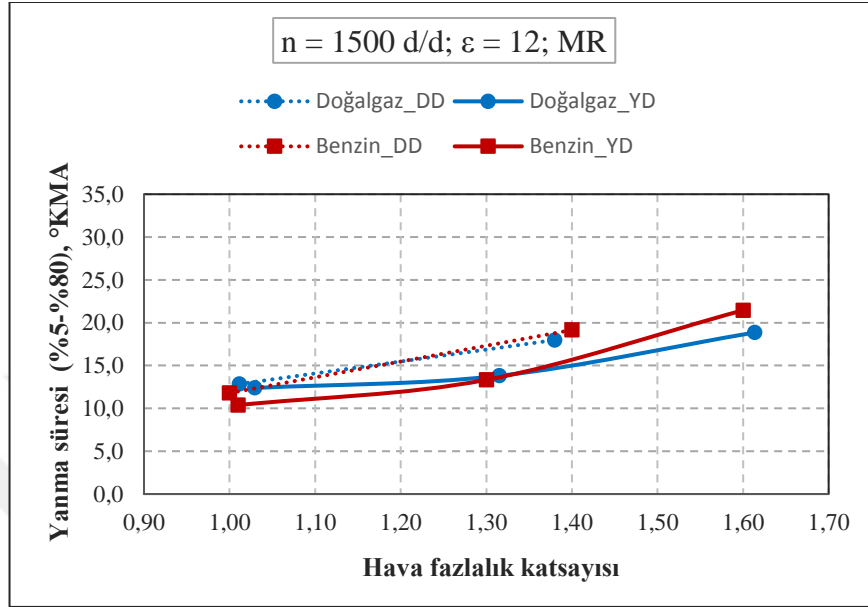


Şekil 4.50 : Yanma süresinin (%5 - %90) HFK ile değişimi.

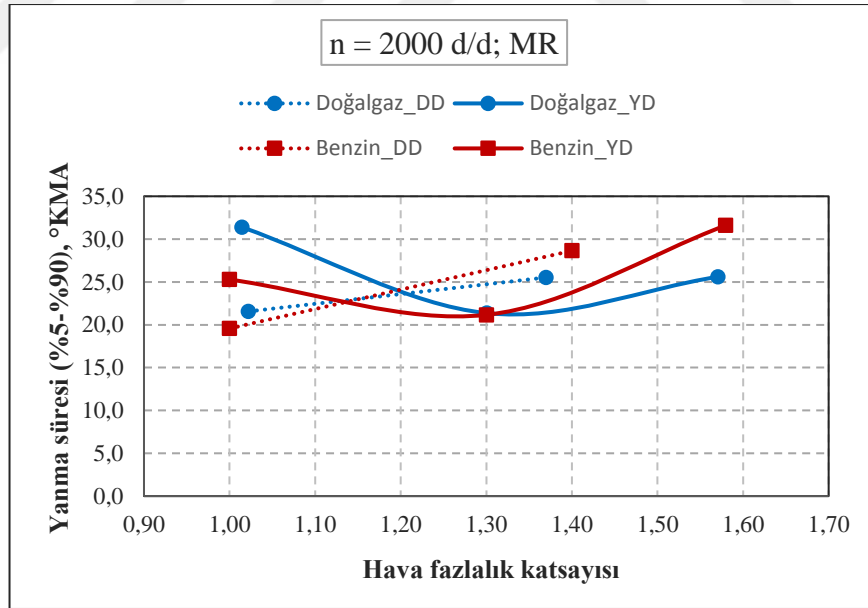
Bu sebeplerden dolayı yakıtın %80’i ile %5’inin yanması arasında geçen sürelerdeki değişim incelenmiştir. Buradaki değişim beklentilere uygun gerçekleşmiştir. Aynı zamanda %70, %60 noktaları ile %5 noktası arasındaki geçen sürelerde incelenmiş ve Şekil 4.51’deki eğilime benzer sonuçlar görülmüştür.

Isıl şok etkisinin etkisi motor dönme hızının artması ile daha belirgin hale gelmiştir (Şekil 4.52). Fakat % 80 noktasında bu durum ortadan kalkmıştır (Şekil 4.53). Isıl şok, sensör üzerindeki ani sıcaklık yükselişi sonrasında bu ısının atılması süreci ile ilgili olup sensörün soğuma kapasitesi önemli bir etkiye sahiptir. Bu nedenle su soğutmalı sensörler bu açıdan daha elverişlidir. Motor hızındaki artış sensör üzerindeki ısı akışı

miktarını artırdığından dolayı şok etkisi daha uzun sürmektedir. Stokiyometrik karışımda silindir içi sıcaklık değerleri daha yüksek olmaktadır. Bu nedenle ısı akışı fakir karışımlara göre daha fazladır. Karışımın fakirleşmesi ile ısı şok etkisi azaldığı için %90 noktasına göre belirlenen yanma süresinde bir azalma görülmektedir.



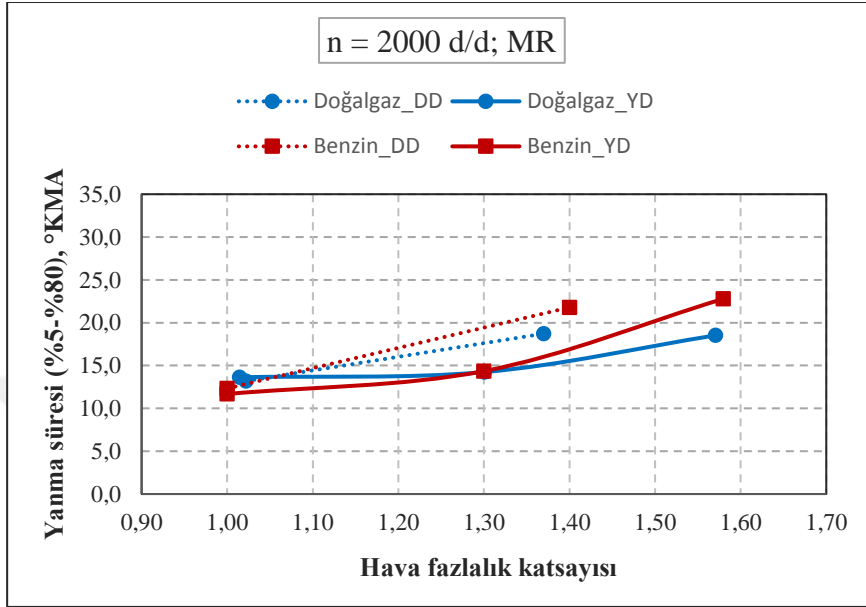
Şekil 4.51 : Yanma süresinin (%5-%80) HFK ile değişimi.



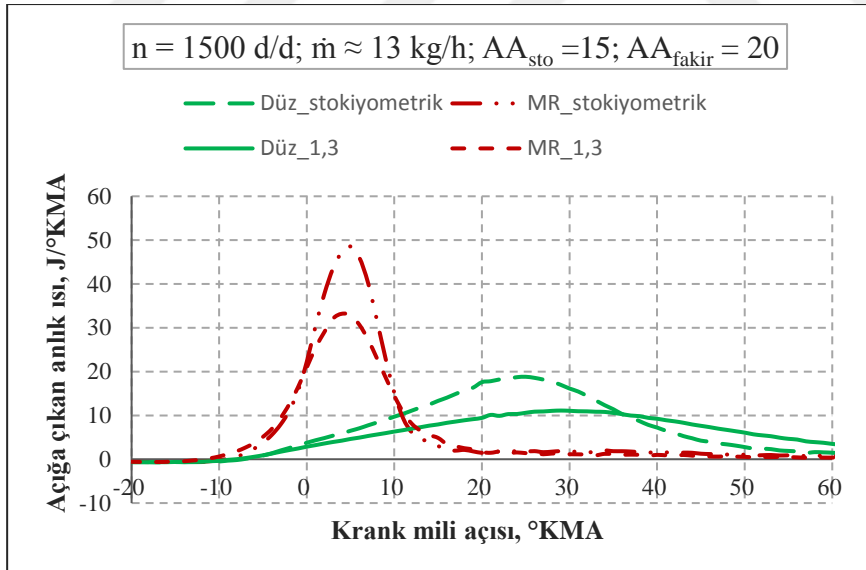
Şekil 4.52 : 2000 d/d için yanma süresinin (%5 - %90) değişimi.

Bazı deneylerde silindir içi basınç ölçümünde aynı anda ikinci bir sensörden de faydalanılmıştır. Kullanılan iki sensörde boyut ve teknik özellikler bakımından farklıdır. Sonuçlar göstermiştir ki aynı anda yapılan ölçümlere göre %90 noktası iki sensöre göre 10-15 °KMA farklı çıkarken %80 noktasında bu fark 3-4 °KMA'dır.

Böylece ısı şokun yanma süresi üzerindeki etkisi daha iyi anlaşılmıştır. Bu nedenle yanma süreleri kıyaslanırken %5-%80 noktasına göre değerlendirme yapılmıştır. Düşük yük veya düşük debi ile çalışma durumunda ısı şok etkisi silindir içi sıcaklıkların daha az olması sebebiyle ihmal edilebilecek seviyededir.



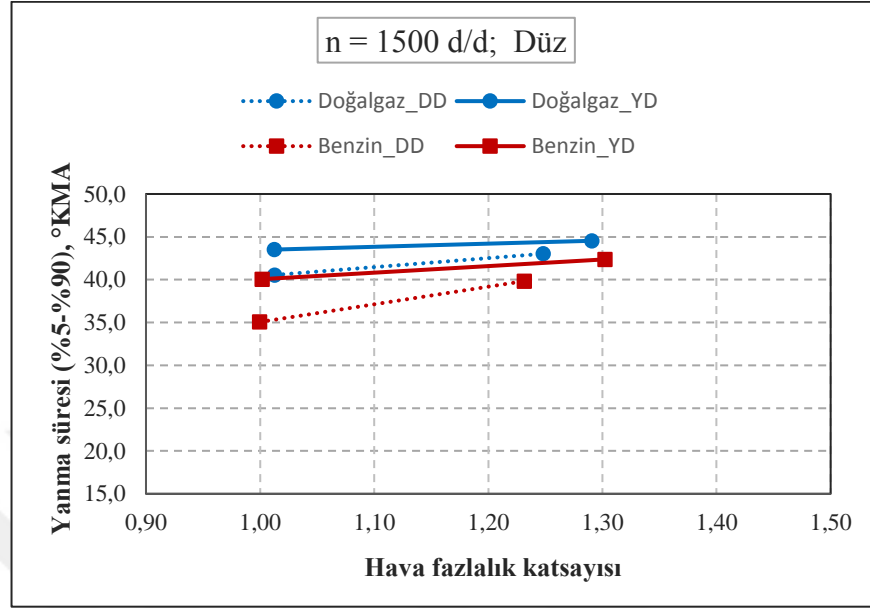
Şekil 4.53 : 2000 d/d için yanma süresinin (%5 - %80) değişimi.



Şekil 4.54 : Yanma odası geometrisine ve HFK'ya göre anlık ısı açığa çıkışları.

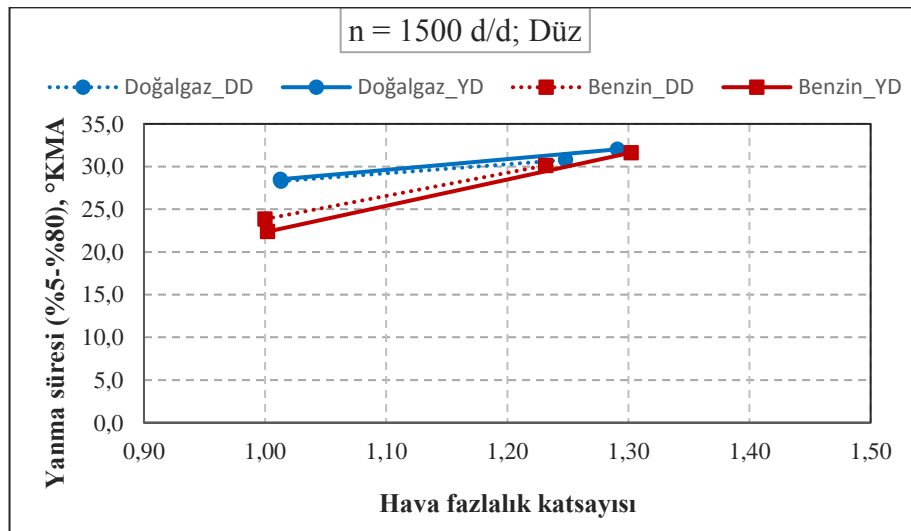
Pistonlar arasında da yanma süresinin değişimleri farklılık göstermiştir. Düz pistonla ait yanma süresinin değişimi Şekil 4.56'de verilmiştir. MR ve SO geometrilerde ortaya çıkan değişimler (Şekil 4.52) gibi fakirleşme sonucu yanma süresinde bir azalma olmamasına rağmen yanma süresinin sabit kaldığı izlenimi ortaya çıkmıştır. Fakat %5-%80 süresi incelendiği zaman beklenen eğilime uygun bir değişim elde edilmiştir

(Şekil 4.55). Burada geometrilere ait ısı açığa çıkış eğrilerinin farklı olması etkili olmuştur (Şekil 4.54). Bu nedenle HFK'ya bağlı olarak yapılacak bir değerlendirmede ısıl şok etkisi göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 4.55 : Düz piston için düşük hava debisinde yanma süresi (%5-%90).

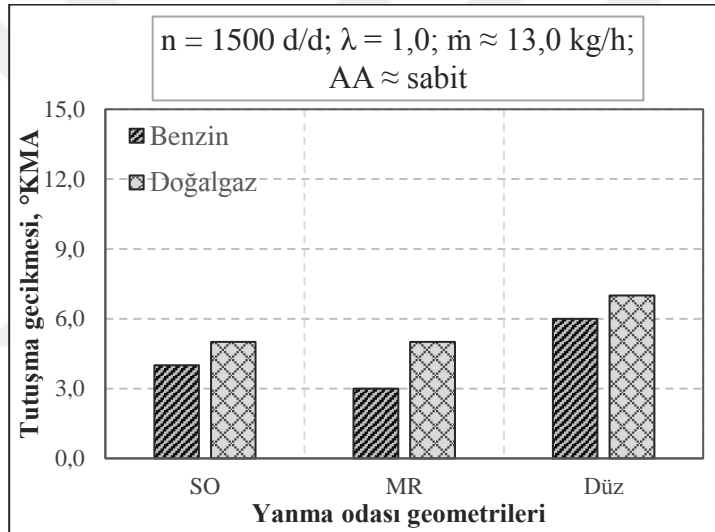
Sonuç olarak ısıl şok, aynı HFK değerinde yakıtları veya pistonları karşılaştırırken önemli bir hataya yoruma sebep olmamaktadır. Örneğin %90 veya %80 noktasına göre belirlenen yanma sürelerinde HFK = 1,0 için benzin her iki durumda da daha hızlı yanan yakıttır. Belki rakamsal olarak fark değerleri değişmektedir. Ama HFK'ya göre yanma süresi mukayese edildiği zaman stokiometrik karışımdan fakir bölgeye ilerlendiğinde, yanma süresinde bir azalma eğiliminin görülmesi, yanlış yorumlara sebebiyet verebilir.



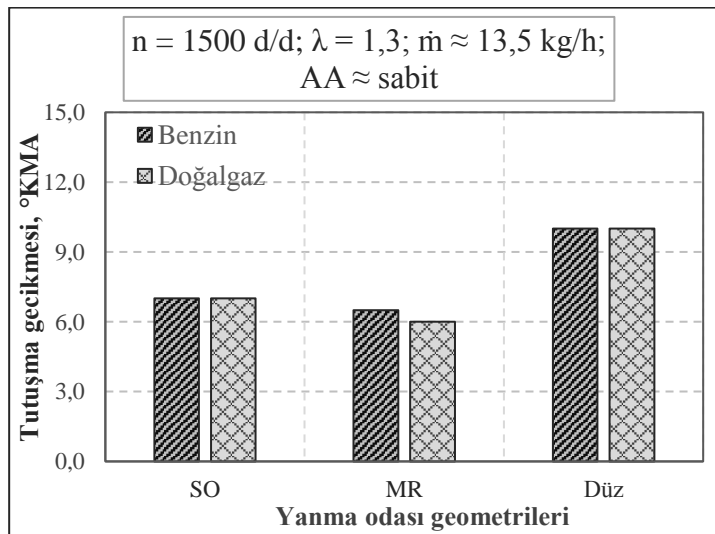
Şekil 4.56 : Düz piston için düşük hava debisinde yanma süresi (%5-%80).

4.4.3 Yanma süreçlerinin karşılaştırılması

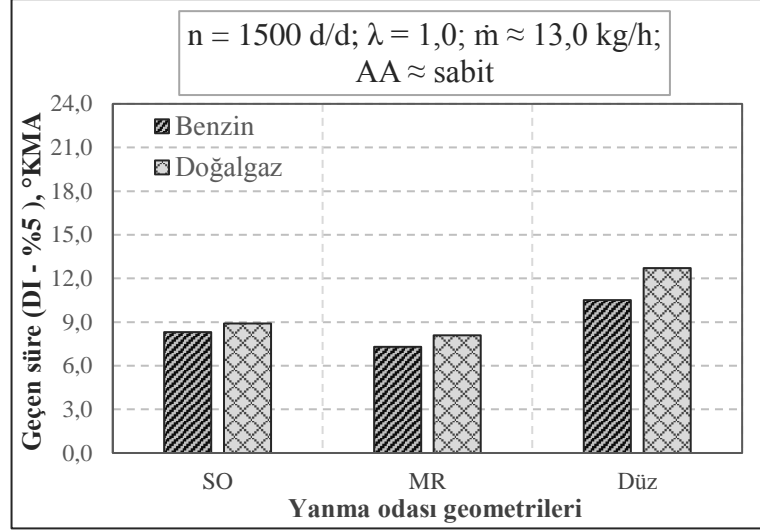
Daha önce belirtildiği gibi tutuşma gecikme süresi, ateşleme avansı ile duyulur ısının görüldüğü konum arasında geçen süre olarak tanımlanmıştır. Bu bölümde aksi belirtilmediği müddetçe deneyler aynı hava debisi ve aynı ateşleme avansında yapılmıştır. Stokiyometrik karışımda üç geometride de benzin daha hızlı tutuşmaktadır (Şekil 4.57). Tutuşma gecikmesi süresi piston üzerinde şekil verilmesi durumunda (MR ve SO) daha az olmaktadır. Karışımın fakirleşmesi ile tutuşma gecikmesi süresi her iki yakıt ve piston için artmıştır. Fakat doğal gaz yakıtının TG süresi stokiyometrik karışımdan farklı olarak daha az veya aynı seviyede oluşmuştur (Şekil 4.58). Bu süreçte buji etrafındaki hava hareketlerinin etkisinin önemli bir parametre olduğu düşünülmektedir.



Şekil 4.57 : Tutuşma gecikmesi süresinin yakıt ve yanma odasına göre değişimi.

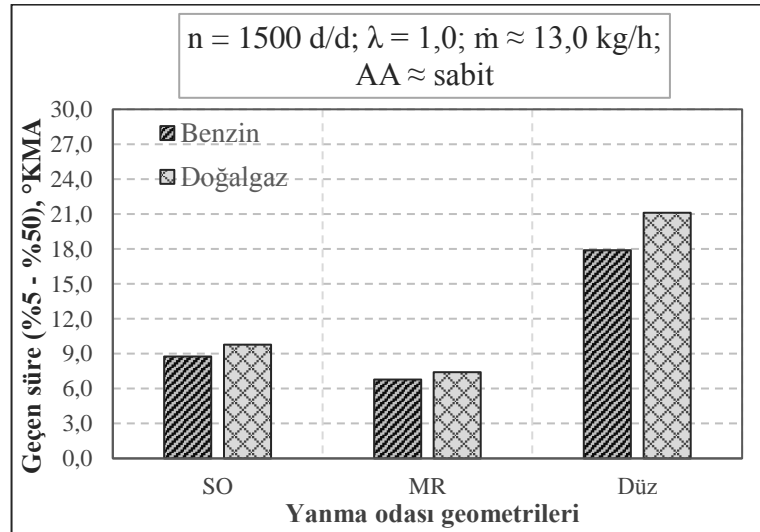


Şekil 4.58 : Fakir karışım bölgesinde tutuşma gecikmesinin değişimi.

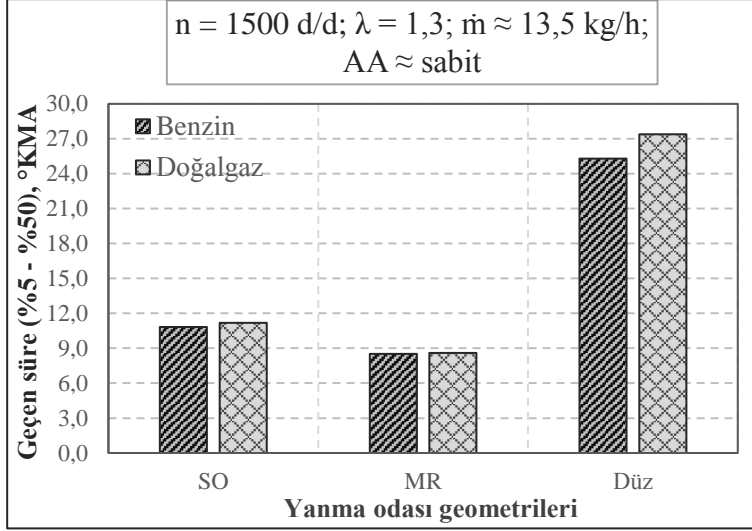


Şekil 4.59 : Stokiyometrik karışımda alev oluşum süresinin değişimi.

Yanma sürecinin ilk fazı olarak DI - %5 noktaları arasında geçen süre incelenebilir. Bu süreç, alev oluşum süreci olarak tanımlanmıştır. Bazı çalışmalarda bu DI - %10 olarak da kullanılmıştır. Şekil 4.59'da görüldüğü gibi TG sürelerinin değişimine benzer eğilimler ortaya çıkmıştır. Stokiyometrik karışım için benzin yakıtında bu ilk faz daha kısa sürede gerçekleşmektedir. Stokiyometrik karışımdan fakir karışıma geldiği zaman SO ve MR için doğal gaz yakıtında bu değerdeki artış 0,6-0,8 °KMA iken, düz pistonda 2 °KMA civarı artma ortaya çıkmıştır. Tutuşma gecikme ve alev oluşma süreçlerinde MR geometri en kısa süreye sahiptir. Ateşleme avansları aynı olduğu göz önünde bulundurulursa türbülans şiddetinin bu süreçler üzerindeki etkisi görülmektedir. Yanmanın ilk fazındaki bu eğilim genellikle tüm süreçlerde devam etmektedir.

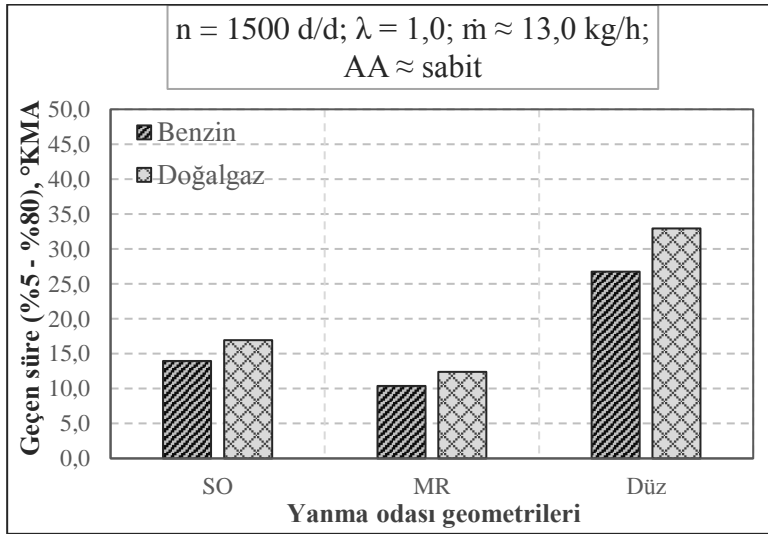


Şekil 4.60 : Yakıtın %50'sinin yanması için geçen süre ($\lambda = 1,0$).

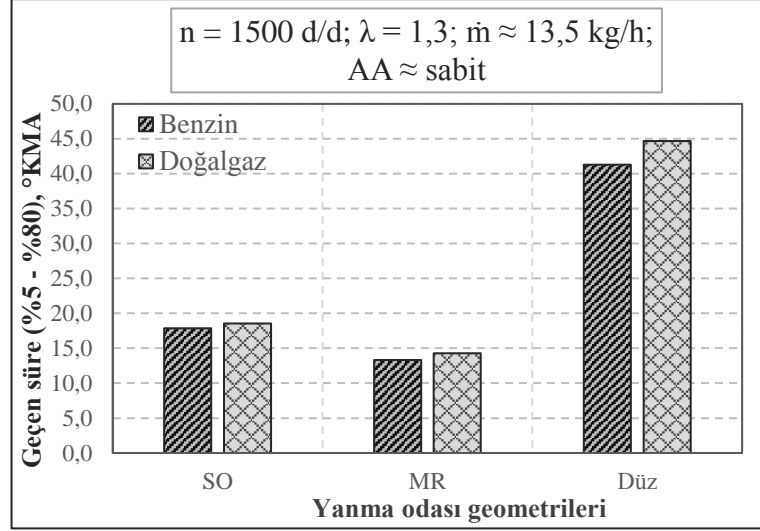


Şekil 4.61 : Yakıtın %50'sinin yanması için geçen süre ($\lambda = 1,3$).

Yanma süreci boyunca yakıtı veya yanma odası geometrisine bağlı olarak sürelerin belirli bölümlerde nasıl değiştiğini anlamak için farklı adımlar tanımlanmıştır. Bunlarda bir tanesi de yakıtın % 50'sinin yanmasına kadar geçen sürenin değişimidir. Stokiyometrik karışımda yakıtın %5'i yanıncaya kadar geçen süre ile %5-%50 arası geçen süreler bakıldığı zaman SO ve düz pistonda yanma biraz yavaşlarken MR pistonda hızlanmıştır (Şekil 4.60). Bu durum her iki yakıt için de geçerlidir. Düz pistonda bu süredeki artış daha fazladır. Karışım fakirleşmesi ile %5-%50 süresinde MR için fazla bir değişim olmamasına rağmen SO ve düz piston da bu süre artmıştır (Şekil 4.61). Özellikle düz piston için yaklaşık 6 °KMA gibi yüksek kabul edilebilecek bir artış görülmektedir. Karışım fakirleştikçe türbülans şiddeti az olan düz pistonda yanma süresi daha da uzamaktadır.

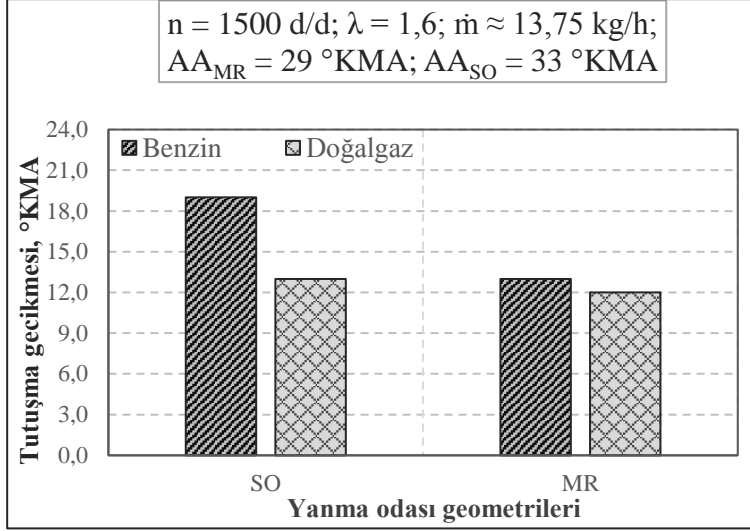


Şekil 4.62 : Stokiyometrik karışımda yanma süresinin değişimi (%5-%80).

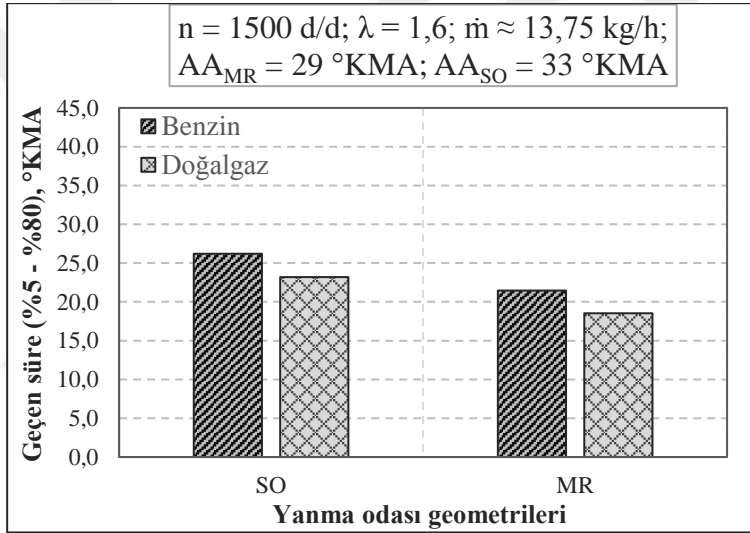


Şekil 4.63 : Fakir karışımda yanma süresinin değişimi (%5-%80).

Genel yanma süresi için %5 ve %80 oranında yakıtın yandığı konumlar arasında geçen süreler karşılaştırılmıştır. Stokiyometrik karışımda tüm pistonlarda benzin yakıtı doğal gaza göre daha hızlı yanmıştır. Yanma odası, ilave hava hareketleri oluşturacak şekilde ise iki yakıt arasındaki süre farklı azalmıştır. Bu nedenle türbülans şiddetindeki artış yakıtların kimyasal özelliklerinin yanma süresi üzerindeki etkisi azaltmıştır. Türbülans şiddetindeki artış, yakıtlar üzerinde de farklı etkiler yapmıştır. Örneğin, benzin için düz piston ile MR arasındaki yanma süresi farkı 16,5 °KMA olurken, aynı şartlarda doğal gaz yakıtı için bu fark 20,5 °KMA olmuştur (Şekil 4.62). Bu farklılığın temel sebeplerinden bir tanesi kullanılan iki yakıtın Lewis numarasının farklı olmasıdır. Bu konu daha önce açıklanmıştır. Kısaca tekrarlamak gerekirse Lewis numarası 1 civarı olan yakıtların (doğal gaz) alev cephesi türbülans altında daha fazla kıvrılmaktadır. Bu etki alev ilerleme hızını artırmaktadır. Benzin ise daha yüksek Lewis numarasına sahiptir. Bu nedenle türbülans şiddetindeki artışın etkisi benzinde daha az ortaya çıkmaktadır [63]. HFK = 1,3 şartlarında benzin ile doğal gazın yanma hızları SO ve MR piston için aynı seviyededir. Eğer karışım daha da fakirleşirse ($\lambda = 1,6$), düz piston ile bu şartlarda deney yapmak uygun değildir. Manifolda püskürtmeli bir motorda benzin yakıtı ile bu noktada kararlı bir çalışma temin edilmesi biraz şaşırtıcı gözükse de radyal yöndeki hava hareketinin yakıtı bir kısım kademeleştirdiği düşüncesini akla getirmiştir. Fakat bu konuda bir ölçüm yapmak tez kapsamına girmediği için etkileri üzerinde fazla durulmamıştır. Yine bu noktada SO ve MR piston arasında 4 °KMA farklı avans kullanılması gerekmiştir. MR pistonun yanma süresi 5 °KMA daha kısadır.



Şekil 4.64 : Aşırı fakir karışım bölgesi için tutuşma gecikmesi süreleri.

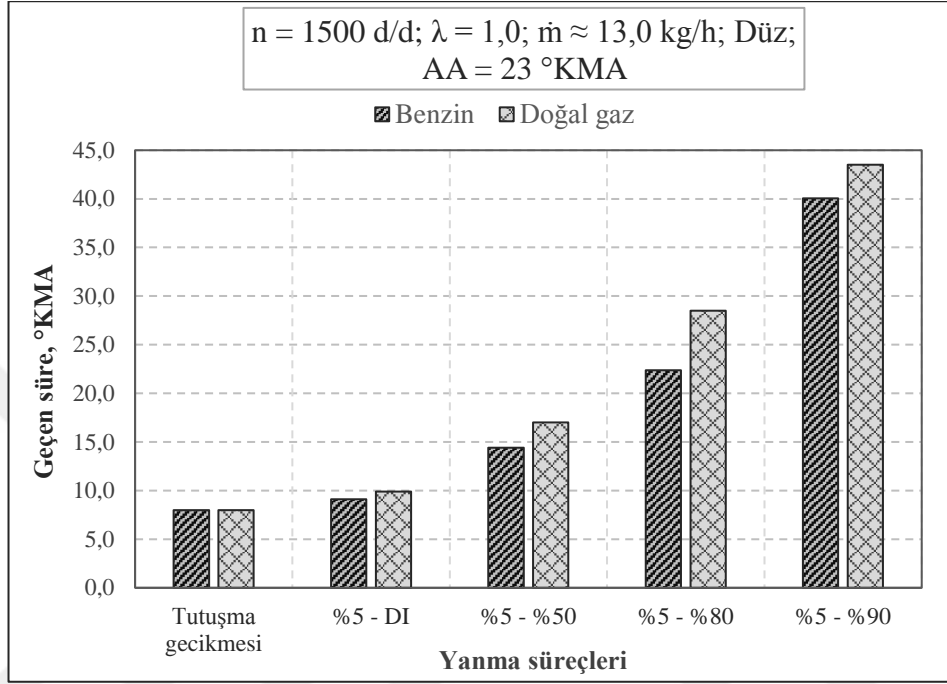


Şekil 4.65 : Aşırı fakir karışım bölgesi için yanma süreleri.

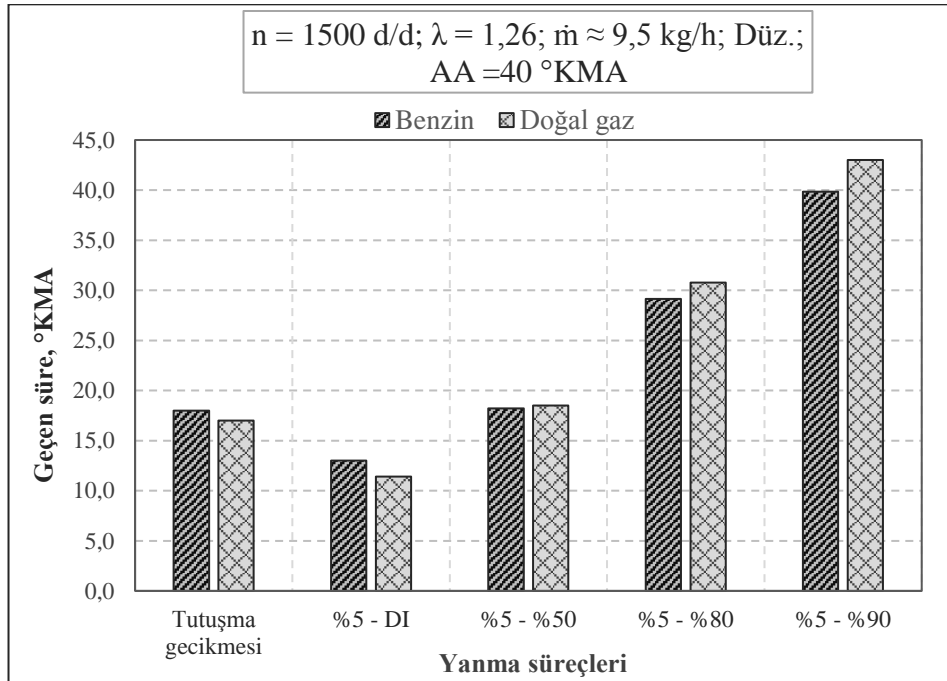
Tutuşma gecikme değerleri arasında iki piston arasında özellikle benzin için ciddi fark ortaya çıkmıştır. MR pistonun SO'dan farklı olarak sahip olduğu aksel kanal, radyal yöndeki hava hareketini artırıcı etki yaptığı için yukarıda bahsedilen kademeleşme sürecini artırmış olabilir. Bu sayede normal tutuşma limitlerinin ötesinde çalışan benzin için ilk tutuşma koşulları daha iyileşmiştir. Fakat genel yanma süresinde bu etki ortaya çıkmamıştır.

Buraya kadar yapılan değerlendirmelerde genellikle sabit ateşleme avans değeri kullanılmıştır. Fakat seçilen bu değer düz piston için en yüksek motor moment değerine göre belirlenen avanstan daha düşük mertebelere düşürülmüştür. Bu sebeple düz piston için kendi avans değerindeki değişimlere de bakılması ihtiyacı hissedilmiştir. Stokiyometrik karışımdan fakir karışıma geçilince sabit ateşleme avansındaki

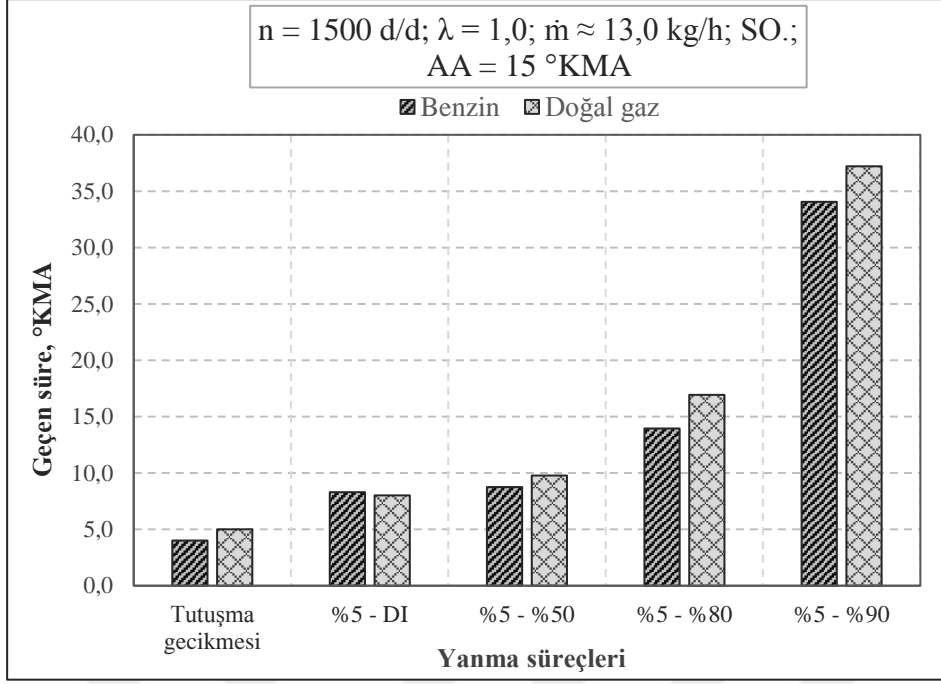
sonuçlara benzer değerler elde edilmiştir. Düz piston ile ateşleme avansının yüksek olduğu durumlarda da yanma süresi daha fazladır (Şekil 4.66). Düz pistonda, fakir karışımda, doğal gaz ile benzinin yanma süreleri arasındaki fark azalmasına rağmen doğal gaz hala daha geç yanmaktadır (Şekil 4.67). Fakat SO yanma odasında, fakir karışımda doğal gaz benzine göre daha hızlı yanmaktadır.



Şekil 4.66 : Normal ateşleme avansı ile düz pistonun yanma süreleri.

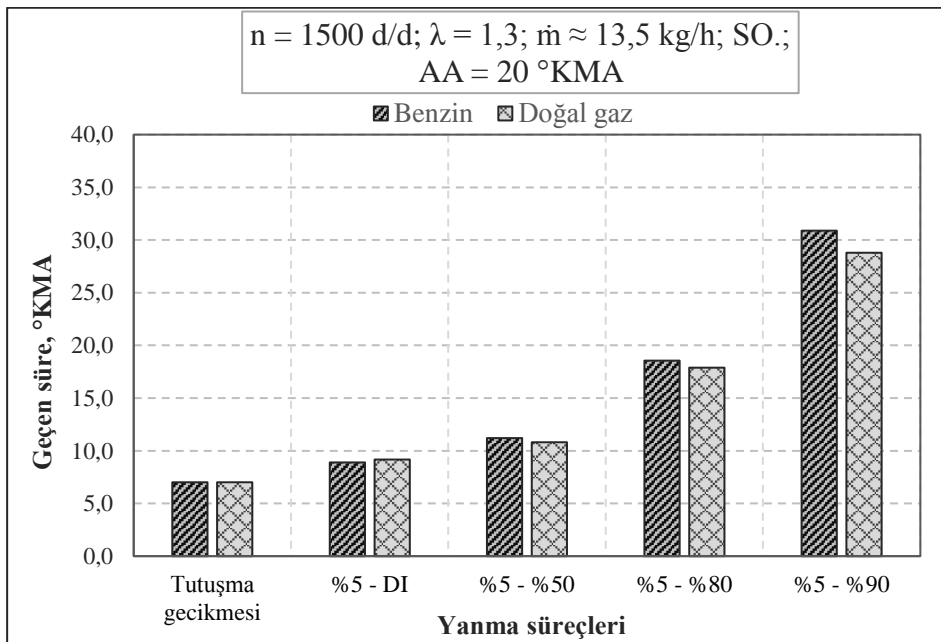


Şekil 4.67 : Fakir karışımda normal ateşleme avansı yanma süreleri.



Şekil 4.68 : $\lambda = 1,0$ için SO piston için normal avansta yanma süreçleri.

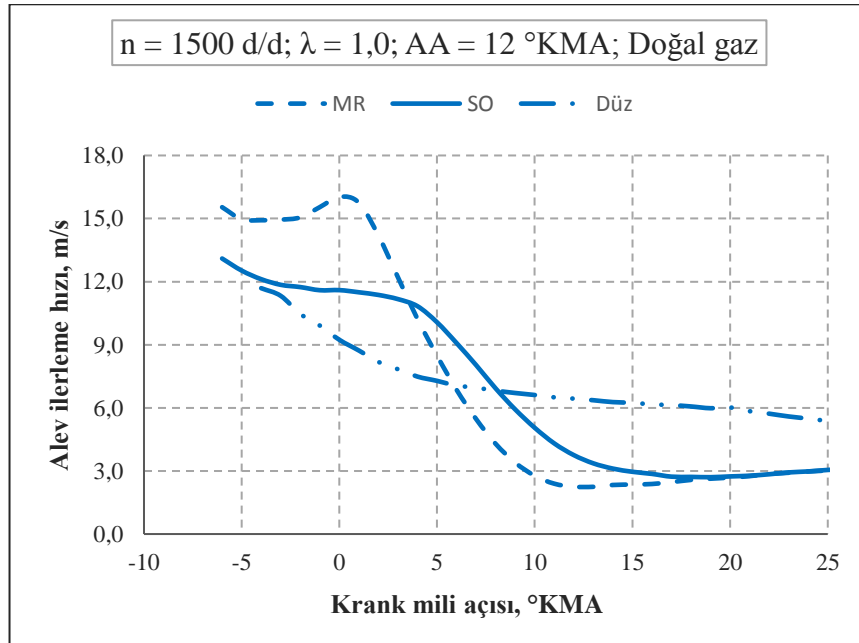
Yanma analizi kısmında elde edilen en bariz sonuç stokiyometrik karışımda yakıtlar kıyaslandığı zaman yanma odasından bağımsız olarak benzin her zaman daha hızlı yanmaktadır. Fakat karışım fakirleştiği zaman yakıtlar arasında yanma odası geometrisine göre farklı sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Düz pistonda benzin yine doğal gaza göre daha hızlı yanmasına rağmen SO ve MR'de bu durum tersine dönmektedir (Şekil 4.69). Buna göre türbülans şiddetindeki artış yakıtlar üzerinde farklı etki yapmaktadır.



Şekil 4.69 : Fakir karışımda SO piston için normal avansta yanma süreleri.

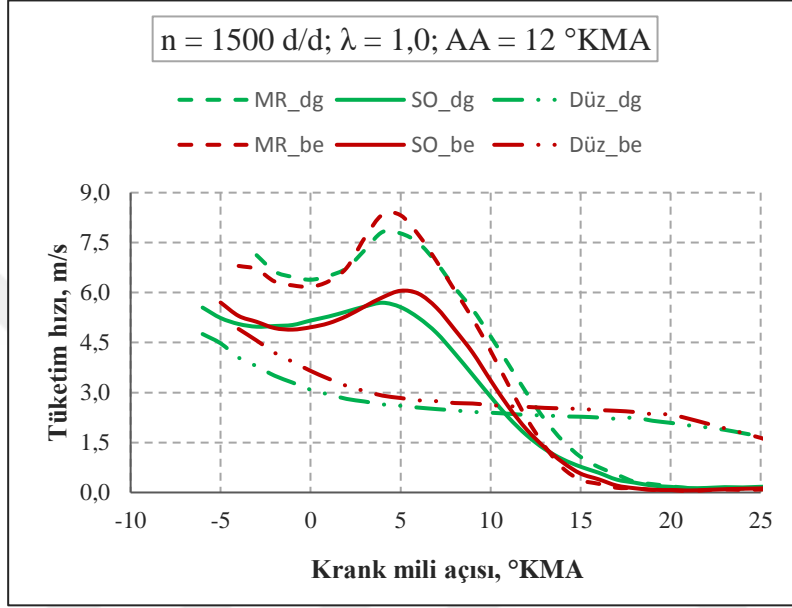
4.5 Termodinamik Hesap Yöntemine Ait Sonuçlar

Silindir içi basınç değerlerinde yola çıkılarak, yanma odasının farklı bölgelere ayrılmasıyla alev ilerleme hızı, tüketim hızı, vb değerlerin hesaplanmasında kullanılan yöntem bölüm 3.3'te ayrıntılı olarak anlatılmıştı. Bu kısımda bölüm 4.4'te yanma süreleri üzerinden yapılan değerlendirmeler, termodinamik hesap yöntemi kullanılarak daha detaylı hale dönüştürülmüştür. Yanma odalarının etkisi alev ilerleme ve tüketim hızlarına göre karşılaştırılmıştır. Sabit hava debisinde ve aynı/yakın avanslarda yapılan deneyler göz önüne alınmıştır. Tüketim ile alev ilerleme hızları benzer eğilim göstermesine rağmen mertebeleri farklıdır. MR yanma odası yukarıda bahsedilen deney şartlarında en hızlı yanmayı gerçekleştirmiştir (Şekil 4.70). Düz geometride yanma hızları sürekli azalma gösterirken, belli bir şekle sahip diğer iki pistonda hız değerlerinin ÜÖN civarına kadar sabit kaldığı veya bir miktar artış olduğu görülmüştür. Avansların, HFK ve hava miktarının aynı olduğu göz önünde bulundurulursa bu değişimin tek sebebi yanma odası geometrilerinin oluşturduğu türbülanstır. Özellikle MR yanma odasında bu artış eğilimi daha açık şekilde görülmektedir (Şekil 4.70). Yanma hızlarının değerlendirilmesinde tüketim hızı daha yaygın olarak kullanılmıştır. Doğal gaz ve benzin yakıtları için tüketim hızları arasında belli farklılıklar ortaya çıkmıştır. Stokiyometrik karışımda benzin yakıtı daha yüksek bir tüketim hızına sahiptir (Şekil 4.71).



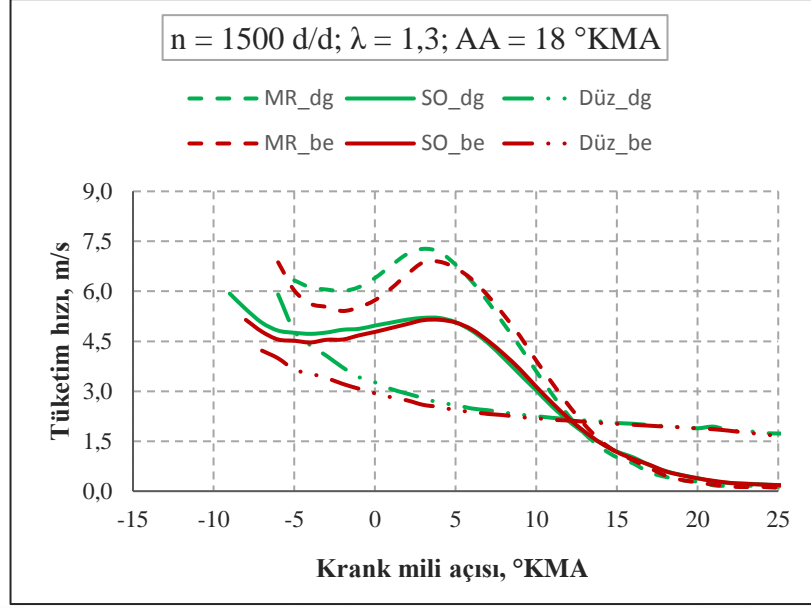
Şekil 4.70 : Farklı yanma odaları için alev cephesinin ilerleme hızı.

Yanma odası tasarımı iki yakıt üzerinde benzer etki yapmasına rağmen bu durum stokiyometrik karışımdan fakir karışıma gidildikçe daha iyi anlaşılmıştır. Bu şartlarda benzin yakıtı doğal gaza göre biraz daha hızlı yanmaktadır. Burada yakıtların laminer hız değerlerindeki farklar ve alev cephesinin şekil değiştirme kabiliyeti önemlidir. Basıncın yükselmesi doğal gazın laminer hız değerini daha fazla azaltmaktadır. Bu sebeple tüketim hız değeri benzine göre daha azdır.



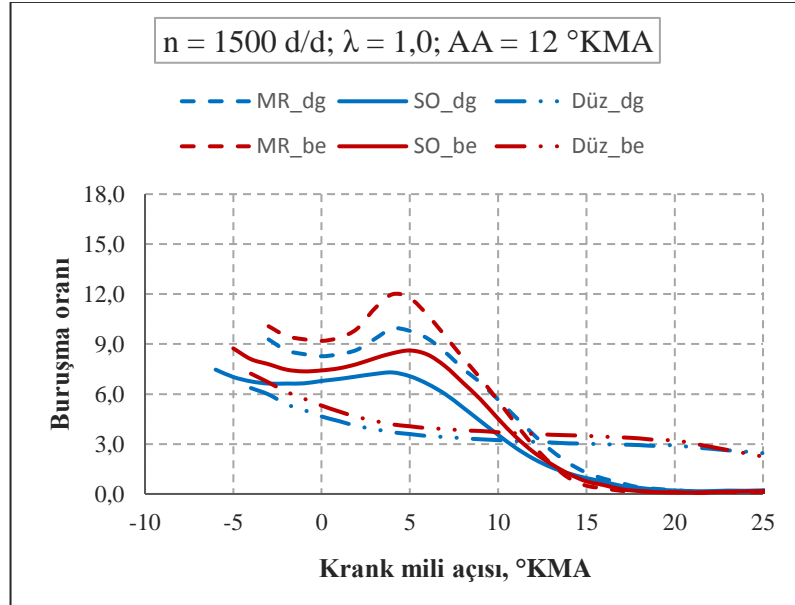
Şekil 4.71 : Farklı yakıtlar ve yanma odaları için tüketim hızlarının değişim.

Karışımın fakirleşmesi ile stokiyometrik karışıma göre tüketim hız değerleri beklendiği gibi azalmıştır. Fakat doğal gaz yakıtlı durumda her üç piston içinde tüketim hız değeri benzine göre aynı veya daha yüksek seviyeye ulaşmıştır. MR geometrinin oluşturduğu hava hareketlerinin doğal gaz üzerinde daha etkili olduğu Şekil 4.72’den görülmektedir. Burada karışımın fakirleşmesi ile basınç değerindeki azalma ile doğal gazın laminer hız değeri artarken, türbülans şiddetinde geometrilere bağlı olarak ortaya çıkan artış, alev cephesini benzine göre daha da fazla buruşturmaktadır. Alev cephesinin yüzey alanının artması tüketim hızını artırır. Bu etki yakıtların Lewis (Le) sayısı ile ilişkilendirilebilir. Benzin yakıtını alev cephesinin şekil değişimi yüksek Le sayısından dolayı daha zordur. Fakat stokiyometrik karışım gibi yüksek basıncın olduğu şartlarda bu olumsuz etki bir ölçü giderilmiştir. Benzinin laminer alev hızının stokiyometrik şartlarda daha yüksek olması tüketim hızı üzerinde daha olumlu bir etki yapmıştır. MR geometride en yüksek tüketim hızı diğerlerine göre daha önce ortaya çıkmıştır. Düz pistonda tüketim hızının ÜÖN’den 25 °KMA sonra bile sıfır olmaması yanma süresinin uzun olduğunu göstermektedir.



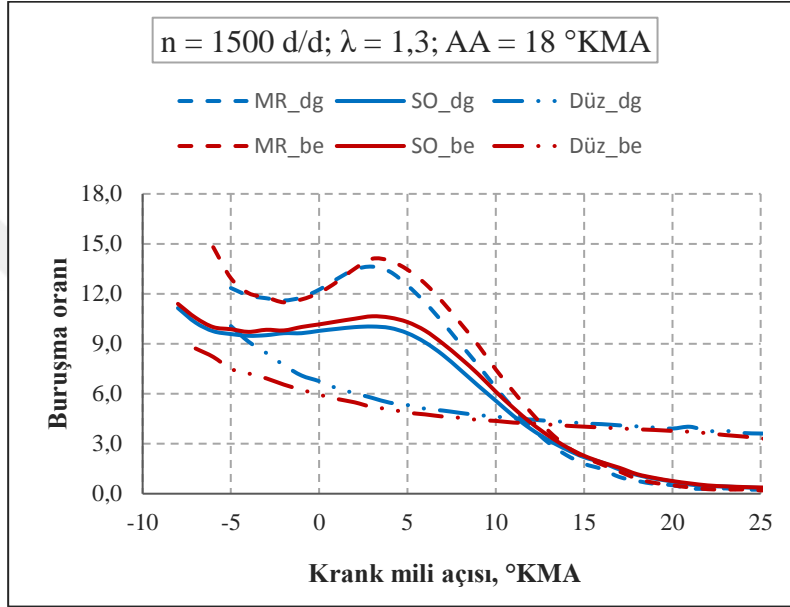
Şekil 4.72 : Fakir karışımda tüketim hızlarının değişimi.

Alev cephesinin buruşmaya karşı olan davranışı bölüm 3.3.1’de tanımlanan buruşma oranı ile incelenmiştir. Stokiyometrik karışımda benzinin buruşma oranı daha fazladır (Şekil 4.73). Bu oranın sadece Le sayısına bağlı olmadığı, laminer hız değerinin de etkili bir parametre olduğu bilinmelidir. Karışımın fakirleşmesi ile buruşma oranları arasındaki fark ortadan kalkmıştır (Şekil 4.74). Doğal gaz ile benzin benzer değerlere sahip olmuştur. Bu değişimde yanma odasındaki basınç değerlerinin doğal gazın laminer hızı ve benzinin alev cephesinin şekil değişimi üzerinde farklı etkisi tekrara vurgulanmalıdır.



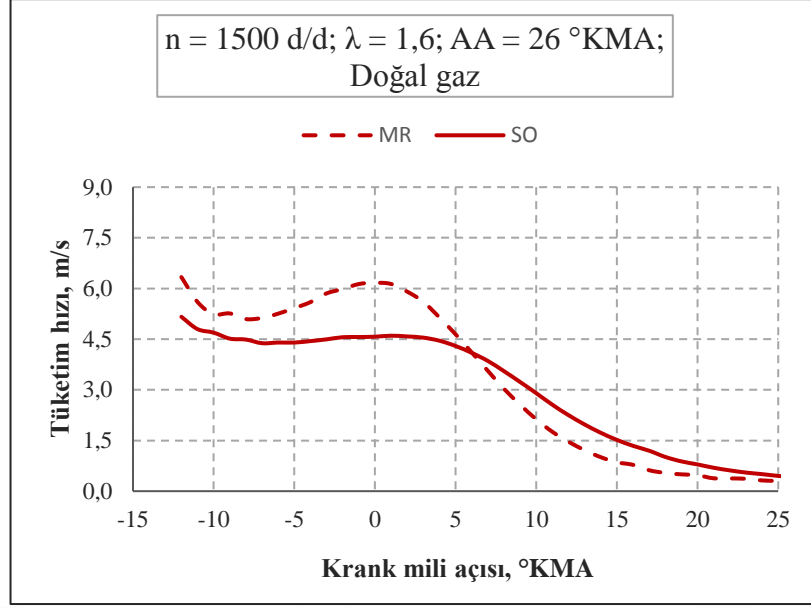
Şekil 4.73 : Farklı yakıtlar ve yanma odaları için buruşma oranı.

Buruşma oranlarında yanma odası tasarımının etkisi oldukça fazladır. Düz piston ile MR yanma odası arasında yaklaşık 2 kat fark ortaya çıkmaktadır. Deneysel olarak hava debisinin sabit tutulması emme portundan kaynaklanan türbülans şiddetinin tüm pistonlar için aynı olduğu anlamına gelir. Dolayısıyla bu değişimde tek etkili değişken piston üzerindeki oyuklar ve kanaldır. MR ve SO pistonların yanma hızlarının yüksek olması sebebiyle ÜÖN'den 15-20 °KMA sonra tüketim hızları sıfıra yaklaşmaktadır. Fakat düz piston için yanmanın bitmesi ÜÖN'den 40 °KMA sonra gerçekleşmiştir.

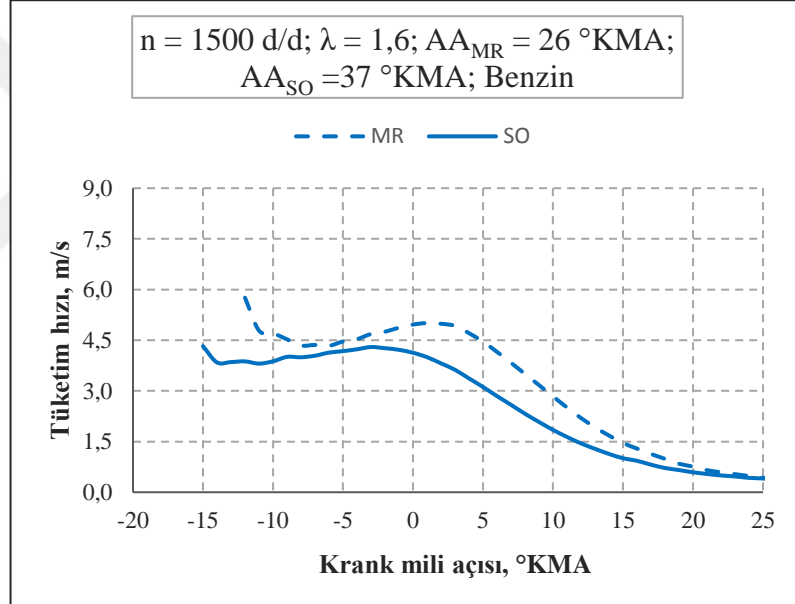


Şekil 4.74 : Fakir karışımda buruşma oranları.

Aşırı fakir karışım için de termodinamik model kullanılarak incelemeler yapılmıştır. Fakat bu şartlarda düz geometri ile kararlı çalışma mümkün olmadığı için sadece MR ve SO karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak benzin yakıtlı durumda aynı ateşleme avansında çalışılmamıştır. SO geometri MR'ye göre 10 °KMA daha önce ateşlenmiştir. Şekil 4.73'ten görüldüğü gibi MR pistonunun yanma hızını belli bir süre boyunca artırıcı etkisi bulunmaktadır. Aşırı fakir karışımlar ile çalışmak istenirse türbülans şiddetini artırmak uygun bir tercihtir. Fakat bu artırıcı etki benzin yakıtında daha az olmuştur. Burada, yukarıda bahsedilen yakıt özelliklerinden kaynak etkiler geçerliliğini korumaktadır. MR pistonlu durumda her iki yakıtında aynı noktada ateşlendiği düşünüldüğü zaman doğal gazın tüketim hızının açık şekilde daha fazla olduğu anlaşılmıştır (Şekil 4.75 ve Şekil 4.76). Kullanılan termodinamik hesap yöntemi ile yanmış gazların sıcaklığı her adımda hesaplanabilmektedir. Yanma odası tasarımının sıcaklık üzerinde oluşturduğu etki Şekil 4.77'de verilmiştir.

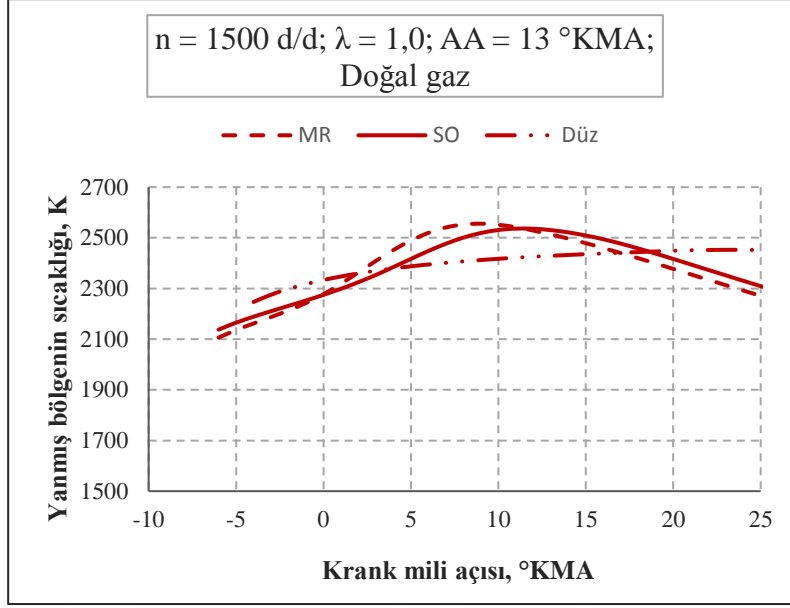


Şekil 4.75 : Aşırı fakir karışımda farklı yakıtların tüketim hızları.



Şekil 4.76 : Aşırı fakir karışımda benzin için tüketim hızları.

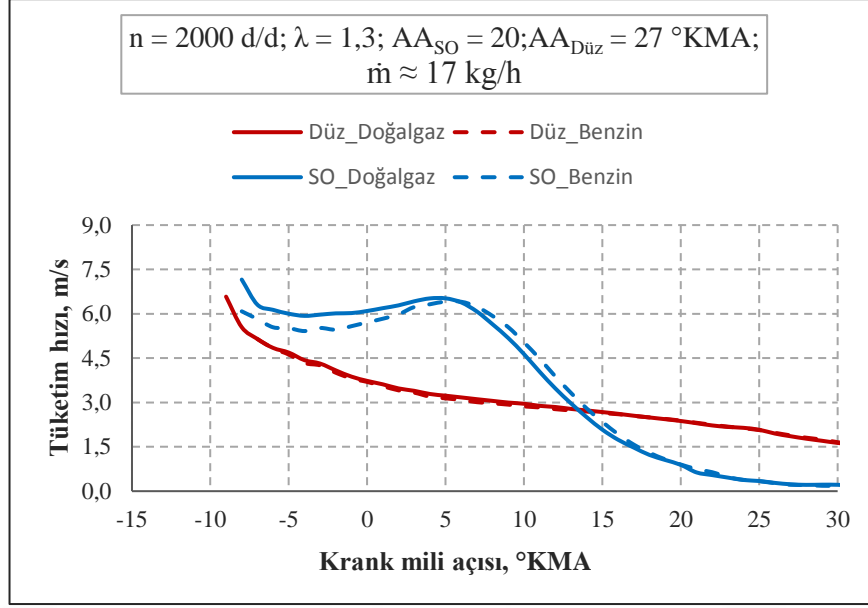
Yanmanın başlangıç süreçlerinde düz piston için yanan gazlar daha yüksek sıcaklıklara sahiptir. Yanma analizine yönelik yapılan deneylerde belirlenen ateşleme avansları düz piston için geciktirilmiş bir değerdir. Motor momentine göre belirlenen avans değerlerinde düz pistonun daha önce ateşlendiği bölüm 4.1'de belirtilmişti. Dolayısıyla ilk yanan bölgelerin sıcaklığı düz pistonda daha da yüksek olacaktır. Stokiyometrik karışımlarda, yüksek yüklerde bu etki NO emisyon değerlerinin daha yüksek olması şeklinde ortaya çıkmıştır (Şekil 4.9). Yanma odası içerisinde farklı bölgelere ait sıcaklık değerlerinin hesaplanabilmesi daha sonra yapılacak çalışmalarda egzoz gaz emisyonlarının hesaplanmasına da imkan tanımaktadır.



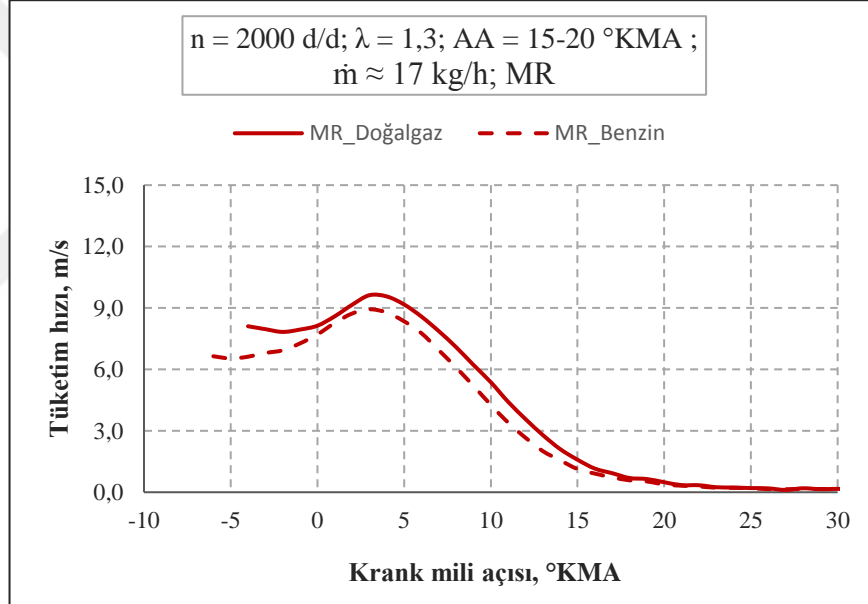
Şekil 4.77 : Yanmış gazların sıcaklığının değişim.

Türbülans şiddetinin değişmesinde motor dönme sayısının da önemli etkisi vardır. Bu nedenle 2000 d/d şartlarında deneyler de yapılmıştır. Fakat bu şartlarda her piston için ayrı avans değerleri seçilmiştir. Bunun bir sebebi stokiyometrik karışımlarda benzin yakıtında vuruntu ihtimalinin ortaya çıkmasıdır. 1500 d/d şartları için yapılan yorumlara uygun sonuçlar elde edilmiştir. Stokiyometrik karışımında benzin yakıtının tüketim hızı tüm pistonlarda daha yüksektir. Karışımın fakirleşmesi ile doğal gazın türbülanslı yanma hızı (tüketim hızı) yanmanın ilk evrelerinde daha belirgin olmak üzere daha yüksektir (Şekil 4.78). Bu değerlendirme SO ve MR için geçerlidir. Düz piston için stokiyometrik karışma göre aradaki fark kapanmasına rağmen iki yakıtın yanma hızları aynı değerlerdedir. Bu durum türbülans şiddetinin fazla olmasının fakir karışım bölgesinde doğal gaz üzerinde daha olumlu etki yaptığı tezini güçlendirmektedir. Ateşleme avansları arasındaki farkın fazla olması nedeniyle MR piston ayrı değerlendirilmiştir. Şekil 4.79'da görüldüğü gibi fakir karışımında doğal gazın tüketim hızı benzinden biraz daha fazladır. Aşırı fakir karışım bölgesinde bu fark daha da artmıştır. MR tasarımının tüketim hızını, yanma süreci içerisinde belli bir konuma kadar artırması durumu 2000 d/d şartları içinde geçerlidir. Motor dönme sayısının 1500 devir/dakikadan 2000 devir/dakika şartlarına yükselmesi ile SO geometri için tüketim hızı değerinde yaklaşık %20 artış olmuştur.

Her iki yakıt ve farklı geometriler için tüketim hızı ortalama değerinin hesaplanması ile bölüm 3.3.4'te bahsedildiği gibi türbülans şiddetinin ortalama değerinin elde edilmesi mümkündür.



Şekil 4.78 : Fakir karışımda yakıtlara göre tüketim hızının değişimi.



Şekil 4.79 : MR yanma odası geometrisi için fakir karışımda yanma hızları.

4.6 Türbülanslı Yanma Rejimlerinin İncelenmesi

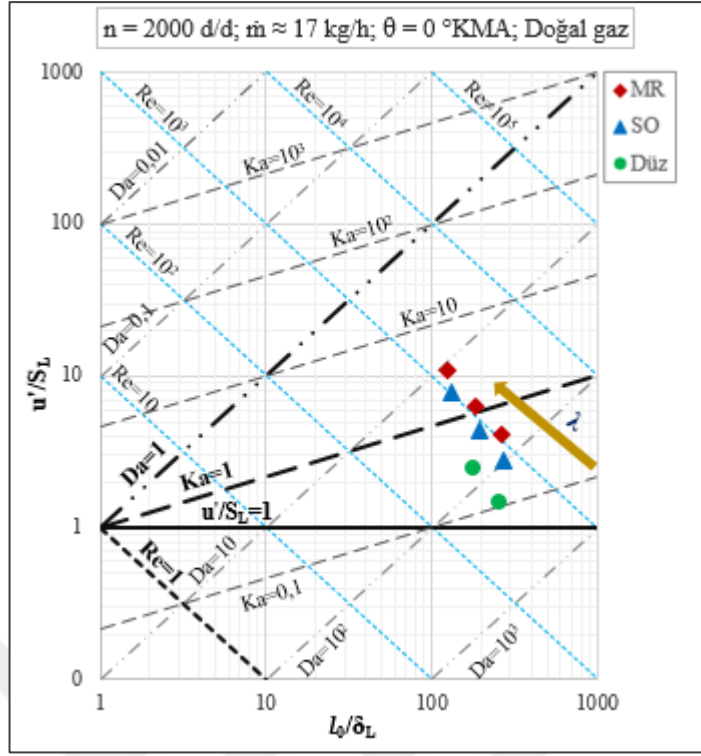
Termodinamik hesap yöntemi ile tüketim ve laminer hız değerlerinin hesabı yapıldığı için türbülanslı yanma rejimlerinin belirlenmesi aşamasına geçilmiştir. Bölüm 3.3'te türbülanslı yanma rejimini belirlenmesi için takip edilen yöntem detaylı olarak açıklanmıştır. Temel olarak üç değişkenin değerinin bilinmesi veya kabul edilmesi gereklidir. Bunlar türbülans şiddeti (root mean velocity), laminer bölgenin kalınlığı ve integral uzunluk ölçөгüdür. Bu değerlerin hesabı için 3.20 ve 3.21 denklemleri kullanılmıştır.

Her deney noktası için bir adet yanma rejimi belirlenmesi, farklı yanma odası geometrilerinin ve yakıtların karşılaştırılması için gereklidir. Öncelikle ÜÖN'deki durumların karşılaştırılması düşünülmüştür. Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi bu konumda yanan yakıt miktarı %5 civarındadır. Bazı çalışma koşullarında bu konumda yanan toplam yakıt oranı daha da azdır. Bu sebeple yanmanın daha ilerlediği yakıtın %40-50 oranında yandığı 8 °KMA konumu karşılaştırma için seçilmiştir. İkinci bir yöntem olarak her koşul için aynı oranda yakıtın yandığı konum da değişken olarak belirlenebilir.

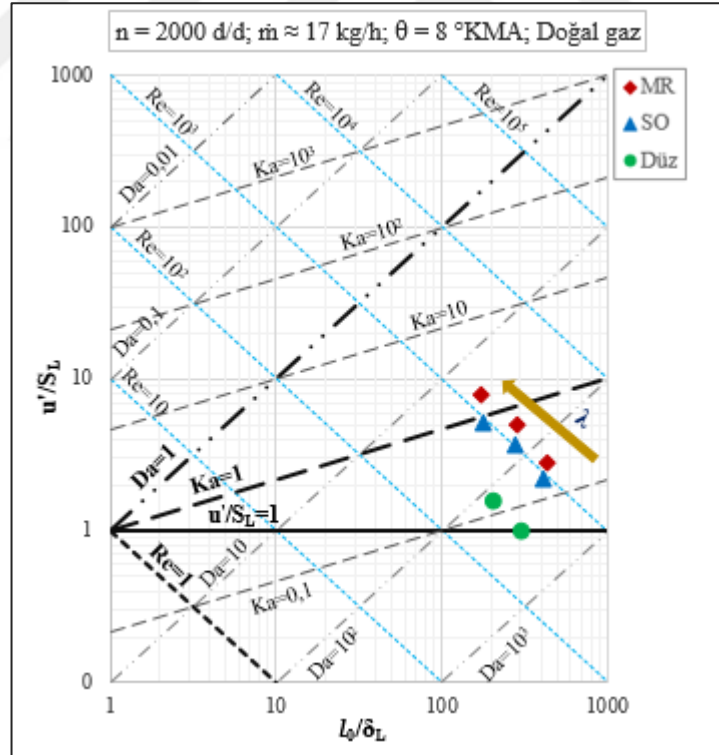
Çizelge 4.1 : Yanma sürecinde alev rejiminin değişimi (2000 d/d, $\lambda=1$, YD).

Krank Açısı, °KMA	Yanan yakıt oranı, %	İntegral uzun. ölçeği, mm	Reynold sayısı	Damköhler sayısı	Karlovit z sayısı	Türbülanslı alev rejimi
-5	0,5	1,479	1225,7	25,3	1,39	Kalınlaşmış A.
-4	0,9	1,469	1142,0	27,4	1,23	Kalınlaşmış A.
-3	1,5	1,461	1121,4	28,4	1,18	Kalınlaşmış A.
-2	2,4	1,456	1105,5	29,5	1,13	Kalınlaşmış A.
-1	3,6	1,455	1139,4	29,5	1,14	Kalınlaşmış A.
0	5,2	1,456	1193,4	29,4	1,17	Kalınlaşmış A.
1	7,4	1,461	1308,5	28,4	1,27	Kalınlaşmış A.
2	10,4	1,469	1460,3	27,4	1,40	Kalınlaşmış A.
3	14,4	1,479	1614,3	27,2	1,48	Kalınlaşmış A.
4	19,3	1,493	1671,6	29,2	1,40	Kalınlaşmış A.
5	25,1	1,510	1661,5	33,1	1,23	Kalınlaşmış A.
6	31,6	1,531	1603,9	38,8	1,03	Kalınlaşmış A.
7	38,6	1,554	1508,1	46,7	0,83	T. kıvrılmış A.
8	45,9	1,580	1381,9	57,4	0,65	T. kıvrılmış A.
9	53,2	1,609	1218,3	72,7	0,48	T. kıvrılmış A.

Türbülanslı alev rejimi ÜÖN'de belirlendiği şartlarda yanma odalarının grafik üzerindeki yerleri Şekil 4.80'de gösterilmiştir. Fakir karışım bölgesinde MR ve SO pistonlar kalınlaşmış alev rejiminde çalışmaktadır. Yani bu durumda reaksiyon çok ince bir bölgede olmasına rağmen alev bölgesinin kalınlığı oldukça fazladır. Stokiyometrik karışımda tüm pistonlar türbülanslı buruşmuş alev bölgesinde çalışmaktadır. Fakat bu çalışma şartlarında ÜÖN'de yanan yakıt miktarı %5'ten azdır. Buna ilave olarak yakıtın yaklaşık %40-50 oranında yandığı ÜÖN'den 8 °KMA sonrasındaki alev rejimleri Şekil 4.81 verilmiştir. Görüldüğü gibi bir nokta hariç tüm pistonlar türbülanslı buruşmuş alev bölgesindedir. Değerlendirme yapılan konumun alev rejimi üzerine etkisi vardır. Bu sebeple yanmanın ağırlık merkezini ifade etmesi bakımından bu çalışmada 8 °KMA konumu alev rejiminin değerlendirilmesinde kullanılmıştır.



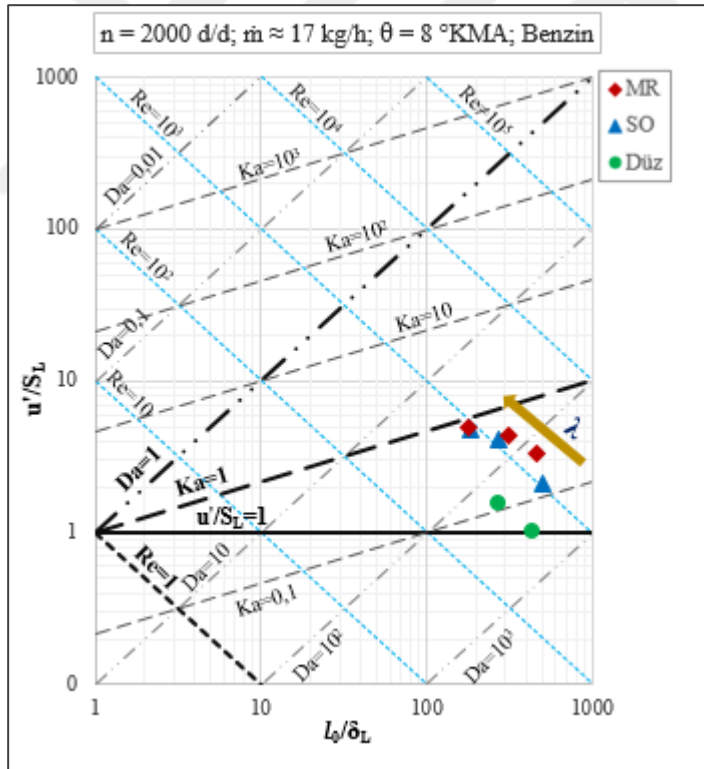
Şekil 4.80 : Farklı pistonlar için ÜÖN'de elde edilen yanma rejimleri.



Şekil 4.81 : Yüksek debi ve yük şartlarında doğal gaz yakıtına ait yanma rejimleri.

Benzin yakıtı için 2000 d/d şartlarında yüksek debi koşullarında elde edilen alev rejimleri Şekil 4.82'de gösterilmiştir. Düz piston stokiometrik karışımda laminer buruşmuş alev bölgesine çok yaklaşmıştır. Dolayısıyla türbülans şiddetinin alev

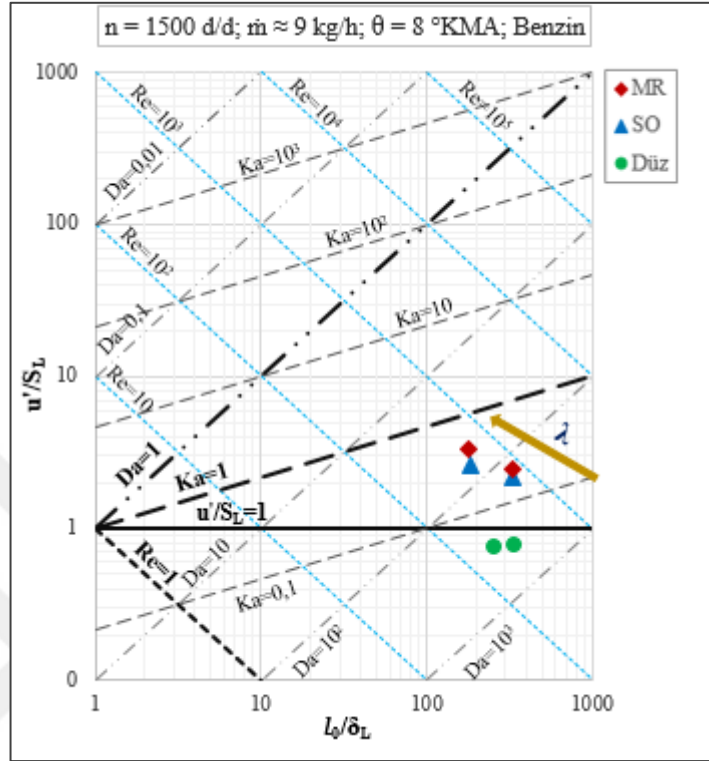
cephesi şekli üzerinde bir fazla bir etkisi olmadığı söylenebilir. Bu durum düz piston durumunda türbülans şiddetinin az olduğu tezini güçlendirmektedir. Düz piston için yakıtın değişmesi bu çalışma şartlarında alev rejimi üzerinde etkili değildir. Fakat MR ve SO pistonda doğal gaz ve benzin yakıtlarına göre özellikle aşırı fakir karışımda farklılıklar ortaya çıkmıştır. MR geometri ile doğal gaz yakıtlı durumda kalınlaşmış alev bölgesinde çalışılırken benzin yakıtlı durumda yanma rejimi türbülanslı buruşmuş alevdir. Dolayısıyla en yüksek türbülans hareketini oluşturduğunu ifade ettiğimiz MR geometride büyük ölçekli girdaplar parçalanarak alev bölgesinin içerisine girmeye başlamışlardır. Doğal gaz yakıtında bu olayın daha belirgin gözlenmesinin sebebi alev cephesinin daha fazla şekil değiştirmesi ile parçalanmaların artması gösterilebilir. Karışımın fakirleşmesi ile laminer bölgenin kalınlığı artmaktadır. Aynı zamanda laminer hız azaldığı için Borghi diagramı üzerinde sola ve yukarı doğru bir değişim ortaya çıkmaktadır. Yine karışımın fakirleşmesi ile verim de artış elde edildiği için yanma rejiminin kalınlaşmış alev bölgesinde olması bu açıdan tercih edilmelidir.



Şekil 4.82 : Yüksek debi ve yük şartlarında benzin yakıtına ait yanma rejimleri.

Motor dönme sayısının 1500 d/d olduğu ve düşük debide yapılan deneylere ait rejimler Şekil 4.83'te verilmiştir. Hem motor hızının hem de debi miktarının azalması (gaz keleşinin biraz kapanması) ile türbülans şiddetindeki düşme açıkça görülmektedir. Düz piston bu çalışma şartlarında laminer buruşmuş yanma rejimindedir. Böylece düz

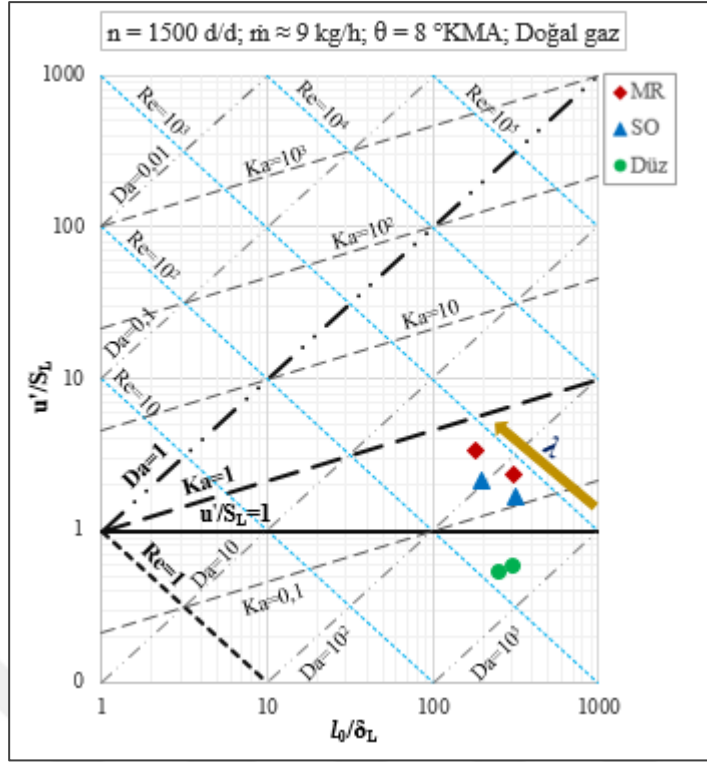
pistonun yanma süresinin uzun olmasının sebepleri buradan anlaşılmaktadır. Türbülans şiddeti çok az olduğu için alev cephesinin yüzey alanını fazla artırmamaktadır. Yanma süreci daha fazla laminer hıza bağımlı olarak ilerlemektedir.



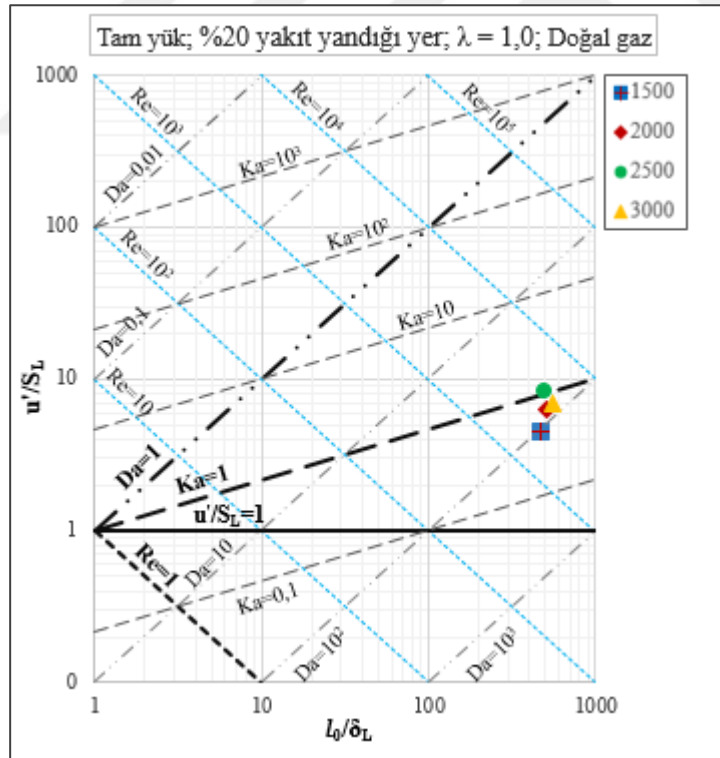
Şekil 4.83 : Düşük debi şartlarında farklı yanma odalarının yanma rejimleri (benzin).

Aynı şartlarda doğal gaz yakıtı ile yapılan deneylerde bazı farklılıklar ortaya çıkmıştır. Düz geometri için yanma rejimi laminer buruşmuş alev bölgesinde daha alt konumlara inmiştir. Burada tez içerisinde zaman zaman ifade edilen türbülans şiddetindeki artışın doğal gaz üzerinde daha etkili olduğu sonucunu teyit edilmektedir. Çünkü MR ve SO pistonlar için aynı koşullarda doğal gaz yakıtlı durumda benzine göre türbülanslı buruşmuş bölgesinde yukarı yönlü bir değişim vardır. Yani türbülansın fazla olduğu yerde doğal gaz benzine göre daha hızlı yanma gösterebilir. Bu durum kısmi yük bölgesinde daha açık olarak görülmüştür. Son olarak stokiyometrik karışımda kalınlaşmış alev rejimine ulaşan herhangi bir çalışma şartının olup olmadığı araştırılmıştır.

Türbülans şiddetinin daha fazla olduğu tam yük deneyleri ve daha yüksek motor dönme sayılarına ait hesaplar yapılmıştır. Şekil 4.85'te görüldüğü gibi en yüksek motor momentinin elde edildiği 2500 d/d şartlarında stokiyometrik karışımda $Ka > 1$ değeri sağlanmakta ve kalınlaşmış alev bölgesinde çalışılmaktadır. Motor dönme sayısının daha da artması tekrar türbülanslı buruşmuş yanmaya sebep olmaktadır.



Şekil 4.84 : Düşük debi şartlarında farklı yanma odalarının yanma rejimleri (DG).



Şekil 4.85 : MR yanma odası için hızla bağlı olarak türbülanslı yanma rejimleri.

5. SONUÇLAR

Doğal gaz ve benzin yakıtı ile yapılan bu tez çalışmasında iki temel başlık altında sonuçlar değerlendirilmiştir. İlk olarak yakıt tüketimi ve egzoz gaz emisyon değerleri hakkında bilgiler verilmiştir. Buna göre stokiyometrik karışım yerine fakir karışım ile çalışılması durumunda efektif verim değerinde her iki yakıt için %5 civarı artış sağlanmıştır. 1,5 bar (%20 yük) çalışma şartları haricinde iki yakıtın verim değerleri birbirine yakındır. Düşük yüklerde doğal gaz biraz daha verimli hale gelmiştir. İki yakıt, farklı fazlarda püskürtüldüğü için bu değişimin ortaya çıkmış olduğu düşünülmektedir. Tam yük bölgesinde doğal gazlı durumda, hacimsel verimde azalma olduğu için güç değerinde düşüş ortaya çıkmıştır. Fakat sıkıştırma oranının yüksek olması sebebiyle tam yük şartlarında stokiyometrik karışımında vuruşu oluşmuştur. Bu nedenle benzin yakıtının ateşleme avans değeri geciktirilmiştir. Buna rağmen benzin yakıtlı durumda daha yüksek güç elde edilmiştir. Fakat avans değerinin gecikmesinden dolayı verim değeri doğal gaza göre daha azdır. Ancak karışımın aşırı fakir bölgeye girmesi ile benzinin en uygun avans ile çalıştırılması durumunda verim değeri doğal gazın biraz üzerine çıkmıştır. Yanma odası geometrilerinin efektif verim üzerinde etkisi daha azdır. Fakir karışım bölgesinde düz pistonun verim değeri diğer iki pistondan daha azdır. Dolayısıyla düz piston yakıt tüketimi açısından sadece stokiyometrik karışım ile çalışmaya uygundur. Yanma odasının etkisi özellikle NO emisyonlarında ortaya çıkmıştır. Aynı OEB için düz pistonun ateşleme avans değerinin daha yüksek olması nedeniyle stokiyometrik karışımında NO değerleri daha yüksek seviyededir. Fakir karışım bölgesinde ise düz piston için hızlı bir düşme olmasına rağmen bu noktalarda çevrimsel farklılıklar fazla olduğu için uygun bir çalışma noktası olarak kabul edilmemiştir. MR ve SO geometrileri için her iki yakıtla $\lambda = 1,6$ şartlarına kadar kararlı çalışma sağlanmıştır. Doğal gaz ile bu değer 1,7'ye kadar uzamaktadır. Bu çalışma şartlarında NO değerleri 2 g/kWh değerinin altına düşmektedir. Fakat THC emisyonlarının artması ile Stage V standartlarında iki gaz (THC + NO) için verilen toplam değerinin en yüksek seviyesi olan 8 g/kWh değerinin üzerine çıkılmaktadır. Bu sebeple emisyon değerlerini sağlamak için bir dönüştürücüye ihtiyaç duyulmaktadır. Eğer doğal gaz yakıtı ile aşırı fakir karışımında

çalışılırsa NO değerleri doğrudan düşürülebilmektedir. Fakat THC için metan indirgeme sistemlerine ihtiyaç duyulacaktır. İkinci bir çözüm ise bilindiği gibi stokiyometrik karışım ile çalışıp NO ve THC'yi üç yollu katalitik dönüştürücüler ile düşürmektir. Bu durumda fakir karışım ile çalışmadaki verim artışından feragat edilecektir. CO emisyonları sınır değerlerin çok altındadır. CO₂ gazların, iki yakıt aynı verimde çalışsalar bile doğal gazda %15-20 daha az oluşmuştur. Yanmanın gecikmesi ile THC değerlerinde bir azalma eğilimi ortaya çıkmıştır. Bu konu üzerine daha kapsamlı incelemeler ile hem NO hem de THC için uygun avanslar belirlenerek toplam emisyon değerleri daha düşük seviyelere çekilebilir. Çevrimler arası farklılıklar yakıt ve yanma odası geometrisine oldukça bağlıdır. Doğal gaz tüm pistonlarda benzine göre daha kararlı bir çalışma ortaya çıkarmıştır. Benzin yakıtı stokiyometrik karışımında çalışma durumunda tüm yüklerde gerekli COV sınırlarını sağlamıştır. Fakat karışımın fakirleşmesi ile benzinin çalışma kararlılığı kötüleşmiştir. Özellikle düşük yüklerde bu eğilim hemen kendini göstermiştir. Yanma odası geometrilerinde MR genellikle her koşulda daha kararlı çalışmaktadır. Düz piston ise daha yüksek COV'ye sahiptir. MR ve SO $\lambda = 1,6 - 1,7$ şartlarında kararlı çalışmasını sürdürmektedir. Burada bu iki geometrinin oluşturduğu hava hareketleri ile yanma süresini kısaltması nedeniyle en yüksek motor momenti için ihtiyaç duydukları ateşleme avans değerleri düz geometriye göre çok daha azdır. Bu nedenle ateşlemenin başladığı sıcaklık değerlerinin daha yüksek olması, alev çekirdeğinin oluşmasında olumlu katkı yapmıştır.

Silindir içi basınç ölçümünde ısıl şok nedeniyle yakıtın %90'ının yandığı yerin tespitinde bazı hatalar olabileceği görülmüştür. Özellikle HFK'ya bağlı değişim incelenirken karışımın fakirleşmesi ile yanma süresinde bir azalma eğiliminin görülmesi durumunda, bu husus göz önüne alınmalıdır.

Yanma süreçlerinin daha doğru karşılaştırılması amacıyla yanma analizine yönelik deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde sabit hava debisi ve aynı ateşleme avansı kullanılmıştır. Bu şartlar altında stokiyometrik karışımında benzin yakıtının tutuşma gecikmesinden başlayarak tüm süreçte daha hızlı yandığı görülmüştür. Bu durum tüm pistonlar için geçerlidir. Karışımın fakirleşmesi ile doğal gaz yakıtının yanma hızı benzine göre daha fazladır. HFK = 1,3 değerinde MR ve SO geometrilerde doğal gaz benzin ile aynı veya daha az yanma süresine sahiptir. Fakat düz pistonda bu değişim belirgin değildir. Yani benzin hala daha kısa sürede yanmaktadır. Yakıtlar arasındaki

bu fark fakir bölgedeki ateşleme limitleri ile açıklanabilir. Fakat düz geometri ile böyle bir durum ortaya çıkmaması yanma odası şeklinin de etkisi olduğunu göstermiştir. Yanma odaları arasındaki temel fark oluşturulan ilave hava hareketleridir. Dolayısıyla türbülans şiddetindeki artış iki yakıt üzerinde farklı etkiler yapmıştır. Bu olay Lewis sayısına bağlı olarak açıklanabilir.

Yanma bölgelerini analiz etmek için kullanılan termodinamik hesap yöntemi ile alev ilerleme ve tüketim hızları, Re , Da ve Ka sayıları hesaplanarak yakıt ve yanma odası geometrisinin türbülans rejimleri üzerinde nasıl bir etki yaptıkları araştırılmıştır. Yük miktarının artması ile yanma rejimi türbülanslı buruşmuş alev bölgesinde yukarı doğru hareket etmektedir. Aynı zamanda laminer alev kalınlığı da arttığı için Borghi – Peters diagramı üzerinde hem yukarı hem de sağa doğru bir değişim olmuştur. Sadece tam yük ve yüksek motor dönme sayılarında kalınlaşmış alev bölgesine geçiş yapılabilmektedir. Bu sonuçlara göre kısmi yük bölgesinde türbülans şiddetinin bir miktar daha artırılacağı görülmüştür. MR pistonun türbülans şiddetinin fazla olması sebebiyle kalınlaşmış alev bölgesinde çalışabilen tek geometridir. Fakat tam yük bölgesinde daha fazla hava hareketinin olması alev sönmelerini de başlatacağı için uygun şiddetin tespiti üzerine daha kapsamlı çalışmalar yapılmalıdır.

Termodinamik hesap yöntemi ileride yanan bölgeleri birbiri ile karıştırma yerine sürekli sanal pistonlar ile ayırmak suretiyle bu bölge içerisinde farklı sıcaklıklarda bölgelerin elde edilmesi sayesinde NO oluşum hesabı yapılacak şekilde genişletilmelidir.

Kullanılan hesap yöntemi ile motor üzerinde optik bir gözlem yapmadan, yanmayla ilgili temel büyüklüklerin ortalama değerleri hakkında bir bilgi edinmenin mümkün olduğu görülmüştür.



KAYNAKLAR

- [1] **Königsson, F., Stalhammar, P. and Angstrom, H. E.** (2011). Characterization and Potential of Dual Fuel Combustion in a Modern Diesel Engine, *SAE technical papers series*, 2011-01-2223.
- [2] **Xin, Z., Jianhua, L., Qiong, W. and Zhuiqin, H.** (1998). Study of Natural Gas Fueling of Locomotive Engines, *SAE technical papers series*, 981396.
- [3] **Addy, J. M., Bining, A., Norton, P., Peterson, E., Campbell, K., Bevillaqua, O.** (2000). Demonstration of Caterpillar C10 Dual Fuel Natural Gas Engines in Commuter Buses, *SAE technical papers series*, 2000-01-1386.
- [4] **Demirci, A.** (2017). *İçten Yanmalı Motorlarda Farklı Yanma Odası Geometrilerinin Performans ve Emisyonlara Etkisi.* (Doktora Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] **Khan, M. I., Yasmin, T., Shakoor, A.** Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51 (2015) 785-797. doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053.
- [5] **Yontar, A. A., Doğu, Y.** (2018). Experimental and numerical investigation of effects of CNG and gasoline fuels on engine performance and emissions in a dual sequential spark ignition engine, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 40(18), 2176-2192, doi.org/10.1080/15567036.2018.1495783.
- [7] **Fu, J., Shu, J., Zhou, F., Liu, J., Xu, Z., Zeng, D.** (2016). Experimental investigation on the effects of compression ratio in-cylinder combustion process and performance improvement of liquified methane engine, *Applied Thermal Engineering*, 113(2017)1208-1218. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.048.
- [8] **Aljamali, S., Mahmood, M. W., Abdullah, S. Yusoof, A.** (2014) Comparison of Performance and Emission of a Gasoline Engine Fueled by Gasoline and CNG Under Various Throttle Positions. *Journal of Applied Sciences*, 14 (4) 386-390. doi: 10.3923/jas.2014.386.390.
- [9] **Reynolds, C., Evans, R.** (2004). Improving Emissions and Performance Characteristics of Lean Burn Natural Gas Engines through Partial Stratification, *International Journal of Engine Research*, 5 (1), 105-114.
- [10] **Johansson, B. and Olsson, K.** Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion, Lund Institute of Technology, *SAE technical papers series*. 950469.

- [11] **Galloni, E.** (2009). Analyses about parameters that affect cyclic variation in a spark ignition engine, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009), 1131–1137, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.06.001.
- [12] **Reyes, M., Tinaut, F.V., Giménez, B., Pérez, A.** (2015). Characterization of cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine, *Fuel*, 140, 752-761, doi.org/10.1016/j.fuel.2014.09.121.
- [13] **Ben, L., Raud-Ducros, N., Truquet, R., Charnay, G.** Influence of Air/Fuel Ratio on Cyclic Variation and Exhaust Emission in Natural Gas SI Engine, *SAE technical papers series*. 1999-01-2901.
- [14] **Zhongnan Ran, Deivanayagam Hariharan, Benjamin Lawler, Sotirios Mamalis.** Experimental study of lean spark ignition combustion using gasoline, ethanol, natural gas, and syngas, *Fuel*, 235 (2019) 530–537, doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.054.
- [15] **Aslam, M.U., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Abdesselam, H., Mahlia, T.M.I., Amalina, M.A.** (2006). An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle. *Fuel*, 85 (2006) 717–724, doi:10.1016/j.fuel.2005.09.004.
- [16] **Jahirul, M.I., Masjuki, H.H., Saidur, R., Kalam, M.A., Jayed, M.H., Wazed, M.A.** (2010). Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine, *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010) 2219-2226. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.05.037.
- [17] **Ramasamy, D., Goh, C.Y., Kadirgama, K., Benedict, F., Noor, M.M., Najafi, G., Carlucci, A.P.** (2017). Engine performance, exhaust emission and combustion analysis of a 4-stroke spark ignited engine using dual fuel injection, *Fuel*, 207 (2017) 719–728. doi.org/10.1016/j.fuel.2017.06.065.
- [18] **Pan, J., Li, N., Wei, H., Hua, J., Shu, G.** (2018). Experimental investigations on combustion acceleration behavior of methane/gasoline under partial load conditions of SI engines, *Applied Thermal Engineering*, 139 (2018) 432–444. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.123.
- [19] **Yan, B., Tong, L., Wang, H., Zheng, Z., Qin, Y., Yao, M.** (2017). Experimental and numerical investigation of the effects of combustion chamber reentrant level on combustion characteristics and thermal efficiency of stoichiometric operation natural gas engine with EGR, *Applied Thermal Engineering*, 123 (2017) 1473–1483. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.139.
- [20] **Gary, M., Ravikrishna, R. V.** (2019). In-cylinder flow and combustion modeling of a CNG-fuelled stratified charge engine, *Applied Thermal Engineering*, 149(2019)425-438. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.023
- [21] **Liu, J., Dumitrescu, C.E.** (2018). Flame development analysis in a diesel optical engine converted to spark ignition natural gas operation, *Applied Energy*, 230 (2018) 1205–1217. doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.059.

- [22] **Lakshminarayanan, P.A., Dent, J.C.** (1982). Generalised Procedure for Flame and Combustion Chamber Surface Determination in SI Engines, SAE Technical Paper Series, 821223.
- [23] **Mehdiyev, R., Wolanski, P.** (2000). Bi-Modal Combustion Chamber for a Stratified Charge Engine", SAE Technical Paper Series, 2000-01-0196.
- [24] **Khairnar, G., Shrivastava, J., Pande, S., Londhe, R. et al.** (2015). Development of a Single Cylinder Dedicated CNG Engine for Small 4 Wheeler Commercial Vehicles, *SAE Technical Paper*, 2015-01-1681, doi:10.4271/2015-01-1681.
- [25] **Lipatnikov, A.N.** (2002). Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation and application in multi - dimensional simulation, *Progress in Energy and Combustion Science*, 28, 1-74.
- [26] **Fuhs, A.E.** (2009). Hybrid Vehicles and the Future of Personal Transportation (e-book), CRC Press.
- [27] **Hershleb, K. S., Lorenzen, L. & Kofoed, E.** (1983). Lean Combustion in a High Compression Four Stroke Gasoline Engine, *SAE Technical Paper Series*, 810786.
- [28] **Kutlar, A.** (1999). *Dört Zamanlı Otto (Rochas) Çevrimli Motorlarda Kısmi Yükte Yakıt Tüketimini Azaltmak İçin Yeni Bir Yöntem (Periyot Atlı Motor)*. (Doktora tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [29] **Tekeli, Ö.** (2013). *Çevrim atlatmalı bir benzin motorunun ateşleme ve püskürtme ünitelerinin tasarımı ve üretimi*. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [30] **Doğru, B.** (2013). *Buji ateşlemeli motorlarda çevrim atlama yönteminin kısmi yüklerde incelenmesi*. (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [31] **Url-1** <<https://www.avl.com/-/avl-fuel-balance-and-fuel-temperature-control>>, alındığı tarih: 20.12.2016.
- [32] **Url-2** <<http://bass.com.tr/termal-kutle-debimetre-mtlf>>, alındığı tarih: 18.12.2018.
- [33] **Manz, P. W.** (2006). Indizieretechnik an Verbrennungsmotoren, (Ders notları) TU Braunschweig, Braunschweig. (Almanca).
- [34] **Kolchin, A., Demidov, V.** (1984). Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow.
- [35] **Şaroglazov, B. A., Farafontov, M. F., Klement'ev, V. V.** (2004). İçten Yanmalı Motorlar: Teori, Modelleme ve Süreç Hesabı, Güney Ural Üniversitesi Yayınları, Çelyabinsk, 621.431.73(07), (Rusça).
- [36] **Caton, J. A.** (1982). Comparisons of Thermocouple, Time- Averaged and Mass-Average Exhaust Gas Temperatures for a Spark-Ignited Engine, SAE Technical Paper Series, 820050.

- [37] **Heywood, J. B.** (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*, United States: McGraw-Hill Education.
- [38] **Peters, N.** (1997). *Turbulent Combustion (Ders notları)*, Institut für Technische Mechanik RWTH Aachen, Germany.
- [39] **Arcoumanis, C., Kamimoto, T.** (2009). *Flow and Combustion in Reciprocating Engine*, Springer.
- [40] **Renou B., Boukhalfa, A.** (2001). An Experimental study of freely propagating premixed flames at various Lewis numbers, *Combust. Sci. Technol.*, 162, 347-370.
- [41] **Clavin, P., Williams, F.A.** (1982). Effects of Molecular Diffusion and of Thermal Expansion on the Structure and Dynamics of Premixed Flames in Turbulent Flows of Large Scale and Low Intensity, *Journal of Fluid Mechanics*, 116,251-282.
- [42] **Klimov, A.M.** (1983) Premixed turbulent flames – interplay of hydrodynamic and chemical phenomena, *Flames, Lasers, Reactive Syst.* 88, 133–146.
- [43] **Gülder, Ö.L.** (1990). Turbulent premixed flame propagation models for different combustion regimes, in: *Twenty-Third Symposium (International) on Combustion*, 1990, pp. 743–750.
- [44] **Kobayashi, H.** (2002) Experimental study of high-pressure turbulent premixed flames, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26, 375–387.
- [45] **Metghalchi, M. ve Keck, J. C.** (1980). Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure, *Combustion and Flame*, 38, 143-154.
- [46] **Amirante, R., Distaso, E., Paolo Tamburrano, P., Reitz, R. D.** (2017). Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and natural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations, *International Journal of Engine Research*, 18(9) 951–970. doi: 10.1177/1468087417720018.
- [47] **Xu, G.** (2018). *Combined Numerical and Experimental Investigations on Unscavenged Prechambers for Gas Engines Operated under Lean-burn Mode.* (PhD Thesis). ETH Zürich, Zürich.
- [48] **Gülder, Ö.L.** (1984). Correlations of laminar combustion data for alternative S.I. engine fuels. *SAE Technical Paper*, 841000.
- [49] **Ouimette, P., Seers, P.** (2009). Numerical comparison of premixed laminar flame velocity of methane and wood syngas, *Fuel*, 88, 528-533.
- [50] **Hu, E., Li, X., Meng, X., Chen, Y., Cheng, Y., Xie, Y., Huang, Z.** (2015). Laminar flame speeds and ignition delay times of methane–air mixtures at elevated temperatures and pressures, *Fuel*, 158, 1-10.
- [51] **Liao, S. Y., Jiang, D. M., Cheng, Q.** (2009). Determination of laminar burning velocities for natural gas, *Fuel*, 83, 1247-1250.
- [52] **Gu, X.J., Haq, M.Z., Lawes, M., Woolley, R.** (2000). Laminar Burning Velocity and Markstein Lengths of Methane–Air Mixtures, *Combustion and Flame*, 121, 41-58.

- [53] **Driscoll, J.F.** (2008). Turbulent premixed combustion: Flamelet structure and its effect on turbulent burning velocities, *Progress in Energy and Combustion Science*, 34, 91-134.
- [54] **Bradley, D., Gaskell, P.H., Gu, X.J.** (1996). Burning Velocities, Markstein Lengths, and Flame Quenching for Spherical Methane-Air Flames: A Computational Study, *Combustion and Flame*, 104, 176-198.
- [55] **Bradley, D.** (1992). How fast can we burn?. Twenty-Fourth Symposium on Combustion, 5-10 July 1992, Australia.
- [56] **Lipatnikov, A.** (2013). Fundamentals of Premixed Turbulent Combustion, United States, CRC Press.
- [57] **Blint, R.** (1986). The relationship of the laminar flame width to flame speed, *Combustion Science and Technology*, 49, 79-92.
- [58] **Zeldovich, Y.B., Frank-Kamenetsky, D.A.** (1938). The theory of thermal propagation of flames, *Acta Physicochim*, 9(341).
- [59] **Fraser, R. A., Felton, P. G., Bracco, F. V., Santavicca, D. A.** (1986). Preliminary turbulence length scale measurements in a motored IC engine. SAE paper 860021.
- [60] **Lumney, J.L.** (1999). *Engines-An Introduction*, Cambridge University Press, United States.
- [61] **Siewert, P.** (2006). *Flame front characteristics of turbulent lean premixed Methane air flames at high-pressure*, PhD Thesis, ETH Zürich, Zürich.
- [62] **Turns, S.R.** (2000). *An Introduction to Combustion*, McGraw-Hill Press.
- [63] **Brequigny, P., Halter, F., Mounaim-Rousselle, C., Dubois, T.** (2016). Fuel Performance of Spark Ignition (SI) Engines: Impact of Flame Stretch, *Combustion and Flame*, 166, 98-112.
- [64] **Weaving, J.H.** (1990). *Internal Combustion Engineering: Science & Technology*, Elsevier Applied Science.
- [65] **Rassweiler, G. M. & Withrow, L.** (1938). Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards, *SAE Technical Papers*, 380139.
- [66] **Brunt, M. F.J., Emtage, A. L.** Evaluation of IMEP Routines and Analysis Errors, *SAE technical papers series*, 960609.
- [67] **Christine, B., Bargende, M.** Thermoschockkorrektur bei Druckindizierungen mit Zünd- und Glühkerzenadaptern (Thermoshock correction when indicating the cylinder pressure with spark and glow plug adapters), *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 56 (1995) 12.
- [68] **Ratzke, A., Schöffler, T., Kuppa, K., Dinkelacker, F.** (2015). Validation of turbulent flame speed models for methane-air-mixtures at high pressure gas engine conditions, *Combustion and Flame*, 162, 2778-2787.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Hüseyin Emre Doğan
Doğum Tarihi ve Yeri : 27.03.1988, Ermenek
E-posta : edogan@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, Selçuk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü.
- **Yüksek lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Otomotiv Programı.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2011 - 2012 Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı.
- 2012 - 2018 İstanbul Teknik Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı.
- 2018 - Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesinde çalışmaya devam etmektedir.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

1. Demirci, A., **Doğan, H. E.**, Cihan, Ö., Kutlar, O. A., Mehdiyev, R., Arslan, H. (2017). Yeni bir yanma odasına sahip benzin motorunda farklı sıkıştırma oranlarının ve ateşleme avanslarının performans ve emisyonlara etkisi. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21(5).
2. Demirci, A., **Doğan, H. E.**, Cihan, Ö., Kutlar, O. A., Mehdiyev, R. (2017). The Effects of Different Compression Ratios on The Performance and Emissions of A Spark Ignition Engine With A New Combustion Chamber, *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, 1(2), 53-58. doi: 10.15659/ijaat.17.04.528.
3. **Doğan, H. E.**, Kutlar, O. A., Demirci, A., Mehdiyev, R. (2018). Üst Ölü Nokta Tespitinde Kullanılan Termodinamik Kayıp Açısının İndike Değerler Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi, *International 9th Automotive Technologies Congress*, 7-8 Mayıs, 2018 Bursa, Türkiye.
4. Demirci, A., Kutlar, O. A., **Doğan, H. E.**, Cihan, Ö., Mehdiyev, R. (2018). Buji İle Ateşlemeli Bir Motorda Farklı Yanma Odası Geometrilerinin Performans ve Emisyonlara Etkisi, *International 9th Automotive Technologies Congress*, Bursa, Türkiye, 7-8 Mayıs.
5. **Doğan, H. E.**, Kutlar, O. A., Javadzadehkalkhoran, M., Demirci, A. (2019). Investigation of The Appropriate Operating Conditions of Natural Gas and Gasoline Fuels In The Lean Mixture Rejime, *7th International Fuels, Combustion and Fire Conference In Engineering (FCE 19)*, Antalya, Türkiye, 10- 13 Mart.
6. Cihan, Ö., **Doğan, H. E.**, Kutlar, O. A., Demirci, A., Javadzadehkalkhoran, M. (2019). Evaluation of Heat Release and Combustion Analysis In Spark Ignition Wankel And Reciprocating Engine, *Fuel*, 261, 116479.
7. **Doğan, H. E.**, Kutlar, O. A., Javadzadehkalkhoran, M., Demirci, A. (2019). Investigation of burn duration and NO emission in lean mixture with CNG and gasoline, *Energies*, 12(23) 4432. doi.org/10.3390/en12234432.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- 1- Kutlar, O. A., Cihan, Ö., **Doğan, H. E.**, Demirci, A. (2018). Tek rotorlu bir Wankel motorunda farklı emme penceresi geometrilerinin performans ve emisyonlara etkisi, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(3), 809-819. doi10.17341/gazimmfd.416383.
- 2- **Doğan, H. E.**, Arslan, H., Mehdiyev, R. (2013) . Lpg Dönüşümü Yapılmış Bir Dizel Motorunda Azotoksit Oluşumunun Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. *5. Ulusal Denizcilik Kongresi*, İstanbul, Türkiye, 13 Kasım.
- 3- **Doğan, H. E.**, Arslan, H., Mehdiyev, R. (2013). Lpg Dönüşümü Yapılmış Bir Dizel Motorunda Azotoksit Oluşumunun Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. *Journal of ETA Maritime Science*, 1(2), 27-38.

- 4- **Doğan, H. E.**, Demirci, A., Cihan, Ö., Parlakyiğit, A. S. (2016). Deneysel Tasarım Yöntemlerinin İçten Yanmalı Motor Deneplerinde Kullanımı, OTEKON 2016, Bursa.
- 5- Cihan, Ö., Javadzadehkalkhoran, M., **Doğan, H. E.**, Demirci, A., Kutlar, O. A. (2017). Conversion of Two Rotor Wankel Rotary Engine To Single Rotor Experimental Engine and Preliminary Results, *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, 1(4), 198-206. doi: 10.15659/ijaat.17.09.549.
- 6- Demirci, A., **Doğan, H. E.**, Cihan, Ö., Kutlar, O. A., Mehdiyev, R. (2017). The Effects Of Different Compression Ratios On The Performance and Emissions of A Spark Ignition Engine With A New Combustion Chamber, *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, 1(2), 53-58. doi: 10.15659/ijaat.17.04.528.
- 7- Demirci, A., **Doğan, H. E.**, Cihan, Ö., Kutlar, O. A., Mehdiyev, R., Arslan, H. (2017). Yeni bir yanma odasına sahip benzin motorunda farklı sıkıştırma oranlarının ve ateşleme avanslarının performans ve emisyonlara etkisi. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21(5).
8. Mehdiyev, R., Alkan, A. D., Ünar, M., **Doğan, H. E.**, Karataş, Ö. (2016). An Alternative Way in Developing Efficient and Environment Friendly New Generation Diesel Engines, *10th International Clean Energy Symposium*, Istanbul, Turkey, 23 October.

