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

# HİDROJEN-DOĞAL GAZ KARIŞIMLARININ İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILMASI

**Tezi Hazırlayan**
**Bilge ALBAYRAK ÇEPER**

**Tezi Yöneten**
**Doç. Dr. Nafiz KAHRAMAN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**
**Doktora Tezi**

**Şubat 2009**
**KAYSERİ**

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

# HİDROJEN-DOĞAL GAZ KARIŞIMLARININ İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILMASI

**Tezi Hazırlayan**
**Bilge ALBAYRAK ÇEPER**

**Tezi Yöneten**
**Doç. Dr. Nafiz KAHRAMAN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**
**Doktora Tezi**

**Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FBT–06–31 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Şubat 2009**
**KAYSERİ**

Doç. Dr. Nafiz KAHRAMAN danışmanlığında **Bilge ALBAYRAK ÇEPER** tarafından hazırlanan **"Hidrojen-Doğal Gaz Karışımlarının İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılması"** adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Doktora** tezi olarak kabul edilmiştir.

26/01/2009

**JÜRİ:**

Üye: Prof. Dr. Hüseyin YAPICI

Üye: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Üye: Prof. Dr. Kadir AYDIN

Üye: Doç. Dr. Nafiz KAHRAMAN

Üye: Doç. Dr. S. Orhan AKANSU

ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 13/02/2009 tarih ve 2009/08-11 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

13 / 02 / 2009

Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ

Enstitü Müdürü

# TEŞEKKÜR

Bu tez konusunu seçmemde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde maddi ve manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. Nafiz KAHRAMAN'a teşekkür ederim. Yapılan deneylerde ve analizlerde her türlü yardımı yapan, zaman harcayan, emek veren, tecrübesini paylaşan hocam Doç. Dr. S.Orhan AKANSU'ya teşekkürü bir borç bilirim. Çalışmalarım boyunca, değerli görüş ve katkılarıyla çalışmamın her aşamasında kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocalarım Prof. Dr. Kadir AYDIN'a ve Prof. Dr. Hüseyin YAPICI'ya, yardımlarından dolayı teşekkür ederim.

Maddi ve manevi olarak beni sürekli ve sabırla destekleyen, bugünlere gelmemi sağlayan anneme ve babama teşekkür ederim. Tez çalışması boyunca bana verdiği manevi destek, göstermiş olduğu sabır ve anlayıştan dolayı değerli eşim Temel Çeper'e ve kızım Yağmur Çeper'e ayrıca teşekkür ederim.

Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne FBT-06-31 kodlu proje desteğinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

# HİDROJEN-DOĞAL GAZ KARIŞIMLARININ İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILMASI

**Bilge ALBAYRAK ÇEPER**

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**
**Doktora Tezi, Şubat 2009**
**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Nafiz KAHRAMAN**

## ÖZET

Günümüzde içten yanmalı motorlarda kullanılan fosil kökenli yakıtların hızla tükenmekte olması ve bu yakıtların yanması sonucu oluşan zararlı egzoz gazlarının çevreyi kirletmeleri içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt arayışlarını hızlandırmıştır.

Bu tez çalışmasında, farklı yüzde oranlarına sahip hidrojen doğal gaz karışımlarının yanma ve emisyon performans karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışma, dört zamanlı, dört silindirli, su soğutmalı, Ford 1.8 motorunda gerçekleştirilmiştir. %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ gaz karışımlı yakıtlar farklı devir ve farklı hava fazlalık katsayılarında test edilmiştir. Karışımdaki hidrojen miktarının artması ile CO ve $CO_2$ azalırken motor çıkışında $NO_x$ artmıştır. Ayrıca, tüm deneylerde hava fazlalık katsayısının artması ile CO ve $CO_2$ değerleri azalmıştır.

Sayısal çalışmada, 2000 d/d motor devrinde %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımları, farklı hava fazlalık katsayıları için deney motoru ölçüleri dikkate alınarak oluşturulan model üzerinde incelenmiştir. Silindir içi basıncın ve sıcaklığın değişimi krank mili açısına bağlı olarak verilmiştir. Sayısal çalışmada elde edilen tahmin sonuçlarının deneysel verilerle uyumlu olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler**: İçten Yanmalı Motor, Hidrojen, Doğal Gaz, Yanma Modellemesi, Emisyon, Silindir Basıncı.

# USABILITY OF HYDROGEN-NATURAL GAS MIXTURES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

**Bilge ALBAYRAK ÇEPER**

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences**
**Ph.D. Thesis, February 2009**
**Thesis Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN**

## ABSTRACT

Nowadays fossil fuels used in the internal combustion engines being exhausted and taking form harmful exhaust gases conclusion of burning these fuels soiling environment have cause to increase investigations about alternative fuels used in the internal combustion engines.

In this thesis, combustion and emission performance characteristics of different percentage ratios of hydrogen-methane gas mixtures were investigated experimentally and numerically. Experimental study was performed with four strokes, four cylinders, water cooled, Ford 1.8 liters internal combustion engine. 100% $CH_4$, 10% $H_2$-90% $CH_4$, 20% $H_2$-80% $CH_4$ and 30% $H_2$-70% $CH_4$ gas mixtures of fuels were tested at different engine speeds and excess air ratios. $NO_x$ output of engine was increased while CO and $CO_2$ outputs were decreased with increased amounts of hydrogen in the mixtures. In addition, CO and $CO_2$ outputs were also decreased with the increase of excess air ratios during all experiments.

100% $CH_4$, 10% $H_2$-90% $CH_4$, 20% $H_2$-80% $CH_4$ and 30% $H_2$-70% $CH_4$ gas mixtures were investigated at 2000 rpm engine speeds and excess air ratios on a model, which is developed based on real engine diameters used in this numerical study. In-cylinder pressure and temperature variations were given based on crank angles. Results obtained from numerical study were found well-matched with experimental results.

**Keywords:** Internal Combustion Engine, Hydrogen, Natural Gas, Emission, Cylinder Pressure, Combustion Simulation.

# İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY...…….…i
TEŞEKKÜR……..…ii
ÖZET……...iii
ABSTRACT……..…iv
KISALTMALAR VE SİMGELER……viii
TABLOLAR LİSTESİ……..…xi
ŞEKİLLER LİSTESİ……..…….xii
1. BÖLÜM
GİRİŞ…….1
1.1. Genel Bilgi……..1
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı…….....2
2. BÖLÜM
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI…….4
2.1.Giriş…….4
3. BÖLÜM
İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA…….……15
3.1. Giriş……..…….……...15
3.2. Yanma Olayı ve Yanma Çeşitleri……..……..…….15
3.3. Buji ile Ateşlemeli Motorlarda Yanma……...…….16
3.3.1. Birinci Faz.…….....17
3.3.2. Ana Faz.……..18
3.3.3. Son Faz……...……....18
3.4. Hava Fazlalık Katsayısı (HFK) ……..…….19
3.5. Ateşleme Avansı……..…….....19
3.6. Dünya'da Alternatif Enerji Kaynakları Gereksinimi ve Alternatif Yakıtlar.....21
3.7. Hidrojen Enerjisi ve Türkiye……...…..…….……..22
3.8. Hidrojen Yakıtının Özellikleri…….……..……...23
3.9. Hidrojenin Üretimi……..……..…….....24
3.10. Hidrojenin Yakıt Olarak Kullanılması…….....26
3.11. Yakıt Olarak İçten Yanmalı Motorlarda Hidrojen Kullanılması……...28

3.12. İçten Yanmalı Motorlarda Hidrojen Kullanımının Ortaya Çıkardığı İşletim Problemleri…...……..29
3.13. Motor Yakıtı olarak Doğal Gaz……..31
3.14. Doğal Gazın Taşıtlarda Kullanımı…….33
3.15. Doğal Gazın Otto Motorlarında Kullanımı……34
4. BÖLÜM
SAYISAL ÇALIŞMA…….35
4.1. Giriş……..35
4.2. Sayısal Yöntem…….35
4.3. Model……35
4.4. Sayısal Çözüm Bileşenleri……36
4.5. Matematik Model…….36
4.5.1. Yönetici denklemler……..…….38
4.5.1.1. Kütle Korunum Denklemi……..……..……39
4.5.1.2. Momentum Korunum Denklemi……..……..……..39
4.5.1.3. Enerji Korunum Denklemi……...40
4.6. Grid Oluşumu……...……40
4.7. Çözüm Metodu……...……..41
4.8. Yakınsama Kriteri……43
4.9. Türbülans Model Seçimi……..……..……..43
4.9.1. Standart k-ε Model……..44
4.10. Sınır Şartları…….……..45
4.11. Dinamik Grid Model……..……45
4.12. Yanmanın Modellemesi…….……47
4.13. Girdap Ayrışma Modeli (Eddy Dissipation Model)…….…...…..49
4.14. Girdap Ayrışma Kavramı(Eddy Dissipation Concept Model)…..…….....…50
4.15. Radyasyon Modeli……..51
5. BÖLÜM
DENEYSEL ÇALIŞMA……..53
5.1. Deney Düzeneği ve Kullanılan Ölçü Aletleri…….……..53
5.2. Kontrol Paneli……...54
5.3. Hidrolik Dinamometre (Su Freni)……...…….55

5.4. Moment Ölçümünün Hesaplanması……...……...…...…….……...56
5.5. Deney Motoru……...……56
5.6. Gaz Kolu Kelebeğinin Konumunun Belirlenmesi……57
5.7. Basınç Sensörü……...……...…...……59
5.7.1. Basınç Sensörü Kalibrasyonu……..……...60
5.8. Integral Alıcı ve Kuvvetlendirici (Charge Amplifier)……..……...…..…62
5.9. Yakıt Tüketimi Ölçümü……..……..63
5.10. Sıcaklık Ölçümü……...……...……...65
5.11. Veri Toplayıcı (Data Logger)……...……...……...65
5.12. Ateşleme Avansının Belirlenmesi...……...……....65
5.13. Deneylerin Yapılışı……..……...……...67
6. BÖLÜM
SONUÇLAR VE TARTIŞMA……68
6.1. Deneysel Sonuçlar……68
6.2. Motor Performans ve Emisyon Değişimleri…….……68
6.2.1. %25 Kısmi Yükte Elde Edilen Motor Performans ve Emisyon Değişimleri.68
6.2.2. %65 Kısmi Yükte Elde Edilen Motor Performans ve Emisyon Değişimleri.73
6.2.3. %100 Tam Yükte Elde Edilen Motor Performans ve Emisyon Değişimleri..78
6.3. Silindir İçi Basınçların Değişimi.……...…….....88
6.3.1. %65 Kısmi Yükte Silindir İçi Basınç Değişimleri…..……..……...……...88
6.3.2. %100 Tam Yükte Silindir İçi Basınç Değişimleri…..……..……...……....91
6.4. Sayısal Sonuçlar……...……..103
7. BÖLÜM
SONUÇLAR VE ÖNERİLER……..123
7.1. Giriş……...……123
7.2. Sonuçlar……...……...123
7.3. Öneriler…….……...……...……125
KAYNAKLAR……..127
ÖZGEÇMİŞ……...……134
EK.1. YAYINLAR……...…….135

## KISALTMALAR VE SİMGELER

| | | |
|---|---|---|
| A | : | Deney sabiti 4.0 |
| a | : | Emme katsayısı, |
| AÖN | : | Alt ölü nokta |
| B | : | Deney sabiti 5.0 |
| BG | : | Beygir Gücü |
| bmep | : | Fren özgül basıncı |
| C | : | Faz fonksiyon katsayısı |
| $C_\xi$ | : | Hacimsel oran sabitini |
| $C_{1\varepsilon}$ | : | Model sabitleri |
| $C_{2\varepsilon}$ | : | Model sabitleri |
| $C_{3\varepsilon}$ | : | Model sabitleri |
| $CH_4$ | : | Metan (Doğalgaz) |
| CO | : | Karbon monoksit |
| $CO_2$ | : | Karbondioksit |
| Cp | : | Özgül ısı katsayısı |
| $C_T$ | : | Sabit zaman skalası |
| $c_v$ | : | Sabit hacimdeki özgül ısı |
| D | : | Silindir çapı |
| $D_H$ | : | Hidrolik çap |
| d/d | : | Dakikada devir sayısı |
| EDC | : | Eddy-Dissipation-Concept |
| G | : | Yüzeye gelen radyasyon, |
| $G_b$ | : | Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisi |
| $G_k$ | : | Ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisi |
| H | : | Piston stroku |
| h | : | Entalpi |
| $H_2$ | : | Hidrojen |

| | | |
|---|---|---|
| HC | : | Hidrokarbon |
| HFK | : | Hava fazlalık katsayısı |
| Ha | : | Alt ısıl değer |
| I | : | Türbülans yoğunluğu |
| İYM | : | İçten yanmalı motorlar |
| k | : | Türbülans kinetik enerjisi |
| $K_a$ | : | Gerçek gazın K faktörü |
| $k_{eff}$ | : | Efektif iletkenlik |
| KMA | : | Krank mili açısı |
| $K_r$ | : | Referans gazın K faktörü |
| *L* | : | Biyel uzunluğu |
| l | : | Türbülans uzunluk skalası |
| M | : | Türlerin moleküler ağırlığını |
| $m_f$ | : | Yakıt tüketim miktarı (kg/s) |
| $m_P$ | : | Tepkimeden çıkan her bir türün (P) kütle kesrini |
| $m_R$ | : | Tepkimeye giren her bir türün (R) kütle kesrini |
| $m_y$ | : | Kütlesel debi |
| $m_{yakıt}$ | : | Doğal gaz ve hidrojenin toplam kütlesel oranları |
| $M_{yakıt}$ | : | Yakıtın toplam kütlesi |
| n | : | Motor devri(d/d) |
| $NO_x$ | : | Azot oksitler |
| $n_r$ | : | Çevrim sayısı, |
| OEB | : | Ortalama efektif basınç |
| ÖYT | : | Özgül yakıt tüketimi |
| P | : | Basınç (kPa) |
| $P_b$ | : | Fren gücü (kW), |
| $P_e$ | : | Motorun efektif gücü (W) |
| pC | : | Piko kulomb |
| PPM | : | Dakikada partikül sayısı |

| | | |
|---|---|---|
| $Q_a$ | : | Gerçek gazın kütlesel akış oranı |
| $Q_r$ | : | Referans gazın kütlesel akış oranı |
| R | : | Gaz sabiti (j/kg mol-K) |
| RANS | : | Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemleri |
| $R_{i,r}$ | : | r reaksiyonu sebebi ile i türlerinin net üretim oranı, |
| RNG | : | Renormalization group theory |
| $S_G$ | : | Radyasyon kaynağı |
| $S_h$ | : | Isı kaynağı |
| T | : | Motor torku (Nm) |
| $T_{ref}$ | : | Referans Sıcaklık |
| ÜÖN | : | Üst ölü nokta |
| $V_d$ | : | Toplam silindir hacmi ($dm^3$), |
| $Y_j$ | : | j türlerinin kütlesel oranlarını |
| $Y_M$ | : | Türbülans çalkantıları |
| $Y_P$ | : | Ürün türlerinin P kütlesel oranı |
| $Y_R$ | : | Reaksiyona girenlerin kütlesel oranı |
| $\varepsilon$ | : | Türbülans yayılma oranı |
| $\eta_b$ | : | Fren ısıl verimi |
| $\sigma$ | : | Stefan-Boltzmann sabiti, |
| $\sigma_k$ | : | k için türbülans Prandtl sayıları |
| $\sigma_s$ | : | Saçılma katsayısı, |
| $\sigma_\varepsilon$ | : | $\varepsilon$ için türbülans Prandtl sayıları |
| $\omega$ | : | Açısal hız |
| $\phi$ | : | Eşdeğerlilik oranı |
| $\rho$ | : | Yoğunluk |
| $\vec{J}_j$ | : | j türlerinin difüzyon akısı |
| $v'_{i',k}$ | : | k reaksiyonundaki tepkimeye giren $i'$ türü için stokiometrik katsayı |
| $v''_{j',k}$ | : | Tepkimeden çıkan $j'$ türü için stokiometrik katsayı |
| $Y_i^*$ | : | İnce skala türleri kütlesel oranı |

# TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3. 1. Hidrojen, Benzin ve Metanın yakıt özellikleri…….……..…24
Tablo 4. 1. Dinamik grid parametreleri……...46
Tablo 5. 1. Deney motorunun teknik özellikleri……..57
Tablo 5. 2. Basınç Sensörünün Özellikleri……..59
Tablo 6.1. HFK'nın 1.0 olduğu durum için kütlesel oranlar……..……...118
Tablo 6.2. HFK'nın 0.8, 1.0, 1.2 ve 1.4 olduğu durumlar için ısı değerleri($Q_{toplam}$)….118

# ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Yanma olayında basıncın KMA'na bağlı olarak değişimi……..…17
Şekil 3.2. Benzinli motordaki yanmada alevin yayılması……..……..…18
Şekil 3.3. Sıfır emisyonlu motor sistemi……..…31
Şekil 4.1. Model Geometrisi …….….36
Şekil 4.2. Silindir Geometrisi…….…….37
Şekil 4.3. Modelin grid yapısı…….……41
Şekil 4.4. Ayrılmış çözüm metodunun özeti……..…….42
Şekil 4.5. Emme ve egzoz valflerinin profilleri…….……..47
Şekil 5.1. Deney düzeneği…….……..53
Şekil 5.2. Deney sisteminin şematik görünümü…….….54
Şekil 5.3. Deney düzeneği kontrol paneli…….……...55
Şekil 5.4. Moment ölçüm sistemi ve prensip şeması…….……..56
Şekil 5.5. Deney Motoru…….…….57
Şekil 5.6. Gaz kolu kelebek ayarının sistem üzerinde gösterilmesi…..…….….58
Şekil 5.7. Gaz kelebeği konumu…….…….58
Şekil 5.6. Piezoelektrik Basınç Sensörü…….….59
Şekil 5.7. Piezo-elektrik basınç sensörleri…….…..60
Şekil 5.8. Basınç sensörü kalibrasyon düzeneği…….…….61
Şekil 5.9. Basınç sensörünün kalibrasyon eğrisi…….……62
Şekil 5.10. Osiloskop ve Charge Amplifier…….……62
Şekil 5.11. Basınç sinyallerinin bilgisayar ortamına aktarılması…….…...63
Şekil 5.12. Kütlesel Akış Ölçer…….…..64
Şekil 5.13. Ateşleme avansının bilgisayar ortamına aktarılması…….…66
Şekil 5.14. Ateşleme avansının motor devri ile değişimi……....66
Şekil 6.1. CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi……..69
Şekil 6.2. $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi……..…...69
Şekil 6.3. HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi……..70
Şekil 6.4. NO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi……..72
Şekil 6.5. Isıl verimin hava fazlalık katsayısı ile değişimi……..72
Şekil 6.6. CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(2000 d/d)...……..73
Şekil 6.7. CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(3000 d/d)…..……...74

Şekil 6.8. $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(2000 d/d)...…...…..75
Şekil 6.9. $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(3000 d/d)…..……..75
Şekil 6.10. HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(2000 d/d)...……....76
Şekil 6.11. HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(3000 d/d)…….…..77
Şekil 6.12. Isıl verimin HFK ile değişimi (2000, 3000 d/d)…….…….……..78
Şekil 6.13. Motor momenti ve motor gücü değişimi…….……..79
Şekil 6.14. 1500 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi……..…….……...80
Şekil 6.15. 2000 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi…….……80
Şekil 6.16. 2500 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi…….……81
Şekil 6.17. 3000 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi…….……81
Şekil 6.18. 1500 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi……..……..82
Şekil 6.19. 2000 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi……...…83
Şekil 6.20. 2500 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi……....83
Şekil 6.21. 3000 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi……....84
Şekil 6.22. 1500 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi……85
Şekil 6.23. 2000 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi…….…85
Şekil 6.24. 2500 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi……86
Şekil 6.25. 3000 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi……...…..86
Şekil 6.26. Farklı Devirler için ısıl verimin HFK ile değişimi……....87
Şekil 6.27. HFK =1.05 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (2000 d/d)……...……...89
Şekil 6.28. HFK =1.05 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (3000 d/d)……...……...90
Şekil 6.29. HFK =1.2 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (2000 d/d)……...……...90
Şekil 6.30. HFK =1.2 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (3000 d/d)…….……...……...91
Şekil 6.31. Farklı HFK için %100 $CH_4$'nın krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500d/d)….……...……...92
Şekil 6.32. Farklı HFK için %10 $H_2$- %90 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)…….……..……..….92
Şekil 6.33. Farklı HFK için %20 $H_2$- %80 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)…….…..……..……..……..93

Şekil 6.34. Farklı HFK için %30 $H_2$- %70 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)……..……..…….……...93
Şekil 6.35. Farklı HFK için %100 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d) …….…...….94
Şekil 6.36. Farklı HFK için %10 $H_2$- %90 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)…….……..…….….95
Şekil 6.37. Farklı HFK için %20 $H_2$- %80 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)…….……..…….….95
Şekil 6.38. Farklı HFK için %30 $H_2$- %70 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)…….……..…….….95
Şekil 6.39. Farklı HFK için %100 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d) ……...……..97
Şekil 6.40. Farklı HFK için %10 $H_2$- %90 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)…….……..…….….97
Şekil 6.41. Farklı HFK için %20 $H_2$- %80 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)…….……..…….….98
Şekil 6.42. Farklı HFK için %30 $H_2$- %70 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)…….……..…….….98
Şekil 6.43. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d - HFK 1.05) ……...…99
Şekil 6.44. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d- HFK 1.05) ……..100
Şekil 6.45. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2500 d/d- HFK 1.05) ……..100
Şekil 6.46. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d- HFK 1.05) ……..101
Şekil 6.47. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d- HFK 1.0) ……102
Şekil 6.48. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d- HFK 1.0) ……102
Şekil 6.49. Grid bağımsızlığı…….104
Şekil 6.50. 400, 720 ve 900 KMA'da vektörel hız dağılımları……..……...105

Şekil 6.51. HFK =1.0 için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması……..…..……...106
Şekil 6.52. Farklı hava fazlalık katsayıları için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri……..…….……107
Şekil 6.53. HFK =1.0 için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması……..…..……...108
Şekil 6.54. Farklı hava fazlalık katsayıları için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri……..…….……108
Şekil 6.55 HFK =1.0 için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması……..…..……...109
Şekil 6.56. Farklı hava fazlalık katsayıları için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri……..…….……110
Şekil 6.57. HFK =1.0 için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması……..…..……...111
Şekil 6.58. Farklı hava fazlalık katsayıları için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri…….……..……111
Şekil 6.59. Farklı hava fazlalık katsayıları için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri……..…….……..112
Şekil 6.60. Farklı hava fazlalık katsayıları için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının krank mili açısını bağlı sıcaklık değişimleri……..……..……113
Şekil 6.61. Farklı hava fazlalık katsayıları için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri……..…….…..113
Şekil 6.62. Farklı hava fazlalık katsayıları için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri …….……..….114
Şekil 6.63. HFK =1.0 için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri…….…..…….115
Şekil 6.64. HFK =1.0 için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri……..…….…….115
Şekil 6.65. HFK =1.0 için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri……..…….…….116
Şekil 6.66 HFK =1.0 için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri……..…….…….116

Şekil 6.67. Karışımların $CO_2$ emisyonlarının deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması……..…….……...117
Şekil 6.68. Deneysel ve sayısal çalışmada % $H_2$ oranına bağlı verim değişimleri……119
Şekil 6.69. %100 $CH_4$'nın ateşlemeden sonraki sıcaklık dağılımları……....120
Şekil 6.70. HFK =1.0 ve 720 KMA'da karışımların sıcaklık dağılımları…….121
Şekil 6.71. HFK =1.0 ve 740 KMA'da karışımların sıcaklık dağılımları…….122

# 1. BÖLÜM

# GİRİŞ

## 1.1. Genel Bilgi

Çevre kirliliğine sebep olan önemli etkenlerden birisi de içten yanmalı motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarıdır. Fosil kaynaklı yakıtların aşırı kullanımı sonucu azalması ve artan çevre kirliliği, çevre bilincine uygun ve yenilenebilir alternatif yakıtların araştırılmasını gündeme getirmiştir. Araştırılan alternatif yakıtların içten yanmalı motorun performansını düşürmeden, egzoz emisyonlarını azaltıcı özelliklerde olması istenir. Ayrıca bu yakıtın elde edilebilirliği, maliyetinin düşük olması, kullanılabilirliği, bulunabilirliği ve motorda fazla değişiklik gerektirmeden kullanılması da önem taşımaktadır.

Özellikle motor ve araç teknolojisi açısından alternatif olarak seçilen yakıtın içten yanmalı motorlarda kullanımı, depolanması, doğal dengenin korunması ve fosil yakıt türleri ile rekabet edebilir özelliğe sahip olması gerekir. Bu da yakıtların; ucuz ve bol miktarlarda üretilebilmesi, ısıl değerlerinin yüksek olması, kolayca depolanabilmesi ve taşınabilmesi, yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya olanak vermesi ve düşük düzeylerde egzoz emisyonu oluşturması demektir.

Alternatif yakıtların; kaynak ve potansiyel, yakıt temini, emniyet, zehirlilik ve sağlığa zararlılık, motor performansı ve emisyonları, depolama, yakıt deposu ve istenilen her yerde kolay bulunabilirlik gibi kriterler açısından incelenmesi gerekir. Doğal gaz, bu kriterlerin birçoğunu sağladığından içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanılabilecek önemli alternatif yakıtlardan birisidir. Kolay bulunabilirliği, rezervlerinin petrole göre daha fazla olması, düşük maliyet ve temiz yanma karakteristikleri ile dağıtım sistemlerinin var oluşuna ek olarak daha düşük araç emisyonlarına imkân vermesi, doğal gazı son derece elverişli bir alternatif yakıt

yapmaktadır. Yüksek oktan sayısı sayesinde (130'un üzerinde) motorların sıkıştırma oranları yükseltilebilmekte ve modern yakıt enjeksiyonlu doğal gaz motorları, benzeri geleneksel yakıtlı motorlu taşıtlara oranla daha iyi yakıt ekonomisi sağlamaktadır.

Bunun yanında önemli bir alternatif yakıt'ta hidrojendir. Sınırsız kaynaklara sahip olan ve havayı kirletmemesi açısından içten yanmalı motorlarda kullanılan diğer alternatif yakıtlara göre daha iyi durumda olan hidrojenin, içten yanmalı motorlarda kullanım çalışmalarına 1900'lü yılların başlarında başlanmıştır ve 1970'den sonra bu çalışmalar artırılmıştır. Hidrojenle çalışan içten yanmalı bir motorun yanma sırasında oluşan azot oksit ($NO_x$) emisyonu, petrol kaynaklı yakıtla çalışan bir motordan daha azdır. Kaldı ki, benzin-hava karışımına %5 hidrojen eklenince $NO_x$ emisyonu %30-40 azalma göstermektedir[1]. Ayrıca hidrojen içeriğinde karbon ihtiva etmediği için kullanımından $CO_x$ ve HC emisyonları da açığa çıkmayacaktır. Bu da çevre açısından önemli bir kazançtır. Nitekim son yıllarda çift yakıtlı motorlar, hidrojen/benzin ve hidrojen/doğal gaz karışımlı Otto çevrimli motorların kullanılmaya başlanmasının nedeni, karışımın fakirleştirilmesi ile özgül yakıt tüketiminin azaltılmasıdır. Bu sayede $CO_x$ ve HC emisyonları da azalmaktadır. Çift yakıtlı motorların, günümüz klasik motorları ile hidrojen motorları arasında bir geçiş aşaması oluşturması beklenmektedir.

### 1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı

Günümüzde, insan yaşamında vazgeçilmez bir öneme sahip olan taşıtlar enerjilerinin hemen hemen tamamını fosil kökenli yakıtlardan elde etmektedirler. Alternatif enerji kaynaklarının taşıtlarda kullanımı özellikle 1970'lerdeki petrol krizinden sonra önem kazanmıştır. Burada kullanılacak alternatif yakıtın, mevcut teknolojide önemli bir yapısal değişiklik gerektirmeden, doğrudan kullanılması önem taşımaktadır. Araştırmacılar çevre kirliliğini azaltmak ve petrol kökenli yakıtlar yerine daha temiz bir yakıt kullanmak amacı ile motorlar üzerine çeşitli araştırmalar yapmaktadırlar.

Bu tez çalışmasında, çevreyi kirleten fosil yakıtlar yerine alternatif yakıt kullanımının gerekliliği nedeniyle ortaya çıkan doğal gaz ve hidrojen yakıtlarının karışım halinde içten yanmalı bir motorda yakılmasının motor performansı üzerine etkisi ile açığa çıkan emisyonlar incelenmektir. Bu amaçla çalışma buji ateşlemeli bir motorda deneysel olarak gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca, uygulamada çok pahalı ve zaman gerektiren deneysel araçları kullanmadan önce modelleme ve dizayn için çok önemli zaman ve maliyet kazancı sağlaması açısından hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) programı, silindir içi yanma olayının incelenmesi için geliştirilen sayısal modelde kullanılmıştır.

Sunulan tez çalışması altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde giriş, tezin amacı ve kapsamı, ikinci bölümde literatür araştırması sunulmuştur. Üçüncü bölümde ise içten yanmalı motorlarda yanma olayı, yakıt olarak kullanılan hidrojen ve metan hakkında genel bilgiler verilmiştir. Tezin dördüncü bölümünde sayısal akışkan dinamiği ile ilgili bilgiler sunulmuş ve sayısal simülasyon detayları takdim edilmiştir. Tezin beşinci bölümünde, deney sistemi ve deney ekipmanları ile ilgili bilgiler verilmiştir. Altıncı bölümde deneysel ve sayısal sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca, bu bölümde deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yedinci bölümde sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

# 2. BÖLÜM

# LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

## 2.1. Giriş

Dünyada artan nüfus ve şehirleşme ile birlikte kişi başına enerji tüketimi hızla artmaktadır. Bu ise enerji ihtiyacını büyük oranda fosil enerji kaynaklarından temin eden dünyanın başlıca iki sorununa neden olmaktadır. Bu sorunlardan birincisini, sınırlı olan petrol rezervleri ve bu rezervlerin dünyada dengeli dağılmamış olması oluşturmaktadır. Bu da, petrole aşırı bağımlı ülkelerle petrol üreticisi ülkeler arasında ekonomik ve siyasi çatışmalara ve hatta ülkelerin işgaline varan gelişmelere neden olmaktadır. Artan petrol tüketimi aynı zamanda yakıt fiyatlarının hızla artmasına neden olmuş ve petrol varil fiyatının 150 dolarlara çıkmasına neden olmuştur. Ancak şuanda küresel kriz nedeni ile 50 dolar mertebesindedir. Uzmanlar petrol fiyatlarındaki bu dalgalanmanın, dünya da ekonomik krizin doğmasına neden olan etkenlerden birisi olduğu kanısındalar. Aşırı petrol tüketiminin sebep olduğu ikinci sorun ise, sera etkisi ve küresel ısınmadır. Bahsedilen bu her iki sorun bilim adamlarını ve araştırmacıları petrole bağımlı olmayan yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarını araştırmaya sevk etmiştir. Dünyadaki hemen hemen tüm ülke yöneticileri de bu çalışmaları teşvik etmiştir ve teşvik etmektedir.

Bunun yanında gelişen dünyamızda ulaşımda kullanılan araçların büyük çoğunluğu (%90) içten yanmalı motor tekniği ile çalışmaktadır. İçten yanmalı motorlarda(İYM) kullanılan yakıtlar ise petrol türevi yakıtlar olan benzin ve motorinden oluşmaktadır. İYM'da kullanılan yakıtlar kolay buharlaşabilme, hava ile kolay karışabilme, birim hacminden yüksek enerji sağlayabilme ve kolay tutuşabilirlik ile kolay bulunabilirlik gibi özellikleri taşımalıdır [1]. Benzin ve motorin bu özellikleri fazlası ile taşımaktadır. Ayrıca konvansiyonel yakıtlar çok yaygın bir pazarlama ağıyla kullanıcılara sunulduklarından dolayı İYM icat edildiğinden beri bu yakıtların kullanımı tercih

edilmektedir. Ancak yukarıda bahsedilen avantajlarına rağmen fosil yakıtların neden olduğu küresel ısınma ve sınırlı rezervler ve aşırı fiyat artışları alternatif yakıt arayışlarının hız kesmeden devam etmesine neden olmaktadır. Bu nedenle akla gelebilen her yakıt denenmekte ve fosil yakıtlara olan bağımlılığın azaltmasına çalışılmaktadır[2].

Dinler [3], doktora tezinde buji ateşlemeli bir motorun silindiri içerisindeki akışkan hareketini ve yanmayı sayısal olarak incelemiştir. Bu amaçla bir sayısal akışkanlar dinamiği programı geliştirmiş, programda türbülanslı akış için k-ε türbülans modeli kullanmıştır. Devir sayısını, sıkıştırma oranını, supap açısını ve hava fazlalık katsayısını incelemiştir. Sıkıştırma oranı arttıkça silindir içerisinde oluşan döngülerin şiddetlerinin arttığını tespit etmiştir. Hava-yakıt karışımı silindir içerisine yataya yakın olarak girdiğinde yüksek hızların oluştuğunu ve bu nedenle de karışımın homojenliğinin arttığını gözlemiştir.

Yaşar [4] doktora tezinde, silindir içi akışları silindir supap modelinde, çeşitli supap geometrisi ve supap açıklığında hem deneysel hem de sayısal olarak incelemiştir. Elde ettiği neticelerden, akış yapısının supap pozisyonuna, silindir kafasından olan mesafeye ve supap açıklığına bağlı olduğunu bulmuştur. Supap açıklığının artması durumunda silindir içerisinde supap altında oluşan ölü akış bölgesinin genişliğinin azaldığını ve akış yönünün değiştiğini gözlemiştir. Yaptığı deneysel çalışmada, beş delikli küresel pitot tüpü, boya ile akış görüntüleme yöntemi ve parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği kullanmıştır. Deneysel sonuçlarla sayısal olarak elde ettiği sonuçların birbirine yakın sonuçlar verdiğini tespit etmiştir.

Evans ve Blaszczyk [5], çalışmalarında buji ateşlemeli motorlarda doğal gaz ve benzin kullanılmasının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerini ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Deneyler tam yükte ve farklı kısmi yüklerde hava yakıt oranının geniş bir aralığında yapılmıştır. Doğal gaz kullanılması durumunda, gaz kelebeğinin konumuna bağlı olarak motor çıkış gücünde benzin kullanılmasına göre yaklaşık %12 lik bir düşme tespit edilmiştir. Motora verilen enerji esas alındığı zaman her iki yakıtın tam yükte eşit ısıl verim verdiği gözlenmiştir. Fakir hava yakıt oranlarında, doğal gazın fakir yanma sınırının geniş olması sebebi ile verimde artış gözlenmiştir. Özgül yakıt tüketimleri dikkate alındığında doğal gazın benzinden %7-12 daha düşük olduğu

görülmüştür. Doğal gaz için toplam hidrokarbon (HC) emisyonları tüm motor devirlerinde(1000, 2000 ve 3000 d/d) ve tam yükte benzinden elde edilen emisyonlardan yaklaşık %50 daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Mirza Jamil [6], yüksek lisans tezinde %100 metan ($CH_4$) ve 80/20 $CH_4/H_2$ karışımlarını incelemiştir. Deneyde Nissan marka 510 tip, 1952 $cm^3$ silindir hacmine sahip, maksimum 92 BG güç üreten ve maksimum devir sayısı 5200 d/d, 85:0 mm çapında, 86:0 mm strok mesafesinde, sıkıştırma oranı 8.5:1 olan 4 silindirli bir motor kullanmıştır. Bu çalışmasında farklı eşdeğerlik oranları için alev ön genişleme oranı ve ateşleme zamanını incelemiş ve 0.535 eşdeğerlik oranında deneylerini gerçekleştirmiştir. Mirza Jamil [7] doktora tezinde, deneysel olarak buji ateşlemeli içten yanmalı motorlarda doğal gaza %20 hidrojen ilavesinin etkisini ve fakir yanma üzerine motor modifikasyonlarını incelemiştir. Deneyde ilk önce 1.6 litre Toyota dört silindirli motor kullanılmıştır. Deneyde saf metan ile saf metan hidrojen karışımlarının (Hythane) ısıl verim ve emisyonlar üzerine etkisi karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Bütün deneysel sonuçlar hafif yüklerde kentsel araçlarınkine benzer davranış sergilediğini gözlemiştir. Daha sonra 1.6 litre ön yanma odalı, ön yanma odasız ve yarı küresel yanma odalı, Toyota dört silindirli motorda saf metan ile saf metan hidrojen karışımlarının ısıl verim ve emisyonlar üzerine etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu araştırma, hythane yakıtının ısıl verimde önemli artışa neden olduğunu ve daha düşük karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbon emisyonlarının elde edildiğini göstermiştir.

Shrestha [8], doktora tezinde doğal gaz, hidrojen ve bu iki gazın karışımını buji ateşlemeli bir motorun performans parametrelerini belirlemede kullanmıştır. Deneysel sonuçlarını, iki bölgeli bir model kullanarak tahmin etmeye, vuruntu olayı ve çevrimsel farklılıkları sunmaya çalışmıştır. Oluşturduğu model sayesinde motor performans parametreleri, vuruntu, yakıt hava karışımındaki her bir seyrelticinin etkisinin tahmin edileceğini göstermiştir. Model ve deneysel sonuçların tatmin edici sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir.

Das ve ark. [9], çalışmalarında buji ateşlemeli motorda hidrojen ve doğal gazı incelemişlerdir. Deneyler tek silindirli, 4 zamanlı, buji ateşlemeli, enjeksiyonlu bir motorda 2000, 2200, 2400 ve 2600 d/d motor devirlerinde yapılmıştır. Enjeksiyonlu

sistemde optimum performansın her iki yakıt türü için 2000 d/d'da olduğu ve hidrojen yakıtının kullanıldığı deneylerde özgül yakıt tüketiminin daha düşük değerlerde olduğunu gözlemlemişlerdir.

Huang ve ark. [10], çalışmalarında doğal gaz ve hidrojen karışımlarının motor performansı ve emisyonlar üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Doğal gaza hidrojen ilave edilmesinin motorun daha geniş hava yakıt oranlarında çalışmasına olanak sağladığını gözlemişlerdir. Hidrojen oranı belli bir değerden (%20) daha fazla olduğu zaman motor çıkış gücü ve ısıl verim değerlerinde artış gözlenmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesi HC ve $CO_2$ emisyonlarını azaltmış bununla birlikte NOx emisyonlarını artırmıştır. Çalışmalarında İYM da fakir karışımlı doğal gaz hidrojen kullanılması durumunda daha yüksek ısıl verim ve daha düşük emisyonlar elde edildiğini bulmuşlardır.

Dülger [11], %80 $CH_4$ ve %20 $H_2$ karışım yanmasını buji ateşlemeli motorda sayısal olarak incelemiştir. Swain ve ark. [12], aynı karışımı (%20 $H_2$-%80 $CH_4$) farklı motorlarda deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında hidrojen metan karışımını hythane olarak nitelendirmişlerdir. İlk deneylerini Nissan marka, 2 litre silindir hacmine sahip, dört silindirli bir motorda metan ile hythane yakıtının alev ilerleme oranındaki artışı ölçmüşlerdir. İkinci deneylerinde Toyota marka 1.6 litre silindir hacmine sahip dört silindirli bir motorda metan ve hythane yakıtının emisyonlarını ve ısıl verimdeki değişimleri ölçmüşlerdir. Üçüncü deneylerinde ise Toyota marka 1.6 litre silindir hacmine sahip dört silindirli motorda yarı küresel yanma odasında ön yanma oluşturarak ve ön yanmasız durumda emisyonları ve ısıl verimleri incelemişlerdir. İkinci ve üçüncü grup deneyler motor modifikasyonu yerine yakıtın değiştirilmesinin yararlı olacağını göstermiştir.

Wallace ve Cattelan [13], deneylerini, 6 silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı, çapı 89 mm, stroku 84 mm ve sıkıştırma oranı 8.8:1 olan bir motorda gerçekleştirmişlerdir. Deneylerde yakıt olarak doğal gaz ve 85/15 $CH_4/H_2$ karışımlarını kullanmışlardır. Deneylerde doğal gaz hidrojen karışımının özgül yakıt tüketim değerlerinin doğal gazdan daha az olduğunu tespit etmişlerdir. Doğal gazdan elde edilen yanmamış hidrokarbon değerleri doğal gaz hidrojen karışımında elde edilen HC emisyonlarından daha yüksek elde edilmiştir. Fakat 85/15 $CH_4/H_2$ karışımının $NO_x$ emisyon değerleri

doğal gaz'dan daha yüksek elde edilmiştir. Katalitik konvertör kullanılması durumunda $NO_x$ emisyon değerlerinde azalma olacağı görülmüştür.

Hoekstra ve ark. [14,15], gücü 17 HP olan buji ateşlemeli bir motorda 1700 d/d'da 100/0, 89/11, 80/20, 72/28 ve 64/36 $CH_4/H_2$ yüzde karışımlarında ve değişik eşdeğerlik oranlarında deneyler yapmışlardır. Deneylerde emisyon parametrelerinden $NO_x$ ve HC emisyonlarını ölçmüşler; artan eşdeğerlik oranlarında $NO_x$'in arttığını ve HC'ın azaldığını bulmuşlardır. En düşük $NO_x$ emisyonlarını %28 ve %36 $CH_4/H_2$ karışımlarında $\phi$=0.625 değerinde elde etmişlerdir.

Blarigan ve Keller [16], 100/0, 70/30 ve 0/100 $CH_4/H_2$ karışımlarını, modifiye edilmiş Onan 0.491 litre, tek silindirli bir dizel motorda gerçekleştirmişlerdir. Deneylerinde yüksek sıkıştırma oranı (14:1), düz silindirli bir yanma odası ve iki ateşleme noktası kullanmışlardır. HAD modellemesini Los Alamos ulusal laboratuarında KIVA kodu kullanarak yapmışlardır. Deneyler sonucunda düşük emisyon ve yüksek ısıl verim değerleri elde etmişlerdir.

Karim [17], vuruntu sınırını, farklı $H_2$ ve $CH_4$ yüzdeleri, eşdeğerlik oranı ve giriş sıcaklıkları için incelemiştir. Karim ve ark.[18], 100/0, 90/10, 80/20, 70/30, 60/40, 50/50, 40/60, 30/70 ve 20/80 $CH_4/H_2$ oranlarını farklı eşdeğerlik oranlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Buji ateşlemeli motorlarda yakıt olarak metana bir miktar hidrojen ilave edilmesi durumunda motorun performans karakteristiklerinin arttığını gözlemlemişlerdir. Wong ve Karim[19], motorlarda hidrojen ile ön ateşlemeli reaksiyon ürünleri ve bazı gaz yakıtların kullanılmasının kinetik etkilerini hesaplamışlardır. Shrestha ve Karim[20], 100/0, 90/10, 80/20, 70/30, 20/80 ve 10/90 $CH_4/H_2$ yüzde oranlarında motoru çıkış gücünün değişimini, farklı eşdeğerlik oranlarında, farklı sıkıştırma oranlarında ve farklı başlangıç sıcaklıklarında incelemişlerdir. Doğal gaza hidrojen ilavesi özellikle fakir karışımlar için eşdeğerlik oranının düşük değerlerinde motorun güç çıkışında artış sağlamıştır. Başlangıç sıcaklığının artması ile güçte azalma olurken, sıkıştırma oranının artması ile çıkış gücünde artma olduğunu gözlemişlerdir.

Shudo ve ark. [21], metan ve hidrojen kullanılması durumunda yanma sonu emisyonların değişimlerini incelemişlerdir. Deneylerini dört zamanlı, tek silindirli, çapı 85 mm, strok mesafesi 88 mm ve sıkıştırma oranı 13 olan buji ateşlemeli bir motorda

gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda ısıl verimin arttığını ve yanmamış hidrokarbonların azaldığını gözlemişlerdir.

Sierens ve Rosseel [22], artan motor verimi ve azalan emisyonlar için farklı oranlardaki doğal gaz ve hidrojen karışımlarını incelemişlerdir. Çalışmalarında GM V8 motorda %10, %20 $H_2$ ilaveli doğal gaz ile %100 doğal gaz ve %100 hidrojen yakıtlarını incelemişlerdir. Doğal gaza hidrojen ilavesi sonucu fakir yanma sınırlarında, son derece düşük emisyon değerleri elde edildiğini ve EZEV standartlarına ulaşıldığını gözlemlemişlerdir. Sierens [23], düşük egzoz emisyonları için doğal gaz, saf hidrojen ve bu iki yakıtın farklı oranlarda karışımlarını incelemiş; doğal gaza hidrojen ilavesi ile EZEV standartlarına ulaşılabildiğini gözlemiştir. Düşük egzoz emisyonları göz önüne alındığında, tüm yük oranlarında maksimum motor veriminin elde edildiğini tespit etmiştir.

Wang ve ark.[24], sabit hacimli bir kap kullanarak türbülanslı doğal gaz hava yanması üzerine hidrojen ilavesini ve türbülans yoğunlunun etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Türbülans kap içerisine yüksek basınçta yakıt enjekte ederek oluşturulmuştur. Alev ilerlemesi ve yanma karakteristikleri farklı hidrojen oranlarında (%0 dan %40'a) ve sırasıyla 0.6, 0.8 ve 1.0 eşdeğerlik oranlarında ele alınmıştır. Sonuçlar hidrojen oranı %11'i geçtiği zaman, yakıt karışımındaki hidrojen oranının artması ile türbülanslı yanma oranının arttığını göstermiştir. Stokiometrik ve fakir yanma şartlarında türbülans yoğunluğunun artması ile yanma süresi azalırken, maksimum basınç ve maksimum basınç artış oranı artmıştır.

Tunestal [25], tezinde buji ateşlemeli bir motorun silindirindeki hava yakıt oranı tahmini için net ısı serbest kalım profilini kullanan tahmini bir model geliştirmiştir. Modelde silindir basıncını kullanarak oluşturulan modelin uygunluğunu tespit etmeye çalışmıştır. Çalışmasında uygun istatistiksel sonuçlar elde etmiştir. Tahmini hata değişkenlerinin, kullanılan basınç örneklerinin sayısıyla ters orantılı olduğunu gözlemiştir.

Bauer ve Forest [26], metan yakıtlı araçların performansları üzerine hidrojenin etkisini incelemişlerdir. Tek silindirli CFR motorunda metana %0, %20, %40 ve %60 $H_2$ ilaveli karışımları denemişlerdir. Deneyleri 700 d/d ve 900 d/d'da, tam ve kısmi yüklerde

gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçların otomobil şirketleri için simülasyon kolaylığı sağlayacağı düşünülmektedir.

Larsen ve Wallace[27], hidrojen ilave edilen doğal gaz(hythane) ile doğal gaz yakıtlarının emisyon ve verim değerlerini turbo şarjlı, buji ateşlemeli 3.1 litre, V-6 motorunda incelemişlerdir. Motorda hythane yakıtı kullanıldığında elde edilen sonuçlar verilen eşdeğerlik oranında, enerji tüketiminin, toplam hidrokarbon(THC), karbon monoksit (CO) ve karbondioksit ($CO_2$) emisyonlarının daha düşük olduğunu göstermiştir. Ayrıca hythane yakıtının kullanılmasının buji ateşlemeli motorların verim değerlerini artırdığı görülmüştür.

Shudo ve ark.[28], buji ateşlemeli motorlarda ön karışımlı hidrojen yanmasının ısıl verime katkısı ve metan yanması ile karşılaştırmasını incelemişlerdir. Hidrojen yanmasının ısıl veriminin, çoğunlukla yanma odası duvarlarının soğutucu kaybı ve sabit hacimli yanma derecesinin her ikisinden daha baskın olduğu görülmüştür. Hidrojenin metanla karşılaştırıldığı zaman daha fazla soğutucu kaybına uğradığı anlaşılmıştır.

Huang ve ark. [29], normal sıcaklık ve basınçta, sabit hacimli bir kapta doğal gaz hidrojen karışımlarının laminer alev karakteristiklerini çalışmıştır. Laminer alev hızları ve Markstein uzunlukları farklı hidrojen doğal gaz karışımlarında (hacimsel oran %0'dan %100'e) ve eşdeğerlik oranlarında ($\phi$ =0.6'dan 1.4'e) elde edilmiştir. Fakir karışım yanmaları için, alev yarıçapı zaman ile artmış fakat artış oranı doğal gaz ve düşük hidrojen oranlı karışımlar için alev genişlemesi ile azalmıştır. Yüksek hidrojen oranlarında alev yarıçapı ile zaman arasında lineer bağıntı elde etmişlerdir. Markstein uzunluğu azalırken ve karışımdaki hidrojen oranlarının artması ile alev kararsızlığının arttığını, laminer alev hızlarının karışımdaki hidrojen oranının artması ile eksponansiyel bir şekilde arttığını gözlemlemişlerdir.

Huang ve ark. [30], direk enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motorda doğal gaz– hidrojen karışımlarını farklı ateşleme zamanlarında ve fakir karışım şartlarında yanma karakteristiklerini ,%100 doğal gaz, %5, %10 ve %18 $H_2$ ilaveli doğal gaz karışımları için 1200 d/d incelemişlerdir. Sonuçlar ateşleme zamanının motor performansını, yanmayı ve emisyonları önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir. Ateşleme zamanının ilerlemesine bağlı olarak HC emisyonları azalırken, NOx emisyonları artmıştır. CO

emisyonlarında ise çok az değişikliğe rastlanmıştır. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile belli bir ateşleme avansında, ortalama efektif basınç ve ısıl verim artarken yanma süresinin azaldığını gözlemişlerdir.

Kahraman ve ark.[31,32], taşıt motorlarında alternatif ve yenilenebilir yakıtları ve içten yanmalı motorlarda kullanılan alternatif yakıtlardan hidrojeni incelemişlerdir. Hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılabilmesi için geri tutuşma, erken ateşleme ve depolama gibi problemlerinin çözülmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Bu problemlerin halledilmesi durumunda hidrojen önümüzdeki yıllarda rakipsiz bir içten yanmalı motor yakıtı olacağını vurgulamışlardır.

Akansu ve ark. [33], doğal gaz-hidrojen karışımının içten yanmalı motorlarda kullanılması üzerine yaptıkları çalışmada $H_2$'nin artması ile HC, $CO_2$ ve CO emisyonlarının azaldığını buna karşılık $NO_x$ emisyonlarının genel olarak az da olsa arttığını saptamışlardır.

Abd Alla [34], dört zamanlı buji ateşlemeli bir motor modelinin bilgisayar simülasyonunu incelemiştir. Silindir basıncını tahmin etmek için herhangi bir ısı serbest kalım formülü kullanmıştır. Silindirden ısı transferini, sürtünme ve pompa kaybını, ortalama etkin fren basıncını, fren ısıl verimini ve özgül yakıt tüketimini tahmin etmede dikkate almıştır. Eşdeğerlik oranının, ateşleme zamanının, serbest ısı oranının, sıkıştırma oranının, sıkıştırma ve genişleme olayları gibi pek çok parametrenin dört zamanlı buji ateşlemeli bir motorun performansını etkileyebileceğini belirtmiştir. Çalışmasında simülasyon sonuçları ile gerçek yanma eğrilerini kıyasladığında, sonuçların gerçek değerlere yakın sonuçlar verdiğini gözlemiştir.

Peters [35], içten yanmalı motorda yanma işleminin sayısal analizini incelemiştir. Araştırmasını 6 silindirli 2.8 litre buji ateşlemeli bir motorda tam açık gaz kelebeğinde yapmıştır. Sayısal hesaplamalar sonlu hacim metodunu kullanan HAD kodu STAR CD'de gerçekleştirilmiştir. Piston ve valflerin hareketini tanımlamayı içeren mesh yapısı ICE kullanılarak oluşturulmuştur. Yanma tek denklemli Weller alev modelinde yapılmıştır. Yanma modelinin doğruluğu için, hesaplanan silindir basınç verileri ve yanan ürünlerin kütle oranları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış, tatmin edici sonuçların çıktığını görmüştür.

Kuo [36], buji ateşlemeli motorlarda termodinamik ilkeler kullanılarak silindir içindeki gaz basınç değişimlerini doğru bir şekilde tahmin etmeyi hedeflemiştir. Model silindir içindeki emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz işlemlerinden oluşmaktadır. Gerçek basınç verileri ile karşılaştırıldığında modelin yüksek doğruluk derecesine sahip olduğu görülmüştür. Bu modelin daha sonraki çalışmalarda buji ateşleme açısı ve yanma sürecinin tahminin de kolaylık sağlayacağı belirtilmiştir.

Halmari [37], tezinde içten yanmalı motorda hidrojen yanmasının sayısal simülasyonu üzerinde çalışma yapmıştır. Hidrojen motorundan maksimum güç, minimum emisyon ve yakıt tüketimi elde etmeyi hedeflemiştir. Eşdeğerlik oranı, sıkıştırma oranı, gaz kelebeği konumu, kam mili zamanı ve egzoz büyüklüğü gibi birçok parametreyi değiştirerek çalışmasını gerçekleştirmiştir. Çalışması sonucunda volümetrik verim, yakıt tüketimi ve NO emisyonlarını incelemiştir.

Erduranlı ve ark. [38], tek silindirli, 4 zamanlı, doğal emişli buji ile ateşlemeli bir motorun ideal hava-yakıt çevrim analizini incelemek üzere matematiksel bir model geliştirmişlerdir. FORTRAN programlama dilinde yazmış oldukları bir bilgisayar programı yardımıyla farklı sıkıştırma oranı, motor hızı ve hava fazlalık katsayıları (HFK) incelemişlerdir. Krank mili açısı (KMA)'na bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişimleri elde edilerek ortalama indike basınç, yakıt ve hava tüketimi, indike güç, ısıl verim gibi motor performans parametrelerini hesaplamışlardır. Sonuçlar, matematiksel modellerin içten yanmalı motorlarda performans karakteristiklerinin belirlenmesinde uygun bir metot olduğunu göstermiştir.

Selamet ve ark.[39], buji ateşlemeli içten yanmalı motorun emme ve egzoz manifoldlarında kimyasal türlerin kararsız hareketlerini, sonlu fark tabanlı motor simülasyon kodunda sayısal olarak çalışmışlardır. Zamandan bağımsız altı baskın ürünün ($CO_2$, $H_2O$, CO, $H_2$, $O_2$, $N_2$) kütlesel oranları yanma odasında hesaplanmıştır. Ayrıca motor performansı ve dinamik nitelikler üzerine ürün türlerinin sayısının etkisi incelenmiştir.

Shidfar ve Garshasbi [40], içten yanmalı motorda silindir basıncının diferansiyel modelini sunmuşlardır. Bu amaçla, sıkıştırma strok analizi ve Fourier kanunu, silindir basıncını modellemede kullanılmıştır. Levenberg–Marquardt algoritmasını kullanmışlardır.

Problemin direk nümerik çözümünde benzer basınç ölçümü kullanılmıştır. Elde edilen basınçların tatmin edici olduğunu gözlemişlerdir.

Chan ve Zhu [41], karbüratörlü benzin motorunda ateşleme gecikmesinin yüksek değerlerinde silindir içerisindeki termodinamik olayları incelemişlerdir. Yanma, yanmış/ yanmamış bölge olmak üzere iki bölgede Wiebe fonksiyonunda tanımlanan yakıtın yanma oranı ile modellenmiştir. Sonuçlar modelin, egzoz valfi açıldığında kütle ve silindir sıcaklığını tanımlama yeteneği ile mantıklı olarak silindir basıncının yeniden üretilebildiğini göstermiştir.

Kodah ve ark. [42], buji ateşlemeli motorda basınç tahmini için incelemede bulunmuşlardır. İncelemeyi Wiebe fonksiyon yaklaşımını kullanarak yanma işleminin modellemesini yapmışlardır. Sıkıştırma oranı, motor hızı ve ateşleme zamanı gibi pek çok faktörün etkisi incelenmiştir. Modelin doğruluğunu aynı şartlar altında çalışan motor sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Teorik modelden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında tatmin edici sonuçlar vermiştir.

Yossefi ve ark. [43], farklı ateşleme noktalarının doğal gaz yakan araç motorları üzerindeki karakteristiklerini incelemişlerdir. Bu amaç için KIVA 2 ve CHEMKIN programları kullanmışlardır. Ateşleme kaynağı olarak tanımladıkları ateşleme hücreleri için farklı durumları incelemişlerdir. İçten yanmalı motorlarda yakılan doğal gazın bilgisayar simülasyonu kullanılarak incelenmesi sonucu yanma gecikme zamanında, etkin akış bölgesindeki ateşleme bölgesi düşüş göstermiştir. Buda doğal gaz ile çalışan araçların dizaynında önemli bir sorun olan yanma gecikme zamanının azalacağını göstermiştir.

Bysveen [44], doğal gaz ve hidrojen karışımını kullanarak motorun emisyon ve performans karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmasında yakıt olarak doğal gaz ve doğal gaza %29 $H_2$ ilave edilmiş(HCNG) durumu incelemiştir. Her bir karışım için dört farklı motor hızını(1300, 1500, 1800 ve 2200 d/d) tam yük şartlarında ve dört farklı hava fazlalık katsayısı (1.4, 1.6, 1.8 ve 2) değerlerinde test etmiştir. Doğal gazdan elde edilen yanmamış HC emisyonlarının, HCNG de elde edilen değerlerden yüksek ve hava fazlalık katsayısının artması ile artış gösterdiğini gözlemiştir. Alev hızındaki ve alev sıcaklığındaki artış sonucu, HCNG'den elde edilen NOx emisyonları doğal gazdan

yüksek olmuştur. Aynı hava fazlalık katsayısında HCNG de elde edilen verim değeri doğal gazdan daha yüksek elde edilmiştir.

Liu ve ark. [45], doğal gaz hidrojen karışımı yakılan buji ateşlemeli bir motorun emisyon karakteristikleri üzerine hidrojen oranı ve hava fazlalık katsayısının etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Saf doğal gaz ve doğal gaz hidrojen karışımları için hava fazlalık katsayısının HC, $NO_x$, CO, ve $CO_2$ emisyonları üzerine önemli etkiye sahip olduğunu görmüşlerdir. Belirli bir hava fazlalık katsayısı için, HC emisyonları hidrojen oranının artması ile azalmıştır. NO konsantrasyonu hidrojen oranının artması ile artmış ve en yüksek değerini hava fazlalık katsayısının 1.1 olduğu durumda elde edilmiştir. $CO_2$ emisyonları hidrojen oranının artması ile azalmıştır. Böylece doğal gaz hidrojen karışımları yakılan bir motorda fakir karışım şartları altında düşük HC, CO, $CO_2$ ve $NO_x$ emisyonları elde edileceğini gözlemişlerdir.

Wang ve ark. [46], buji ateşlemeli bir motorun çevrimden çevrime değişimlerini doğal gaz hidrojen karışımları ( %0, %12, %23, %30 ve %40) için incelemişlerdir. Sonuçta maksimum silindir basıncı, maksimum basınç artış oranı ve indike ortalama efektif basıncın arttığını ve bunlara karşılık çevrimden çevrime farklılıkların fakir karışım şartlarında hidrojen oranının artması ile azaldığını gözlemlemişlerdir.

Doğal gaz hidrojen karışımları kullanılarak farklı parametreler için yapılan çalışmalarda [47-51] motor performansı ve emisyonlar incelenmiştir. Bu çalışmalar ışığında bu tez çalışmasında, motor üzerinde çok fazla bir modifikasyona gidilmeden buji ateşlemeli bir motorda doğal gaz ve doğal gaz hidrojen karışımları deneysel olarak ele alınmış ve sonuçları sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Doğal gaza hidrojen ilavesinin motor performansı ve emisyonlar üzerine etkisi farklı motor devirlerinde, farklı hava fazlalık katsayılarında, tam yük ve kısmi yüklerde deneysel olarak incelenmiştir.

# 3. BÖLÜM

# İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA

## 3.1. Giriş

İçten yanmalı motorlar çoğunlukla enerjilerini hidrokarbon içeren yakıt ile havanın yanması sonucunda elde ederler. Yakıtın kimyasal enerjisi silindir içerisindeki gazın iç enerjisine dönüştürülür ve bu enerji ile mekanik enerji elde edilerek taşıtlar hareket ettirilir. Motorlarda yanma, karmaşık bir süreçtir ve yanma olayı üzerine etkili olan parametrelerden hangisinin daha etkin olduğu tam olarak anlaşılamamıştır. Karmaşık olaylar dizisi olan yanmayı tanımlayabilmek için basitleştirilmiş modeller kullanılmaktadır. Bu modeller yanma sürecini tam olarak açıklamasalar da, yanma üzerine etkili olan önemli çalışma parametreleri (basınç, sıcaklık, türbülans şiddeti, vuruntu, motor hızı vs.) ile direk ilişkili olduğu sonucunu vermektedir. Buji ateşlemeli motorlardaki yanma, dizel motorlarındaki yanmadan oldukça farklıdır ve bu motorlar için yanma olayı ayrı ayrı incelenmektedir [52].

## 3.2. Yanma Olayı ve Yanma Çeşitleri

Bir motorda oluşan en önemli olay yanma olayıdır. En yaygın enerji açığa çıkarma reaksiyonu; yakıtın, havanın oksijeni tarafından oksitlenmesi ya da yanmasıdır. Reaksiyon sonucunda kimyasal yapıları farklı olan maddeler oluşur. Kimyasal reaksiyona giren maddelere bileşen, reaksiyon sonucu oluşan maddelere ürün adı verilir. Örneğin;

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O \qquad (3.1)$$

Denklemi ile verilen reaksiyonun bileşenleri metan ve oksijen, ürünleri ise karbondioksit ve sudur [53]. Yanma olayında oksidasyonun tamamlanıp tamamlanmamasına göre yanma dört kısma ayrılabilir [54].

Teorik Tam Yanma (TTY): Yakıt içerisinde bulunan bütün yanabilir bileşenler tam olarak oksitlenir ve ürün olarak $CO_2$, $H_2O$, $SO_2$ ve $N_2$'ye dönüşür. Bu yanmada minimum oksijen miktarı kullanılır, egzozda $O_2$ görülmez.

Tam Yanma (TY): Gerekli hava miktarı TTY halindekinden fazla olduğunda egzozda $O_2$, $CO_2$, $H_2O$, $SO_2$ ve $N_2$ görülen yanma şeklidir. Hava fazlalık katsayısı (HFK) 1'den büyüktür.

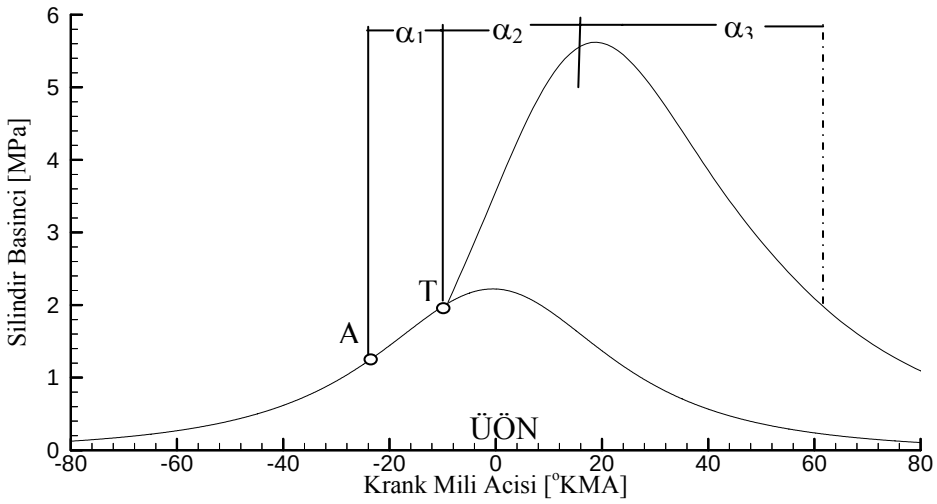
Eksik Yanma (EY): Oksidasyonun tam olmayışından dolayı egzozunda CO, HC, $H_2$, $CO_2$, $H_2O$, $SO_2$ ve $N_2$ bulunan yanma şeklidir. HFK<1 halidir.

Kısmi Eksik Yanma (KEY): Yanma odasındaki karışım, sıcaklık değişimi ve kalış süresindeki yetersizlikler sonucu genel HFK>1 olmasına rağmen $O_2$'nin yanında CO ve $H_2$ gibi EY ürünleri görülmektedir. Bu sadece yakıt/hava oranının düzgünsüzlüğünün sonucu değildir. Yüksek sıcaklıkta $CO_2$, $H_2O$ molekülleri ısıl ayrışma (parçalanma, dissociation) ile CO, $H_2$ gibi EY ürünleri açığa çıkarırlar.

### 3.3. Buji ile Ateşlemeli Motorlarda Yanma

Buji ile ateşlemeli motorlardaki gerçek yanma olayı ile teorik yanma arasında çok yönden farklılıklar vardır. Teorik olarak sabit hacimde olması gereken yanma ideal olmayan nedenlerden dolayı sabit hacimde gerçekleşmez. Çünkü yanma için mutlaka belirli bir zamana ihtiyaç vardır. Bu zaman karışımın homojenliğine, uygun oranda olmasına, ateşlemenin ideal olmasına, motor hızına, ateşleme avansına, motor sıcaklığına bağlıdır. Alevin yayılma hızı yanabilir karışımın fiziksel ve kimyasal özelliklerine ve türbülans şiddetine bağlıdır. Bütün bu faktörler yanma hızını doğrudan veya dolaylı etkilediklerinden tam (ideal) yanma gerçekleşemez [55].

Benzin motorlarında yakıt ve hava karışımı, silindir dışında yakıt moleküllerinin, hava molekülleri içerisinde düzgün dağıldığı homojen bir karışım oluşturacak şekilde hazırlanmaktadır. Yanma olayı genel olarak üç faza bölünerek incelenebilir [56]. Ancak fazlar çok belirgin bir şekilde birbirlerinden ayrılamazlar. Yanma olayında fazların gelişiminin silindir içi gaz basıncı ve krank mili açısına (KMA) göre değişimi şekil 3.1'de gösterilmiştir.




Şekil 3.1. Yanma olayında basıncın KMA'na bağlı olarak değişimi

### 3.3.1. Birinci Faz

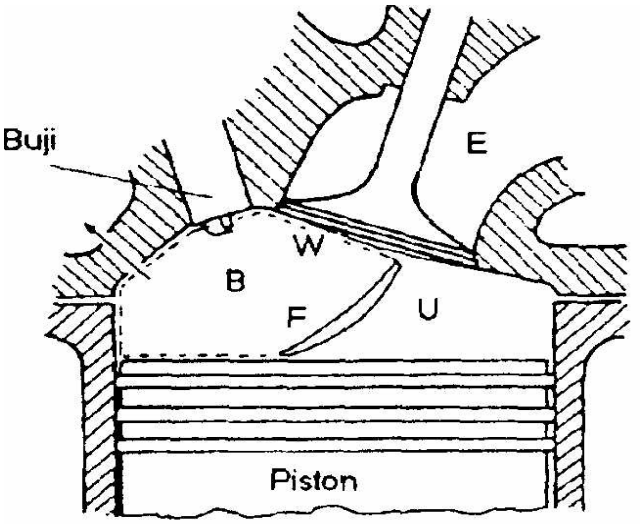
Bujide kıvılcım çaktığı nokta (A) ile basıncın artmaya başladığı nokta (T) arasındaki zaman birinci faz (ilk tutuşma fazı, $\alpha 1$) olarak kabul edilir. Basıncın artmaya başladığı nokta, p-$\alpha$ diyagramında basınç eğrisinin, yanmasız sıkıştırma eğrisinden ayrıldığı noktadır.

Piston ÜÖN' ya gelmeden önce buji elektrotları arasında, çakan kıvılcımın enerjisi (30-100 mJ) nedeniyle bu bölgedeki homojen karışımda belli bir tutuşma gecikmesi sonunda, ilk alev cephesi patlama şeklinde oluşmaktadır [56]. Tutuşma gecikmesi süresi,

- Buji kıvılcım enerjisine,
- Kıvılcımın uygulanma süresine,
- Buji elektrotları arasındaki ısınan bölgenin hacmine (buji tırnak aralığına).
- Karışım oranına (kimyasal reaksiyonların hızına),
- Buji önündeki akış hızına (ilk ısınan bölgenin hızlı taşınım sonucu enerji seviyesinin düşmesine) bağlıdır.

### 3.3.2. Ana faz

Bu faz, tutuşma gecikmesi sonunda, p-α diyagramında basıncın artmaya başlaması anında başlamakta ve ÜÖN'dan sonra, maksimum basınç oluşuncaya kadar devam etmektedir (α2). Ana fazın süresi 25-30° KMA civarındadır. Tutuşma gecikmesi süresi sonunda basınç, sıcaklık ve karışım oranının belirlediği bir yanma hızı ile alev cephesi sürekli şekilde ilerler. Alev cephesinin bujiden itibaren yayılması Şekil 3.2 de görülmektedir [56]. Burada;




U yanmamış yakıt-hava karışımı
F alev cephesi
B yanmış gazlar,
W sınır tabaka,
E egzoz gazları

Şekil 3.2. Benzinli motordaki yanmada alevin yayılması

bölgelerini göstermektedir.

### 3.3.3. Son Faz

Son faz maksimum basınç oluşmasından sonra başlamakta ve genişleme sırasında yakıtın tümü yanıncaya kadar devam etmektedir (α3). Bu fazda gazların sıcaklığı maksimum basınçtan belli bir süre sonra maksimuma ulaşır [56].

Sonuç olarak normal yanma koşullarında yanma sırasında yakıtın toplam enerjisinin %70-75'i maksimum basınca ulaşıncaya kadar, %85–90 kadarı maksimum sıcaklığa ulaşıncaya kadar açığa çıkar. Kısmi yüklerde ise (gaz kelebeği kısılmış durumda, dolayısıyla basınç ve sıcaklıklar yüksek değil iken) yanma hızının düşük olması nedeniyle maksimum basınç noktasına kadar toplam yakıt enerjisinin ancak %50'si

kullanılmış olur. Dolayısıyla yanma, genişleme zamanı süresince devam eder, çok kötü koşullarda genişleme süresinin sonunda da yanma sona ermemiş olabilir. Bu durumda ise motorun verimi ve dolayısıyla gücü azalır.

### 3.4. Hava Fazlalık Katsayısı (HFK)

Hava Fazlalık Katsayısı; silindir içine emilen havanın teorik tam yanma için gerekli olan hava miktarına oranı şeklinde tanımlanır ve

$$HFK = \frac{(H/Y)_{gerçek}}{(H/Y)_{teorik}} \tag{3.2}$$

şeklinde ifade edilir.

Eksik yanma enerji kaybı ile sonuçlandığından, pratikte yanmanın tam olarak gerçekleşmesi için teorik hava miktarından daha fazla hava kullanılır. Bu durumda HFK 1'den büyük olur. Buji ateşlemeli motorlarda HFK, 0.8 ile 1.2 arasında değişmektedir. HFK 1'in üzerine çıktıkça karışım fakirleşmekte, 1'in altına düştükçe karışım zenginleşmektedir. Hava fazlalık katsayısının tersi eşdeğerlik oranı olarak tanımlanır ve ($\phi$=1/ HFK) şeklinde gösterilir.

Hava Fazlalık Katsayısı yanma hızını, dolayısıyla açığa çıkan ısı miktarını, basıncın ve sıcaklığın değişimini etkiler. HFK 0.9-0.95 civarında olduğunda yanma hızı maksimumdur. HFK 0.7 gibi bir değerin altına düştüğünde, şartlara bağlı olarak kolaylıkla tutuşma sınırı dışına çıkılmaktadır. HFK'nın 0.8-0.9 gibi değerlerinde birinci ve ikinci safha süresi kısalmakta ve basınç artma hızı büyümektedir. Fakir karışımlarda (HFK= 1.1-1.2) ise, tutuşabilmenin üst sınırına yaklaşıldığından motorun yapısına bağlı olarak ateşleme ve yanma, çevrimden çevrime değişim gösterir. Karışım fakirleştikçe ateşlemenin sağlanamadığı çevrimlerin sayısı giderek artar [56].

### 3.5. Ateşleme Avansı

Yakıt enerjisinden en büyük verimi almak için en yüksek yanma basıncı oluştuğunda, piston üst ölü noktadan uzaklaşmamış olmalıdır. Yanma hızı sonsuz olmadığından, yakıtın tümünün yanabilmesi için belli bir zaman dilimi geçmesi gerekmektedir. Bu yönden yanmanın başlatılma zamanı çok önemli olmaktadır. Piston üst ölü noktaya

geldiği anda yanma başlatılacak olursa özellikle yüksek hızlı motorlarda alev karışım içinde ilerlerken, piston üst ölü noktadan bir ölçüde uzaklaşmaktadır. Bu durumda yanma büyük bir hacimde tamamlanacağından, maksimum basınç düşer ve piston üzerine gelen kuvvet azalır. Bu da verimde düşüşe neden olur [57].

Yakıt enerjisinden yüksek verim alabilmek için, ateşlemenin maksimum basıncın piston üst ölü noktayı 10-15 derece geçtikten sonra oluşacak şekilde yapılması gerekir. Diğer bir pratik tanımlamaya göre ise piston üst ölü noktaya geldiğinde karışımın en az yarısı yanmış olmalıdır. Bu açıklamalardan ateşlemenin piston üst ölü noktaya gelmeden önce başlatılması gerektiği anlaşılmaktadır [57]. Ateşlemenin piston üst ölü noktaya gelmeden başlatılmasına ateşleme avansı adı verilmektedir. En uygun avans, en büyük işi verecek şekilde ayarlanmalıdır. Motor belli bir devir sayısında çalışırken ateşleme avansı artırılırsa, sıkıştırma strokunda yanma olayının basıncını artırma sürecide daha önce başlamış olacaktır. Bu, ateşleme sonrası silindir basıncının erken ateşleme durumunda daha yüksek olmasıyla sonuçlanmaktadır. Erken ateşlemeye rağmen yaklaşık adyabatik bir sıkıştırma kabul edildiğinde aynı zamanda sıcaklık da artmaktadır. Bu iki artışın ortaklaşa etkisiyle motorun vuruntuya direncini azaltmaktadır. Diğer yandan ateşlemenin olduğu andaki basıncın erken ateşleme durumunda daha düşük olması vuruntu olayı üzerinde müspet bir etki yapmaktadır.

Hava fazlalık katsayısının büyümesiyle motor gücünün düşmesinin nedeni, doğal yollarla silindirlere alınacak toplam karışımda benzin miktarında teorik olarak oluşan azalmadır. Bu durumda tam yanma elde edilebildiği halde, yanma sonucu salınan enerjinin azalması motor gücünün düşmesine neden olmaktadır. Hava fazlalık katsayısı 1.10'dan daha fazla artırılırsa yanma hızı azalmakta ve yanma süresi uzamaktadır. Bunun neticesinde ise yanma genişleme zamanına kadar sarktığı için ısıl verimde düşme olmaktadır. Yanmadaki sarkmayı önlemek için, ateşleme avansı arttırılmaktadır. Ancak avansın fazla arttırılması, diğer yönden vuruntu eğilimini çoğaltmaktadır. Hava fazlalık katsayısı 0.6'dan daha fazla küçültüldüğünde ise karışım çok zenginleşmekte, oksijen eksikliğinden dolayı yanma hızı düşmektedir. Bunun sonucu olarak da hem ısıl verimde ve hem de motor gücünde azalma olmaktadır [57-59].

### 3.6. Dünya'da Alternatif Enerji Kaynakları Gereksinimi ve Alternatif Yakıtlar

Günümüzde fosil yakıtların yanması sonucu açığa çıkan atık gazların çevreye yaptığı olumsuz etki hükümetleri ve bilim adamlarını alternatif enerji kaynakları arayışına yöneltmiştir. Özellikle büyük şehirlerde taşıtlardan kaynaklanan kirletici emisyonlar tüm atmosferi kirleterek sera etkisi denilen ve gittikçe artan bir tehlikeyi de beraberinde getirmektedir.

Ayrıca fosil yakıt kaynaklarının tükenmeye başlamasıyla patlak veren enerji krizi de alternatif enerji kaynaklarının kullanılma çabası üzerinde etkili olmuştur. Bu amaçla laboratuar ortamlarında çeşitli deneyler yapılmış ve bulunan alternatif yakıtlar taşıtlarda benzine alternatif olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Enerji kaynakları yenilenemeyen ve yenilenebilir enerji kaynakları olmak üzere iki kısımdan incelenebilir.

Yenilenemeyen enerji kaynakları arasında; kömür, petrol ve petrol ürünleri, doğalgaz ve nükleer enerji gösterilebilir. Yenilenebilir enerji kaynaklarında ise biokütle (odun, bitki artıkları vb.), rüzgâr, hidrolik, jeotermal ve güneş enerjisi ön sıralarda yer almaktadır. Dünyada büyük ölçüde yenilenemeyen enerji kaynaklarının kullanılıyor olması, çevre sorunlarını önemli ölçüde artırmıştır. Bu nedenle çevresel etkileri az olan yenilenebilir enerji kaynaklarına yöneliş her bakımdan avantajlı olmaktadır. Ancak bazı teknik sorunların çözümlenebilmesi için zamana ihtiyaç vardır ve bu da söz konusu geçisin oldukça uzun bir süre alacağını göstermektedir.

Hidrojen, metanol (metil alkol), etanol (etil alkol), LPG, çeşitli bitkisel yağlar gibi alternatif yakıt türleri taşıtlarda kullanılmış ve bazıları halen kullanılmaktadır. Bu kaynakların kullanılmasında bazı olumsuzluklar yaşanmış ve halen geliştirilmelerine devam edilmektedir. Örneğin hidrojenin yakıt olarak kullanılmasında depolama problemleri ortaya çıkmıştır. Hidrojenin basınçlı gaz olarak veya metal hidrit olarak depolanması için yüksek hacim problemi varken, sıvı olarak depolanması için de yüksek maliyet ve buharlaşma kayıpları gibi problemler söz konusu olmaktadır.

Fosil yakıtları esas alan enerji kullanımı; yakıt konusunda dışa bağımlılık, yüksek ithalat giderleri ve çevre sorunları gibi önemli olumsuzlukların yanında, dünya fosil yakıt rezervlerinin hızla tükenmesi sebebiyle yenilenebilir enerji kaynaklarının önemini arttırmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının, mevcut teknik ve ekonomik sorunlarının çözümlenmesi halinde 21. yüzyılın en önemli enerji kaynağı olacağı kabul edilmektedir[60].

Genel olarak enerjiye ve bunun paralelinde fosil yakıtlara olan talep gelişmeye ve artan nüfusa paralel olarak artmaktadır. Arz-talep dengesindeki açığın giderek artması dışında, fosil kaynaklardan elde edilen sıvı ve gaz yakıtların doğrudan yakılarak tüketilmeleri sonucunda çok ciddi çevre sorunları da ortaya çıkmaktadır. Örneğin, atmosferde normalde 180-280 ppm arasında değişen $CO_2$ seviyesi, günümüzde 370 ppm seviyesine ulaşmış bulunmaktadır. Dünyanın fosil yakıt kullanımından dolayı $CO_2$ emisyonunda son 40 yıl içinde 4 kat artış meydana gelmiştir. Son yirmi yılda atmosferik $CO_2$ konsantrasyonunda %30 mertebesinde bir artış olduğu ve bunun da sera etkisi yaparak dünya sıcaklığının 0.5 derece artmasına neden olduğu iddia edilmektedir. Artan nüfus ve buna bağlı olarak yükselen enerji talebi göz önüne alınarak yapılan hesaplarda $CO_2$ emisyonunun azaltılamaması halinde bunun atmosferdeki konsantrasyonunun 2100'de 700 ppm'e ulaşacağı hesaplanmaktadır. Fosil kaynaklı yakıtların yakılarak tüketilmesi sonucunda ortaya çıkan diğer önemli bir çevresel sorun da kükürt ve azot oksitlerin artışıdır [61].

### 3.7. Hidrojen Enerjisi ve Türkiye

Türkiye'de hidrojen yakıtı üretiminde kullanılabilecek olası kaynaklar; hidrolik enerji, güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, deniz-dalga enerjisi, jeotermal enerji ve adım atılması gereken nükleer enerjidir. Türkiye gibi gelişme sürecinde ve teknolojik geçiş aşamasındaki ülkeler açısından, uzun dönemde fotovoltaik güneş-hidrojen sistemi uygun görülmektedir. Fotovoltaik panellerden elde olunacak elektrik enerjisi ile suyun elektrolizinden hidrojen üreten bu yöntemde, 1 $m^3$ sudan 108.7 kg hidrojen elde edilebilmektedir ki, bu miktar 422 litre benzine eşdeğerdir.

Türkiye'nin hidrojen üretimi açısından bir şansı, uzun bir kıyı şeridi olan Karadeniz'in tabanında kimyasal biçimde depolanmış hidrojen bulunmasıdır. Karadeniz'in suyunun

%90'ı anaerobiktir ve hidrojensülfid ($H_2S$) içermektedir. Elektroliz reaktörü ve oksidasyon reaktörü gibi iki reaktör kullanılarak, $H_2S$'den hidrojen üretimi konusunda yapılmış teknolojik çalışmalar vardır. Bu konuda geliştirilmiş diğer bir teknoloji ise yarı iletken partikülleri kullanarak foto katalitik yöntemle hidrojen üretimidir. Güneş ve rüzgâr enerjisinden yararlanarak, Karadeniz'in $H_2S$ içeren suyundan hidrojen üretimi konusunda literatüre geçmiş bilimsel araştırmalar mevcut olup, Bulgaristan bu konuda proje geliştirmeye çalışmaktadır[62].

Teknolojik verilere ve Türkiye'nin enerji-ekonomi verilerine göre, 1995-2095 arasında güneş-hidrojen sistemi ile yapılabilecek yakıt üretimi ve bunun fosil yakıtlarla rekabet olanağı, özel bir simülasyon modeli kapsamında bilgisayar çözümleri ile araştırılmıştır. Bu ulusal modelde, hidrojen üretiminin artışı için yavaş ve hızlı olmak üzere iki ayrı seçenek alınmıştır. Her iki seçenekte de 2010-2015 döneminde hidrojen enerjisi maliyetinin fosil enerji maliyetinin altına düşebileceği, ancak yapılabilecek yerli hidrojen üretiminin 2.3 Mtep'in(Milyon ton petrol eşdeğeri) altında kalacağı görülmüştür. 2020-2025 döneminde yerli hidrojen üretiminin 10 Mtep'in üzerine çıkabileceği, 2015 yılından sonra fosil yakıt dışalımını azaltıcı etki yapacağı bulgulanmıştır. Giderek sağlanacak hidrojen üretimi artısıyla, yerli petrol, doğal gaz ve kömür üretiminin sıfırlanabileceği 2065 yılında, yaklaşık 290 Mtep hidrojen üretilebileceği görülmüştür. Hidrojen üretimine bağlı biçimde ulusal kazancın artacağı saptanmıştır. Model bulguları, diğer bazı ülkeler ve dünya geneli için yapılmış benzer çalışmalara koşut durumdadır [62].

### 3.8. Hidrojen Yakıtının Özellikleri

Hidrojenin en önemli özelliği sıvı ve gaz olarak kullanılabilmesidir. Gaz halindeki hidrojen, aynı hacimdeki havadan yaklaşık 14 kez daha hafiftir. İçten yanmalı motorlarda kullanılmakta olan yakıtlarla karşılaştırıldığında ise, sıvı hidrojenin sıvı hidrokarbon yakıtlara oranla yaklaşık 10 kere daha hafif, gaz halindeki hidrojenin ise metan, doğal gaz vb. gaz halindeki yakıtlardan yine 10 kere daha hafif olduğu görülecektir (Tablo 3.1) [63].

Tablo 3.1. Hidrojen, Benzin ve Metanın yakıt özellikleri

| **Özellik** | **Benzin** | **Metan** | **Hidrojen** |
|---|---|---|---|
| Yoğunluk ($kg/m^3$) | 803 | 0.65 | 0.084 |
| Hava içindeki difüzyonu ($cm^2/s$) | 0.05 | 0.16 | 0.61 |
| Sabit basınçta özgül ısısı, (J.g/K) | 1.20 | 2.22 | 14.89 |
| Hava da ateşlenme sınırı (%hacim) | 1.0-7.6 | 5.3-15.0 | 4.0-75.0 |
| Havada ateşlenme enerjisi (mJ) | 0.24 | 0.29 | 0.02 |
| Ateşlenme sıcaklığı ($^oC$) | 228-471 | 540 | 585 |
| Hava da alev sıcaklığı ($^oC$) | 2197 | 1875 | 2045 |
| Patlama enerjisi (g.TNT . k/j) | 0.25 | 0.19 | 0.17 |
| Alev yayılması (emisivitesi) (%) | 34-42 | 25-33 | 17-25 |

Hidrojenin motorlarda yakıt olarak kullanımında avantaj sağlayacak en önemli özelliklerden bir diğeri tutuşma sınırlarının çok geniş yakıt karışım oranlarına uzanmasıdır [64-66]. Hidrojen, hava içerisinde %4 ile %75 oranları arasında bulunduğunda tutuşabilmektedir. Benzin-hava karışımlarında, hava fazlalık katsayısının 0.3-1.7 değerleri arasında tutuşma sağlanabilmekte iken, hidrojen-hava karışımları için bu sınır 0.14-4.35 değerlerine ulaşmaktadır. Hidrojen-hava karışımları, gaz yakıtlara göre de daha geniş tutuşma sınırlarına sahiptir. Örneğin metan-hava karışımlarının tutuşabilmesi için hava fazlalık katsayısının 0.6-1.9 değerleri arasında bulunması gerekmektedir.

Hidrojenin alt ısıl değeri de öteki mevcut motor yakıtlarından daha yüksektir (hidrojen için 119.93 kj/g, benzin için 43.4 kj/g). Ancak hacimsel olarak ele alındığında hidrojenin alt ısıl değeri diğer yakıtlara göre daha azdır (hidrojen için 8.41 Mj/litre, benzin için 31.8 Mj/litre, metanol için 15.9 Mj/litre, metan için 20.8 Mj/litre). Hidrojenin adyabatik alev sıcaklığı ise benzinle aynı mertebelerdedir (hidrojen 2318 K, benzin 2470 K, metan 2148 K) [67].

### 3.9. Hidrojenin Üretimi

Hidrojen sentetik bir yakıt olup, üretim kaynakları son derece bol ve çeşitlidir. Bunlar arasında su, hava, kömür ve doğal gaz sayılabilir. Ancak, sayılan bu kaynaklardan

kömür ve doğal gaz fosil yakıt olup, sınırlı rezerve sahiptir. Ayrıca fosil yakıtların giderek tükenmekte olması, hidrojen üretiminde geniş kaynaklara sahip olan suyun kullanımını daha avantajlı hale getirmektedir. Her türlü birincil enerji kaynağı yardımıyla üretilen hidrojen, günümüzde suni gübreden, nebati yağlara, roket yakıtlarına kadar çeşitli alanlarda kullanılmakta ve bunun için dünyada her yıl 600 milyar metreküp hidrojen üretilmektedir. Hidrojen üretimi için çok eskiden beri bilinen bir yöntem, bileşiği $H_2O$ olan suyun içindeki hidrojeni elektroliz yoluyla ayırmaktır. Burada hidrojen üretimi yöntemlerini tanımlarken, kullanılabilecek birincil enerji kaynaklarını da ayrıca belirtmek yerinde olacaktır. Buna göre hidrojen, fosil yakıtlar yardımıyla olabildiği gibi, güneş, rüzgâr, dalga enerjileri, jeotermal enerji ve biyokütle gibi birincil enerji kaynaklarının hepsi ile aşağıda tanımlanan yöntemlerin her hangi biri ile üretilebilir [68].

- Hidrojenin Fosil Yakıtlardan Üretimi
- Doğalgazın Buhar Reformasyonu
- Parçalı Oksidasyon
- Doğalgazın Termal Olarak Parçalanması
- Kömür Gazlaştırılması
- Biyokütleden Hidrojen Üretimi
- Sudan Hidrojen Üretimi (Elektroliz)
- Suyun Direk Termal Ayrıştırılması(Termoliz)
- Termokimyasal Çevrimler
- Fotoliz
- Bor Mineralinden Hidrojen Üretimi

Günümüzde sanayide kullanılan hidrojen büyük miktarlarda, doğal gaz, petrol ürünleri veya kömür gibi fosil yakıtlardan elde edilmektedir. En çok kullanılan yöntemler, doğal gazın katalitik buhar ıslahı, petrolün kısmi oksidasyonu, buhar demir işlemi ve kömür gazlaştırılması şeklindedir. Bunlardan başka, temel amacı hidrojen üretimi olmakla birlikte başka sanayi maddelerinin üretimi sırasında, yan ürün olarak hidrojen elde edilen yöntemler arasında, klor-alkaliden karşıt klor üretimi, ham petrolün rafineri işleminde hafif gazların üretimi, kok fırınlarında kömürden kok üretimi ve margarin sanayisinde kimyasal hidrojenerasyon işlemleri sayılabilir [69,70].

### 3.10. Hidrojenin Yakıt Olarak Kullanılması

Bir yakıtın her yerde, örneğin, sanayide, evlerde, taşıtlarda kullanılabilmesi büyük önem taşımaktadır. Diğer yakıtlarla karşılaştırıldığında, bunların birçoğunun ancak belirli uygulamalar için kullanılabildiğini görmekteyiz. Kömürü, otomobil veya uçaklarda kullanmak pratik açıdan uygun değildir. Hidrojen ise, hemen her yerde kolaylıkla kullanılabilir. Evlerde, ısıtma amacı ile kalorifer, fırın ve şofbenlerde, doğal gaz yerine rahatlıkla kullanılabilmektedir. Yalnız hidrojenin doğal gaza göre daha az olan yoğunluğu nedeniyle, daha fazla miktarda hidrojenin kalorifer sistemindeki yakıcıya gelmesi gerekir. Hidrojenin oksijenle birleşerek doğrudan yakıldığı bu sistemlerde, atık ürün suyun yanında, alevin yüksek sıcaklığa çıkmasından dolayı az bir miktar azot oksit oluşabilmektedir. Katalitik yüzeylerde alevsiz yakma mümkün olduğundan, bu tür ısıtıcılarda güvenli olarak ve azot oksit oluşmasına yol açmadan da kullanılabilir [68].

Hidrojen yakıtının içten yanmalı motorlarda, yani otobüs, kamyon, otomobil, traktör ile tarım makineleri gibi tüm taşıtlarda kullanılabilmesi, sınırlı rezerve sahip petrol ürünlerinin yerini alması ve çevreye dost bir enerji olması, son yıllarda özellikle araç üreten şirketlerin büyük ilgisini çekmektedir. Benzin veya mazot yerine hidrojen gazı kullanılması durumunda motorların yakma sisteminde bazı değişiklikler yapılması gerekmektedir. Hidrojen yakıtlı motor tasarımlarında bu güne kadar kullanılan 3 temel yöntem aşağıda verilmiştir [70].

Hidrojen ve hava karışımı, değişmez bir oranda silindirlerin emme manifolduna verilmekte olup, motor gücü hidrojen-hava karışım miktarlarını değiştiren bir valf vasıtasıyla ayarlanmaktadır. Sitemde, özellikle yüksek hızlarda düzgün çalışmayı sağlamak için, hidrojen hava karışımına su buharı ilave edilmesi gerekebilir.

Hidrojen gazı basınç altında silindirlere enjekte edilir. Havanın ise başka bir emme manifoldu aracılığıyla ayrı olarak silindirlere geldiği için, hidrojen hava patlayıcı karışımı silindirlerin dışında oluşmaz. Bu yöntem, ilk tarif edilen sisteme göre daha emniyetlidir. Burada motor gücü, hidrojen gaz basıncını 14 atmosfer ile 70 atmosfer arasında değiştirmek suretiyle ayarlanabilir.

Üçüncü yöntemde de, ikinciye benzer şekilde yine silindirlere ayrı ayrı verilen hidrojen ve hava karışımı ile beraber, yüksek basınç yerine hidrojen, normal veya orta basınçta

tutulur ve motor gücü, hidrojen miktarını değiştirmek suretiyle ayarlanır. Burada silindirlere giren hava tutarı değişmediğinden değişim hidrojen-hava karışımında meydana gelir. Böyle bir ayarlama hidrojen hava karışım oranının oldukça geniş bir aralıkta patlama özelliğine sahip olması nedeniyle kolaylıkla gerçekleşebilir.

Hidrojen yakıtlı motorların, benzinli motorlara göre birçok üstünlüğü bulunmaktadır. Bunlardan biri, hidrojenli motorların yüksek verimi, diğeri, belki de en önemlisi, atık ürün olarak sadece su buharı oluşmasıdır. Silindirleri yağlamak için kullanılan petrol ürünlerinden kaynaklanan çok az miktarda karbon monoksit ve hidrokarbonlarla yüksek sıcaklıktan kaynaklanan azot oksitlerinde atık ürünlerin arasında yer alabileceği göz önüne alınmalıdır. Ancak, bu zararlı gazlar, petrol ürünü kullanan taşıtlara göre göz ardı edilebilecek kadar düşük düzeyde olduğu için, hidrojenli motorları tümüyle çevre dostu olarak varsaymak olanaklıdır. Yanma sıcaklığını, atık su buharının bir kısmını yeniden silindire vermek suretiyle düşürmek ve böylece azot oksit miktarlarını azaltma olanağı vardır. Taşıtlarda tümüyle farklı bir yaklaşım olarak, içten yanmalı motorlar yerine, yakıt pilleri ile elektrik üretmek ve elektrik motorları ile taşıta güç sağlamak da mümkündür. Bu tür taşıtlarda havaya atılan zararlı ürün hiç olmayacağı için bunlara, sıfır salınımlı taşıtlar da denmektedir. İster içten yanmalı ister yakıt pilli olsun, taşıtlarda temel sorun, hidrojenlerin güvenli olarak depolanmasıdır. Bu konuda yapılan çalışmalarda, yine 3 ayrı yöntem geliştirilmiş olup, her birinin kendine göre üstünlükleri bulunmaktadır [67].

- Basınçlı hidrojenin, çelik tüpler içine yerleştirerek taşınması, bu güne kadar geliştiren birçok deneme amaçlı hidrojenle çalışan taşıtta kullanılan yöntem olmuştur. Burada görülen en büyük sorun çelik tüplerin kendi ağırlıklarıdır. Benzinli bir otomobil ortalama olarak 65 litre (47 kg) benzin almakta olup, bu da enerji olarak 17 kg hidrojene karşılık gelmektedir.

- Hidrojeni sıvı olarak depolamak ağırlık sorununu çözmekle birlikte, tank hacmi ve maliyeti yükseltmektedir. Diğer bir sorun ise, hidrojenin gaz haline geçmesi ile oluşan kayıplar ve yakıt ikmali zorluğudur.

- Metal hidritler hidrojen depolamak için çok uygun bir yöntem olmasına karşın, bunlarında kendi ağırlıkları ciddi sorun olarak ortaya çıkmaktadır.

Metal hidritlerden, Magnezyum-Nikel, en fazla hidrojen depolaması ve en ucuz olmasına karşın, yine ağırlık olarak taşıta 500 kg gibi bir ek yük getirmektedir. Bir diğer sorun da, hidrojen gazını belli basınç da elde edebilmek için, metal hidritin, 250$^{o}$C ye ısıtılması gereğidir. Bu sıcaklık araç çalışırken egzoz çıkışından elde edilen sıcak gazla sağlanabilmekle beraber, motorun ilk başta soğukken çalıştırılması sorun yaratmaktadır. Bütün bu sorunlara karşın, hidrojenin özellikle, otobüs, kamyon ve traktör gibi ağır taşıtlarda kullanımı gittikçe artmakta ve gelişen teknoloji ile birlikte sorunlar giderek çözülmektedir. Petrolün sınırlı ömrü ve artan çevre kirliliği, hidrojen yakıtı kullanımının yaygınlaşmasına yol açmaktadır.

### 3.11. Yakıt Olarak İçten Yanmalı Motorlarda Hidrojen Kullanılması

Hidrojenin içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanılması konusunda birçok çalışma yapılmaktadır. Fakat bu çalışmalarda benzine göre tasarlanmış olan motorlar kullanılmaktadır ve bu motorlar hidrojen kullanıma imkân sağlayacak şekilde modifiye edilmişlerdir. Hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılmasına ilişkin yapılan ilk incelemelerde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir [71].

- Bazı küçük değişikliklerle benzin motorları hidrojen ile çalışır duruma getirilebilirler. Isıl verimleri benzin motorununkine yakındır.
- Stokiyometrik çalışma şartlarında hidrojen motorunda yüksek miktarda $NO_x$ oluşur. Fakat silindirlere gönderilen karışım fakirleştirilerek $NO_x$ oluşumu azaltılabilir.
- Benzin motorundan hidrojen motoruna çevrilmiş motorda, stokiyometrik hidrojen-hava karışımında %20 güç kaybı meydana gelir.
- Karbüratörlü motorlarda emme manifoldundaki alev tepmesi önemli bir problemdir.

Hidrojen motorunun bu dezavantajları, onun benzin motoru ile rekabet etme şansını azaltmaktadır. Fakat günümüze kadar yapılan çalışmalar ile bu problemler çözülerek, hidrojenin motor verimine ve hava kirliliğinin azaltılmasına olan katkıları görülmüştür. Hidrojenin sıkıştırma oranı yüksek olan motorlarda kullanılması ile de sebep olduğu güç kaybı azaltılabilir. Ayrıca aşırı doldurma uygulanarak ilave güç sağlanabilir. Sıkıştırma oranının arttırılması ve fakir karışım ile hidrojen motorunun ısıl veriminde, benzinli

motora göre %25'lik bir artış sağlanabilir. Fakir karışım ile alev tepmesi önemli miktarda azaltılır [67]. Akaryakıt motorlarında görülen buhar tıkacı, soğuk yüzeylerde yoğuşma, yeterince buharlaşmama gibi sorunlar hidrojen motorlarında yoktur. Hidrojen motorları 20.13 K'de (-253 °C) ilk harekete geçerken bile sorun çıkarmaz [72].

Benzin motoruna hidrojen takviyesi ile yanmamış hidrokarbon emisyonları azaltılarak ısıl verim iyileştirilir. Hidrojen takviyesi yapılan Otto motorlarında küçük bir ön yanma odası mevcuttur. Yanma odası bujinin yerine yerleştirilmiştir. Bu ön yanma odası içinde hidrojen enjektörü ile buji vardır. Esas yakıt ise (benzin, metanol, propan vs.) emme portlarındaki enjektörlerden püskürtülerek silindirlere gönderilir. Hidrojen takviyesi ile esas yanma odası içinde yakılan hidrokarbon esaslı yakıtların çok fakir karışım oranlarında düzgün bir şekilde yakılması sağlanır. Böylece ısıl verim arttırılarak, azot oksit emisyonları önemli derecede azaltılır [73].

Hidrojenin hava ile yanmasının sonucu da, yakıtta karbon bulunmaması nedeni ile yanma ürünleri arasında CO, $CO_2$, HC'ler mevcut olmayacak, sadece motorun yağlama yağının yanması nedeni ile oluşan HC'ler egzoz gazları arasında bulunacaktır. Ayrıca yüksek yanma sıcaklıkları nedeniyle havanın kimyasal reaksiyonu sonucu azot oksitler oluşacaktır [74].

Hidrojenin yanma ürünü su buharıdır ve sınırlı maksimum sıcaklıklardaki $NO_x$ emisyonları ihmal edilebilir. Nitekim hidrojenle çalışan bir içten yanmalı motor, günümüz taşıt motorlarından çok daha az $NO_x$ emisyonuna neden olmaktadır [70].

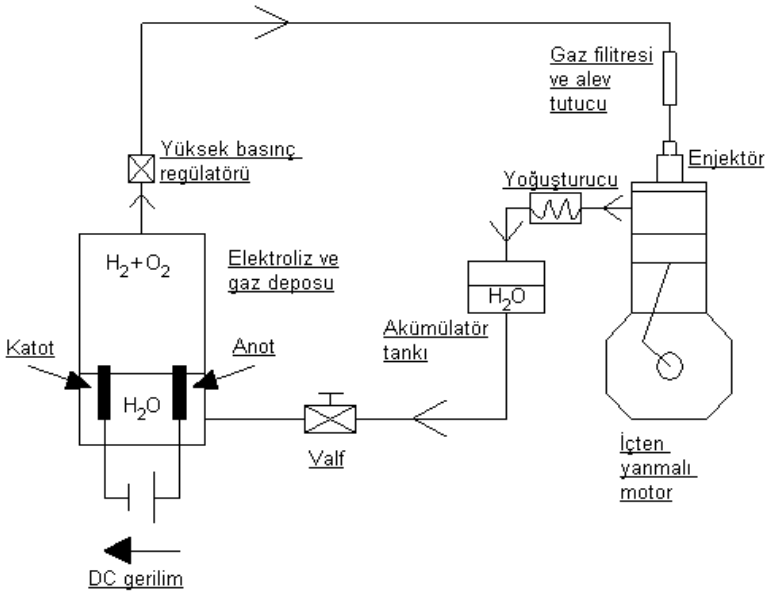
## 3.12. İçten Yanmalı Motorlarda Hidrojen Kullanımının Ortaya Çıkardığı İşletim Problemleri

Hidrojen yakıtlı motorlarda yanma açısından ortaya çıkan en önemli iki sorun, geri tutuşma ve erken ateşleme olaylarıdır. Yanma odasına gönderilen yakıt hava karışımının silindire girmeden önce tutuşması sonucunda motorun emme manifoldu içinde geriye doğru alevin ilerlemesi geri tutuşma olarak tanımlanmaktadır. Bu olay emme sistemi elamanlarını tahrip etmekte ve emniyet açısından sorun oluşturmaktadır. Yanma odasına gönderilen karışımın bujide kıvılcım çakmadan önce sıcak odaklar tarafından tutuşturularak yanmayı istenilenden önce başlatması da erken tutuşma olarak

tanımlanmaktadır. Hidrojenin tutuşma enerjisinin düşük olması bu iki sorunu ortaya çıkarmaktadır [72]. Geri tutuşma hava fazlalık katsayısının (λ) 2 ila 3 arasında olduğu durumlarda oluşmaktadır. Hidrojenin yakıt olarak kullanılabilmesi için bu sorunların ortadan kaldırılması gerekir.

Geri tutuşmanın sebeplerinden biri benzin ile kıyaslandığında hidrojenin tutuşturulabilmesi için daha düşük iyonlaşma enerjisine ihtiyaç duymasıdır. Dolayısıyla hidrojen yakıtlı motorlarda buji kıvılcımından sonra ateşleme sisteminde kalan artık enerji miktarı daha fazla olur. Egzoz zamanı genişleme periyodundan sonra silindir içi basıncının atmosfer basıncına yakın olduğu durumlarda, sistemdeki artık enerji bujide kıvılcım oluşmasına sebep olur. Kıvılcımın oluştuğu nokta çevrimden çevrime farklılık gösterir. Eğer buji kıvılcımı emme zamanında oluşursa, diğer bazı etkenlerle birlikte geri tutuşmaya sebep olur. Artık enerji oluşumunu önlemek için ateşleme sistemi modifiye edilmelidir [75].

Yüksek yük altında, yanma odasındaki sıcak noktalar karışımın erken ateşlenmesine sebep olur. Hidrojenin tutuşma enerjisinin düşük olması nedeniyle; yanma odasındaki sıcak noktalar, supap bindirmesinde sıcak egzoz gazları, çok fakir karışımlarda yanma hızlarının düşük olması nedeni ile yanma süresinin artması sonucu yanan gazlarla yeni karışımın teması, motor yağından gelen sıcak partiküller, yanmayı istenilenden önce başlatabilmektedir. Bu amaçla yanma odası sıcaklığının düşürülmesi gerekmektedir. Bunun için; karışımın bir miktar fakirleştirilmesi, egzoz gazları resirkülasyonu (EGR), yanma odasına su püskürtülmesi, supap bindirmesi süresinin azaltılması, giriş havasının sıvı hidrojen kullanımı sonucu soğutulması gibi çeşitli yöntemler uygulanabilir. Ancak karışıma EGR uygulanması veya gönderilen hidrojenin azaltılması sonucu fakirleştirilmesi çevrimden çevrime olan farklılıkları artıracak ve motorun düzenli çalışmasını önleyecektir. Ayrıca EGR sonucu ortalama efektif basınçta düşecektir [76]. Hidrojen yakıtlı motorlarda hava-yakıt oranı 0,8 olduğunda egzoz gazları içindeki $NO_x$ miktarı maksimum olur. $NO_x$ oluşumunu azaltmak için hidrojene saf oksijen ilave edilmelidir. Bu durum ise sistemi daha karmaşık hale getirir ve taşıt ağırlığını arttırır. Bu sorunun çözümü için kullanılan yöntemlerden biri; taşıt üzerinde suyu elektroliz ederek, açığa çıkan hidrojen ve oksijenin basınç altında depo edilmesidir [73]. Buna örnek olarak Şekil 3.3'de sıfır emisyonlu motor sistemi gösterilebilir.




Şekil 3.3. Sıfır emisyonlu motor sistemi[73]

Hidrojen-hava karışımı içindeki su buharı yanma sıcaklığını azaltacağından maksimum basıncın, dolayısıyla gücün azalmasına sebep olur. Bunun için karışım içindeki su buharı bir yoğuşturucudan geçirilerek su deposuna geri döndürülür. Yanma odası içinde bırakılan su buharı miktarı ayarlanarak yanma hızı ve vuruntu oluşumu kontrol edilebilir [72].

### 3.13. Motor Yakıtı Olarak Doğal Gaz

Doğalgazın büyük bölümünü %90-96 $CH_4$ (metan) gazı oluşturmaktadır. Geri kalan bölümünü ise %2.411 $C_2H_6$ (etan), %0.736 $C_3H_6$ (propan), %0.371 $C_4H_{10}$ (bütan), %0.776 $N_2$ (azot), %0.164 $C_5H_{12}$ (pentan) ve %0.085 $CO_2$ (karbondioksit) oluşturmaktadır.

Doğalgazın, Otto motorlarında yakıt olarak kullanılmasında yarar sağlayacak en önemli özelliği oktan sayısın yüksek oluşudur. Ayrıca ısıl değerinin benzin ve alkole göre yüksek olması da bir avantaj sağlamaktadır. Doğalgaz benzine oranla daha yüksek hava fazlalık katsayısı değerlerinde tutuşma olanağına sahiptir. Böylece motorun fakir karışımla çalıştırılıp, yakıt ekonomisi ve egzoz gazları emisyonu açısından yarar sağlanması da mümkün olmaktadır.

Ancak stokiyometrik karışım içindeki yakıtın hacimsel oranının yüksek oluşu (benzin için %1.65, metan için %9.47) nedeniyle, motorun birim hacmindeki stokiyometrik karışımın ısıl değeri benzine göre %10 mertebesinde daha az olmaktadır. Ayrıca laminer alev hızının da benzin-hava karışımına göre düşük olması, benzin motorlarında, performans açısından olumsuz etkiler yaratmaktadır. Ancak doğalgazın motor performansı üzerindeki bu olumsuz etkisi, sahip olduğu yüksek oktan sayısı avantajı kullanılarak motorun sıkıştırma oranının artırılması sonucunda giderilebilmektedir [77].

Doğalgazın difüzyon katsayısının benzine oranla iki kat fazla olması, hava ile daha kolay ve hızlı karışması, çift yakıtlı motorlarda kullanımı açısından yarar sağlamaktadır. Yüksek performansa ve düşük emisyonlara sahip bir doğalgaz motorunun yapımı doğru sıkıştırma oranının tespiti ile sağlanmaktadır. Bu oran her motor için değişebilir. Sıkıştırma oranının arttırılmasını motor vuruntusu sınırlamaktadır. Doğalgazın yüksek oktan sayısına sahip olması sıkıştırma oranının arttırılabilmesini sağlamaktadır. Genel olarak benzin motorlu taşıtlarda sıkıştırma oran 8:1 ve benzin oktan sayısı 90'dır. Fakat ortalama olarak doğalgaz motorunda sıkıştırma oranı 12:1 ve yakıtın araştırma oktan sayısı, ROS 130, motor oktan sayısı, MOS 105'dir. Oktan sayısı yakıtın kalitesine göre daha da az olabilmektedir. Yüksek oktan sayısı demek; vuruntunun ortadan kalkması, daha uzun buji ömrü, yağlama yağının daha fazla kullanımı ve soğuk havalarda iyi çalışma demektir. Doğalgaz motorlarında sıkıştırma oranının yüksek tutulması önemlidir. Sıkıştırma oranının arttırılması daha fazla ısıl verim sağlar. Isıl verimin artması yakıt tüketiminde azalma demektir. Sıkıştırma oranında bir değişiklik yapılmadan doğalgazın benzin motorlarında kullanılması durumunda güçte %7'lik kayıp meydana gelecektir. Sıkıştırma oranını arttırılması ile motorda benzin yerine doğalgaz yakılması sonucu oluşacak güç kayıplarının üstesinden gelinebilir. Doğalgaz daha hafif moleküler yapıya sahiptir ve silindire giren havanın %10'u teşkil etmektedir. Hava miktarının azaltılması genellikle güç kaybına neden olurken sıkıştırma oranının arttırılması bu durumu azaltabilir. Ayrıca doğalgazın yanması sonucu oluşan maksimum basınç ve sıcaklıklar benzin motorlarından daha düşük olduğundan, sıkıştırma oranının artırılması sonucu artacak olan basınç ve sıcaklıklar tehlikeli boyutlara ulaşmayıp, ancak benzin motorlarındaki değerlere gelecektir. Dizel motorlarının yüksek sıkıştırma oranlarında çalışması ve doğalgazın oktan sayısının yüksek olması nedeni ile sıkıştırma oranının yüksek tutulabilmesinden dolayı, eğer dizel motorlarında uygun değişiklikler

yapılırsa, doğalgazın dizel motorlarında rahatlıkla kullanılabileceğine yaygın olarak inanılmaktadır [77-79]. Doğalgazın difüzyon katsayısının benzine oranla iki kat fazla olması, hava ile daha kolay ve hızlı karışması, çift yakıtlı motorlarda kullanımı açısından yarar sağlamaktadır. Dizel ilkesine göre çalışan motorlarda doğalgaz, ortam içerine yapılan pilot püskürtme yardımıyla tutuşturulabilmektedir. Bu özelliği nedeni ile doğalgaz, benzin ve dizel motorlarında önemli değişiklik yapılmadan kullanılabilmektedir [79].

Doğalgazın korozif özellikleri yoktur. Fakat bazen dünyada değişik bölgelerde elde edilen doğalgaz içerisinde nem olabilmekte; bu da motoru aşındırıcı etki göstermektedir. İçten yanmalı motorlarda, yakıt olarak doğalgazın kullanılması durumunda yanma sonu sıcaklığında düşme olmaktadır. Yanma sonu sıcaklığın düşmesi $NO_x$ emisyonlarında azalma sağlayacaktır. Bunun yanında doğalgazın kullanımı, motorlu taşıtların gürültü düzeyinde azalmalar temin edecektir [80].

Doğal gazın yanması ile açığa çıkan $CO_2$, CO ve hidrokarbon (HC) emisyonları hidrojen ilavesi ile azaltılabilir. Gerçekte, doğal gaza hidrojen ilavesi ile egzoz emisyonunda çok az miktarda HC, $CO_2$, CO ve $NO_x$ oluşumu gözlenir. Hidrojen ve doğal gaz bileşimi Hythane olarak isimlendirilir.

### 3.14. Doğal Gazın Taşıtlarda Kullanımı

Doğal gaz taşıtlarda yakıt olarak iki şekilde depolanır ve kullanılır [81]:

1. *Sıkıştırılmış Doğal Gaz (Compressed Natural Gas - CNG):* 200-250 bar basınçta sıkıştırılıp gaz tüplerinde depolanır. 250 barda atmosfer basınç ve sıcaklığındaki doğal gaza oranla yaklaşık 1/200 hacim kaplar.

2. *Sıvılaştırılmış Doğal Gaz (Liquefied Natural Gas - LNG);* Düşük basınç fakat kriyojenik olarak soğutulmuş tanklarda sıvı (boiling cryogen) olarak atmosfer basıncında −160°C sıcaklıkta çift duvarlı, vakum yalıtımlı tüplerde depolanır. **A**tmosfer basınç ve sıcaklığındaki doğal gaza oranla 1/600 hacim kapladığından, sıvı olarak taşıtların döşeme altında kullanılır.

### 3.15. Doğal Gazın Otto motorlarında kullanımı

Doğal gaz benzin motorlarında fazla bir değişiklik yapılmadan kullanılabilir. Benzin motorları istenildiği zaman benzinle, istenildiği zaman doğal gazla çalıştırılabilir. Doğal gazı benzin motorlarında çok az miktarda kullanmamız mümkün olduğu gibi, tek yakıt olarak da kullanmamız mümkündür. Her iki durumda da egzoz emisyonlarında kirlilik azalmakta, özellikle karbon monoksit miktarında önemli azalmalar olmaktadır. Motorda her iki yakıtta Otto çevrimi ile çalışabilir. Elektrikli ateşleme sistemi aynen kullanılır. Doğal gazın benzin motorlarında kullanılması halinde pilot yakıt, ateşleme sistemi ile karışımın ateşlenmesi durumu mevcut olduğundan gerekmemektedir [82].

Bir benzin motoruna gaz/hava karbüratörünün ilavesi ve ateşleme sisteminin motora uygun olarak yeniden düzenlenmesi ile motorun doğal gaz motoru olarak kullanılabilmesi mümkündür. Bunların dışında doğal gazın depolanması ve depodan motora sevki için gerekli basınç regülatörü, emniyet supabı gibi elemanlar ile sistemin donatılması gerekmektedir [83].

Yüksek basınçta depolanan doğal gazın basıncının regülatörlerle düşürülmesinden sonra gaz karbüratöründe hava ile karışım sağlanmaktadır. Gaz karbüratörlerinin karışımı homojen bir şekilde ve istenen yakıt/hava oranında hazırlanması, motor gücünü düşürmeyecek şekilde akış direncinin mümkün olduğu kadar az olması, motorun tüm çalışma şartlarında emniyetli çalışması, bütün silindirlere aynı yakıt/hava oranında karışım gönderilmesi ve kirletici egzoz emisyonunu düşük seviyede tutacak şekilde karışımın hazırlanması gerekmektedir.

Doğal gaz sahip olduğu yüksek oktan sayısı nedeni ile Otto ilkesine göre çalışan motorlar için uygun bir yakıttır. Ancak, benzine oranla birim kütlesinin sahip olduğu enerji yoğunluğu daha fazla olduğu halde (benzin 43 MJ/kg, doğal gaz 50-52 MJ/kg), stokiyometrik oranlarındaki karışım enerji yoğunluğu benzine oranla daha düşüktür. Bu nedenle aynı motordan alınacak güç, doğal gaz kullanıldığında düşmektedir. Ayrıca yanma hızının da düşük olması, ısıl verim açısından olumsuz etkiler yaratmaktadır. Ancak doğal gazın tutuşma sınırının, fakir karışımlara doğru gidildikçe, benzine oranla daha geniş olması ısıl verimin bu şartlarda daha yüksek olmasına neden olmaktadır.

# 4. BÖLÜM

# SAYISAL ÇALIŞMA

## 4.1. Giriş

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çalışmalarından elde edilen en önemli sonuçlardan birisi, bir tasarım yapılmadan önce bilgisayar simülasyonu aracılığıyla elde edilen veriler yardımıyla verim artırma yöntemleri ve tasarıma yönelik bir takım problemlerin deney aşamasına gelmeden önce rahatlıkla çözülebilmesidir. Ayrıca HAD ile yapılan çalışmalar daha az maliyetli ve daha farklı düşünceler geliştirebilme yönünde büyük katkılar sağladığı için tercih edilmektedir. Yapılan çalışmalar esnasında karmaşık geometri içerisindeki değişiklikler daha kolay ve daha hızlı şekilde yapılabilmektedir. Bu avantajlarından dolayı yapılan bu çalışmada HAD bilgisayar simülasyonu kullanılarak, uygulamada çok pahalı ve zaman gerektiren deneysel araçları kullanmadan önce modelleme ve tasarım için çok önemli zaman ve maliyet kazancı sağlanması amaçlanmıştır.

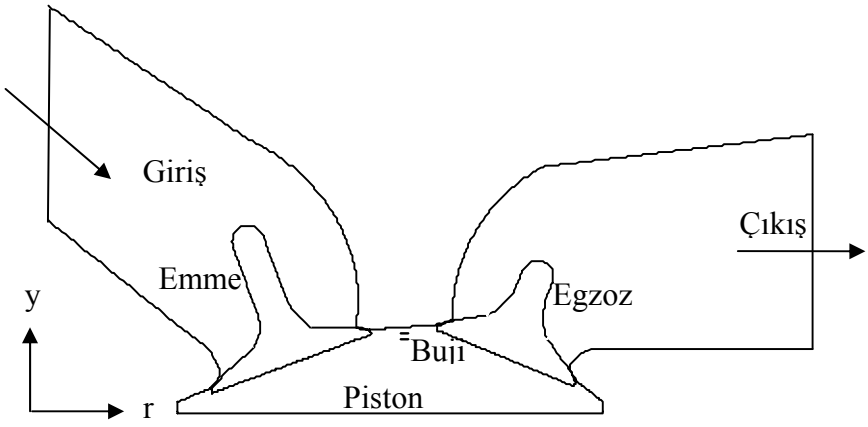
## 4.2. Sayısal Yöntem

Bu çalışmada, yanma odasındaki reaksiyonun modellenmesinde tanımlanan başlangıç ve sınır şartları için korunum ve reaksiyon akışını karakterize eden diferansiyel denklemleri Presto algoritmasına dayanan ve sonlu kontrol hacmi yöntemi ile çözüm yapan HAD programı, FLUENT kullanılarak çözülmüştür. Geometrilerin ve ağ yapılarının oluşturulması için de GAMBIT paket programı kullanılmıştır [84,85].

## 4.3. Model

Bu tezde, ele alınan model Ford 1.8 motorunun boyutları dikkate alınarak oluşturulmuştur. Model iki boyutlu, emme (emme tarafı $20^{o}$) ve egzoz supapları (egzoz

tarafı $22^o$) açılı olarak çizilmiştir (Şekil 4.1). Geometri üzerinde emme ve egzoz supapları arasına orta kısma buji yerleştirilmiştir. Buji uzunluğu ve buji tırnakları arası mesafe 1.3 mm olarak çizilmiştir. Model üzerine yerleştirilen buji tırnakları arasına FLUENT programında mevcut olan buji ateşlemesi kısmından 50 mJ enerji verilmiştir. Motor devri 2000 d/d, ateşleme avansı 690 KMA olarak alınmış, farklı hava fazlalık katsayıları (0.8, 1.0, 1.2 ve 1.4) ve %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ yakıtları için silindir içi yanma parametreleri incelenmiştir.




Şekil 4.1. Model Geometrisi

### 4.4. Sayısal Çözüm Bileşenleri

HAD simülasyonları sıklıkla tekrarlayan adımlar gerektirir. Her problemde daima makul sonuçlara ulaşmak mümkün değildir. İşlem ağ yapısının ayarlanmasını, sınır şartlarının ayarlanmasını, doğru sayısal parametrelerin seçimini, doğru fiziksel modeli bulmayı, iterasyon kontrolü ve son olarak da sonuçları yorumlamayı içerir. Her hangi bir sayısal metodun başlangıç noktasını, kısmi diferansiyel ya da integral denklemler ve sınır şartlarının ayarlanması gibi matematik model oluşturur.

### 4.5. Matematik Model

Her hangi bir sayısal metodun başlangıç noktası, kısmi diferansiyel ya da integral denklemler ve sınır şartlarının ayarlanması gibi matematik modeldir.

Modellemede ihtiyaç duyulan herhangi bir andaki silindir hacmi: Motor çalışmasını karakterize eden ve yaygın olarak kullanılan bazı parametreler kullanılarak aşağıdaki bağıntılarla bulunabilir[86].

Sıkıştırma oranı $r_c$:

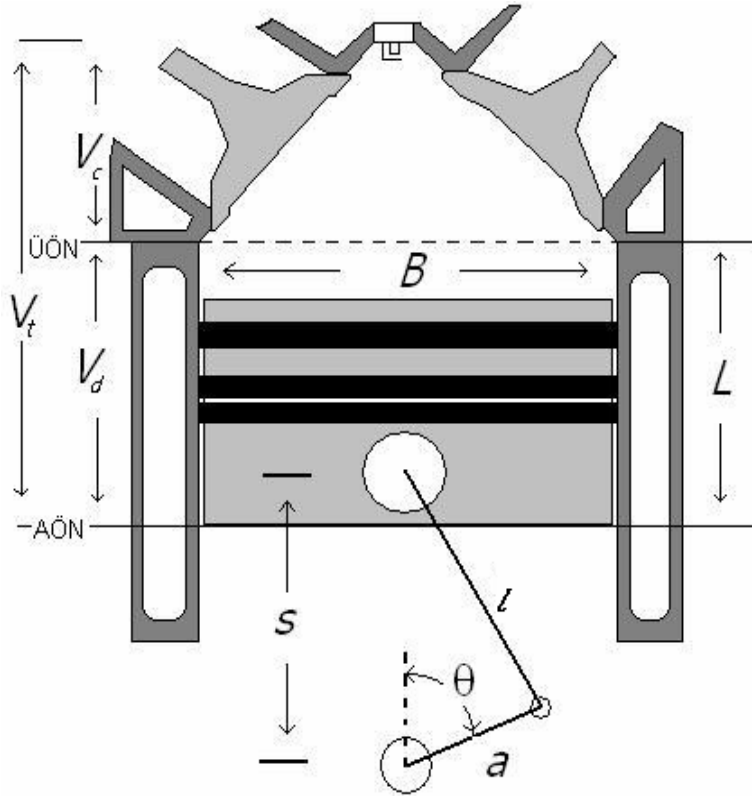
$$r_c = \frac{\text{max silindir hacmi}}{\text{min silindir hacmi}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \tag{4.1}$$

Vd: Strok hacmi

Vc: Sıkıştırma hacmi

Biyel uzunluğunun krank yarıçapına oranı eşitlik 4.2'de verilmiştir:

$$R = \frac{\ell}{a} \tag{4.2}$$




AÖN= Alt Ölü Nokta

ÜÖN= Üst Ölü Nokta

$V_c$= Süpürme hacmi

$V_d$= Yer değiştirme hacmi

$V_t$= Toplam hacim

B= Silindir çapı

L= Strok

s= Krank pini ile piston pini ekseni arasındaki mesafe

$\ell$ = Biyel uzunluğu

a= Krank yarıçapı

θ = Krank açısı

Şekil 4.2. Silindir Geometrisi [87]

Buna ilave olarak strok mesafesi ile krank mili yarıçapı arasında L=2a bağıntısı vardır. Bu parametrelerle ilgili tipik değerler:

$r_c$=8-12 (SI buji ateşlemeli motorlar- Otto motorları)

$r_c$=12-24 (CI sıkıştırma ateşlemeli motorlar- Diesel motorları)

B/L oranı küçük ve orta boyutlu motorlarda (0.8-1.2) arasında olup bu değer büyük boyutlu düşük hızlı dizel motorlarda 0.5'e kadar düşebilir[88].

Biyel kolunun krank yarıçapına oranı olan R küçük ve orta boyutlu motorlarda(3-4) arasında iken bu değer büyük, düşük hızlı dizel motorlarda (5-9) kadar çıkabilir.

Silindir hacmi V, θ'nın herhangi bir değerinde

$$V = V_c + \frac{\pi \times B^2}{4}(\ell + a - s) \tag{4.3}$$

bağıntısı ile bulunabilir.

Bu bağıntıdaki s: krank ekseni ile piston pernosu ekseni arasındaki mesafe olup

$$s = a\cos\theta + (\ell^2 - a^2\sin^2\theta)^{1/2} \tag{4.4}$$

bağıntısı ile bulunabilir.

4.3 ve 4.4 eşitlikleri yeniden düzenlenerek silindir hacminin sıkıştırma hacmine oranı krank mili açısının herhangi bir değeri için

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1)[R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{1/2}] \tag{4.5}$$

şeklinde elde edilir.

Yanma odası yüzeyi alanı A, krank mili açısı θ'nın herhangi bir değeri için

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(\ell + a - s) \tag{4.6}$$

bağıntısı ile verilir. Burada:

$A_{ch}$: Silindir kafası yüzey alanı

$A_p$: Pistonun süpürme yüzey alanı, Düz yüzeyli pistonlar için $A_p = \pi.B^2 / 4$'dir. 4.4 ve 4.6 denklemleri kullanılarak

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi \times B\,L}{2}[R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{1/2}] \tag{4.7}$$

denklemi elde edilir.

### 4.5.1. Yönetici Denklemler

HAD'ın tümü, bir formdan diğerine akış dinamiğinin önemli yönetici denklemlerini, süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerini temel alır. Akışkanlar dinamiğinin tümünü içine alan üç önemli fizik ilkesinin matematik ifadesinin temeli:

- Kütlenin korunumu,

- Momentumun korunumu,
- Enerjinin korunumu' dur.

#### 4.5.1.1. Kütle Korunum Denklemi

Kütlenin korunumu denklemi(Tür transport denklemi)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i m_{i^1}\right) = -\frac{\partial}{\partial x_i} J_{i^1,i} + R_{i^1} \tag{4.8}$$

burada ρ karışımın yoğunluğu, $m_{i^1}$ her bir türün yerel kütlesel oranı, $R_{i^1}$ kimyasal reaksiyonda oluşan yada yok olan kütle oranı ve $J_{i^1,i}$ türbülanslı akışlar için yazılan kütle yayılımıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$J_{i^1,i} = -\left(\rho D_{i^1,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial m_{i^1}}{\partial x_i} \tag{4.9}$$

burada $D_{i',m}$ karışımdaki i' türleri için yayılım katsayısıdır ve şu şekilde ifade edilir:

$$D_{i^1,m} = \frac{1 - X_{i^1}}{\sum_{j^1, j^1 \neq i^1} X_{j^1} / D_{i^1 j^1}}, \tag{4.10}$$

$\mu_t$ türbülans viskozitesi, $Sc_t$ efektif Schmidt sayısı ve türbülanslı akışlar için $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$ ifade edilir (0.7 alır), $D_{i^1 j^1}$ j' türlerinde i' türleri için ikili kütlesel yayılım katsayısıdır ve $D_t$ türbülans nedeni ile oluşan efektif kütle yayılım katsayısıdır.

#### 4.5.1.2. Momentum Korunum Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{4.11}$$

burada P statik basınç ve $\tau_{ij}$ gerilme tensörüdür. Gerilme tensörü ise,

$$\tau_{ij} = \left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_1}{\partial x_1}\delta_{ij} \tag{4.12}$$

burada μ viskozite ve $\delta_{ij}$ Kronecker deltadır ve aşağıdaki özelliklere sahiptir.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \tag{4.13}$$

#### 4.5.1.3. Enerji Korunum Denklemi:

Akış alanında enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho E)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[u_i(\rho E+P)\right]=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i}-\sum_{j'}h_{j'}J_{j'}+u_j(\tau_{ij})_{eff}\right)+S_h \qquad (4.14)$$

burada $J_{j^1}$ $j^1$ türlerinin diffüzyon akısı, $\lambda_{eff}$ efektif ısıl iletim katsayısı, T sıcaklık, $S_h$ kimyasal reaksiyon ısısı ve her hangi bir volumetrik ısı kaynağını temsil eder.

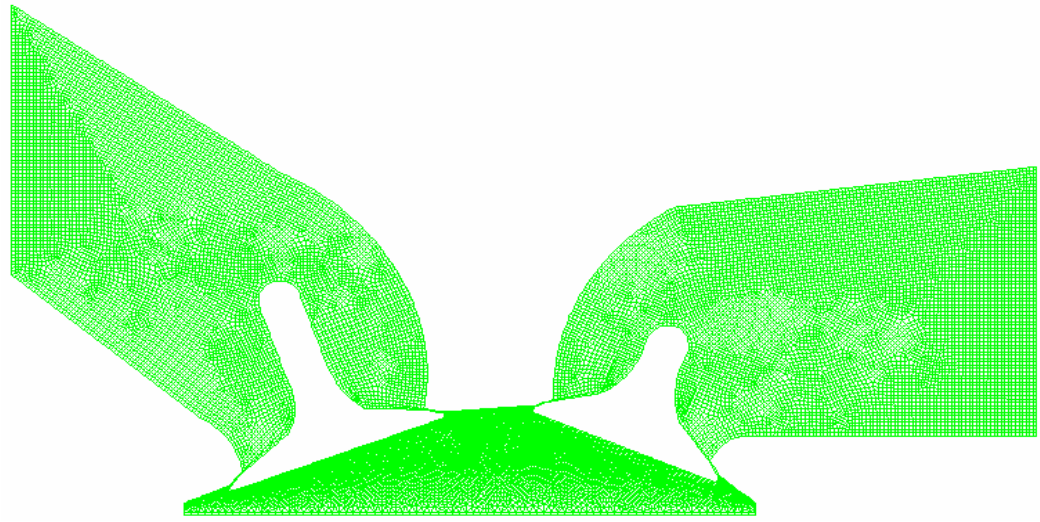
$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}, \qquad (4.15)$$

Burada h hissedilir entalpidir ve ideal gazlar için şu şekilde ifade edilir:

$$h = \sum_{j^1} m_{j^1} h_{j^1} \qquad (4.16)$$

### 4.6. Grid Oluşumu

Bu çalışmada modelin grid oluşumu GAMBIT programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yeterli niceliklerin tümü sağlandıktan sonra, grid çözücü programa FLUENT'e gönderilmeye hazırdır. FLUENT programında türbülans eşitlikleri çözülürken duvara yakın bölgede duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Fiziksel çözüm alanı, piston üst yüzeyi ile silindir kafası arasındaki alandır. Piston üst ölü nokta ve alt ölü nokta arasında hareket etmektedir ve bu fiziksel alan hareketli sınıra sahiptir. Şekil 4.3'de modele ait grid yapısı görülmektedir.





Şekil 4.3. Modelin grid yapısı

### 4.7. Çözüm Metodu

Çözüm metodu probleme bağlıdır. FLUENT sayısal metotlardan birinin seçimine izin verir.

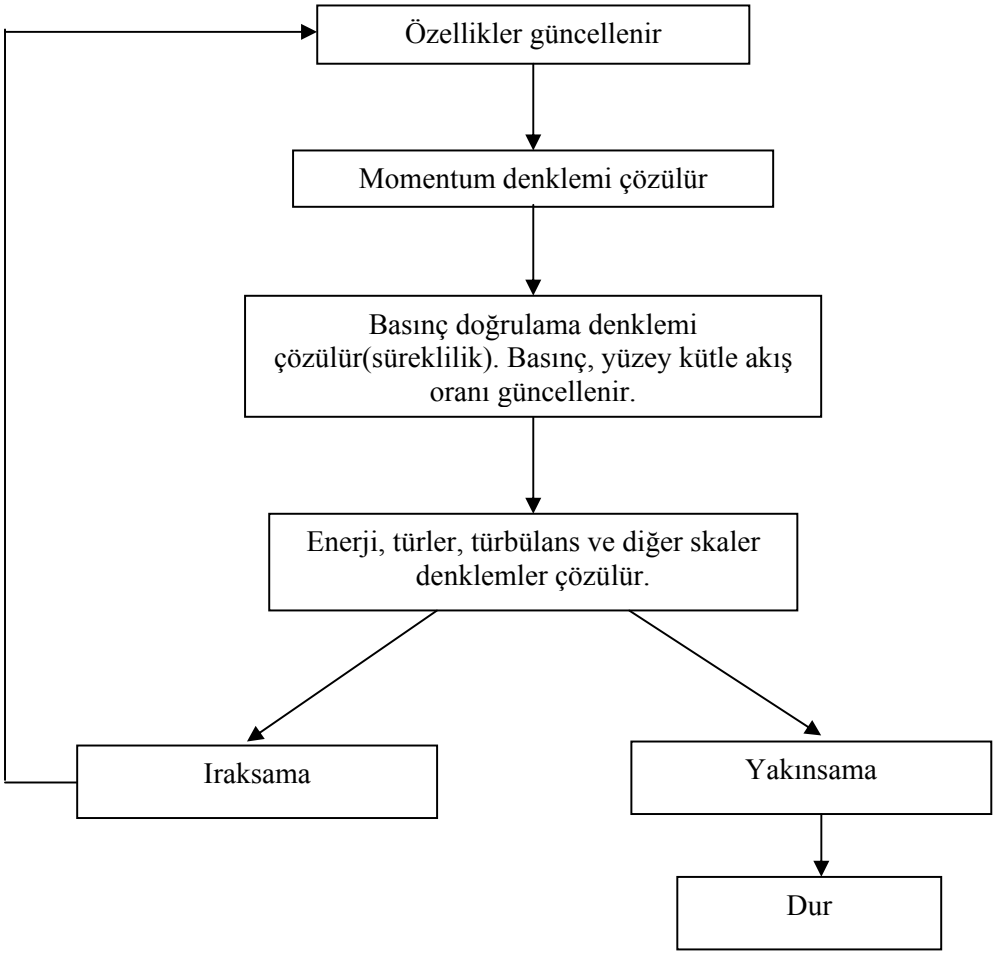
- Ayrılmış (Segregated) çözücü
- Birleşik (Coupled) çözücü

Metodun herhangi birini kullanan FLUENT kütle, momentum, enerji, kimyasal tür ve türbülans denklemlerini içeren korunum denklemlerini kontrol hacim metodu kullanarak çözer. Bu teknikte, ilk olarak hesaplama alanı genel bir hesaplama ağı kullanılarak ayrıklaştırılmış kontrol hacimlerine bölünür. Daha sonra korunum denklemleri ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyükler vb.) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilir. Sonuç olarak, ayrıklaştırılmış denklemler çözülür.

Ayrılmış ve birleşik yaklaşımlar süreklilik, momentum ve (uygun yerde) enerji ve tür denklemlerinin çözülmesi sırasında farklılık gösterirler. Ayrılmış yaklaşımın kullanılması durumunda, yönetici denklemler sıralı bir şekilde çözülür. Yönetici denklemler non-lineer (ve birleşik) olduğundan, çözüm halkalarının bir kaç

iterasyonu yakınsayan çözüm elde edilmeden önce yapılmalıdır. Her iterasyon şekil 4.4' de gösterilen ve aşağıda belirtilen basamaklardan oluşur:

1. Akışkan özelikleri şimdiki çözüme bağlı olarak güncellenir
2. *u, v,* ve *w* momentum denklemleri hız alanını güncellemek için basınç ve yüzey kütle akısı için kullanılan şimdiki değerleri kullanılarak sırasıyla çözülür.
3. Basınç düzeltmesi için "poisson tipi" denklem süreklilik denklemi ve lineerleştirilmiş momentum denklemlerinden türetilir.
4. Türbülans, enerji, türler ve radyasyon gibi skalerler için denklemler uygun yerlerde diğer değişkenlerin bir önceki güncellenmiş değerlerini kullanarak çözülür.
5. İnterfaz bağlantı dâhil edileceği zaman, uygun sürekli faz denklemlerindeki kaynak terimler ayrı bir faz eğri hesaplamaları ile güncelleştirilebilir.




Şekil 4.4. Ayrılmış çözüm metodunun özeti

Yukarıda bahsedilen metodlar denklem setinin yakınsaması için kontrol edilir. Bu adımlara yakınsama kriteri bulununcaya kadar devam edilir. Birleşik çözücüler süreklilik, momentum ve (uygun yerde) enerji ve tür transportu yönetici denklemlerini eş zamanlı olarak çözer. İlave skalerler için yönetici denklemler ayrılmış çözücüler için yukarıda tanımlanan işlemleri kullanarak sırasıyla çözülecektir.

### 4.8. Yakınsama Kriteri

Tekrarlayan çözücüler kullanıldığı zaman, durma zamanını bilmek önemlidir. En yaygın işlem iki başarılı iterasyon arasındaki farkı temel alır. Bu farklar, bazı normlar tarafından ölçülen, önceden seçilen değerden daha küçük olduğu zaman işlem durur. Her bir seviyede iterasyon işlemini durdurma zamanına karar vermek hem doğruluk hem de verim açısından önemlidir. Hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) programı hesaplama alanında her hücre için artıkları hesaplamakta, her bir denklem için bir artık rapor elde ederek bunları çözmektedir. Her akış değişkeni için bu artıklar kullanıcıya her iterasyonda çözümde hata derecesinin bir ölçüsünü vermektedir. İyi yakınsayan çözüm normalleştirilmiş artıkların $1x10^{-3}$ mertebelerinde olduğu bir çözüm olarak tanımlanmaktadır. Ancak, entalpi ve kimyasal türler için bu değer $1x10^{-6}$'dır[85]. Bu çalışmada elde edilen bütün simülasyon sonuçlarında, yakınsama kriteri olarak enerji için $1x10^{-6}$ ve diğer değişkenler için ise; $1x10^{-3}$ değeri kullanılmıştır.

### 4.9. Türbülans Model Seçimi

Gerçekte mühendisliği ilgilendiren tüm pratik akışlar türbülanslıdır. Örneğin, araçları geçen akış, roketler, uçaklar, gemiler ve otomobiller daima türbülanslıdır. Türbülanslı akışlar hız alanlarındaki çalkantılarla nitelendirilirler. Bu çalkantılar momentum, enerji ve kütle konsantrasyonu gibi aktarım (transport) niceliklerinin değişmesine neden olur. Bu çalkantıların küçük ölçeklerde ve yüksek frekansta olmalarından dolayı, pratik mühendislik hesaplamalarında bu çalkantıları direkt olarak modellemek oldukça pahalıdır. Bunun yerine anlık genel denklemler ortalama-zaman, ortalama-Reynolds'a göre tanımlanırlar böylece küçük ölçekler denklemlerden kaldırılır ve daha az maliyette çözüm için değiştirilmiş denklemler elde edilir. Bununla birlikte elde edilen yeni

denklemlerde ilave bilinmeyen değişkenler içerir ve bu değişkenleri bilinen nicelikler cinsinden tanımlayabilmek için türbülans modellerine ihtiyaç duyulur.

HAD'de en sık kullanılan denklemler Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılır(RANS). Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemleri (RANS) tüm türbülans ölçeklerinin modellenmesi ile elde edilen sadece ortalama akış nicelikleri için dönüştürülmüş denklemleri temsil eder. Ortalama akış değişkenleri için bu şekilde çözüm sağlanması büyük ölçüde hesaplamada sarf edilen gücü azaltır. Reynolds-ortalama yaklaşımı genellikle pratikte mühendislik hesaplamalarında tercih edilir ve Spalart-Allmaras, k-ε modellerinde ve RSM gibi modellerde kullanılır[89].

Standart, RNG ve Realizable olmak üzere k-epsilon modelleri üçe ayrılır. Üç modelde k (türbülans kinetik enerjisi) ve $\varepsilon$ (türbülans yayılma oranı) için olan aktarım denklemleri benzer formdadır. Üç model arasındaki temel farklar ise;

- Türbülans viskozitesini hesaplama metodu,
- k ve $\varepsilon$ un türbülans yayılmasını etkileyen türbülans Prandtl sayıları,
- $\varepsilon$ denkleminde kullanılan ve kullanılmayan terimler.

Bu çalışmada türbülans modellemesinde standart *k-ε* türbülans modeli kullanılmıştır. Standart *k-ε* türbülans modeli bazı avantajlarından dolayı seçildi. Bunlardan ilki, şimdiye kadar sayısız çalışmada özellikle yanma odası modellerinde ve motor modellerinde kullanılması. İkici olarak diğer modellere göre iterasyon başına daha az hesaplama maliyeti gerektirmesidir.

### 4.9.1. Standart k-ε Model

Standart *k-ε* türbülans modelinin türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yayılma oranı ($\varepsilon$) için aktarım denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilirler.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k})\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + Gk + Gb - \rho\varepsilon - Y_M \tag{4.17}$$

ve

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu + \frac{\mu t}{\sigma\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(Gk + C_{3\varepsilon}Gb) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.18)$$

Bu denklemlerde $G_k$ ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, $G_b$ kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, $Y_M$ bütün yayılma oranlarında sıkıştırılabilir türbülansta genişleyen çalkantıların katkısını simgelemektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ model sabitleridir. $\sigma_k$ ve $\sigma_\varepsilon$ sırasıyla k ve $\varepsilon$ için türbülans Prandtl sayılarıdır.

Sabitler ise şu şekildedir;
$C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$

### 4.10. Sınır şartları

Problem tanımı yapıldıktan sonra yapılacak işlemlerden biriside uygun sınır şartlarının seçilmesidir. Sınır şartları fiziksel modelin sınırları üzerine akışı ve ısıl değişkenleri belirler. Bu yüzden FLUENT simülasyonlarının kritik bileşenlerinden biridir ve uygun bir şekilde belirlenmesi önemlidir.

Bu çalışmada, sayısal simülasyonlarda akışkan yoğunluğu ideal gaz kanunu kullanılarak hesaplandı. Özgül ısısı karışım kanunu, ısıl iletkenliği ve viskozitesi sabit alınarak FLUENT veri bankası kullanıldı.

Yakıt girişinde (metan - hidrojen), $u_i = U_y$ ve $T = T_{in} = 300$ K,

$l = 0.07 D_H$, $k = \frac{3}{2}(IU_{ort})^2$ ve $\varepsilon = C_\mu^{3/4}\frac{k^{3/2}}{l}$ (4.19)

Silindir duvarlarında $u_r = 0$, $u_y = 0$, $T = T_d = 360$ K, $k = 0$, $\varepsilon = 0$

Piston yüzeyinde, $u_r = 0$, $u_y = U_{pis}(t)$, $T = T_{pis} = 360$ K, $k = 0$, $\varepsilon = 0$
Burada $D_H$ hidrolik çap, *I* türbülans yoğunluğu, *l* türbülans uzunluk skalası'dır.

### 4.11. Dinamik Grid Model

FLUENT de dinamik grid modeli, etki alanının sınırlarında hareket sebebi ile zamanla değişen akış modelleri olduğunda kullanılabilir. Dinamik mesh modelini

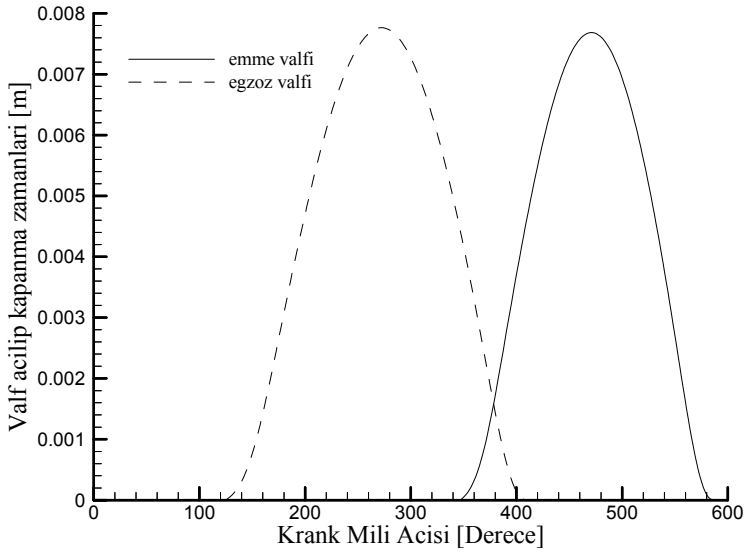
kullanmak için, başlangıç hacim meshi ve modeldeki herhangi bir hareketli bölgenin hareketinin tanımlanmasını sağlamak gereklidir. FLUENT sınır profili ya da kullanıcı tanımlı fonksiyon kullanarak hareketi tanımlamaya izin verir.

Bu çalışmada, ele alınan modelde başlangıçta piston, üst ölü noktada ve valfler kapalı konumdadır. Valflerin açılıp kapanma açılarını belirten bir program (valve.c) oluşturulmuştur. FLUENT programı bu valve.c dosyasını okuyarak emme ve egzoz valflerinin açılıp kapanma zamanlarını ayarlamaktadır. Aynı zamanda dinamik grid kısmında tanımlamalar sayesinde pistonun aşağı yukarı hareketi, valflerin, hareketli ve hareketsiz duvarların tanımlamaları yapılmıştır. Tablo 4.1'de model için ele alınan bazı parametreler gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Dinamik grid parametreleri

| | |
|---|---|
| Krank mili hızı(d/d) | 2000 |
| Başlangıç krank açısı (derece) | 347 |
| Krank periyodu (derece) | 720 |
| Krank açısı adım büyüklüğü (derece) | 0.1 |
| Piston stroku (mm) | 88 |
| Biyel uzunluğu (mm) | 132 |
| Piston stroku kesme (mm) | 10 |
| Maksimum valf yükselmesi (mm) | 0.1 |

FLUENT krank açısının fonksiyonu olarak piston yerini hesaplamak için yerleşik fonksiyon sağlar. Eğer piston hareketi bu fonksiyon kullanılarak tanımlanırsa, piston strokunun ve biyel uzunluğunun belirlenmesine ihtiyaç vardır. Piston stroku kesme ve minimum valf yükselmesi değerleri valf yükseklini ve piston strokunun gerçek değerlerinin kontrol edilmesi için kullanılır. Piston hareketi ve diğer parametreler tablo 4.1'de belirtildiği gibi tanımlanabilirler. Fakat valflerin hareketi farklı yolla tanımlanır. Valflerin hareketini tanımlamak için, valf yüksekliği ile krank açısının değişimini tanımlayan profilleri kullanmak gerekir. Bu modelde kullanılan valve.c programına ait valf yükseklik profilleri şekil 4.5'de gösterilmiştir.




Şekil 4.5. Emme ve egzoz valflerinin profilleri

FLUENT SI birim sistemini kullandığı için, yükseklik profilleri metre olarak kabul edilir. Bu yüzden şekil 4.5'de y ekseni metre olarak yükseklik değerini gösterir.

### 4.12. Yanmanın modellemesi

Bu çalışmada, silindirde gaz yakıtın yanma reaksiyonunu tanımlamak amacıyla doğalgaz (metan) yanması için iki adımlı genel reaksiyon mekanizması ve hidrojen-metan karışımlı yakıt için ise iki(metan) ve tek(hidrojen) adımlı reaksiyon mekanizmalarının birleştirilmesi ile elde edilen üç adımlı reaksiyon mekanizması kullanılmıştır. Bütün reaksiyonlarda tam yanma ve eksik yanma durumları, CO yanması için ayrı bir reaksiyon kullanılarak belirlenmiştir. Yanma modellemesinde kullanılan reaksiyonların bir ve iki basamaklı yanma reaksiyonları aşağıda gösterilmiştir:

$$CH_4 + 3/2O_2 \rightarrow CO + 2H_2O$$
$$CO + 1/2O_2 \rightarrow CO_2 \qquad (4.20)$$

ve

$$H_2 + 1/2O_2 \rightarrow H_2O \qquad (4.21)$$

Hidrojen-metan karışımlı yakıt için yanma reaksiyon mekanizması ise doğalgaz (metan) yanması için iki adımlı reaksiyondan (denklem 4.20) ve hidrojen yanması için tek adımlı reaksiyonun (denklem 4.21) birleştirilmesi ile elde edilen üç adımlı reaksiyon mekanizmasından oluşmaktadır.

Hesaplamalarda kullanılan yanma denklemi şu şekildedir[90];

$$C_nH_{(2n+2)} + \lambda\left(\frac{3n+1}{2}\right)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow nCO_2 + (n+1)H_2O + (\lambda - 1)\left(\frac{3n+1}{2}\right)O_2 + \lambda\left(\frac{3n+1}{2}\right)3.76.N_2$$

$(\lambda \geq 1)$ (4.22)

Bu denklemdeki λ hava fazlalık katsayısıdır. Karışım oranını tanımlayan hava fazlalık katsayısı, yanma hızını, dolayısıyla açığa çıkan ısı miktarını, basıncını ve sıcaklığın değişimini etkiler. Buji ateşlemeli motor emisyonlarını belirlemede en önemli değişken yakıt hava eşdeğerlik oranıdır. Eşdeğerlik oranı (ϕ), hava fazlalık katsayısı(HFK, λ) ile ters orantılıdır (ϕ=1/ HFK). ϕ'nin değeri karışımın fakir (ϕ<1), stokiometrik (ϕ=1) yada zengin (ϕ>1) olması hakkında fikir verir. Zengin karışım durumunda hava miktarı stokiometrik değerden daha düşüktür ve yakıtın yanması için hava yeterli değildir. Bu durumda hidrojen tercihen oksijenle birleşir ve karbonun tamamının $CO_2$'ye dönüşmesi için yeterli oksijen yoktur. Bunun sonucu olarak karbonun bir kısmı CO'ya dönüşür.

Yanma odasına olan ısı transferinin değeri yakıt debisinin ayarlanmasıyla elde edilir. Karışımın kütlesi [kg], yanma ürünlerinin kütlesine eşittir ve aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanabilir:

$$2+14n+\lambda(205.92n+68.64) = A \quad (4.23)$$

Karışımın her bir bileşeninin kütle oranları;

$$m_{fCnH2n+2} = \frac{14n+2}{A}, \qquad m_{fO_2} = \frac{16\lambda(3n+1)}{A}, \qquad m_{fN_2} = \frac{52.64\lambda(3n+1)}{A} \quad (4.24)$$

ve yanma ürünlerinin her birinin kütle oranları;

$$m_{fCO_2} = \frac{44n}{A}, \qquad m_{fH_2O} = \frac{18(n+1)}{A},$$
$$m_{fO_2} = 16\frac{(\lambda-1)(3n+1)}{A}, \qquad m_{fN_2} = \frac{52.64\lambda(3n+1)}{A} \quad (4.25)$$

ile hesaplanır.

Silindire giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oranları, kullanılan yakıtın alt ısıl değerleri(kj/kg) ve yakıtın toplam kütlesi(kg) çarpılarak toplam ısı (kj) değeri, matematiksel formda aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$Q_T = m_{yakıt}.H_a.M_{yakıt} \tag{4.26}$$

$m_{yakıt}$ doğal gaz ve hidrojenin kütlesel oranları, $H_a$ alt ısıl değer, $M_{yakıt}$ yakıtın toplam kütlesidir.

Çevrimin yaptığı iş (W), eşitlik 4.27 kullanılarak hesaplandı.

$$W = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \Delta P.\Delta V \tag{4.27}$$

Burada $\alpha_1$ ve $\alpha_2$ krank mili açılarını temsil etmektedir. $\alpha_1$=360$^o$KMA ve $\alpha_2$=1080$^o$KMA aralığında, ortalama basınçlar (ΔP), eşitlik 4.5 kullanılarak hesaplanan toplam hacim (ΔV) ile çarpılarak net iş hesabı yapılmıştır.

$\alpha_1$=360$^o$KMA ve $\alpha_2$=1080$^o$KMA aralığında elde edilen net işin hesaplanmasında;
360 - 540 $^o$KMA aralığında emme olayı gerçekleşmekte yapılan iş negatif (-),
540 - 720 $^o$KMA aralığında sıkıştırma olayı gerçekleşmekte yapılan iş negatif (-),
720 - 900 $^o$KMA aralığında yanma olayı gerçekleşmekte yapılan iş pozitif (+),
900 - 1080 $^o$KMA aralığında genişleme olayı gerçekleşmekte yapılan iş negatif (-),
olarak alındı. Negatif ve pozitif işler toplanarak net iş hesaplandı.

Çevrimin yaptığı işin çevrime giren ısıya oranı çevrimin ısıl verimini ($\eta_{ısıl}$) verir ve matematiksel olarak,

$$\eta_{ısıl} = \frac{W}{Q} \tag{4.28}$$

şeklinde ifade edilir[56]. Burada W(iş) eşitlik 4.27'den ve Q(ısı) eşitlik 4.26'dan hesaplanmıştır.

### 4.13. Girdap Ayrışma Modeli (Eddy Dissipation Model)

Girdap ayrışma modeli diğer bir ifade ile Magnussen model, ön karışımlı, kısmi ön karışımlı ve difüzyon yanma problemlerinin tahmininde yararlıdır. Bu model ile iyi tahminler yapılabilir, ancak tahminlerin kalitesi kullanılan türbülans modelinin

performansına bağlıdır. Bir türbülanslı model tam gerçekleştirilemez ise akış tahmini yanma simülasyonunun kalitesi, uygun olmayacaktır [91].

Yanma odası içerisindeki reaksiyon akışında, tepkimeye girenler ve ürünler için reaksiyon oranları, denklem (4.29a,b)'de verilen Arhenius reaksiyon oranı ve girdap ayrışma modeli kullanılarak hesaplanmıştır.

$$R_{i',k} = v'_{i',k} M_{i'} A\rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{m_R}{v'_{R,k} M_R}$$

$$R_{i',k} = v'_{i',k} M_{i'} AB\rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P m_P}{\sum_{j'}^{N} v''_{j',k} M_{j'}} \qquad (4.29a,b)$$

Denklem (4.29a,b)'deki $v'_{i',k}$ k reaksiyonundaki tepkimeye giren $i'$ türü için stokiometrik katsayısını, $v''_{j',k}$ tepkimeden çıkan $j'$ türü için stokiometrik katsayısını, M türlerin moleküler ağırlığını, $m_P$ tepkimeden çıkan her bir türün (P) kütle kesrini, $m_R$ tepkimeye giren her bir türün (R) kütle kesrini göstermektedir. A ve B deneysel sabitlerdir ve sırasıyla 4.0 ve 0.5'e eşittir. Girdap ayrışma modeli, girdap içeren tepkimeye giren ve çıkan ürünlerin yayılım oranı ile reaksiyon oranı arasında bir bağlantı kurmaktadır. (k/ε) ise Spalding'in [92] girdap ayrışma modeline göre türbülanslı girdapların zaman skalasını temsil etmektedir.

### 4.14. Girdap Ayrışma Kavramı (Eddy-Dissipation-Concept (EDC) Model )

Girdap ayrışma kavram (EDC) modeli türbülanslı akışlarda kimyasal mekanizmaların ayrıntılarını içeren, girdap ayrışma modelinin bir uzantısıdır. Reaksiyonun ince skala olarak adlandırılan küçük türbülans yapılarında olduğu varsayılır. İnce skalanın hacimsel oranı şu şekilde modellenir:

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{\nu\varepsilon}{k^2}\right)^{3/4} \qquad (4.30)$$

Burada * işareti ince skala niceliğini, $C_\xi$ hacimsel oran sabitini (2.1377), $\nu$ kinematik viskoziteyi göstermektedir.

Türlerin zaman skalası üzerinde ince yapıda reaksiyona girdiği varsayılır;

$$\tau^* = C_T(\frac{\nu}{\varepsilon})^{1/2} \tag{4.31}$$

Burada $C_T$ sabit zaman skalası ve 0.4082'ye eşittir.

Ortalama i türü için korunum denklemindeki kaynak terim, denklem 4.32'de ki gibi hesaplanır;

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^*[1-(\xi^*)^3]}(Y_i^* - Y_i) \tag{4.32}$$

Burada $Y_i^*$ ince skala türleri kütlesel oranıdır.

EDC model türbülanslı reaksiyon akışlarını içeren ayrıntılı kimyasal mekanizmaları içerebilir. Bununla birlikte, tipik mekanizmalar devamlı sert ve sayısal integrasyonları sayısal olarak pahalıdır[85].

### 4.15. Radyasyon Modeli

Silindir içerisinde yanma olayında yüksek sıcaklıklar (2200-2300°C) oluşmaktadır[56]. Bu yüzden motorlarda ısı transferi önemlidir ve sıcaklık dağılımının daha doğru tahmini için, radyasyon modelini içermesi gereklidir

Bu çalışmada, sıcaklık alanının daha doğru olarak tahmin edilmesi amacı ile sayısal simülasyonlarda iyi yakınsayan çözümler vermesi, hesaplama zamanının çok uzun olmaması ve kullanılan model için uygun olması nedeniyle P-1 radyasyon modeli kullanılmıştır. Bu modelin detayları kaynak [84,85] de bulunabilir. P-1 model, radyasyon yoğunluğunun (I) genişlemesine dayanan P-N modelin en basit durumudur. Bu model radyasyonun bütün yüzeylere yayıldığını kabul eder.

P-1 modeli için radyasyon akısı şu şekilde elde edilir.

$$q_r = -\frac{1}{3(a+\sigma_s) - C\sigma_s}\nabla G \tag{4.33}$$

Burada, a emme katsayısı, $\sigma_s$ saçılma katsayısı, G yüzeye gelen radyasyon, C eş yönlü olmayan doğrusal faz fonksiyon katsayısını (-1 ile +1 aralığında) göstermektedir. Sayısal simülasyonda kullanılan FLUENT programı [85] yerel radyasyon yoğunluğunu belirlemek için aşağıdaki denklemi çözmektedir:

$$\nabla(\Gamma\nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = 0 \tag{4.34}$$

$$\Gamma = \frac{1}{(3(a+\sigma_s) - C\sigma_s)} \tag{4.35}$$

Buradan denklem 4.33 kısaca şu şekilde ifade edilebilir.

$$q_r = -\Gamma\nabla G \tag{4.36}$$

G için transport denklemi;

$$\nabla(\Gamma\nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = S_G \tag{4.37}$$

Burada σ Stefan-Boltzmann sabiti, $S_G$ kullanıcı tanımlı radyasyon kaynağıdır. FLUENT bu denklemi P1 model açıldığı zaman yerel radyasyon yoğunluğunu tanımlamak için çözer.

# 5. BÖLÜM

# DENEYSEL ÇALIŞMA

## 5.1. Deney Düzeneği ve Kullanılan Ölçü Aletleri

Deneyde Cussons P8601 marka çok silindirli motor deney düzeneği kullanılmıştır. Bu deney düzeneği iki bölümde incelenebilir.

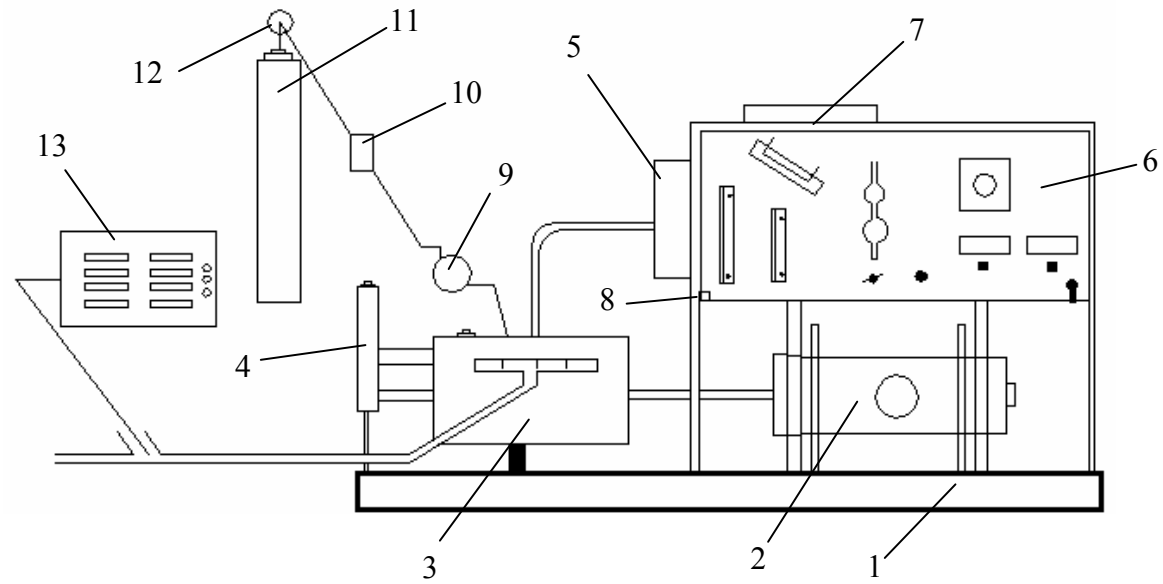
a) Dinamometreye bağlı ve güvenlik korumalı üniversal şaft, soğutma sistemi, akü, çelik temel plakası.

b) Büretli, akış ölçümlü yakıt sistemi, hava akış ölçüm sistemi ve su freni kontrolü için elektrik devreler içeren enstrüman paketi taşıyan üst iskelet.

Şekil 5.1'de deney düzeneği ve Şekil 5.2'de deney düzeneğinin şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 5.1. Deney düzeneği

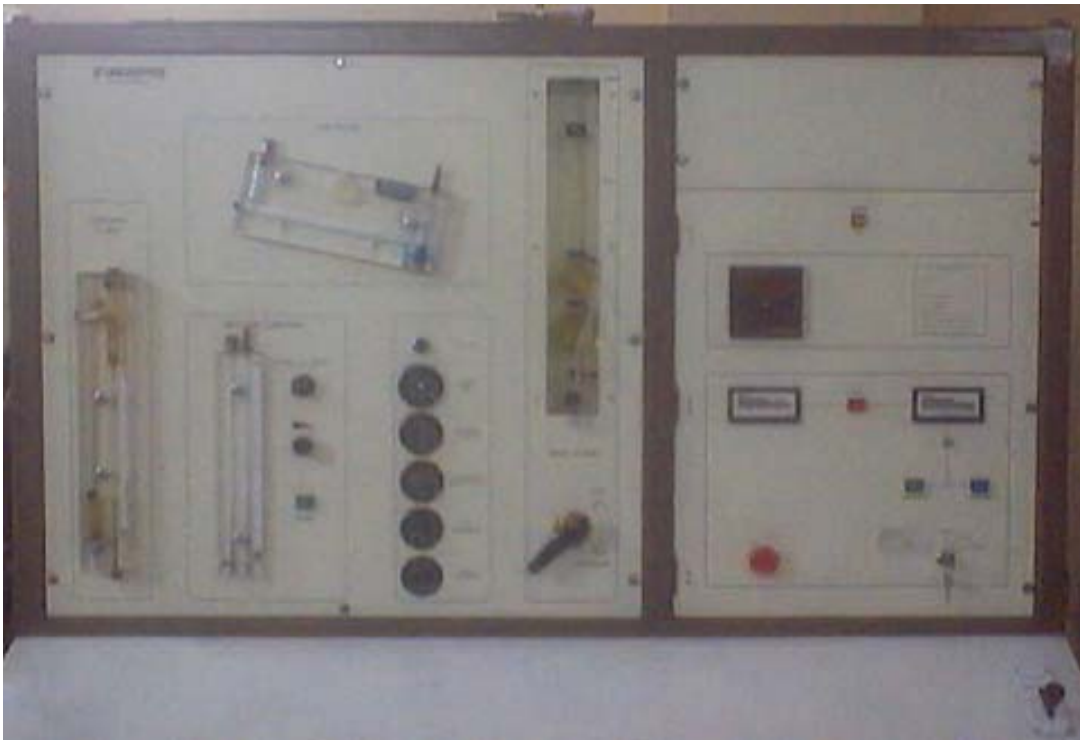



Şekil 5.2. Deney sisteminin şematik görünümü (Cussons P8601 Motor Test Düzeneği)

1-Deney düzeneği şasisi, 2-Hidrokinetik dinamometre, 3-Deney motoru 4-Soğutma sistemi, 5-Hava giriş tankı, 6-Kontrol paneli, 7-Ana yakıt tankı, 8-Yakıt seçici anahtar, 9- Regülatör, 10- Kütlesel akış ölçer, 11-Yakıt tankı, 12- Manometre, 13-Egzoz gaz ölçüm cihazı

## 5.2. Kontrol Paneli

Motor çalışır durumdayken çeşitli işletme değerlerini kontrol veya tespit etmek için deney kontrol düzeneğinde yakıt, hava debisi, motor hızı, motor yükü, motor yağ basıncı, emme manifold basıncı, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, emme havası sıcaklığı, yakıt sıcaklığı ölçümü ile gaz ve yük kontrolü bulunmaktadır. Bunların yardımıyla istenilen deney koşulları oluşturulup veriler sağlıklı şekilde toplanabilmektedir (Şekil 5.3).



Şekil 5.3. Deney düzeneği kontrol paneli

### 5.3. Hidrolik Dinamometre (Su Freni)

Motorların performans karakteristikleri olan efektif güç, moment ve özgül yakıt tüketiminin motor devrine bağlı olarak tespit edilebilmesi için motorun yüklenerek çıkış milindeki momentin belirlenmesi gerekmektedir. Yükleme sistemleri genelde dinamometre veya 'fren' adını almakta olup, motorun çıkış miline uygulanan kuvvete de yük adı verilmektedir.

Çalışmada hidrokinetik veya diğer bir adıyla hidrolik dinamometre kullanılmıştır. Kullanılan dinamometre (su freni), deney düzeneğine monte edilmiş düşük ve orta hızlarda, motorlar tarafından üretilen gücü ölçmek için tasarlanmıştır. SG 16 Su freni Güç/Hız eğrisi için maksimum 164 kW (220 BG)'ye kadar olan güçleri ve 7500 d/d'ya kadar olan hızları göz önünde bulundurabilir. Emilecek olan güç su freni şaftından rotora aktarılır. Motor şaft bağlantısı muylu yataklarına monte edilmiş bir koruyucu kaplama ile çevrelenmiş ve bir yük sensörüne bağlanmış bir moment kolu sayesinde bağlantının dönmesi engellenmiştir. Moment, moment kolu ve yük ölçme sistemleri yoluyla ölçülmektedir.

### 5.4. Moment ölçümünün hesaplanması

Moment ölçüm sistemi ve prensip şeması Şekil 5.4'de görülmektedir. Frenleme momenti doğrudan ölçülemediği için bu momente karşılık gelen kuvvet (F) ölçülerek moment kolu uzunluğu (b) ile çarpılır. Moment kolu uzunluğu 0.2865 m'dir. Yük hücresi donanımında ölçülen F (N) değeri ve b (m) moment kolu uzunluğuna bağlı olarak motorun ürettiği moment (T):

$$T = F.b \tag{5.1}$$

şeklindedir. Optik takometreden okunan motor devri n (d/d) ise, motorun efektif gücü (Pe ) eşitlik 5.2'deki formülle hesaplanır:

$$Pe = T.\ \omega \tag{5.2}$$

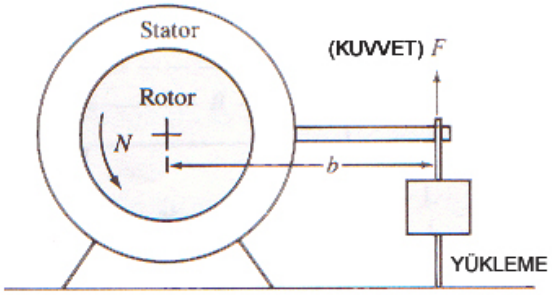
Burada ω, açısal hızdır ve birimi rad/s'dir.

$$\omega = 2.\pi.n / 60 \tag{5.3}$$

yukarıdaki eşitliklerden

$$Pe = n.T / 9549 \tag{5.4}$$

kW olarak elde edilir.




Şekil 5.4. Moment ölçüm sistemi ve prensip şeması

### 5.5. Deney Motoru

Deneyde kullanılan motor kauçuk titreşim sönümleyici bağlantılarla test yatağındaki çelik destek yapıya oturtulmuştur. Deney Motoru 4 silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı, buji ateşlemeli Ford 1.8 motorudur. Motorun teknik özellikleri Tablo 5.1'de ve görüntüsü de şekil 5.5'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Deney motorunun teknik özellikleri

| | |
|---|---|
| Emisyon standardı | 15.04 |
| Motor Tanıma Kodu | RDA |
| Ateşleme Sırası | 1-3-4-2 |
| Bore (Silindir çapı) | 80.6 mm |
| Stroke | 88 mm |
| Motor Hacmi | 1796 cc |
| Sıkıştırma Oranı | 10:1 |
| Maksimum Motor Devri | 5950 d/d |
| Güç (DIN) | 77 kW, 105 PS |
| Tork (DIN) | 153 Nm, (4000 d/d) |

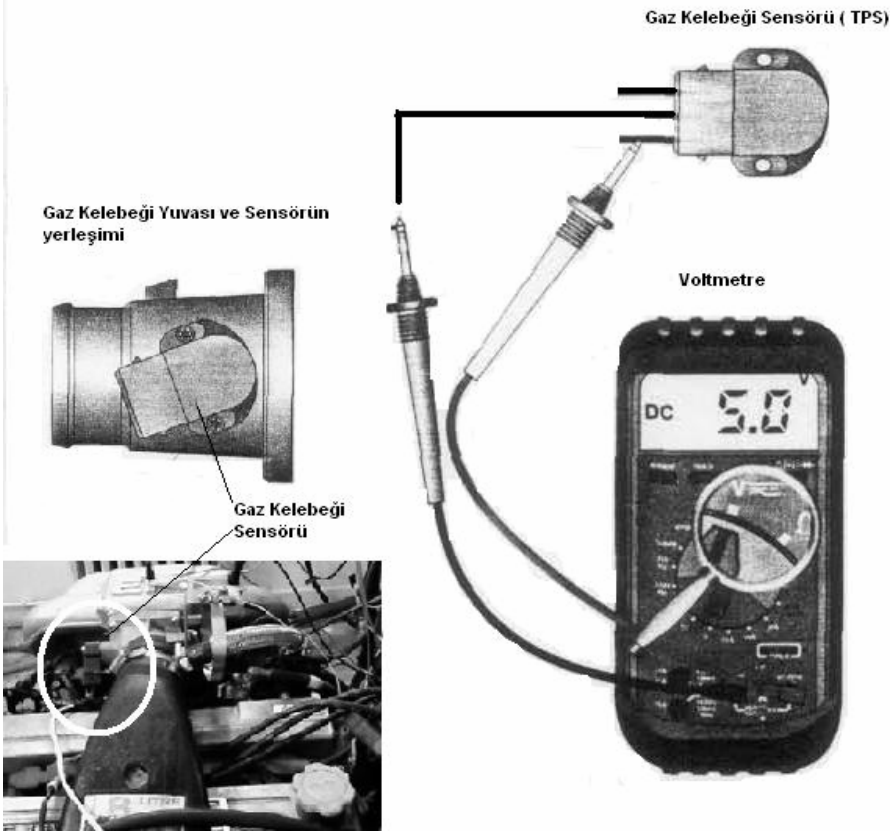


Şekil 5.5. Deney Motoru

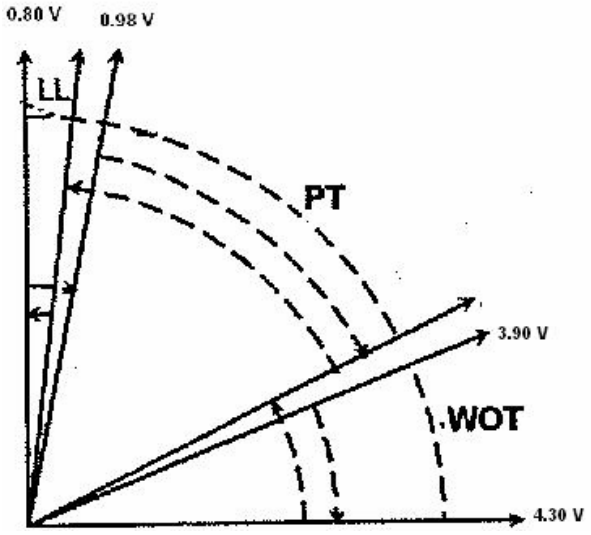
## 5.6. Gaz Kolu Kelebeğinin Konumunun Belirlenmesi

Deneylerde tam yükte Deney motoru üzerinde gaz kolu kelebeğinin konumunu belirlemek için sisteme bir voltmetre yerleştirildi. Gaz kolu kelebeği sensörüne

bağlantısı yapılan voltmetreden voltaj değerleri okundu(Şekil 5.6). Okunan bu voltaja karşılık gelen gaz kelebeği açısı belirlenmiş oldu(Şekil 5.7).




Şekil 5.6. Gaz kolu kelebek ayarının sistem üzerinde gösterilmesi




| Gaz Kelebeği Açısı [°] | Ölçülen Voltaj [ Volt ] |
|---|---|
| 10 | 0,98 |
| 20 | 1,32 |
| 30 | 1,65 |
| 40 | 1,99 |
| 50 | 2,35 |
| 60 | 2,65 |
| 70 | 3,05 |
| 80 | 3,45 |
| 90 | 3,9 |
| 100 | 4,3 |

Şekil 5.7. Gaz kelebeği konumu

## 5.7. Basınç sensörü

İçten yanmalı motorlarda amaç, kimyasal enerjiyi mekanik işe çevirmektir. Mekanik iş, gaz basıncının piston üzerindeki etkisiyle gerçekleştirilir. Bu yüzden silindir gaz basıncı doğrudan motorun performansı ve çıkış gücünü etkilemektedir.

Sistemde kullanılan basınç sensörü AVL firmasının ürettiği kuvars piezoelektrik basınç sensörüdür. Kuvars kristal silindir şeklindedir ve iki temel piezoelektrik etkiye sahiptir. Birincisi enine ikincisi ise boyuna etkidir. Enine etkide sensörün kristal, yapısına y düzleminde bir kuvvet uygulanır ve x düzleminden gerilim elde edilir. Boyuna etkide ise kristalin x düzlemine kuvvet uygulanmakta yine x düzlemi üzerinden gerilim elde edilmektedir. Çalışmada kullanılan basınç sensörü şekil 5.8'de ve kullanılan basınç sensörünün özellikleri de Tablo 5.2'de görülmektedir.

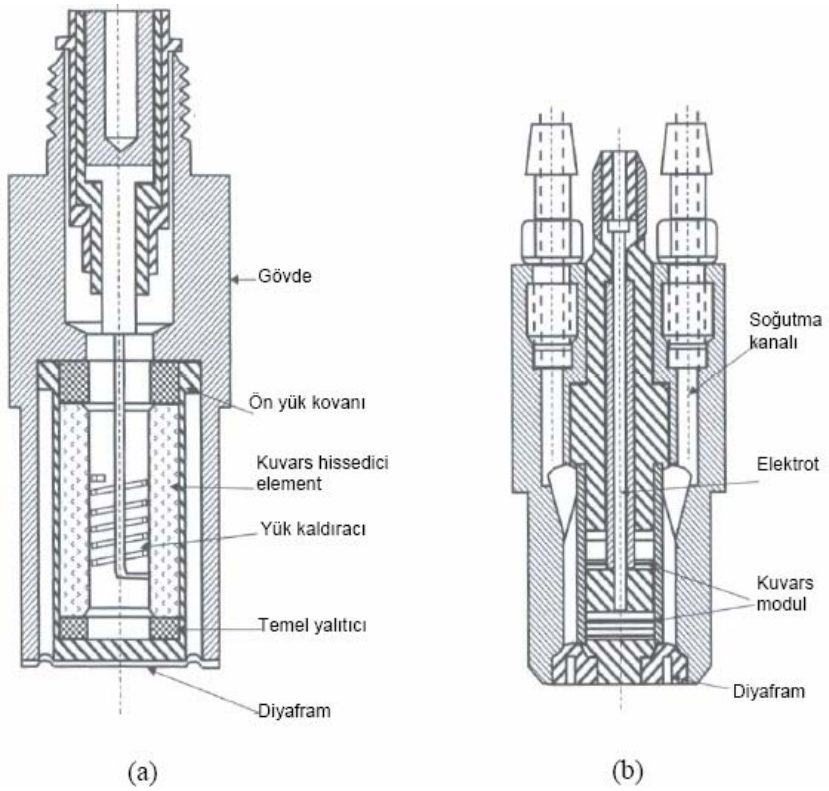
Tablo 5.1. Basınç Sensörünun Özellikleri

| | |
|---|---|
| Tip | 8QP500c |
| Dinamik Ölçüm Aralığı | 0-150 bar |
| Duyarlılık | 11 pC/ bar |
| Çözünürlük | 0.004 bar |
| Kapasitans | 3.1 pF |
| Doğal Frekans | 100 kHz |
| İvme Duyarlılığı | 0.002 bar/g |
| Doğrusallık | <±0.6 % FSO |



Şekil 5.8. Piezoelektrik Basınç Sensörü

Kuvars kristal silindir şeklinde kesilmektedir. Silindir basıncı arttığı zaman kuvars kristal yanma odasındaki metal diyafram tarafından sıkıştırılmaktadır. Bu sıkıştırmadan dolayı silindirin iç ve dış yüzeyleri arasında gerilim oluşmakta, oluşan bu gerilim, kristalin üzerindeki kuvvetle orantılı olarak piko kulomb (pC) olarak ölçülmektedir. Bu özellik, piezoelektrik olarak adlandırılmaktadır.



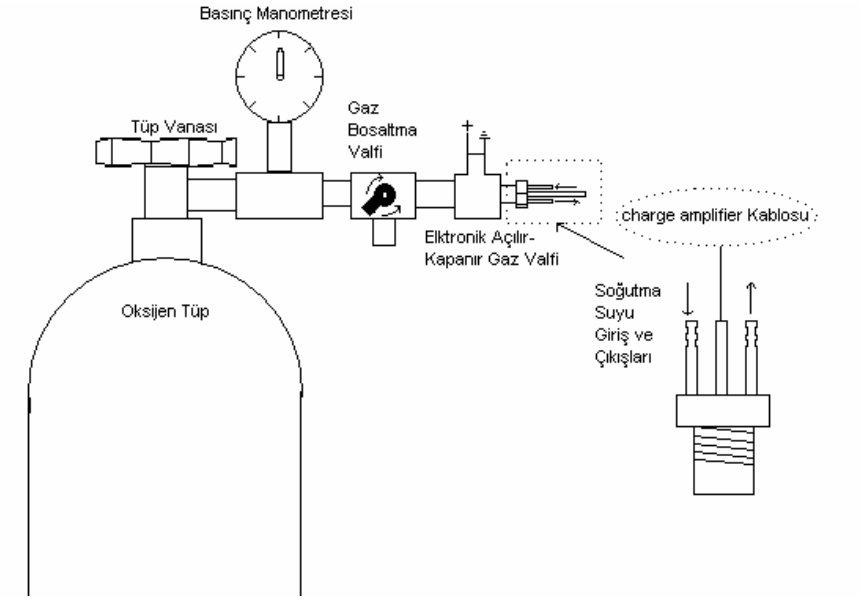

Şekil 5.9. Piezoelektrik basınç sensörleri [93]

Silindir içerisinde sıcaklığın artışıyla basınç sensörünün gövdesi genleşmekte ve kristal ön bir sıkıştırmaya maruz kalmaktadır. Bunu dengelemek için metal bir yonga plakası kuvarsın alt katına eklenmiştir ve gövdeyle beraber genleşmektedir. Piezoelektrik sensörler dış soğutma kanalı ve sıcaklık dengeleyici ile birlikte üretilmektedirler (Şekil 5.9). Deneyde kullanılan basınç sensörü de su soğutmalı olup şekil 5.9b'deki yapıya sahiptir. Piezoelektrik sensörlerde alev çarpmasından veya vuruntudan kaynaklanan hataları azaltmak için alev koruyucu bulunmaktadır. Diyaframın silikon kauçukla kaplanmasıyla ısı transferi önlenmekte ve hata limitleri azaltılmaktadır [93]. Su soğutma sistemi, sensörün termal şoklardan en az düzeyde etkilenmesini sağlamaktadır.

### 5.7.1. Basınç Sensörü Kalibrasyonu

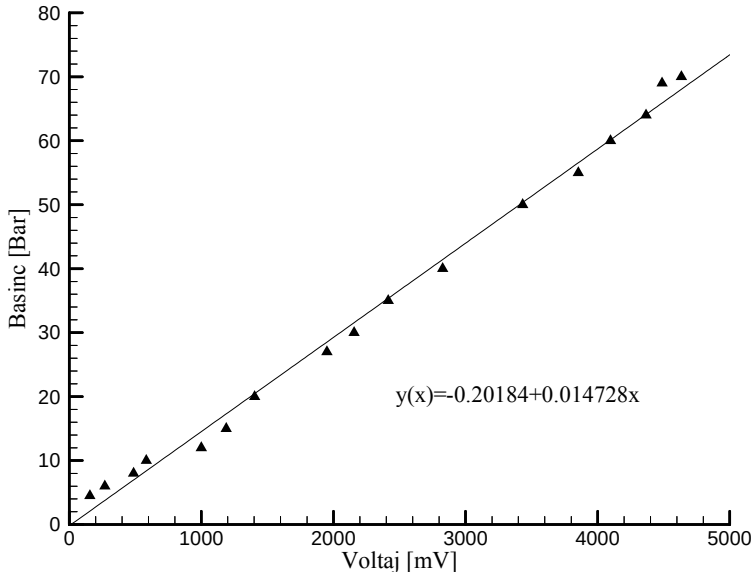
Kalibrasyon, basınç çıkışı ve voltaj çıkışı arasındaki ilişkinin bilinmesi için önemlidir. Bu ilişki doğrusal olmak zorundadır. Deneye başlamadan önce mevcut basınç sensörünün kalibrasyonu gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyonlarda gaz olarak oksijen ve G108 kodlu sensör kullanılmış deneyler bu sensör ile gerçekleştirilmiştir. Oksijen

tüpünün sisteme adaptasyonu için ek parça bağlantıları şekil 5.10'da gösterildiği şekilde yapılmıştır.




Şekil 5.10. Basınç sensörü kalibrasyon düzeneği

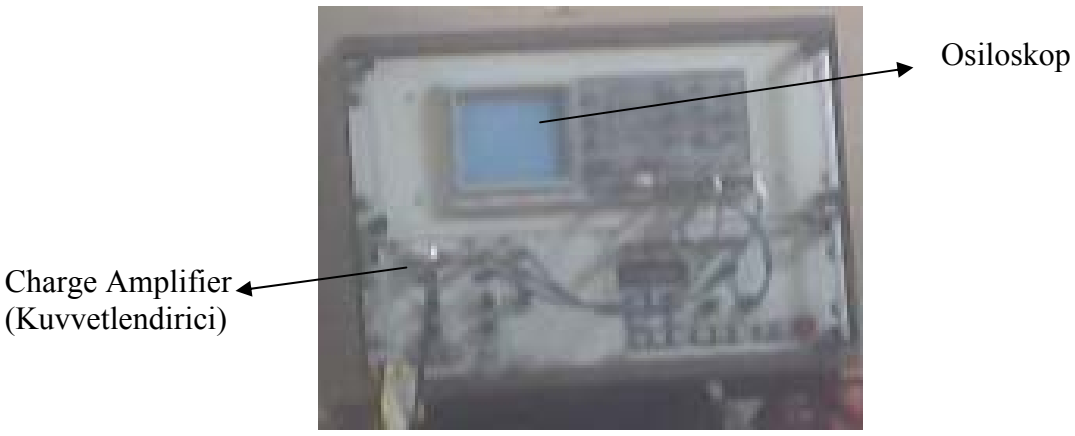
Oksijen tüpünün çıkışına, tüpten gelen gazın basıncını okuyabilmek için bir manometre yerleştirilmiştir. Manometre ucuna gaz boşaltama valfi konarak gazın boşaltılması sağlanmıştır. Gaz boşaltma valfinin ucuna elektronik açılır kapanır gaz valfi ve onun ucuna da basınç sensörü yerleştirilmiştir. Basınç sensörünün sinyali gönderebilmesi için su bağlantısı ve kuvvetlendiriciye(charge amplifier) gidecek bağlantı kablosu takılmıştır. Osiloskop üzerinde yer alan kuvvetlendirici, değerleri yükselttikten sonra Picoscope cihazına göndermiş ve bilgisayar ortamında kaydı sağlanmıştır. Deneylerde farklı basınçlar uygulayarak basınç sensöründen okunan değerler kaydedilmiştir. Deneyler maksimum 70 bar'a kadar gerçekleştirilmiştir. Bu kayıtlarda elde edilen voltajlara karşılık gelen basınç değerleri kullanılarak kalibrasyon eğrisi şekil 5.11'de gösterilmiştir.



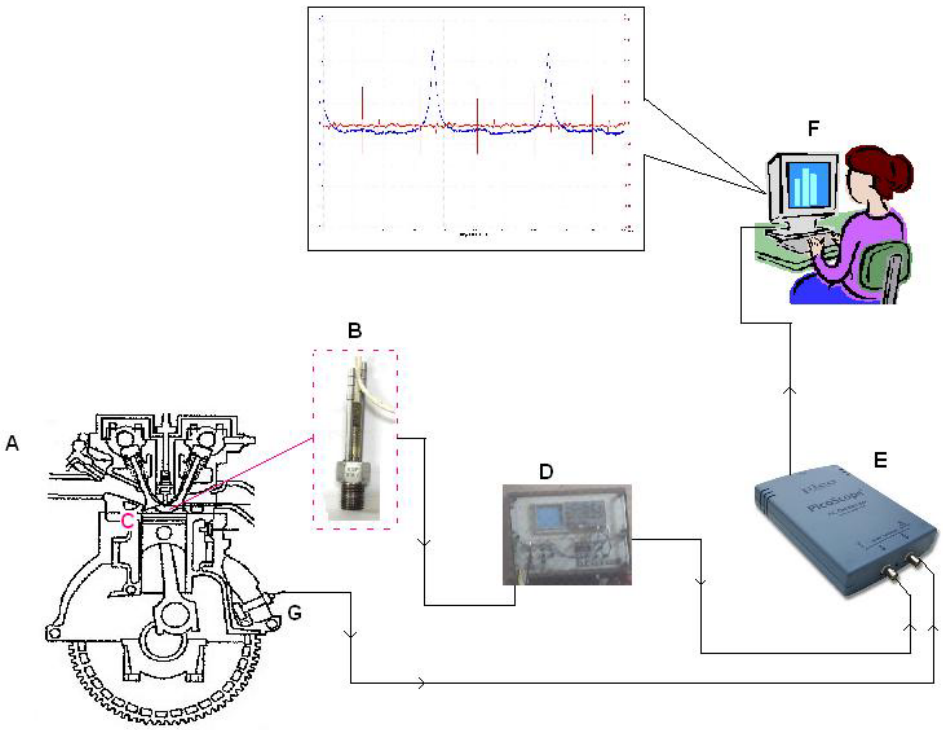

Şekil 5.11. Basınç sensörünün kalibrasyon eğrisi

### 5.8. Integral Alıcı ve Kuvvetlendirici (Charge Amplifier)

Deneyde kullanılan basınç sensörü, içerisinde dönüştürücü devre olmayan basınç sensörlerindendir. Bu tip sensörler sadece basınç dalgalarındaki değişimleri verirler. Ancak bu basınç değişimlerinin anlık basınç değerlerine dönüştürülmesi ve yükseltilmesi gerekmektedir. Bu nedenle sensörden alınan sinyaller yükseltilmekte ve integral alıcı bir elektronik devreden geçmektedir. Şekil 5.12'de deneyde kullanılan kuvvetlendirici görülmektedir. Kuvvetlendiriciden geçen sinyal bilgisayar ortamında kaydının sağlanması amacı ile bir Picoscope cihazına bağlanmıştır. Şekil 5.13'de basınç değerlerinin bilgisayar ortamına aktarılması gösterilmiştir.




Şekil 5.12. Osiloskop ve Charge Amplifier




Şekil 5.13. Basınç sinyallerinin bilgisayar ortamına aktarılması

A: Motor, B: Basınç sensörü, C:Basınç sensörünün takıldığı konum, D: Osiloskop, E: Picoscope, F: Bilgisayar, G: Krank mili pozisyon sensörü

## 5.9. Yakıt Tüketimi Ölçümü

Deneyler esnasında yakıt tüketimi kullanılan yakıta göre iki şekilde ölçülmüştür. Benzin için ölçekli kap (büret) kullanılırken, doğal gaz–hidrojen karışımları için Dwyer marka bir kütlesel akış ölçer kullanılmıştır. Kütlesel akış ölçer, tüp ile regülatör arasına yerleştirilmiştir (Şekil 5.14). Benzin için yakıt tüketimi, deney düzeneğinde bulunan 50 ve 100 ml'lik ölçme büretleri ile ölçülmüştür. Ölçülen değer yakıtların yoğunlukları ($\rho$) ile çarpılarak kütlesel debiye ($m_y$) dönüştürülüp, güç değerlerine oranlanarak özgül yakıt tüketimi (ÖYT) değerleri elde edilmiştir.

$$ÖYT = 3600\ m_y\ (g/s) / P\ (kW) \qquad (5.5)$$

şeklinde (g/kW s) cinsinden hesaplanmıştır. Formülde P güç, $m_y$ kütlesel debidir.



Şekil 5.14. Kütlesel Akış Ölçer

Deneylerde kullanılan hidrojen-metan gaz karışımları için imal edilmiş özel akış metre olmadığından deney sisteminde mevcut olan Dwyer marka akış metresinden geçen gaz debisinin çalışma akışkanına göre düzeltilmesi gerekmektedir. Gaz akış miktarı özel karışımlı hidrojen-metan gaz akışı için denklem 5.6'da verilen faktöre (k) göre dönüştürülerek hesaplamalarda kullanılmıştır.

$$Q_{\text{gerçek akışkan}} = k \times Q_{\text{kalibrasyon akışkanı}} \tag{5.6}$$

Denklem 5.6'da gerçek akışkanı deneyde kullanılan yakıtlar, kalibrasyon akışkanını ise azot gazı (akış metrenin kendi akışkanı) ifade etmektedir. Dönüşüm faktörü (k) denklem 5.7'de verilen ifadeden bulunabilir:

$$K = \frac{Q_a}{Q_r} = \frac{K_a}{K_r} \tag{5.7}$$

$Q_a$ : Gerçek gazın kütlesel akış oranı

$Q_r$ : Referans gazın kütlesel akış oranı

$K_a$ : Gerçek gazın K faktörü

$K_r$ : Referans gazın K faktörü

Burada $K_a$ ve $K_r$ hesaplanmasında yoğunluk ve özgül ısı değerleri kullanılıyor.

$$K_{gaz} = \frac{1}{d \times Cp} \tag{5.8}$$

Burada d : gaz yoğunluğu (g/lt)

Cp : özgül ısı katsayısı (cal/g)

### 5.10. Sıcaklık Ölçümü

Motor deneyleri sırasında 10 adet termoeleman kullanılmış olup, ortamdaki hava, yakıt, yağ, egzoz manifold, kalorimetreye giriş-çıkış egzoz gaz, motor soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir. Motor soğutma suyu giriş–çıkış ve yağ sıcaklıklarının tespiti özellikle motor deneyleri yapılırken motorun sabit rejimde (kararlı halde) çalışıp çalışmadığını tespit etmek için önemlidir. Motor deneylerinde sağlıklı veriler elde etmek için motor kararlı bir hale geldikten sonra deneylere başlanmalıdır. Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları verilerinin alınmasının bir diğer önemi ise, motorun soğutma suyuna harcadığı ısı transferinin bulunmasında kullanılmasıdır.

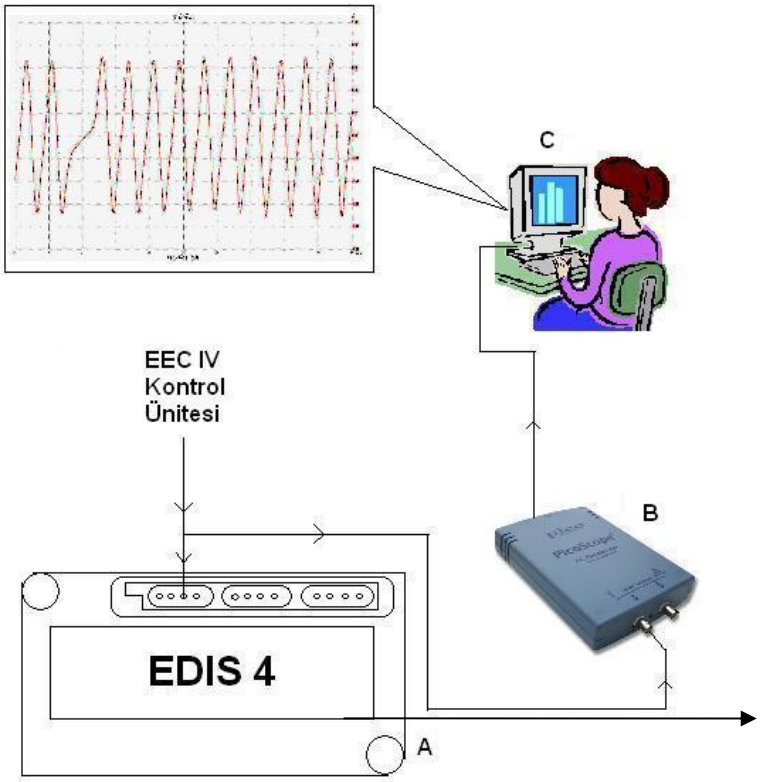
### 5.11. Veri Toplayıcı (Data Logger)

Bu çalışmada deneysel veriler analiz edilebilmeleri ve karşılaştırılabilmeleri amacı ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Bu amaçla bir yazılım programı kullanılmıştır. Bu program sayesinde basınçlar, sıcaklıklar, motor devri, motor yükü ve kütlesel akış miktarı gibi pek çok parametreler kaydedilmiştir.

### 5.12. Ateşleme Avansının Belirlenmesi

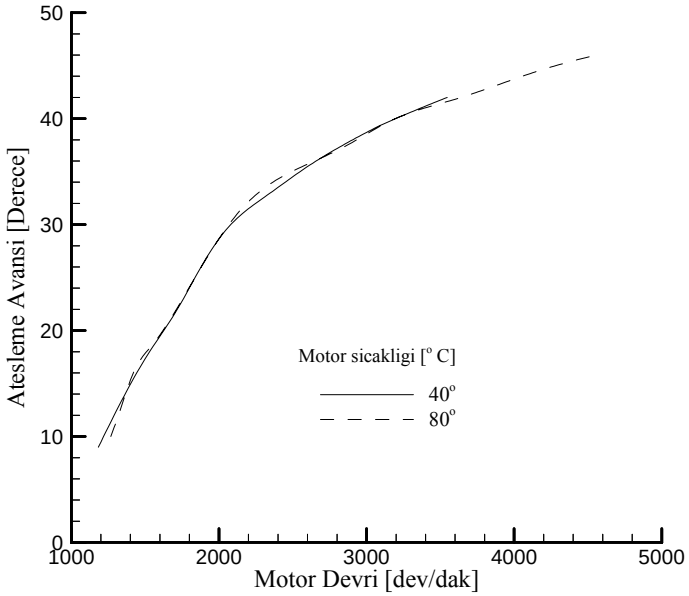
Motorun çalışması esnasında benzin yakıtı için motorun hızına bağlı olarak ateşleme avansının hesaplanarak bulunabilmesi için her bir periyodun oluşum süresi milisaniye cinsinden LeCray wave suffer 42 Xs 400 Mhz 2.5 GS/S 2 kanallı bir osiloskop (Picoscope) yardımı ile okunmuştur (Şekil 5.15). Farklı motor devirlerinde deneyler gerçekleştirilmiş olup, motor devrine bağlı olarak ateşleme avans değişim grafiği motor sıcaklığı $40^{o}$C ve $80^{o}$C için çizilmiştir (Şekil 5.16). Şekil'den motor sıcaklığı devir sayısına göre ateşleme avansının değişimi üzerinde çok az etkili olmuştur. Motora yük verilerek yapılan deney sonucunda da ateşleme avansının yüke bağlı olarak değişmediği gözlenmiştir. Deney esnasında her bir devirde bir periyodun oluşum süresi (milisaniye olarak) okunarak aşağıdaki hesaplama yapılmış ve ateşleme avansı hesaplanmıştır [94]:

Ateşleme avansı = (1536- milisaniye)/25.6 (5.9)




Şekil 5.15. Ateşleme avansının bilgisayar ortamına aktarılması

A: Elektronik Kontrol Ünitesi, B: Picoscope, C: Bilgisayar




Şekil 5.16. Ateşleme avansının motor devri ile değişimi

## 5.13. Deneylerin Yapılışı

Benzin motorunun doğal gaz ile çalışması için ek aparatlar sisteme monte edilmiştir. 200 bar basınçtaki karışım tüpünden gelen gazın basıncı tüpün hemen çıkışına yerleştirilen bir manometre ile 10 bar civarına düşürülmüştür. Daha sonra kütlesel akış ölçer ile motor arasına Tartarini marka doğal gaz regülâtörü ilave edilmiştir. Regülâtör içerisinde uygun sıcaklığı elde edebilmek için, motorda mevcut bulunan radyatör hattından branşman alınarak su devridaimi gerçekleştirilmiştir. Kütlesel akış ölçer ile Regülâtör arasında gaz naklini gerçekleştirebilmek için 6 mm çapında çelik, bükülebilen boru kullanılmıştır. Sistemin istenildiği zaman tekrar kolaylıkla benzinle çalışabilir konuma getirebilmek için deney düzeneğine seçici anahtar devresi eklenmiştir. Ayrıca motorun çalışma esnasında oluşabilecek herhangi olağan dışı gaz çıkışını engellemek için sisteme gaz kesici ventil de ilave edilmiştir. Motorun soğutma suları açılarak motorun hararet yapması engellenmeye çalışılmıştır. Gaz kelebeğinin açıklık konumu ayarlandıktan sonra deneylere başlanmıştır. Deney başlangıcında motor önce benzinle çalıştırılmış daha sonra doğal gaza geçilmiştir. Deneylerde hava fazlalık katsayısının değişimi regülatör üzerinde mevcut olan ayar düğmesi sayesinde gerçekleştirilmiş, değişimi emisyon cihazından kontrol edilmiştir. Böylece farklı motor devirlerinde farklı hava fazlalık katsayıları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney verileri bilgisayar ortamına kaydedildikten sonra hava fazlalık katsayısının değişimine göre emisyonlar ve ısıl verim değerleri, krank mili açısına bağlı olarak da basınç değişimleri grafiklere aktarılmıştır. Isıl verimin hesabı eşitlik 5.2'nin motora sağlanan ısıya oranı şeklinde hesaplanıp şu şekilde gösterilmiştir:

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_f . H_a} = \frac{P}{Q} \tag{5.10}$$

Eşitlik 5.10'da P motor gücü, $Q$ motora sağlanan ısı oranı olup, yakıt tüketim miktarı($\dot{m}_f$) ile karışımın alt ısıl değerinin($H_a$) çarpımı şeklinde hesaplanmıştır:

$$Q = \dot{m}_f \ .H_a \qquad (kW) \tag{5.11}$$

# 6. BÖLÜM

# SONUÇLAR VE TARTIŞMA

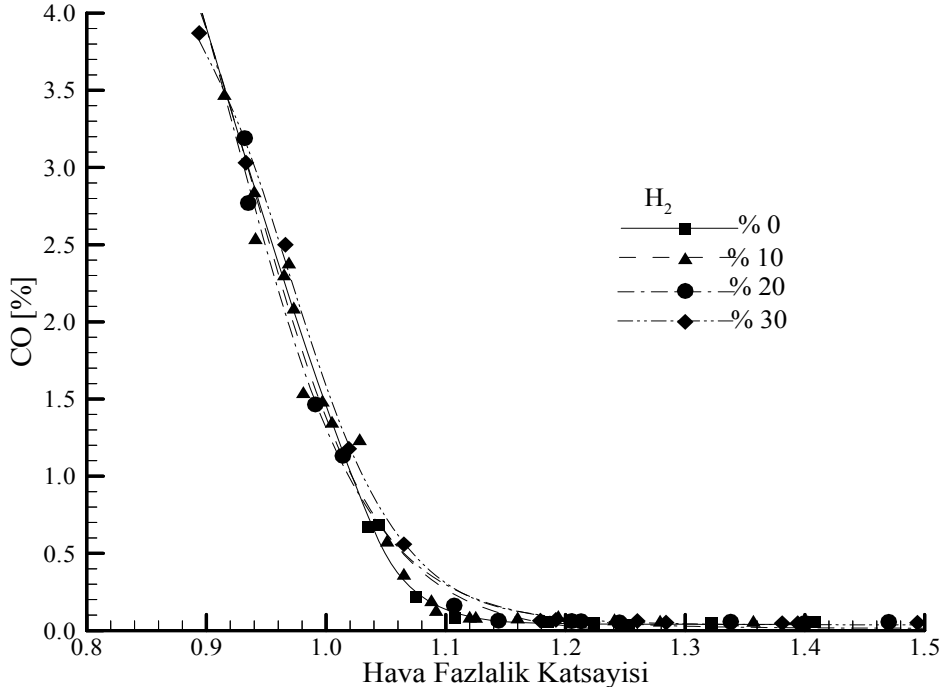
## 6.1. Deneysel Sonuçlar

Dört zamanlı dört silindirli su soğutmalı 1.8 lt silindir hacmine sahip buji ateşlemeli bir Ford motorunda, 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde, farklı gaz kolu kelebek açıklığında (%25 ve %65 kısmi yük ile %100 tam yükte) ve farklı hava fazlalık katsayılarında doğal gaz hidrojen karışımları (%100 $CH_4$, %10 $H_2$- %90 $CH_4$, %20 $H_2$- %80 $CH_4$ ve %30 $H_2$- %70 $CH_4$) incelenmiştir.

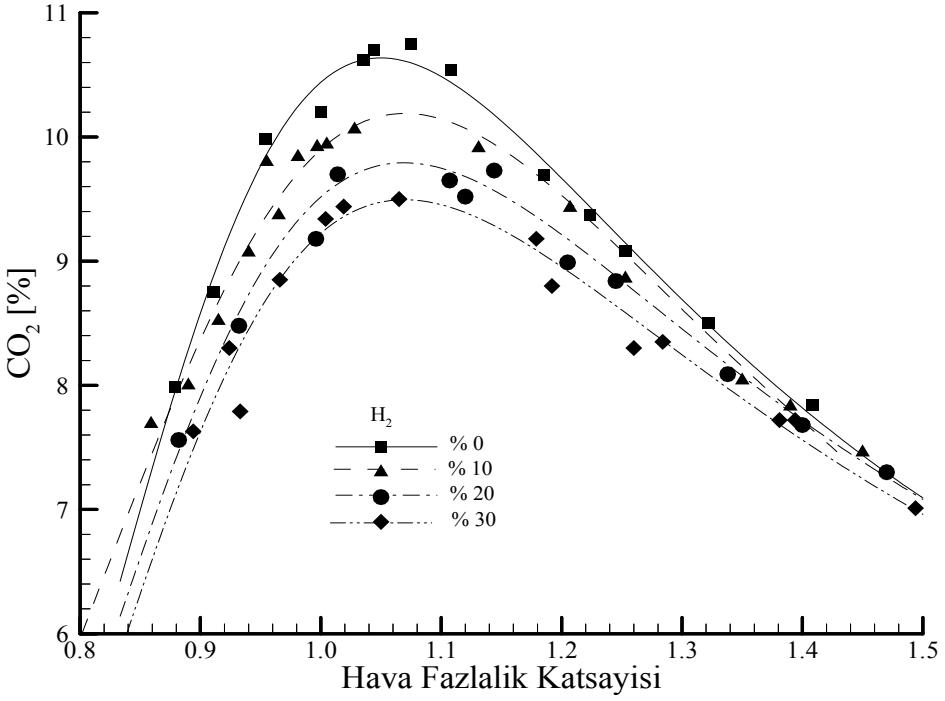
## 6.2. Motor performans ve emisyon değişimleri

### 6.2.1. %25 Kısmi yükte elde edilen motor performans ve emisyon değişimleri

%25 kısmi yükte gerçekleştirilen deneylerde motor devri sabit 2000 d/d olarak ele alınmış, CO, $CO_2$, HC ve NO emisyonları ve motor performansı, hava fazlalık katsayısına bağlı olarak incelenmiştir. Şekil 6.1'de CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi doğal gaza farklı $H_2$ ilave edilmesi durumları için gösterilmiştir. CO emisyon değerleri hava fazlalık katsayısının yaklaşık 0.85 ile 1.2 aralığında eksponansiyel olarak azaldığı, 1.2 ile 1.5 arasında yaklaşık sabit devam ettiği görülmüştür. Şekil 6.2'de doğal gaz'a farklı oranlarda hidrojen ilave edilmesi durumunda $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi görülmektedir. Zengin karışım bölgesinden fakir karışım bölgesine doğru ilerledikçe $CO_2$ emisyonlarında bir artış gözlenirken HFK=1.05 değerinde maksimuma ulaşmış ve HFK'nın artması ile azalma görülmüştür. Ayrıca doğal gaza hidrojen ilavesi durumunda $CO_2$ emisyonlarında azalma görülmüş en düşük $CO_2$ emisyonları %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımında elde edilmiştir.



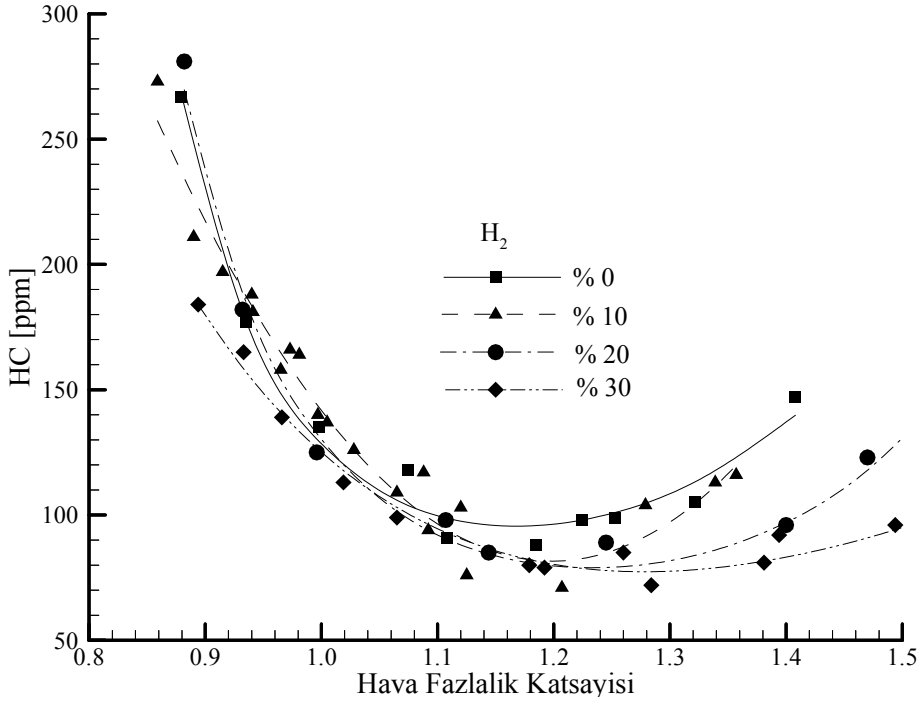

Şekil 6.1. CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi




Şekil 6.2. $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

Şekil 6.3'de yanmamış hidrokarbonların hava fazlalık katsayısı ile değişimleri gösterilmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile HC değerlerinde azalma görülmüş ve en düşük HC emisyonları %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımında elde edilmiştir.

HC emisyonları zengin karışım bölgesinden HFK 1.0 değerine kadar azalmakta yaklaşık 1.1-1.2 aralığında minimum noktaya ulaştıktan sonra HFK'nın artırılması ile artış göstermektedir.




Şekil 6.3. HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

Genelde stokiyometrik orana yakın hava yakıt karışımlarında yanma sırasında NO oluşur. NO oluşum hızı alevin geçmiş olduğu bölgelerdeki gaz sıcaklığına ve karışım oranına bağlıdır. Isı açığa çıkma hızının artması NO oluşumunu arttıracaktır. Stokiyometrik karışımlardaki NO oluşumu maksimum iken karışım zenginleşip fakirleştikçe oluşan NO miktarı da azalır [86].

Yanma olaylarında oluşan NO için Zeldovich mekanizmasına göre $O_2 \leftrightarrow 2O$ oluşunca zincir teşkil eden serbest radikallerde NO doğmaktadır;

$$O + N_2 \leftrightarrow NO + N \quad (6.1)$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O \quad (6.2)$$

Bu arada alevin son yanma bölgesinde NO teşekkülü başlamadan önce esas yanma reaksiyonlarının dengeye ulaştığı kabul edilebilir. Yukarıdaki mekanizma hava fazlalık katsayısı (HFK) 0,8'den büyük olan zenginlikte veya fakir karışımlar için geçerlidir. HFK ≤ 0,8 ise ilave olarak;

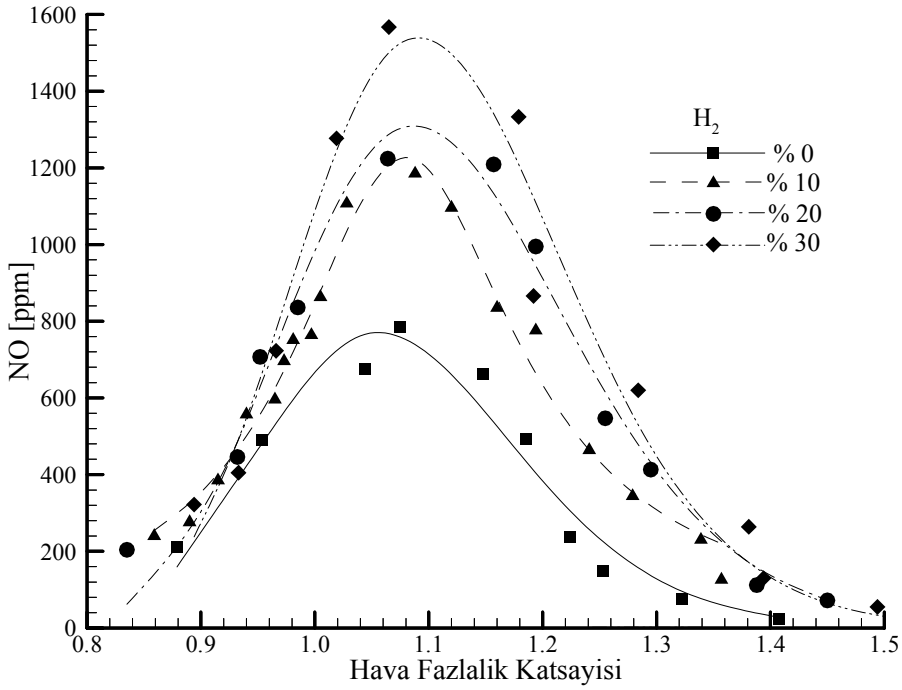
$$N + OH \leftrightarrow NO + H \quad (6.3)$$

reaksiyonu önem kazanmaktadır [59].

NO alev cephesinin hem önünde, hem de arkasında oluşur. Motorda yanma yüksek basınç altında olduğundan alev bölgesi çok incedir (~0,1 mm) ve alevin bu bölgede bulunma zamanı çok kısadır. Yakıtın erken püskürtülmesi sonucu karışım yanarken sıkıştırma işlemi devam edeceğinden, alev cephesinin geçmiş olduğu bölgedeki karışımın sıcaklığı yanmadan sonra bile artacaktır. Bu yüzden alev cephesinin geçmiş olduğu bölgelerde, alev cephesinin önündeki bölgeye göre daha fazla NO oluşacaktır. Alev bölgesinde oluşan NO aşağıdaki reaksiyonla atmosferde $NO_2$'ye dönüşecektir;

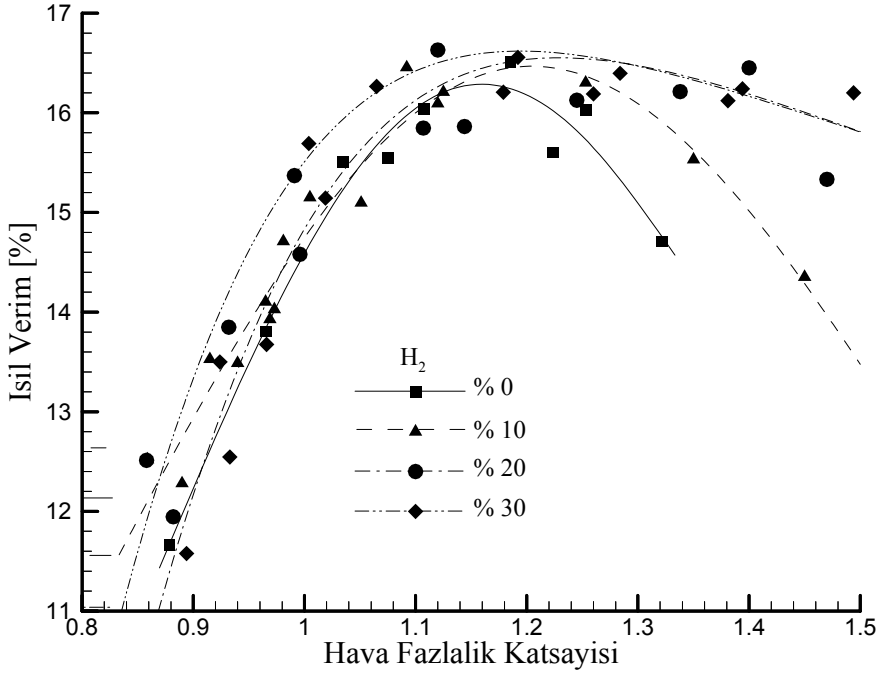
$$NO + HO_2 \leftrightarrow NO_2 + OH \quad (6.4)$$

NO değerlerinin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimleri farklı doğal gaz-hidrojen karışımları için şekil 6.4'de verilmiştir. Şekilden hidrojen yüzdesi artıkça NO değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Bunun nedeni yanma sonucu oluşan sıcaklıkların yüksek olmasıdır. Zengin karışım bölgesinden HFK=1.05 aralığına kadar gidildikçe daha iyi bir yanma olması sebebiyle sıcaklıklar yükselmekte ve NO emisyonlarında artış görülmekte ve daha büyük HFK değerleri silindir içindeki sıcaklıkları azalttığından NO emisyonlarında azalma meydana gelmektedir. En yüksek NO emisyonları %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımlarında yaklaşık 1600 ppm(milyondaki partikül sayısı) civarında elde edilmiştir. Bunun nedeni hidrojenin sahip olduğu yüksek alev hızı ve ısıl değeridir. %65 kısmi yük ve %100 tam yükte yapılan deneylerde NO emisyonları silindir içerisinde oluşan yüksek sıcaklıklar nedeniyle 5000 ppm'in üzerinde olmuş ve emisyon cihazından cihazın 5000 ppm üzerini göstermemesi nedeni ile grafikler halinde sunulamamıştır.




Şekil 6.4. NO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

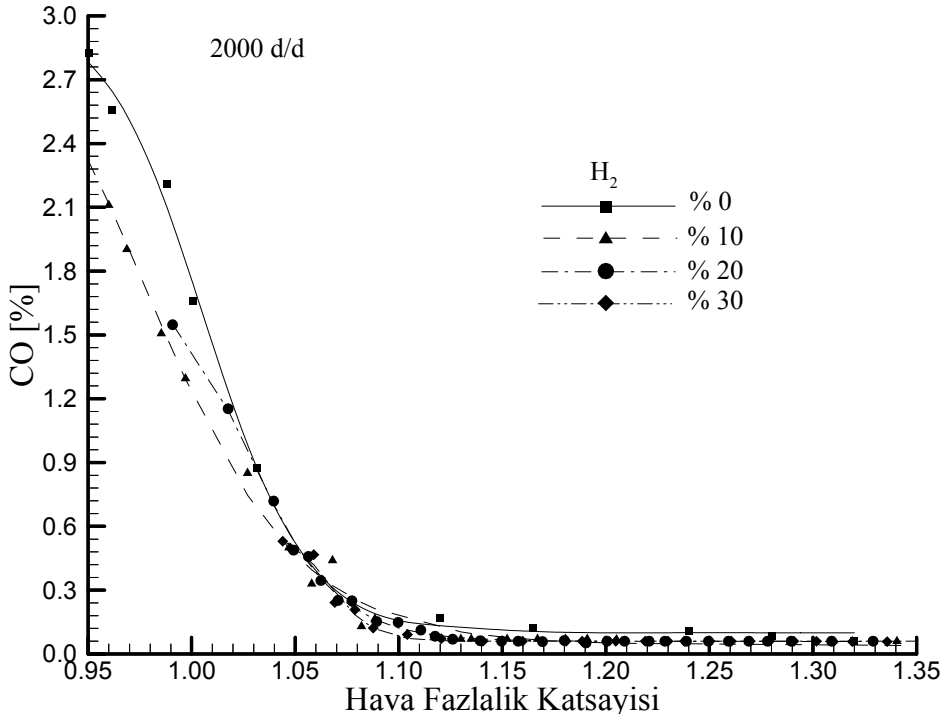
Isıl verimin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ise şekil 6.5'de gösterilmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile en yüksek ısıl verim değerleri %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımında elde edilmiştir. HFK'nın artması ile ısıl verimde artış gözlenmiş, yaklaşık HFK 1.1 değerinde maksimuma ulaştıktan sonra HFK'nın artması ile azalma göstermiştir.



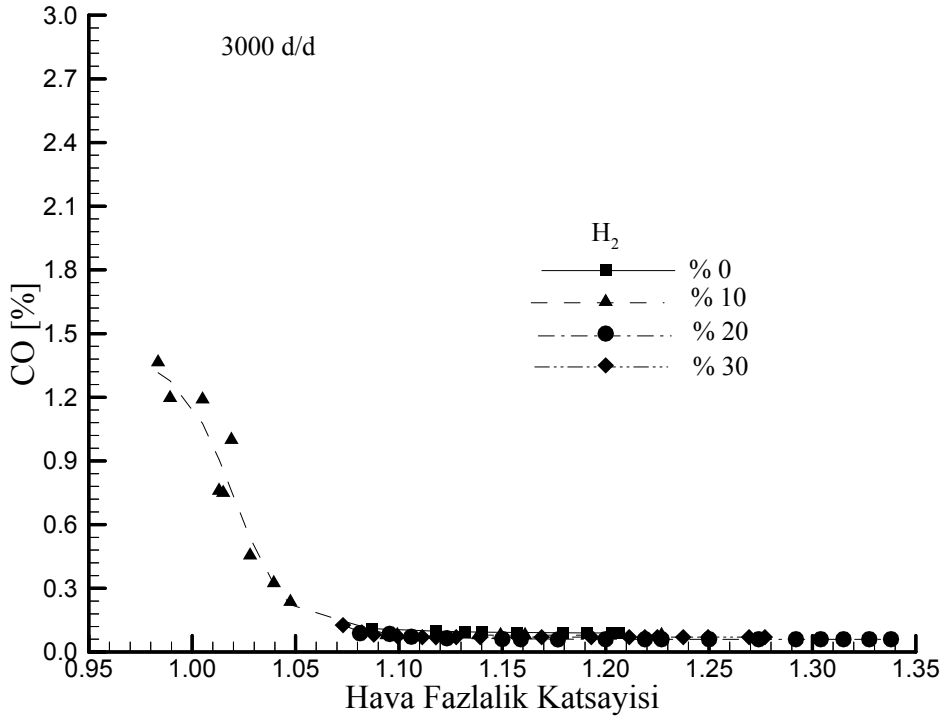

Şekil 6.5. Isıl verimin hava fazlalık katsayısı ile değişimi

### 6.2.2. %65 Kısmi yükte elde edilen motor performans ve emisyon değişimleri

Gaz kolu kelebeğinin açıklık konumu değiştirilerek %65 kısmi yükte deneyler 2000 ve 3000 d/d için tekrarlanmıştır. Şekil 6.6 ve 6.7'de 2000 ve 3000 d/d ait CO emisyon değişimleri hava fazlalık katsayısına bağlı olarak gösterilmiştir. Hava fazlalık katsayısının artması ile CO emisyonlarında azalma olduğu gözlenmiştir. HFK'nın 1.0 olduğu durum için %100 $CH_4$ için okunan CO emisyon değerleri 2000 d/d için 1.73 olarak okunmuştur. 3000 d/d için yapılan deneylerde deney verileri HFK'nın 1.1'den büyük olduğu değerlerde ve yaklaşık 0.06 civarında okunmuştur. Devrin 2000d/d'dan 3000 d/d'ya artırılması ile CO emisyon değerlerinde düşüşün olduğu gözlenmiştir. Ayrıca doğal gaza hidrojen ilavesi durumunda CO emisyon değerlerinde azalma olduğu görülmüştür. Bunun nedeni yakıt konsantrasyonunda C oranının azalması ve artan $H_2$ ile yanma veriminin iyileşmesidir.

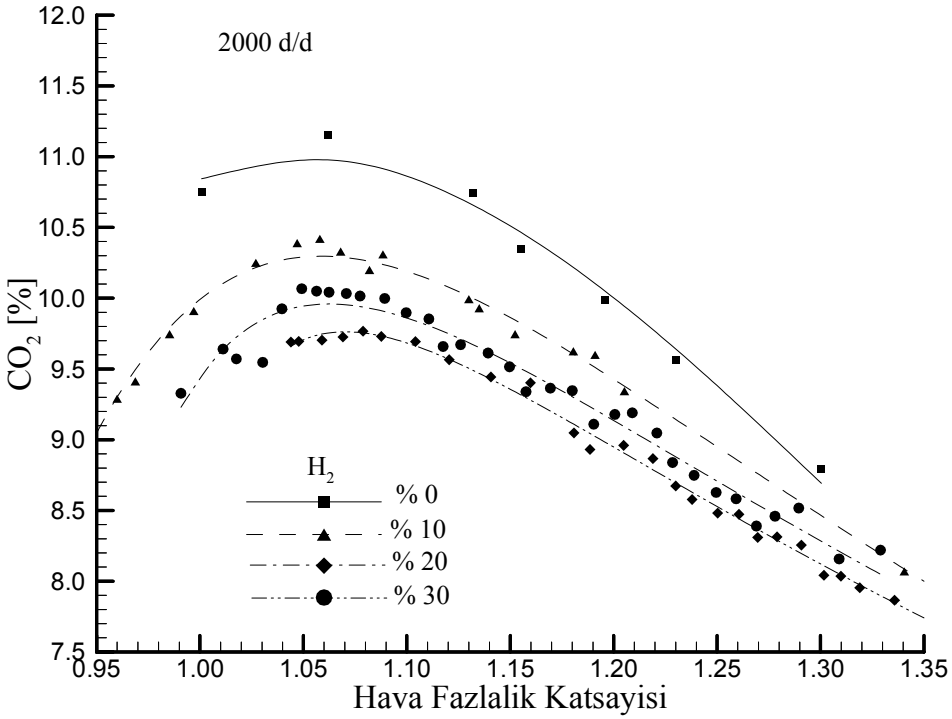



Şekil 6.6. CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(2000 d/d)

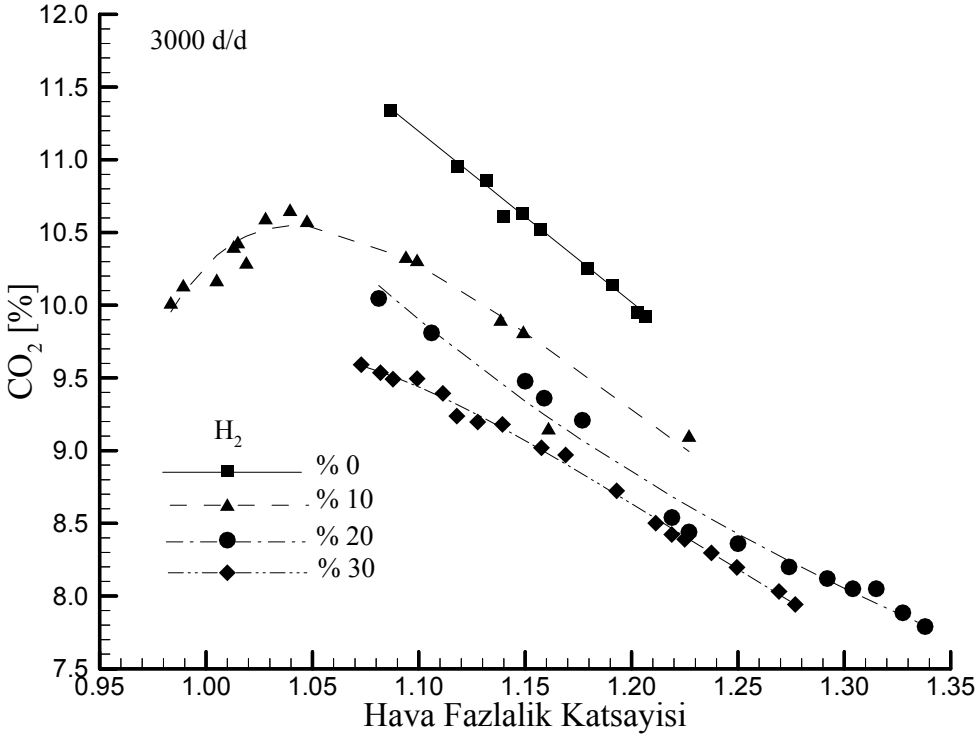



Şekil 6.7. CO emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(3000 d/d)

Şekil 6.8 ve 6.9'da $CO_2$ emisyon değişimi 2000 ve 3000d/d için görülmektedir. Bu şekillerden görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısının artması ile artış gösteren $CO_2$ emisyonları yaklaşık 1.05-1.1 aralığında maksimuma ulaştıktan sonra hava fazlalık katsayısının 1.1'den daha sonraki değerleri için (fakir karışım bölgesine doğru) azalma göstermiştir. 2000d/d için zengin karışım bölgesinde de değerler alınabilmesine karşın 3000 d/d için daha çok fakir karışım bölgesinde deney verileri alınabilmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile $CO_2$ emisyon değerleri azalma göstermiş en düşük değerleri %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımlarında elde edilmiştir.

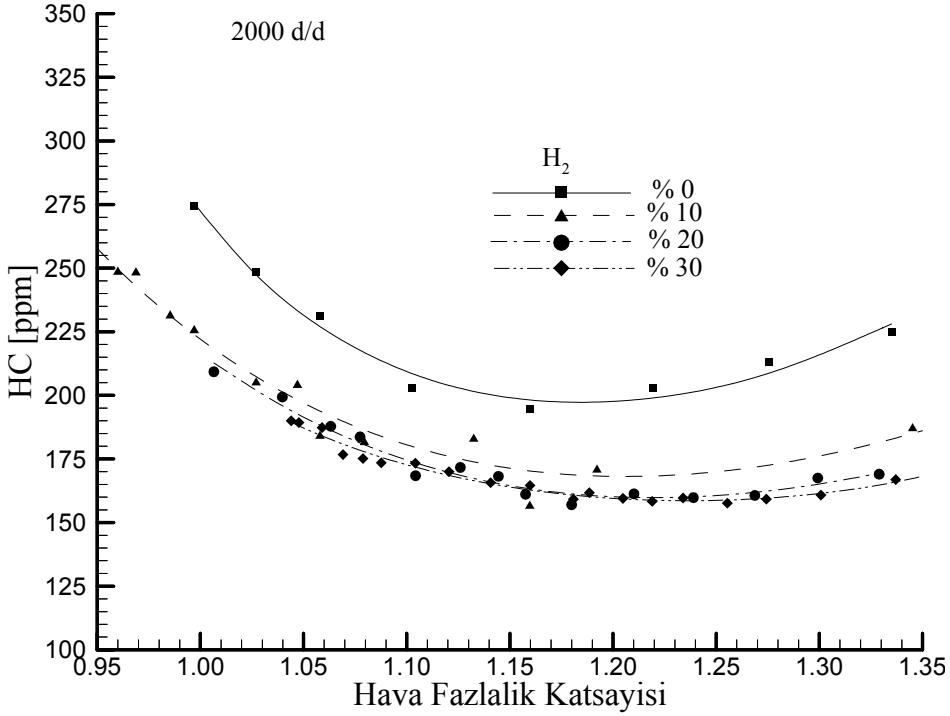



Şekil 6.8. $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(2000 d/d)

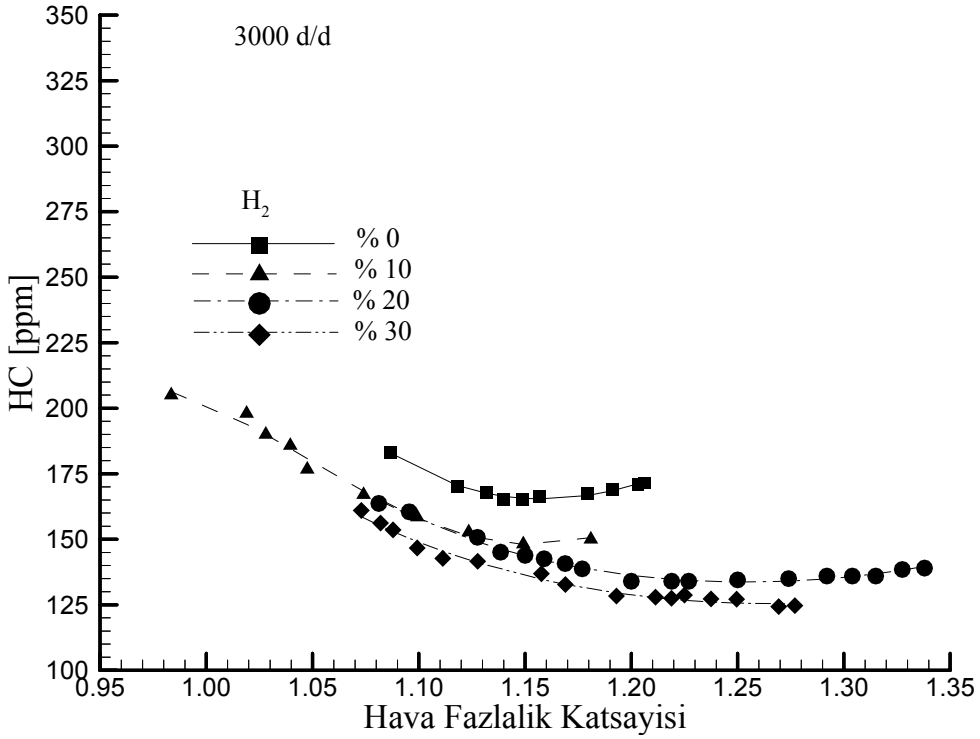



Şekil 6.9. $CO_2$ emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(3000 d/d)

Şekil 6.10 ve 6.11'de HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimleri 2000 ve 3000 d/d için görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile yanmamış HC emisyonlarında bir azalma olduğu, yaklaşık HFK=1.15 civarında minimuma ulaştıktan sonra hava fazlalık katsayısının artması ile tekrar arttığı gözlenmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesi HC emisyonlarında azalmaya neden olmuş ve en düşük değerleri %30 $H_2$ - %70$CH_4$ karışımlarında elde edilmiştir. Devrin 2000 d/d'dan 3000 d/d'ya artırılması ile CO, $CO_2$ ve HC emisyonlarında azalma olduğu gözlenmiştir.

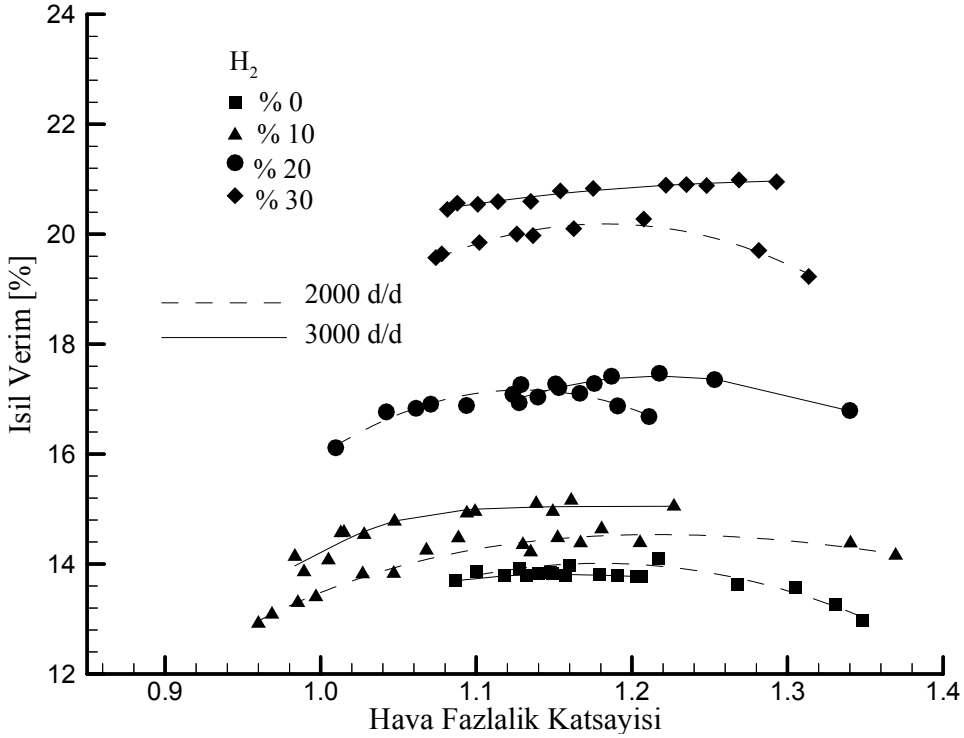



Şekil 6.10. HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(2000 d/d)




Şekil 6.11. HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi(3000 d/d)

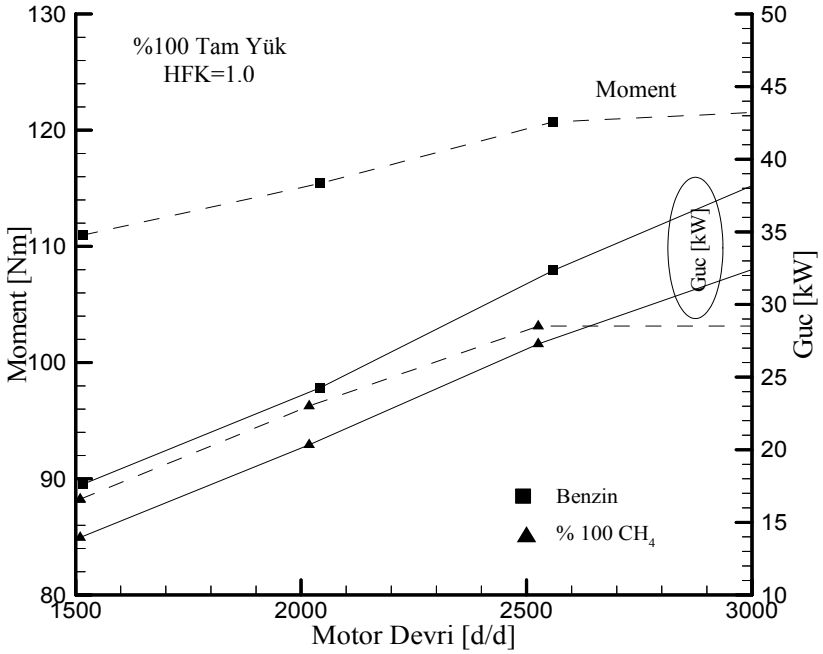
Şekil 6.12'de 2000 ve 3000 d/d için ısıl verimin hava fazlalık katsayısı ile değişimi farklı doğal gaz hidrojen karışımları için verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi doğal gaza hidrojen ilave edilmesi ile verim değerleri artış göstermiştir. En yüksek ısıl verim %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımı için elde edilmiştir. Devir sayısının artmasına bağlı olarak ısıl verim değerlerinde artış gözlenmiştir. Hava fazlalık katsayısının artması ile artış gösteren verim değerleri yaklaşık 1.1 civarında maksimuma ulaştıktan sonra HFK'nın artması ile azalma göstermiştir.




Şekil 6.12. Isıl verimin HFK ile değişimi(2000, 3000d/d)

### 6.2.3. %100 tam yükte elde edilen motor performans ve emisyon değişimleri

%100 tam yükte gerçekleştirilen deneylerde motorun güç ve moment eğrisi benzin ve doğal gaz yakıtı için farklı motor devirlerinde HFK'nın 1.0 olduğu durum için gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucu elde edilen moment ve güç eğrileri şekil 6.13'de görülmektedir. Motor momenti artan devir sayısı ile artmış 2500 d/d maksimuma ulaştıktan sonra devir sayısının artması ile bir miktar azalma göstermiştir. Bunun sebebi motor devrinin artmasıyla sürtünmelerin artması ve emme supabının açık kalma süresinin azalması nedeniyle volümetrik verimin düşmesidir. Güç eğrisi, motor çıkış milinden alınan efektif gücü gösteren güç eğrisi motor devri ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Motor devri arttıkça silindir içerisine alınan yakıt miktarının artması, efektif gücün artmasını sağlamaktadır. Yanma sonu elde edilen gücün bir bölümü egzoz gazlarına, bir bölümü soğutma sistemine ve ısı transferine harcanmasından dolayı; yanma sonu elde edilen gücün tamamı kullanılamamaktadır. Bu nedenle ancak geriye kalan güç motorda kullanılabilmektedir.

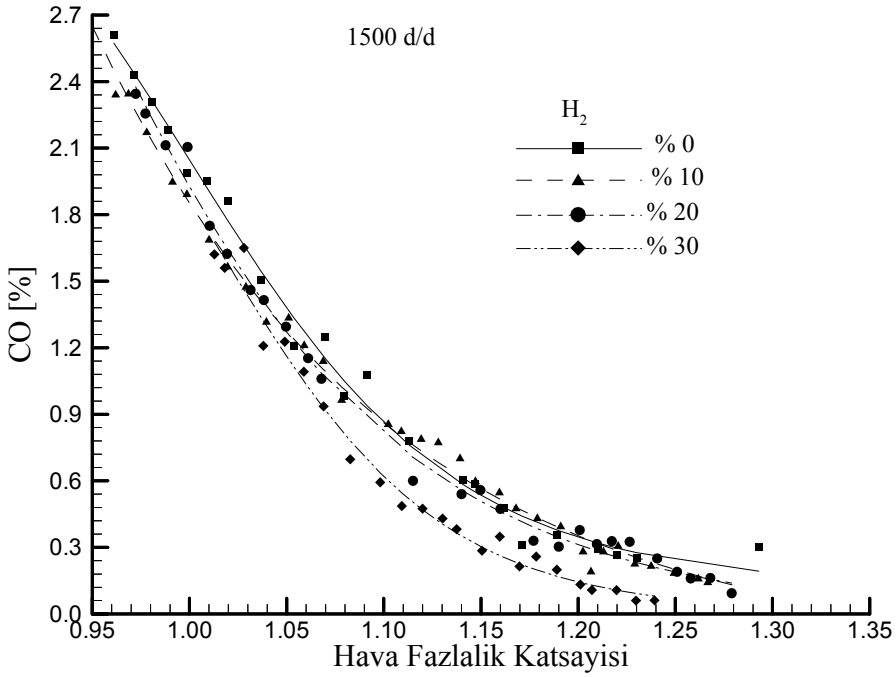



Şekil 6.13. Motor momenti ve motor gücü değişimi

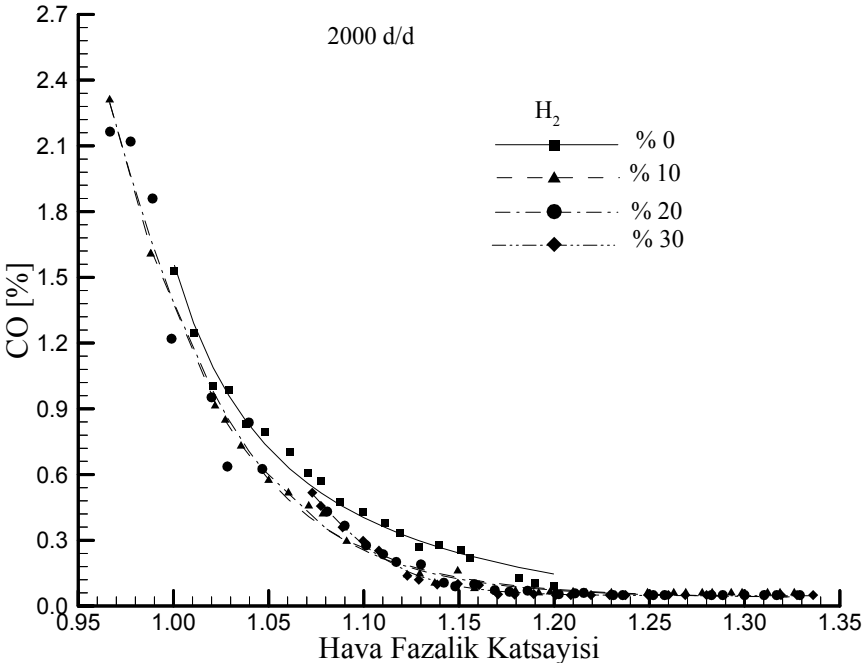
%100 tam yükte 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde ve farklı hava fazlalık katsayılarında gerçekleştirilen deneylere ait emisyon değişimleri şekil 6.14 ile 6.26 arasında görülmektedir.

Şekil 6.14 ile 6.17 arasında farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına bağlı CO emisyon değişimleri %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımları için verilmiştir. HFK 1.0 olduğu durum için 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde okunan CO emisyon değerleri sırasıyla 2.13, 1.52, 1.30 ve 1.2'dir. Tüm devirlerde aynı seyir izleyen CO emisyonları HFK 0.95 ile 1.1 aralığında azalma göstermiş, HFK 1.1'den sonra yaklaşık sabit kalmıştır. CO emisyonlarında görülen bu değişim %25 kısmi yük (Şekil 6.1) ve % 65 kısmi yük (Şekil 6.6-6.7) ile benzer değişim göstermiştir. Bunun nedeni, yakıt hava karışımındaki hava fazlalığının tam yanma olayını etkilemesidir. Buna bağlı olarak fakir karışım olan bölgelerde CO emisyonunun mertebesi düşmektedir. CO emisyonunun ana nedeni, yanma sırasında yeterli havanın olmamasıdır. Az hava ile yanma durumunda yakıtın karbonunun tümü $CO_2$'ye dönüşmemekte ve CO olarak kalmaktadır. Motor devrinin artması ve doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile CO emisyon değerlerinde azalma görülmüştür. Doğal gaz ile doğal gaza hidrojen ilave edilmesi durumunda ise CO emisyonlarında azalma görülmüştür. Bunun nedeni, yanma reaksiyonun giren karbon miktarının

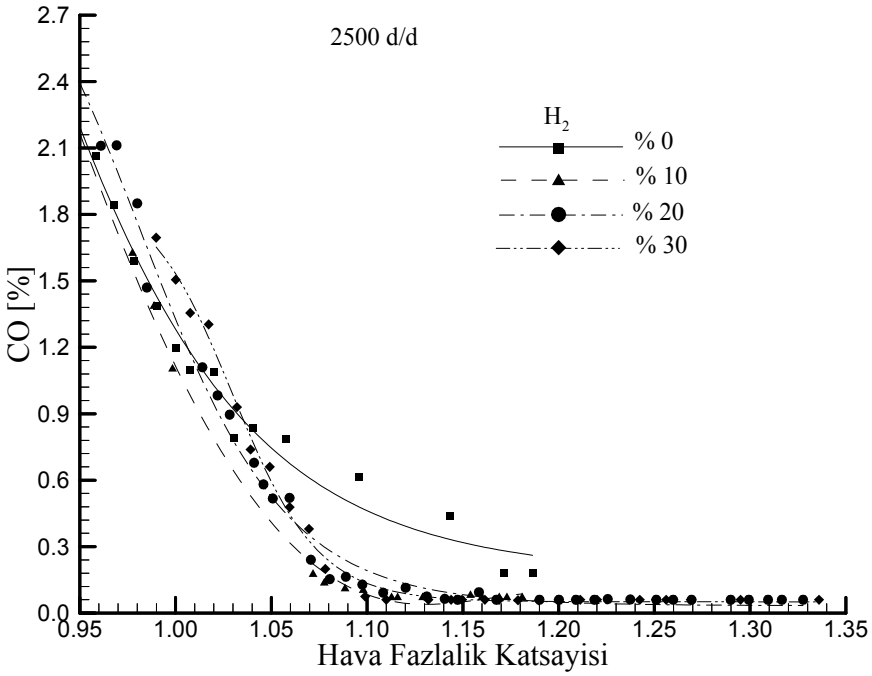
azalması, hidrojenin alev hızının ve ısıl değerinin yüksek olması nedeni ile yanma olayının daha iyi olmasıdır.



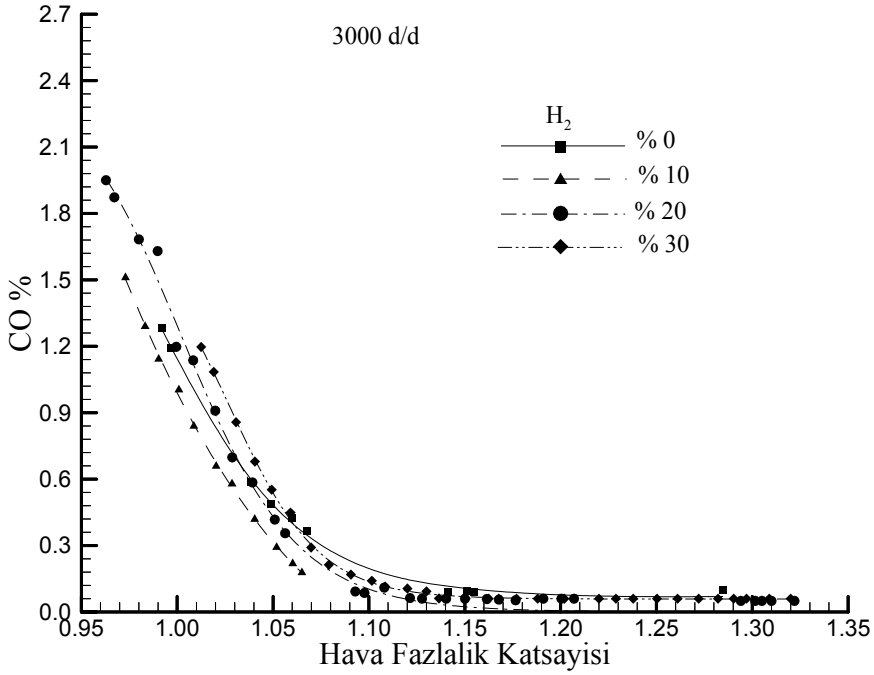

Şekil 6.14. 1500 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi




Şekil 6.15. 2000 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi

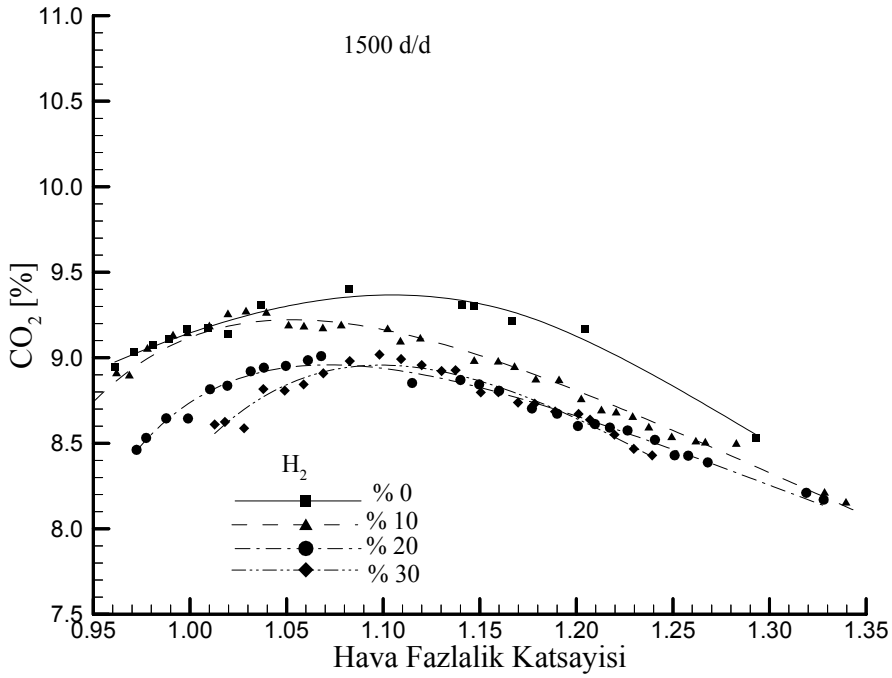



Şekil 6.16. 2500 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi

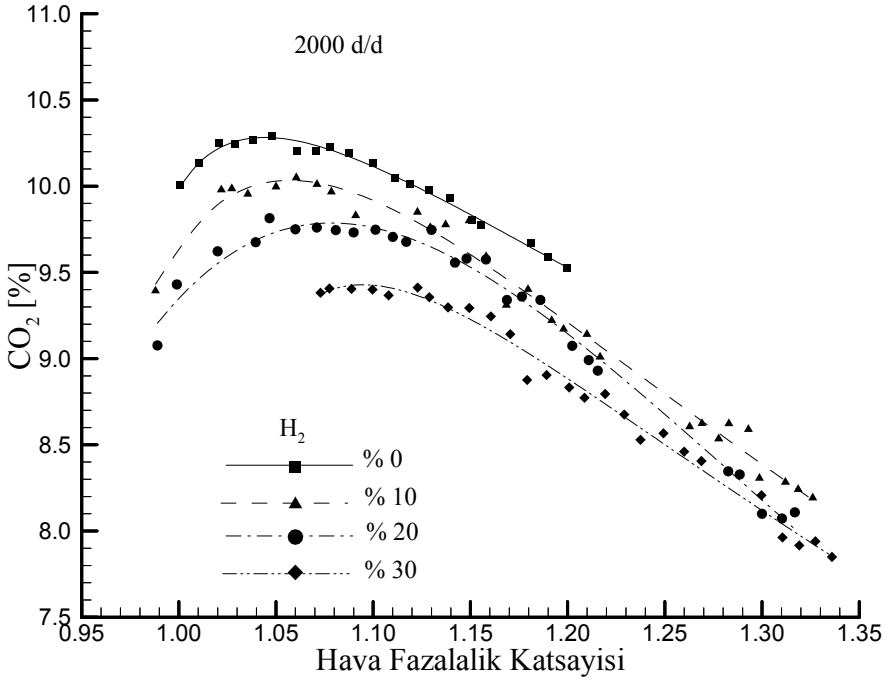



Şekil 6.17. 3000 d/d için CO emisyonlarının HFK ile değişimi

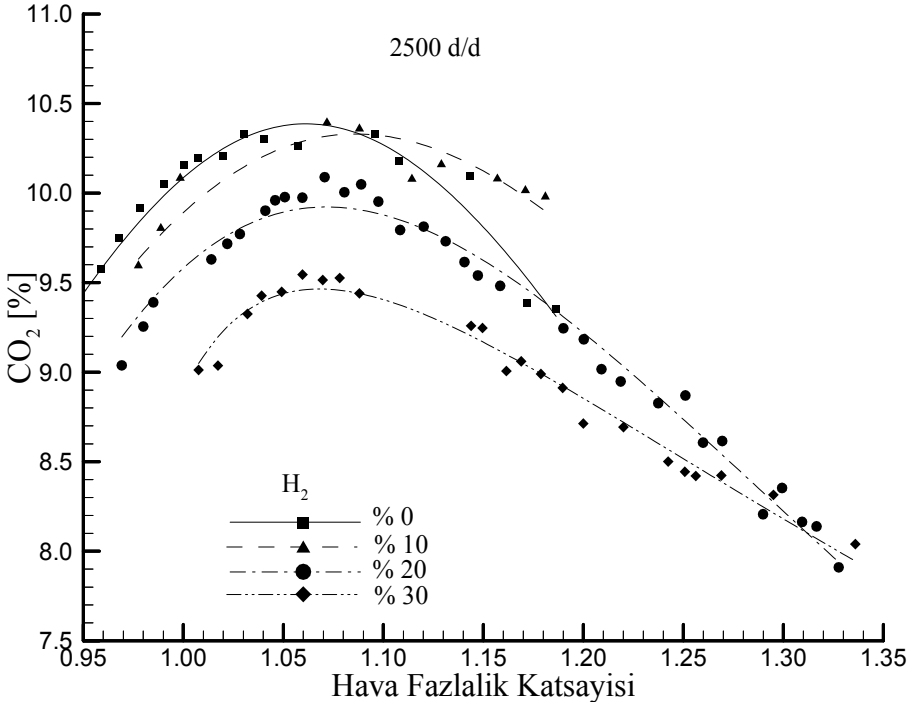
Şekil 6.18 ile 6.21 arasında farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına bağlı $CO_2$ emisyon değişimleri %100 $CH_4$, %10 $H_2$- %90 $CH_4$, %20 $H_2$- %80 $CH_4$ ve %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımları için verilmiştir. HFK 1.0 olduğu durum için 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde okunan $CO_2$ emisyon değerleri sırasıyla 9.15, 10.00, 10.2 ve 10.4'dir. $CO_2$ emisyonları HFK 0.95 ile 1.05 aralığına kadar artış göstermiş, 1.05 ile 1.1 aralığında maksimum noktaya ulaştıktan sonra HFK'nın artması ile azalma göstermiştir. Şekil 6.18-6.21'deki $CO_2$ emisyonlarının değişim eğrisi % 25 kısmi yük (Şekil 6.2) ve %65 kısmi yük (Şekil 6.8 ve 6.9) ile benzer değişimi göstermiştir. Bunun nedeni, zengin karışım bölgesi yakıtça zengin olup yeterli hava olmadığından $CO_2$ emisyon değerlerinde bir artışa neden olurken, hava fazlalık katsayısının artması ile yeterli oksijen miktarı sayesinde yanma tamamlanmakta ve $CO_2$ emisyon değerlerinde azalma görülmektedir. Bu seyir 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d tüm motor devirlerinde yaklaşık aynı görülmüştür. En yüksek $CO_2$ emisyonları %100 $CH_4$ yanmasında elde edilmiş doğal gaza hidrojen ilave edilmesi ile azalma göstermiştir. Bunun nedeni, hidrojenin alev hızının ve ısıl değerinin yüksek olması nedeni ile yanma olayının daha iyi olmasıdır.



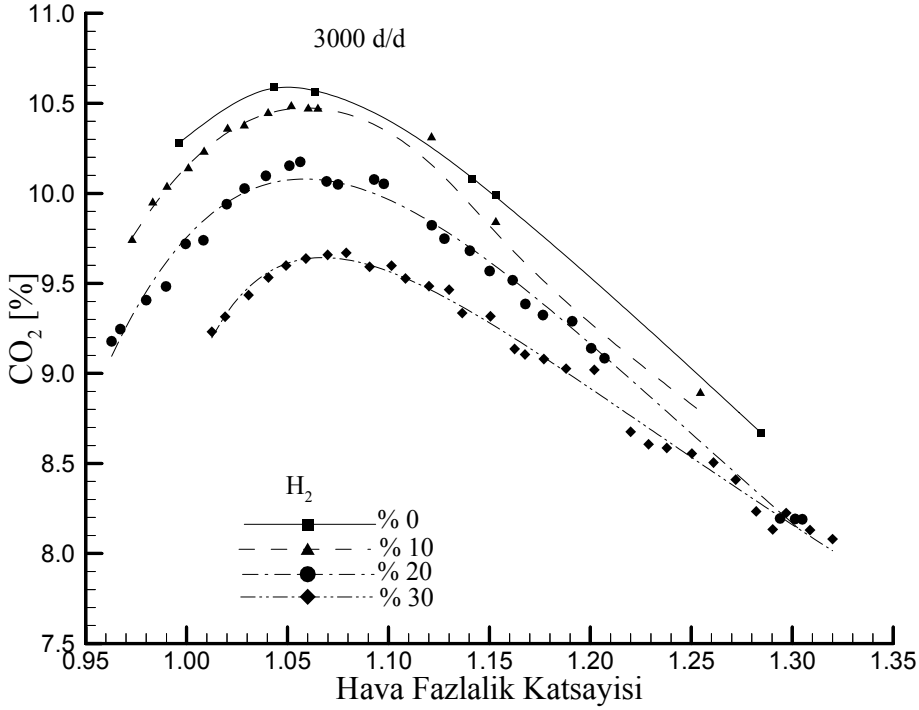

Şekil 6.18. 1500 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi




Şekil 6.19. 2000 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi

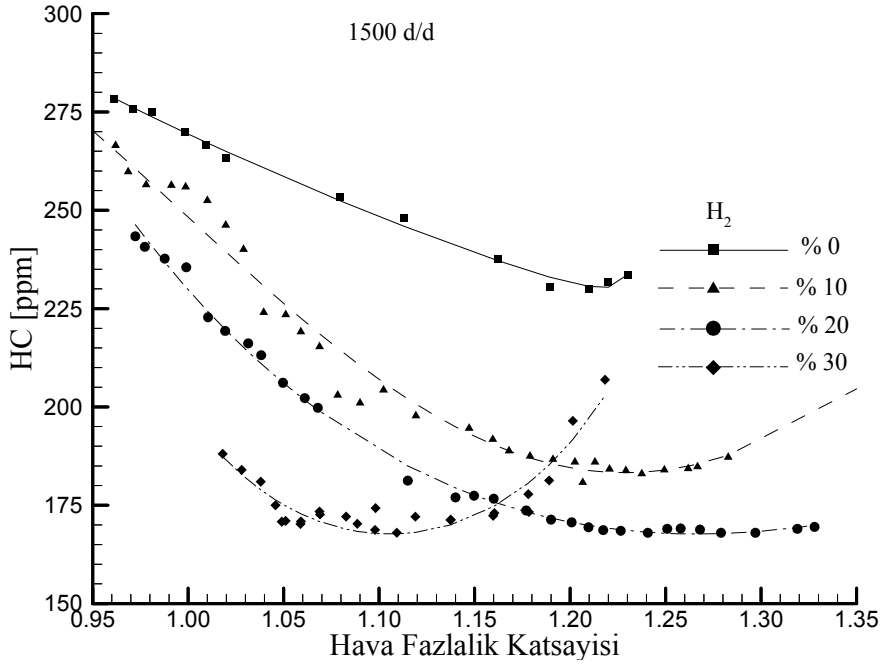



Şekil 6.20. 2500 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi

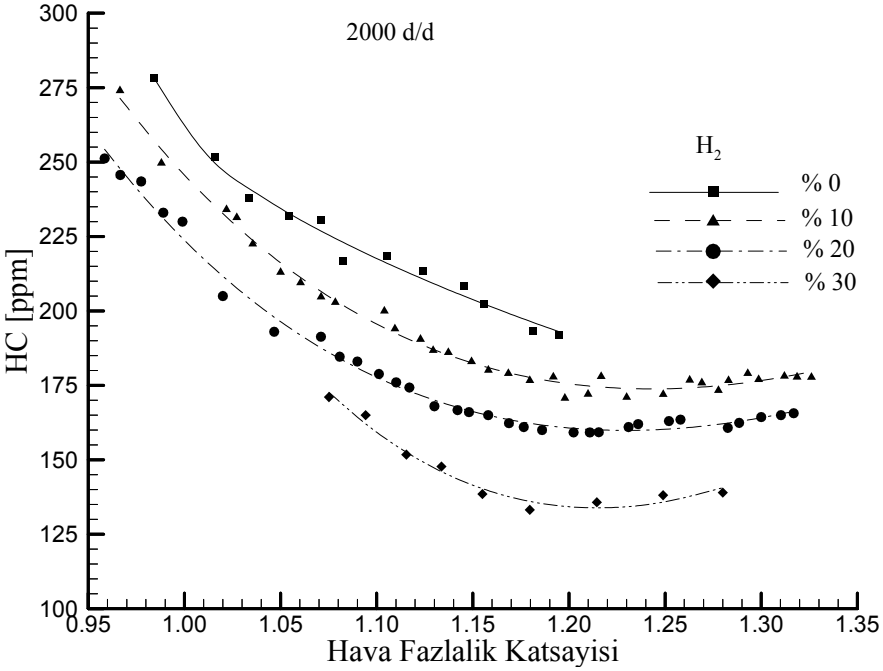



Şekil 6.21. 3000 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi

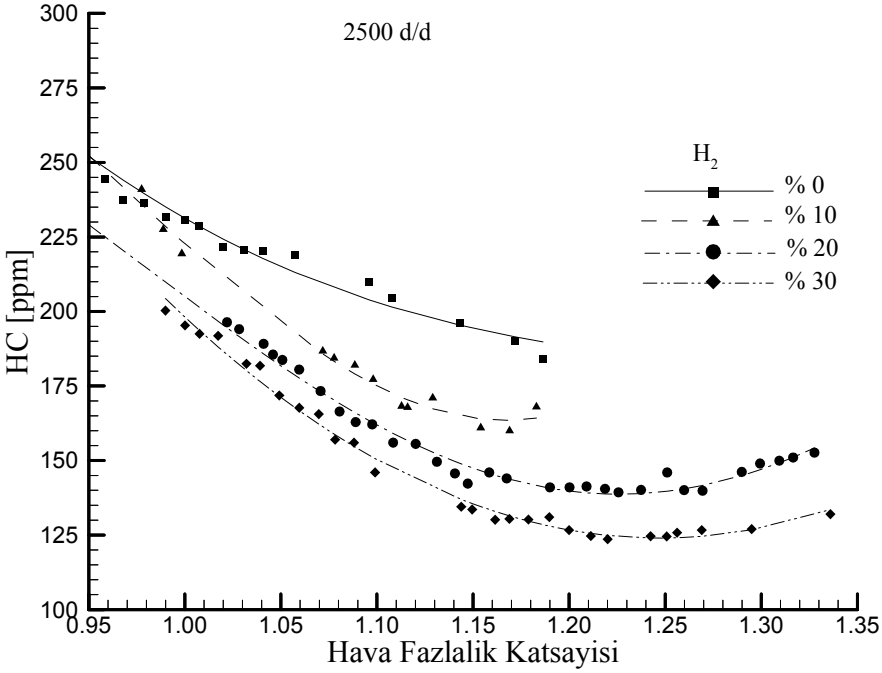
Şekil 6.22 ile 6.25 arasında 1500, 2000, 2500 ve 3000d/d motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına bağlı HC emisyon değişimleri %100 $CH_4$, %10 $H_2$- %90 $CH_4$, %20 $H_2$- %80 $CH_4$ ve %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımları için verilmiştir. HFK 1.0 olduğu durum için 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde okunan HC emisyon değerleri sırasıyla 270, 262.5, 232.5 ve 226 ppm'dir. HC emisyonları zengin karışımlarda yanma tamamlanamadığı için artmakta, karışımın fakirleştirilmesi ile de azalmaktadır. Ancak çok fakir karışımlarda yanma tekrar kötüleştiği için, motorun tasarımına da bağlı olarak belirli bir HFK değerinden sonra yanmamış HC'lar tekrar artış göstermektedir. Bu değişim %25 ve %65 kısmi yükte elde edilen HC emisyonları ile(şekil 6.3, 6.10 ve 6.11) benzer karakteristik sergilemiştir. Doğal gaza hidrojen ilave edilmesi durumunda HC'lar incelendiğinde Hidrojen ilavesi ile HC emisyon değişimlerinde azalma olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, hidrojenin daha çabuk yanmaya katılması ve ısıl veriminin yüksek olması sebebi ile daha iyi bir yanma sağlayarak yanmamış HC emisyonlarının seviyesini düşürmesidir. Motor devrinin artması ile yanmanın daha hızlı gerçekleşmesi nedeni ile de HC emisyonlarında azalma olduğu görülmüştür.



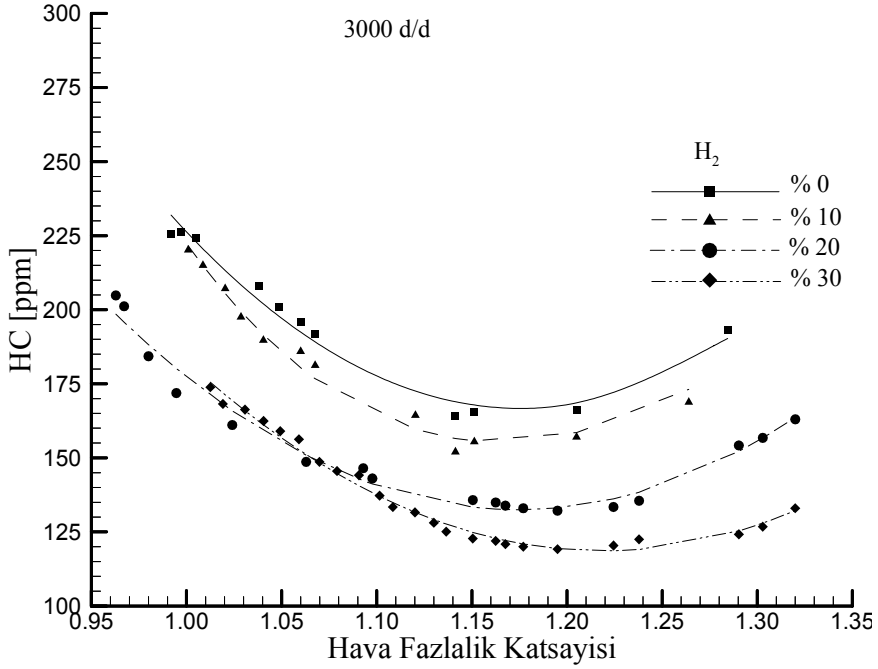

Şekil 6.22. 1500 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi




Şekil 6.23. 2000 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi

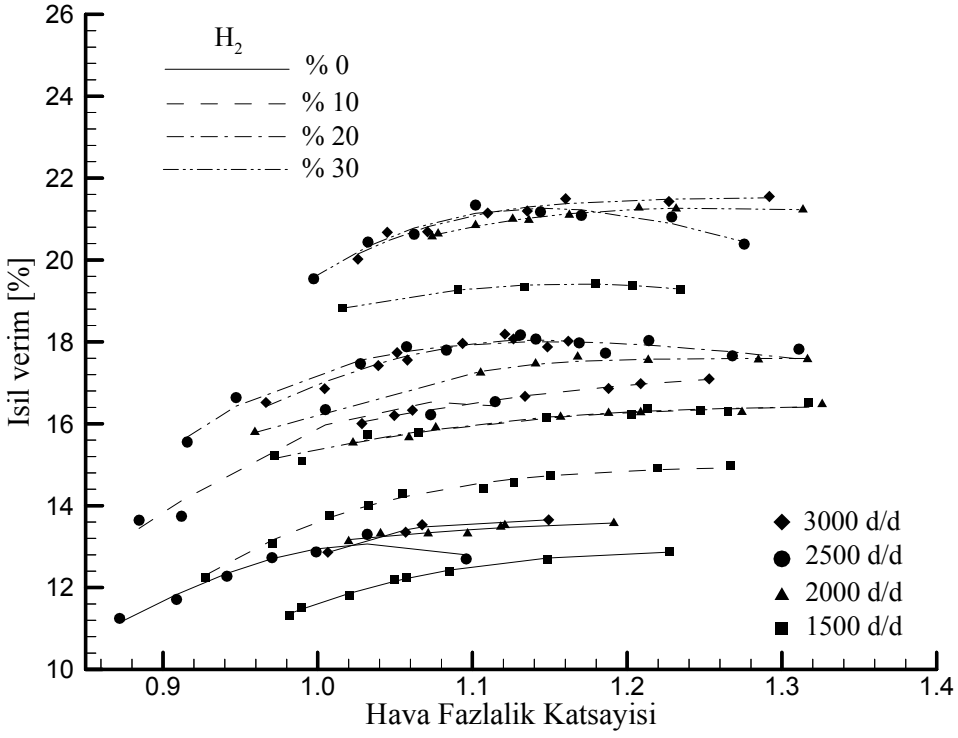



Şekil 6.24. 2500 d/d için HC emisyonlarının HFK ile değişimi




Şekil 6.25. 3000 d/d için $CO_2$ emisyonlarının HFK ile değişimi

Şekil 6.26'da farklı motor hızlarında ısıl verimin HFK ile değişimi görülmektedir. Motor devrinin ve buna bağlı olarak piston hızının yüksek olması verim değerlerini artırmıştır. En yüksek verim değeri 3000 d/d için doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımında elde edildiği görülmüştür. Bunun sebebi hidrojenin ısıl değerinin yüksek olması ve alev hızının yüksek olması sebebi ile daha hızlı yanması sonucudur. Ayrıca ısıl verim değerleri, yakıtın yanması sonucunda oluşan ısı enerjisinin ne kadarının faydalı işe dönüştürüldüğünü göstermektedir. Benzin motorlarında bu değer %20-25 aralığında değişmektedir. Deneylerde doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile benzinde elde edilen ısıl verim değerlerine yaklaşıldığı görülmektedir. Aradaki farklar yanma sonunda oluşan ısı enerjisinin büyük bir kısmının soğutma ve yağlama sistemi ile yanmış egzoz gazları tarafından motordan uzaklaştırılması sebebinden kaynaklanmaktadır. %25 kısmi yükte (Şekil 6.5) ve %65 kısmi yükte (Şekil 6.10) elde edilen ısıl verim değerleri incelendiğinde Şekil 6.26 ile benzer karakteristik göstermektedir. Yük miktarının artması gaz kelebeğinin konumunu büyütmekte, daha fazla yakıt ve daha fazla hava ihtiyacını ortaya çıkarmakta ve silindir içerisindeki sıcaklık ve basınç değerlerini artırmakta, dolayısıyla yük miktarının artması ile ısıl verim değerlerinin arttığı görülmektedir.




Şekil 6.26. Farklı devirler için ısıl verimin HFK ile değişimi

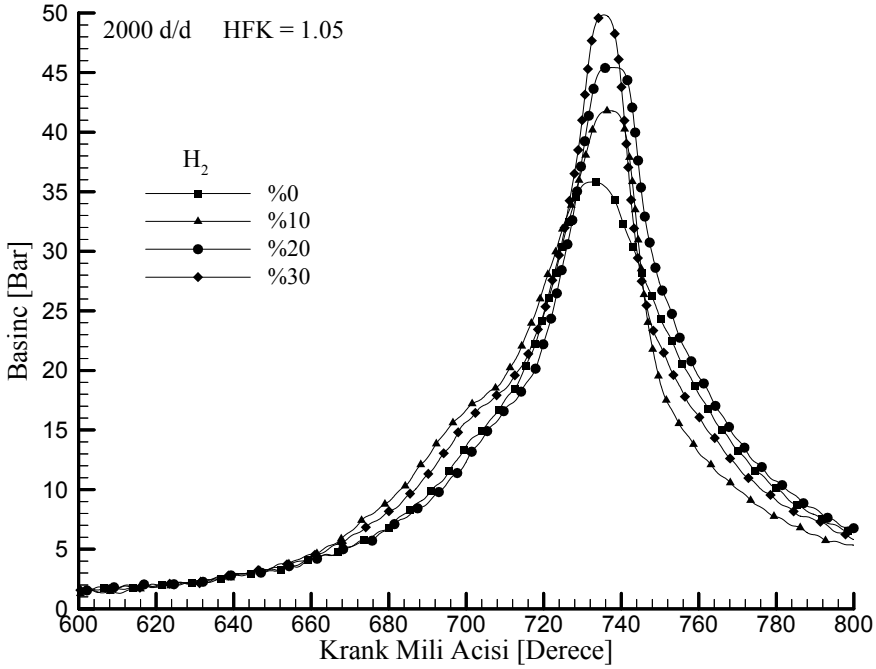
## 6.3. Silindir İçi Basınçların Değişimi

İçten yanmalı motorlarda yanma, sıkıştırma stroğunun sonunda başlar ve genişleme stroğunun başlangıç safhasında sona erer. Yanmanın sona erdiği nokta silindir içi maksimum basıncın görüldüğü noktadan daha sonradır. Motorlarda maksimum güç ve momenti üretebilmek için yanmanın ÜÖN'dan bir süre önce başlatılması gerekmektedir. Şayet ateşleme çok geciktirilirse, çevrim esnasında tüm basınçlar düştüğü için sıkıştırma stroğunda piston tarafından yapılan iş azalmasına rağmen genişleme stroğunda piston üzerinde yapılan iş de azalır. Ayrıca, genişleme stroğunun sonunda, yanmanın tamamlanmaması riski artar ve egzoz valfi aşırı ısınabilir. Buna karşılık, geç ateşleme NOx emisyonunu azaltacak, aynı zamanda vuruntulu çalışma durumundan da uzaklaştıracaktır. Yanma safhasının sonunda hacmin azalması ve genişleme stroğunun sonu ile oksidasyonun arttığı egzoz zamanı boyunca yanmış gazların sıcaklıklarının artmasından dolayı, geciktirilmiş ateşleme zamanı durumunda hidrokarbon emisyonları azalmaktadır. Ancak geciktirilmiş ateşlemenin iki önemli dezavantajı bulunmaktadır. Birincisi verimde açık bir şekilde düşüş gözlenmesi, ikincisi ise çevrimler arasında indike ortalama efektif basınçta salınımların (çevrimsel farkların) artması ve motorun titreşimli çalışmasıdır[95]. Bu yüzden ateşleme noktasının optimum olması önemlidir. Deney motorunun sahip olduğu elektronik kontrol ünitesi motor devrine göre ateşlemeyi üst ölü noktadan kaç derece önce yapması gerektiğini ayarlamaktadır. Devir sayısına göre ateşlemenin ÜÖN'dan kaç derece önce yapıldığı deneyler esnasında belirlenmiştir (Şekil 5.16). Farklı gaz kelebeği konumu için gerçekleştirilen deneylerde emisyonların yanı sıra silindir içi basınçların değişimi de incelenmiştir.

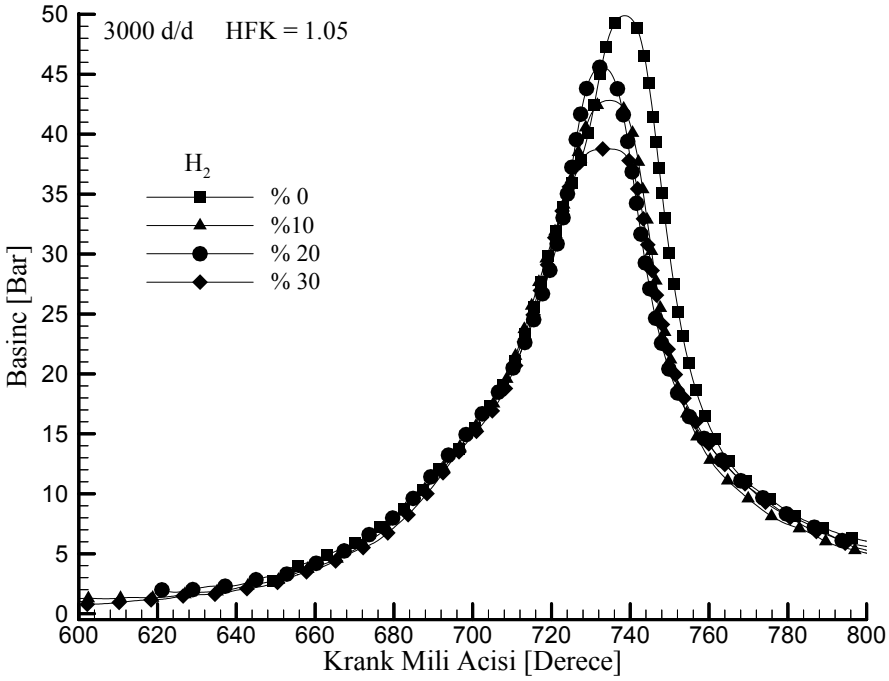
### 6.3.1. %65 Kısmi Yükte Silindir İçi Basınç Değişimleri

Şekil 6.27-6.30 arasında 2000 ve 3000 d/d motor devirlerinde %65 kısmi yükte farklı doğal gaz hidrojen karışımları için HFK'nın 1.05 ve 1.2 olduğu durumlara ait basınç değişimleri görülmektedir. HFK'nın 1.05 olduğu durum 2000 ve 3000 d/d motor devirlerinde dikkate alındığında, doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basınç değerlerinde artış olduğu bu artışın devir sayısından bağımsız olduğu gözlenmiştir. Maksimum basınç değerlerinin ise devire göre çok az fark ettiği %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımı dikkate alındığında anlaşılmaktadır. 2000 d/d için basınç grafiğinde

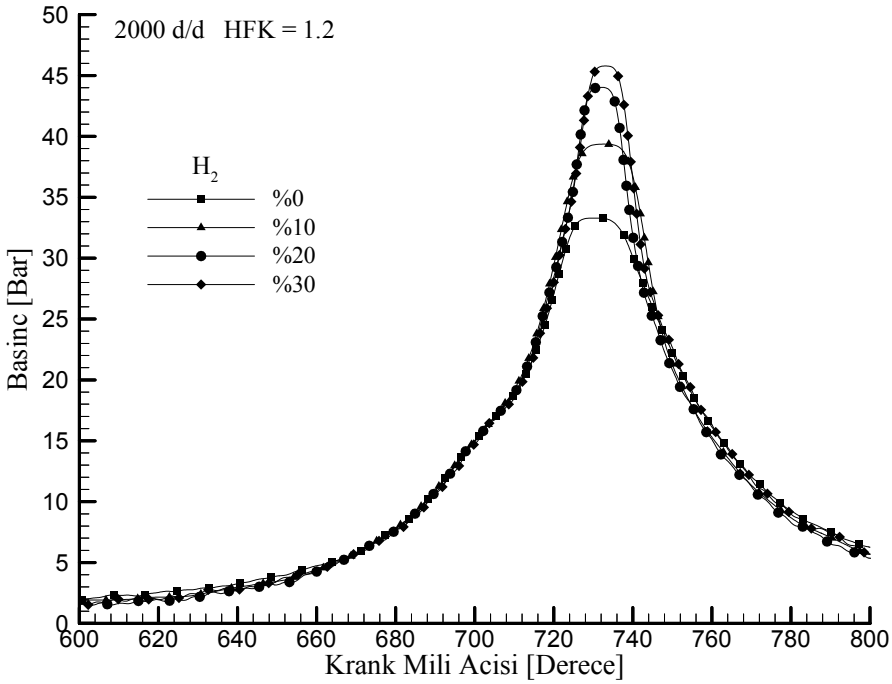
tutuşma gecikmesinin net olarak görülmesine rağmen 3000 d/d motor devrinde tutuşma gecikmesi çok belirgin olmamıştır. HFK'nın 1.2 olduğu durum için çizilen basınç grafiklerine bakıldığı zaman doğal gaza hidrojen ilave edilmesi durumunda basınçta artış olduğu ve en yüksek basınçların %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımında elde edildiği görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının 1.05'den 1.2'ye artırılması ile basınç değerlerinde bir azalma olduğu görülmektedir.



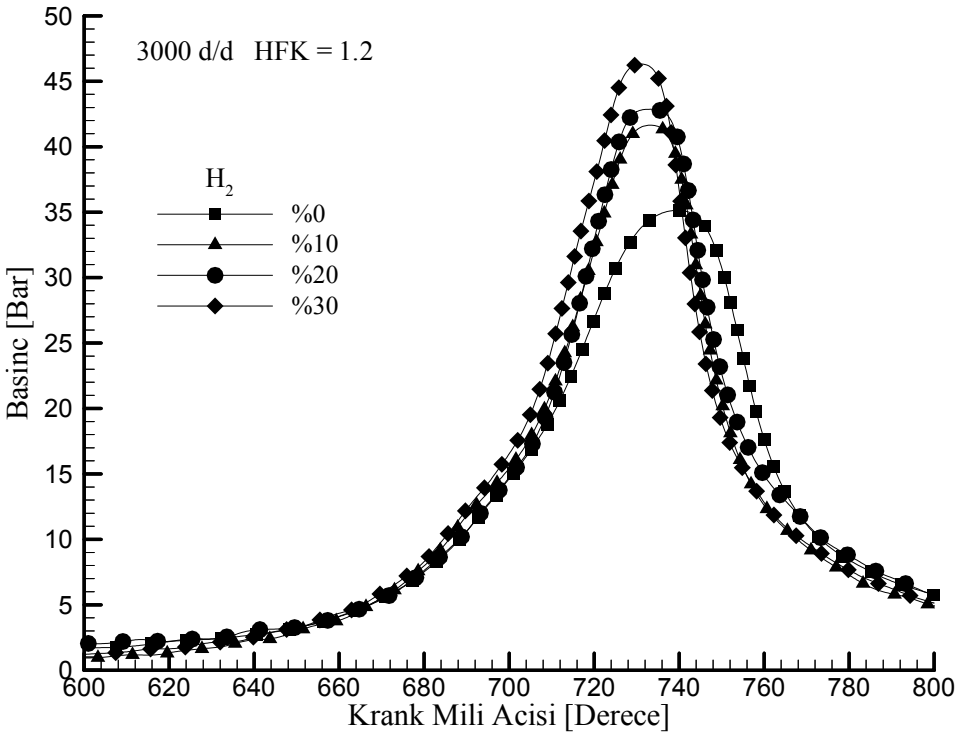

Şekil 6.27. HFK =1.05 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (2000 d/d)




Şekil 6.28. HFK =1.05 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (3000 d/d)




Şekil 6.29. HFK =1.2 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (2000 d/d)

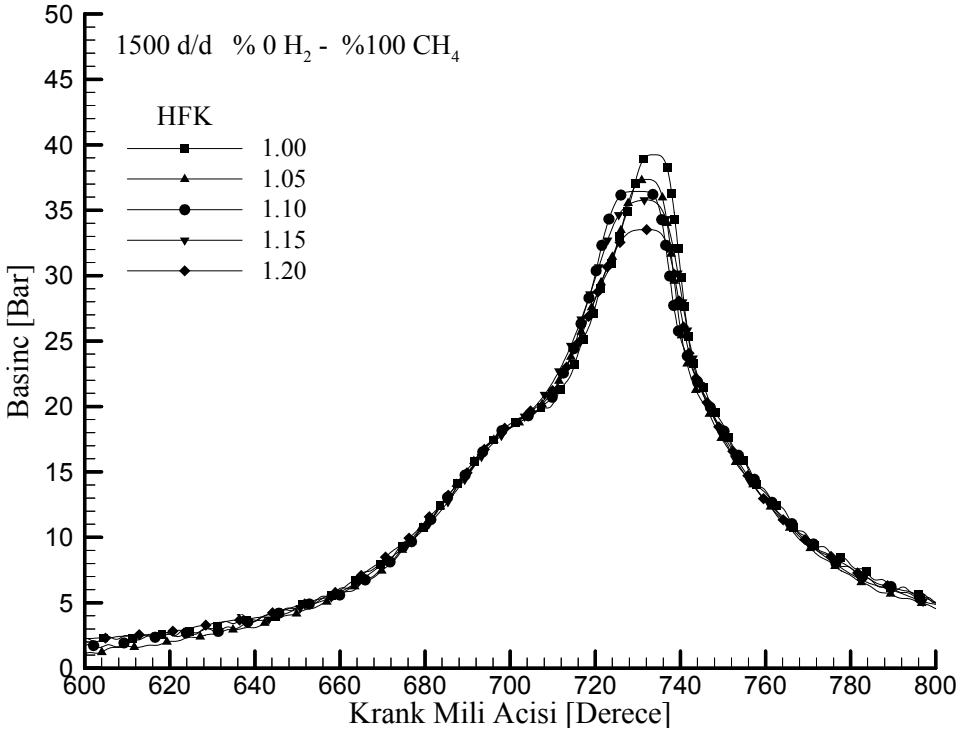



Şekil 6.30. HFK =1.2 ve farklı $H_2$ ilavesinde %65 kısmi yükte basınç değişimleri (3000 d/d)

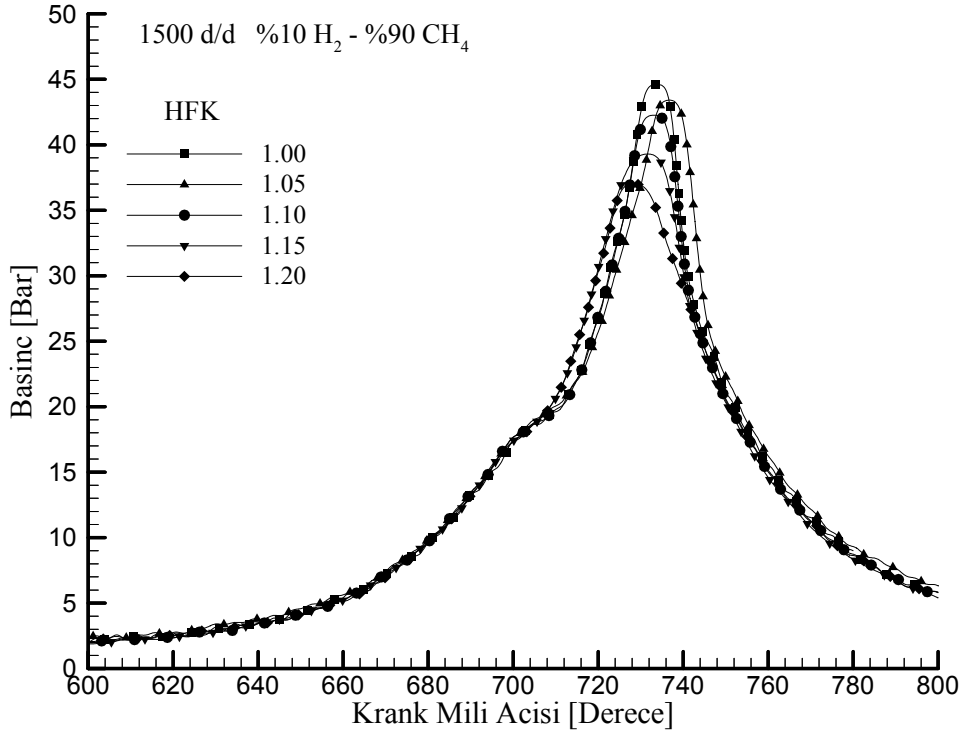
### 6.3.2. %100 Tam Yükte Silindir İçi Basınç Değişimleri

%100 tam yükte gerçekleştirilen deneylerde motor devri 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d olarak alınmış ve farklı hava fazlalık katsayılarında silindir içi basınç değişimleri grafiklere aktarılmıştır.

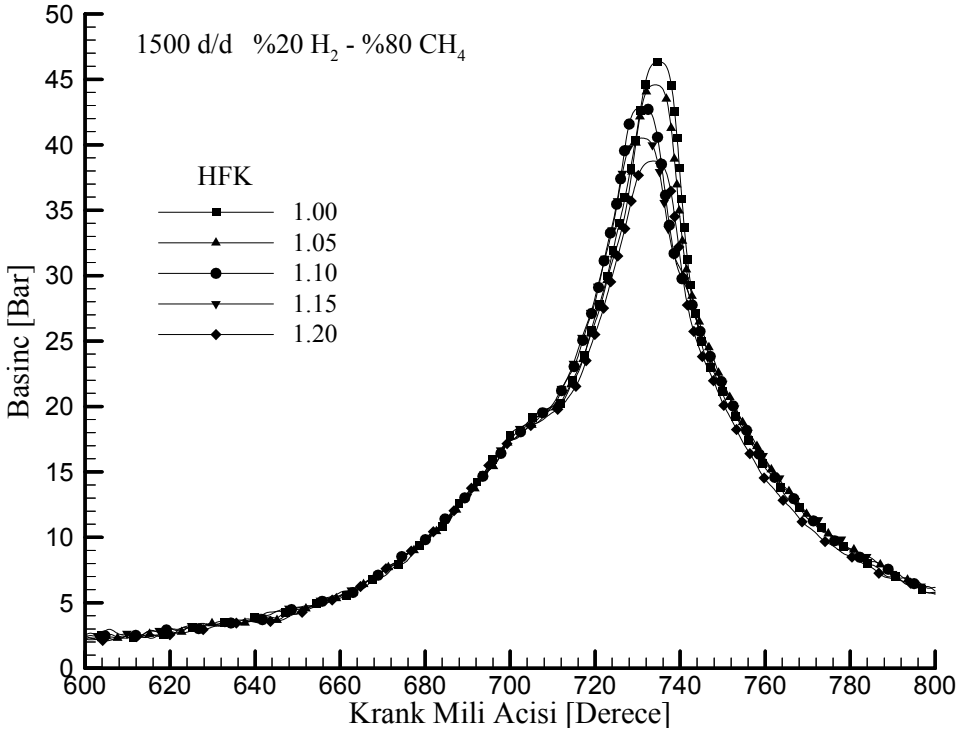
Şekil 6.31 ile 6.34 arasında 1500 d/d için %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımlarına ait farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı basınç değişimleri görülmektedir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması durumlarında maksimum basınç değerleri HFK'nın 1.0 olduğu durumda sırasıyla ÜÖN'dan $13^o$, $13^o$, $15^o$ ve $15^o$ KMA sonra elde edilmiştir. Tüm şekillerde hava fazlalık katsayısının artması ile (HFK 1.0'dan 1.2'ye) maksimum basınç değerlerinde azalma gözlenmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesi durumunda maksimum basınç değerlerine bakıldığında ise en yüksek basınç değerleri %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımında elde edildiği gözlenmiştir.



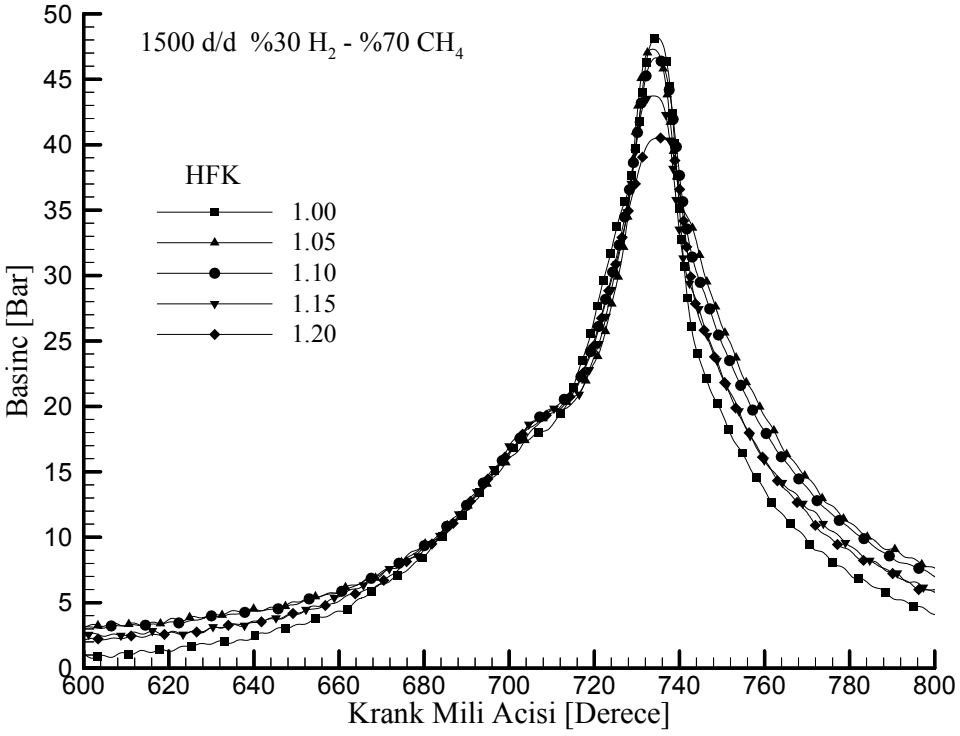

Şekil 6.31. Farklı HFK için %100 $CH_4$'nın krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)




Şekil 6.32. Farklı HFK için %10 $H_2$- %90 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)

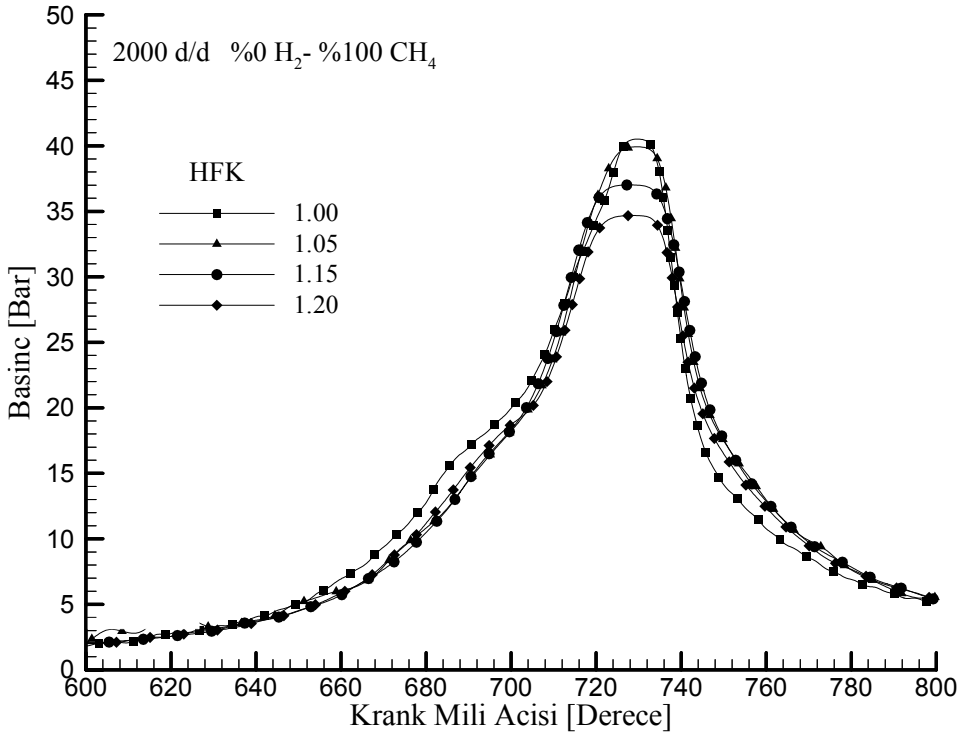



Şekil 6.33. Farklı HFK için %20 $H_2$- %80 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)

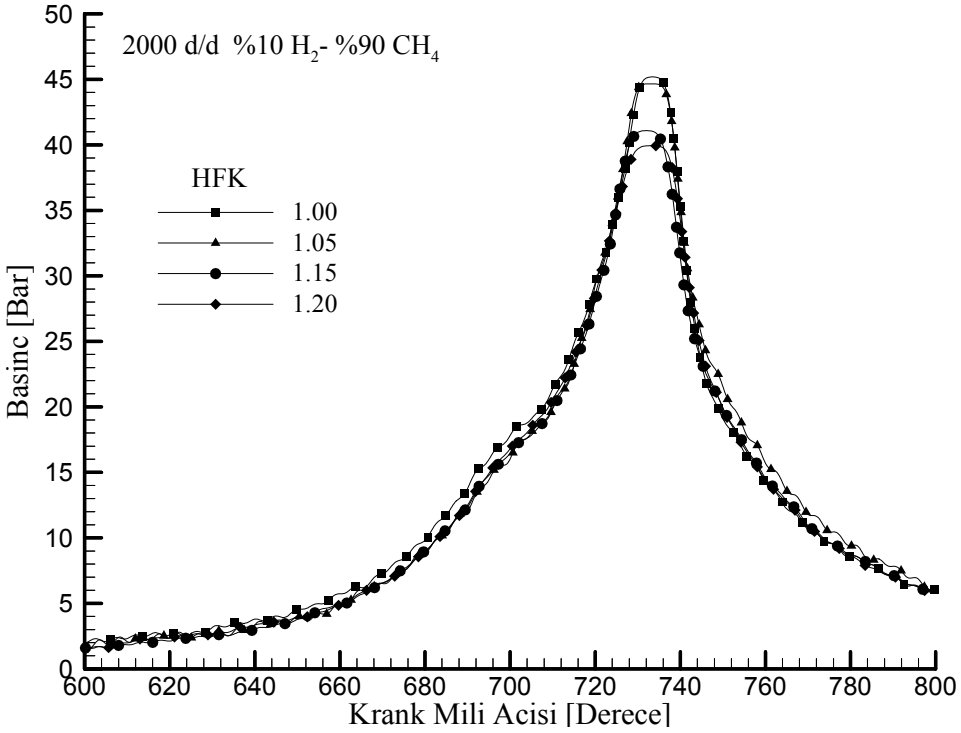



Şekil 6.34. Farklı HFK için %30 $H_2$- %70 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d)

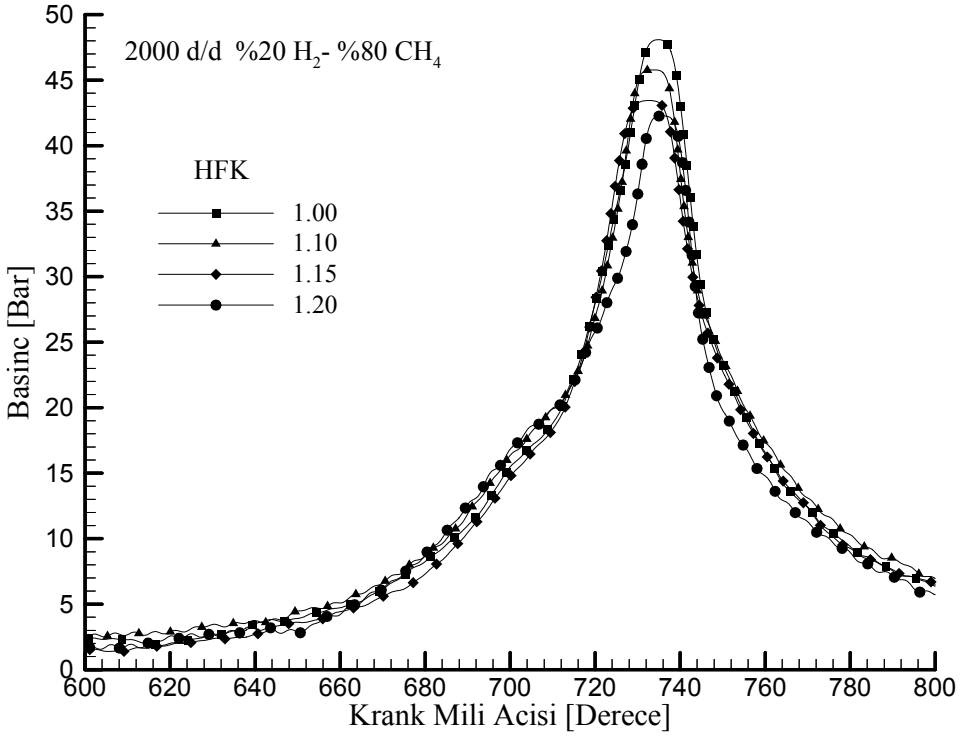
Şekil 6.35 ile 6.38 arasında 2000 d/d için %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımlarına ait farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı basınç değişimleri görülmektedir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması durumlarında maksimum basınç değerleri HFK'nın 1.0 olduğu durumda sırasıyla ÜÖN'dan $10^o$, $12^o$, $14^o$ ve $12^o$ KMA sonra elde edilmiştir. Tüm şekillerde hava fazlalık katsayısının artması ile( HFK 1.0'dan 1.2'ye) maksimum basınç değerlerinde azalma gözlenmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesi durumunda maksimum basınç değerlerine bakıldığında ise en yüksek basınç değerleri %100 $CH_4$ için 40.5 bar ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımında yaklaşık 51 bar olarak elde edildiği gözlenmiştir. Buda doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basınçlarda artış olduğunu göstermektedir.



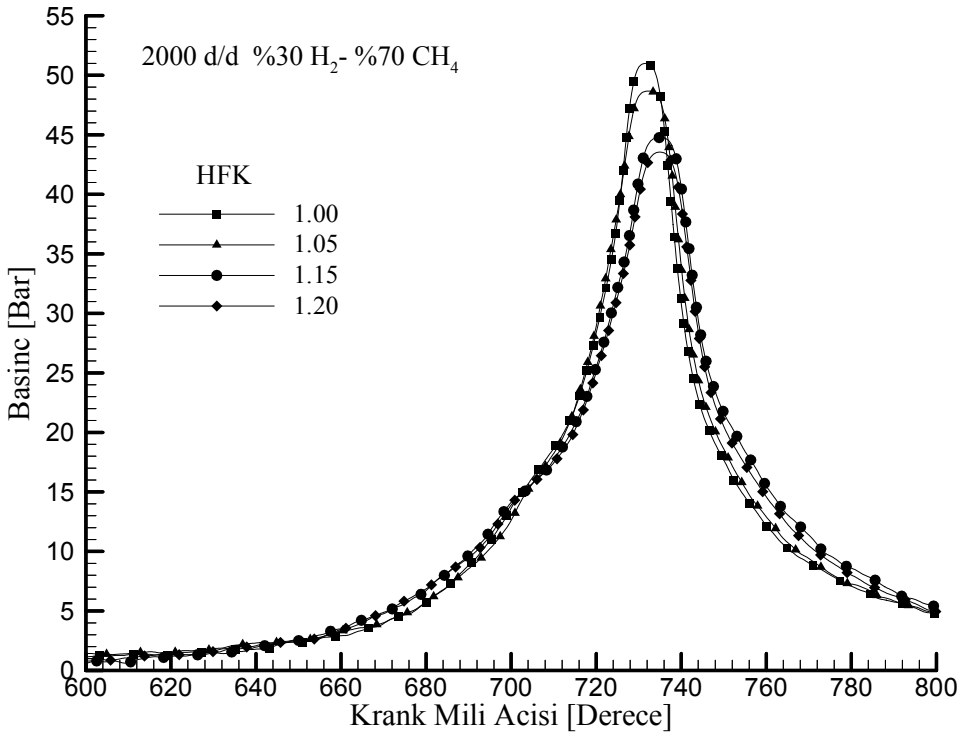

Şekil 6.35. Farklı HFK için %100 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)




Şekil 6.36. Farklı HFK için %10 $H_2$- %90 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)

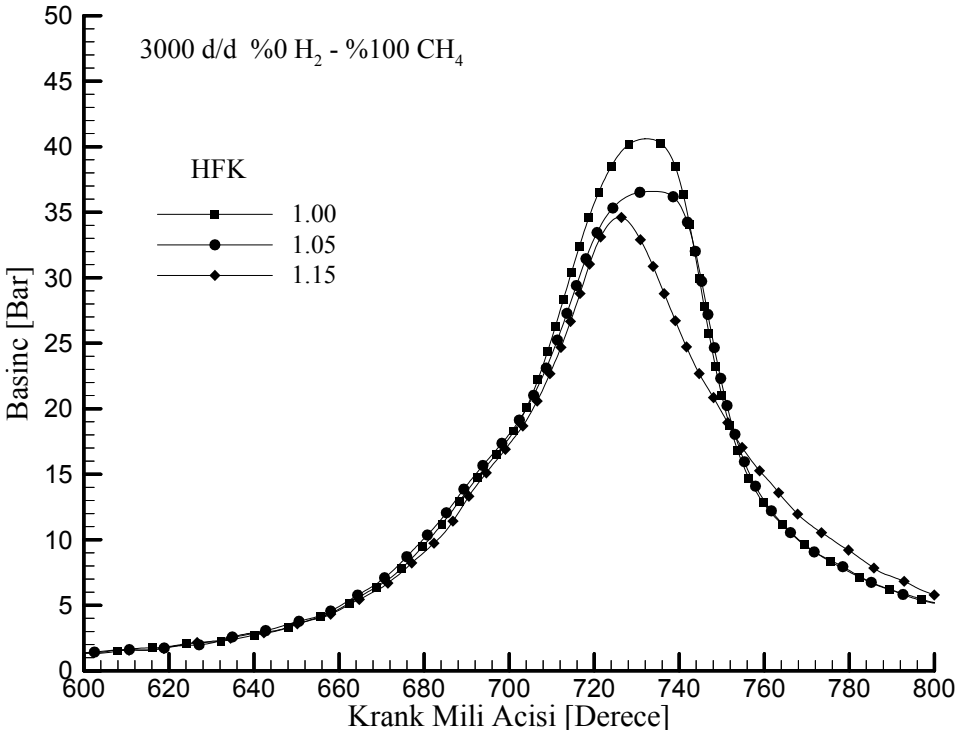



Şekil 6.37. Farklı HFK için %20 $H_2$- %80 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)

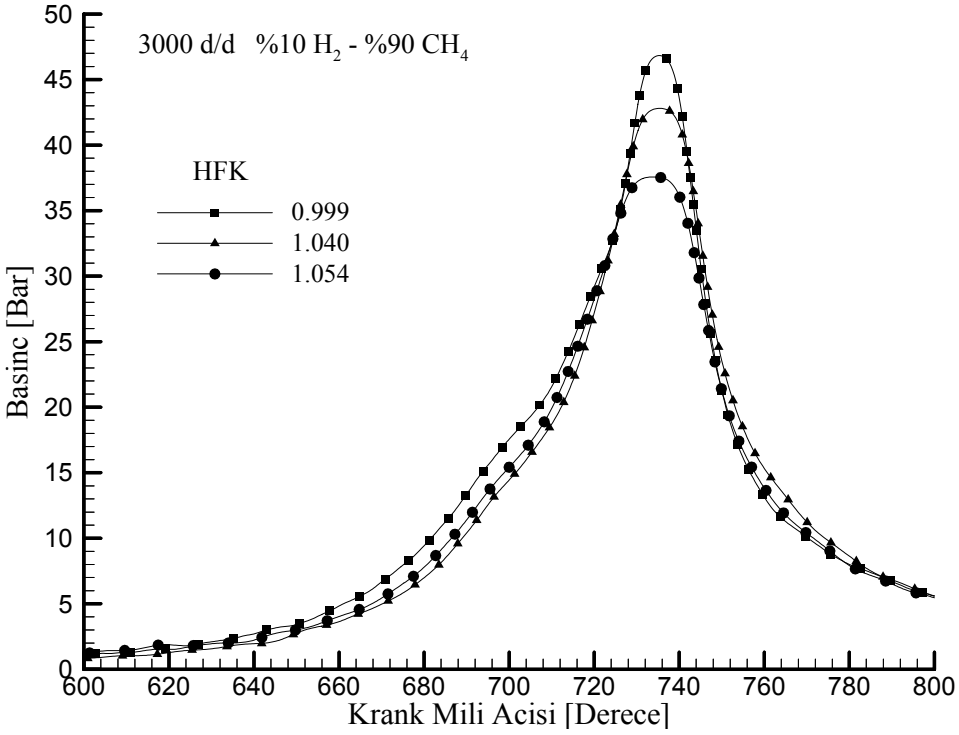



Şekil 6.38. Farklı HFK için %30 $H_2$- %70 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d)

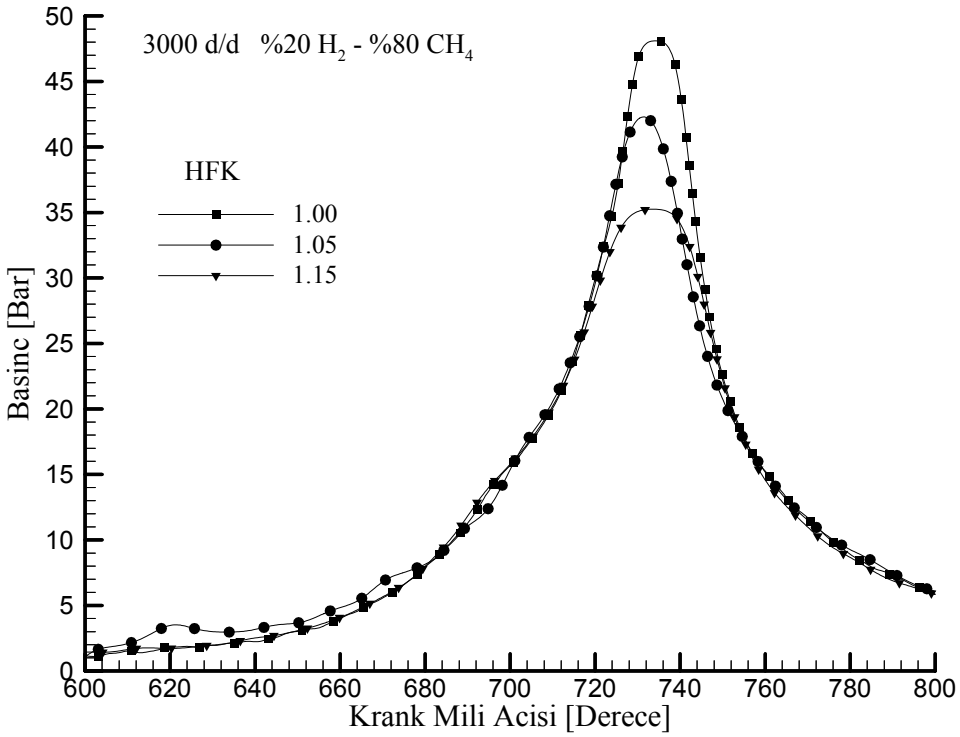
Şekil 6.39 ile 6.42 arasında 3000 d/d için %100 $CH_4$, %10 $H_2$-%90 $CH_4$, %20 $H_2$-%80 $CH_4$ ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımlarına ait farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı basınç değişimleri görülmektedir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması durumlarında maksimum basınç değerleri HFK'nın 1.0 olduğu durumda sırasıyla ÜÖN'dan $13^o$, $15^o$, $14^o$ ve $13^o$ KMA sonra elde edilmiştir. Tüm şekillerde hava fazlalık katsayısının artması ile( HFK 1.0'dan 1.15'e) maksimum basınç değerlerinde azalma gözlenmiştir. Doğal gaza hidrojen ilavesi durumunda maksimum basınç değerlerine bakıldığında ise en yüksek basınç değerleri %100 $CH_4$ için 40.5 bar ve %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımında yaklaşık 51.2 bar olarak elde edildiği gözlenmiştir. Buda doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basınçlarda artış olduğunu göstermektedir. Motorun dönme sayısı yani devir sayısı arttıkça yanma olayı için geçen süre azalır. Ancak devir sayısının artışına bağlı olarak ortalama piston hızı arttığından yakıt hava karışımındaki türbülans şiddeti hızla artar. Dolayısıyla dönme sayısı ile yanma hızı da artmaktadır. Ancak dönme sayısının artışı tutuşma gecikmesi süresine fazla etki etmemekte, bu nedenle tutuşma gecikmesi KMA olarak büyümektedir. Bu bakımdan ateşleme noktası artan dönme sayısı ile orantılı olarak ÜÖN'dan önceye kaydırılırsa basınç krank mili açısı diyagramının en iyi şekli korunabilmektedir[56].



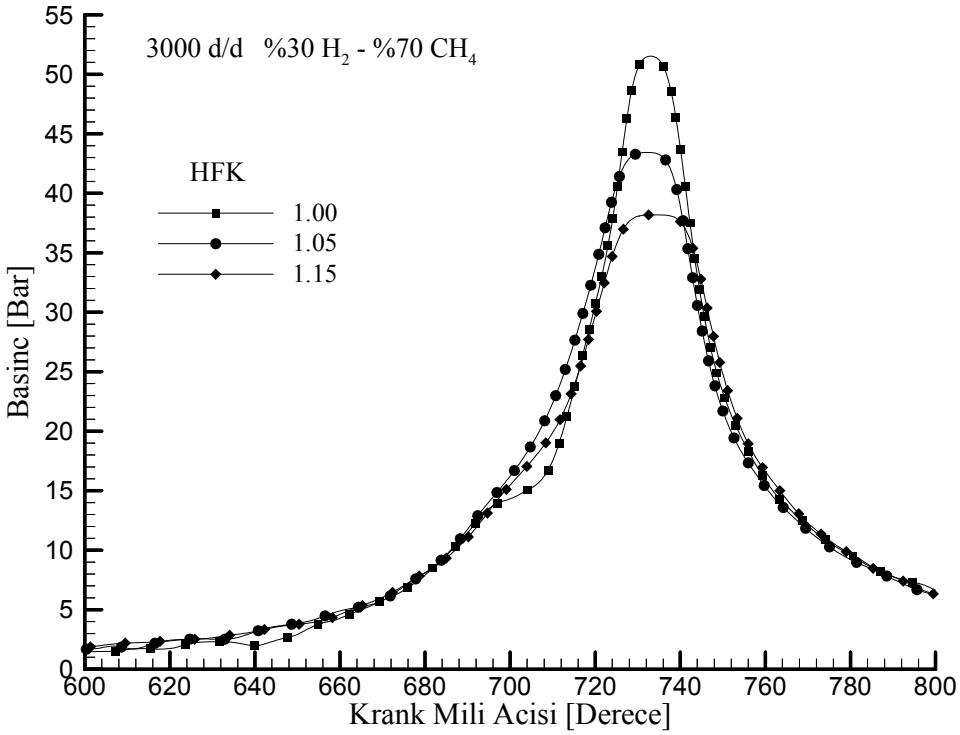

Şekil 6.39. Farklı HFK için %100 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)




Şekil 6.40. Farklı HFK için %10 $H_2$- %90 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)

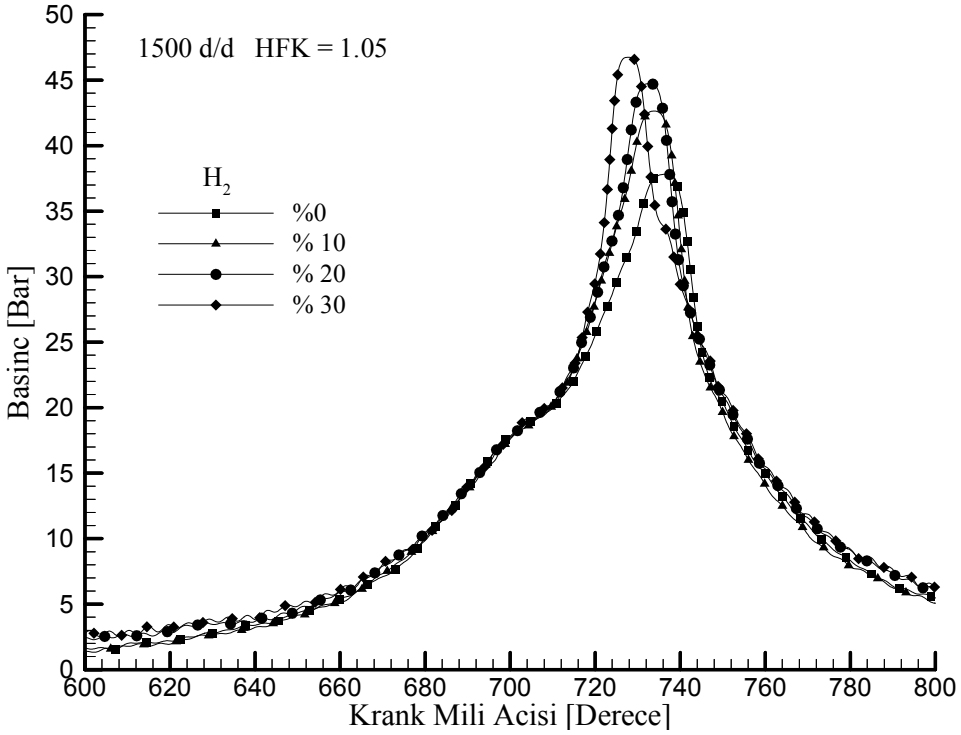



Şekil 6.41. Farklı HFK için %20 $H_2$- %80 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)

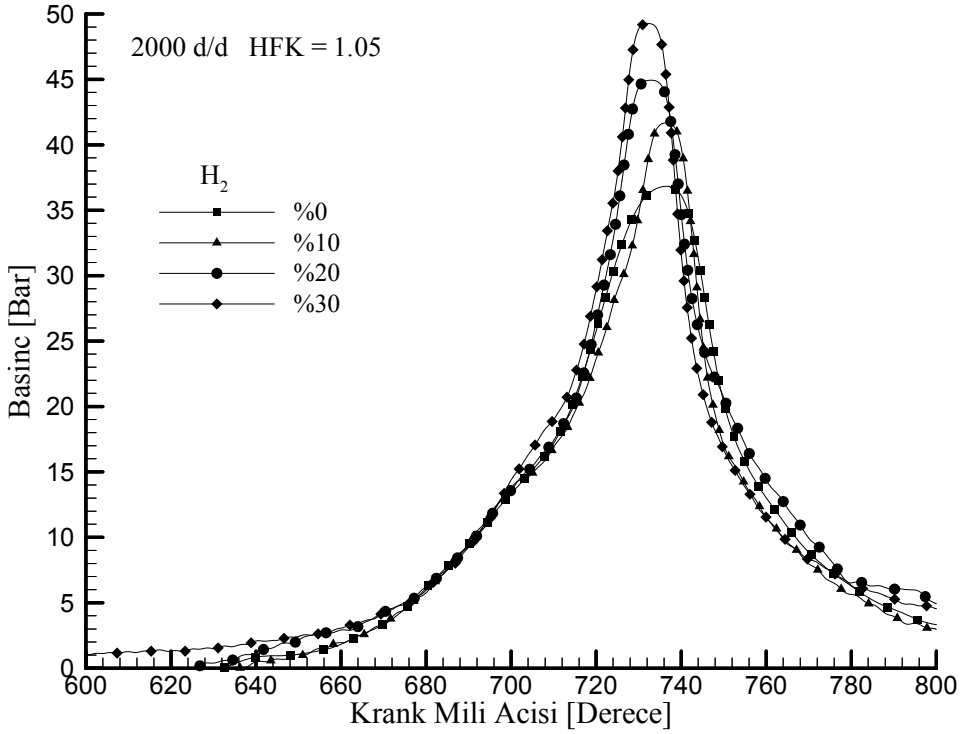



Şekil 6.42. Farklı HFK için %30 $H_2$- %70 $CH_4$'ün krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d)

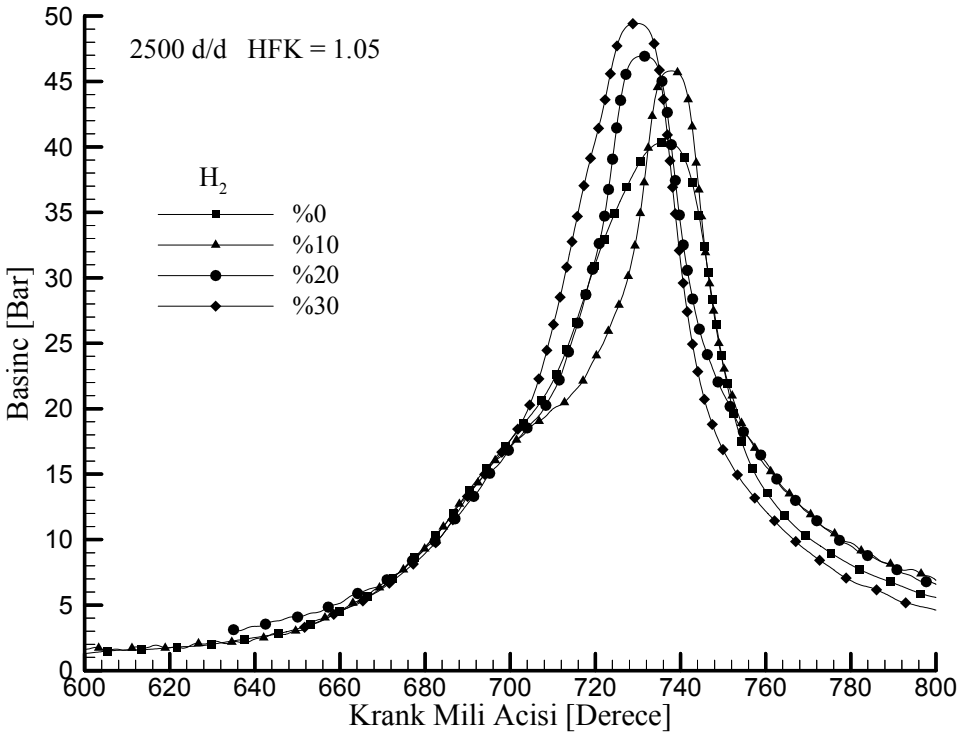
Hava fazlalık katsayısının (HFK = 1.05) aynı olduğu durumlar için 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde doğal gaz ve doğal gaza hidrojen ilavesinin silindir içi basınç değişimleri şekil 6.43-6.46 arasında görülmektedir. Deneylerde motor ateşleme avansını motor devrine göre ayarladığı için 1500 d/d motor devrinde tutuşma gecikmesi net olarak belli olurken 3000 d/d da tutuşma gecikmesi çok fazla belli olmamıştır. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basınçtaki artış motor devrinden etkilenmemiş ve en yüksek basınç değerleri %30$H_2$-%70$CH_4$ karışımlarında elde edilmiştir. Maksimum basıncın oluştuğu noktanın yerinin doğal gaza hidrojen ilave edilmesi durumunda ÜÖN'ya yaklaştığı görülmüştür.



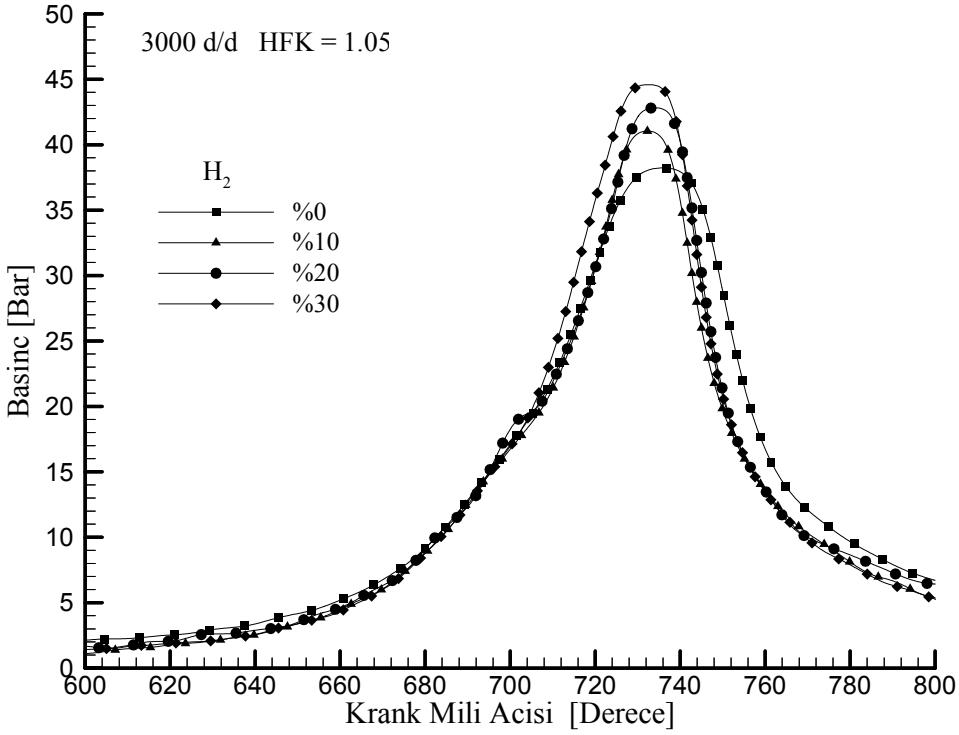

Şekil 6.43. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d- HFK 1.05)




Şekil 6.44. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2000 d/d- HFK 1.05)

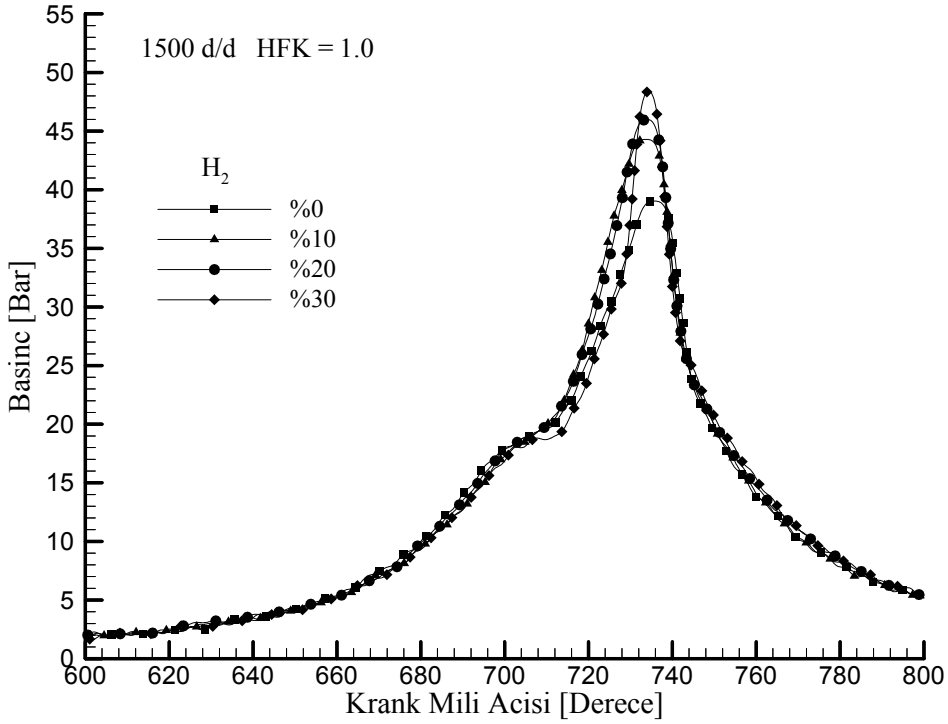



Şekil 6.45. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (2500 d/d- HFK 1.05)

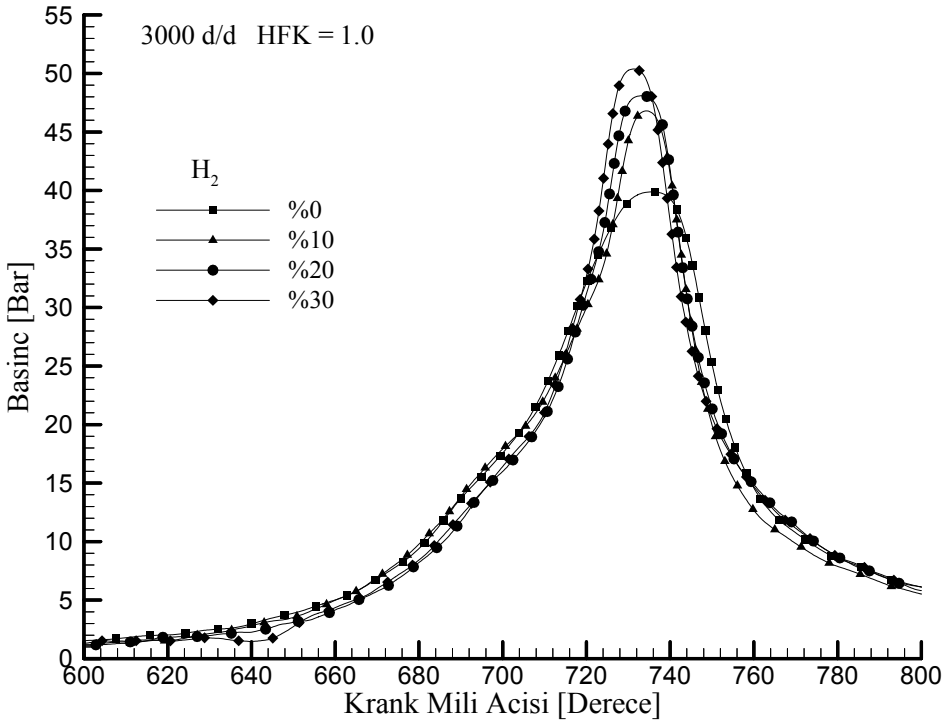



Şekil 6.46. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d- HFK 1.05)

Şekil 6.47 ve 6.48'de HFK'nın 1.0 olduğu durum için 1500 ve 3000 d/d motor devirlerinde farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri görülmektedir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basınç değerlerinde artış elde edilmiştir. En yüksek basınç değerleri doğal gaza %30 hidrojen ilave edildiği durumda elde edilmiş ve maksimum basıncın yeri ÜÖN'ya yaklaşmıştır. Bunun nedeni hidrojenin sahip olduğu yüksek ısıl değeri nedeni ile silindir içerisinde oluşan maksimum sıcaklıklardan kaynaklanmaktadır. 1500 d/d tutuşma gecikmesi net olarak belli olurken 3000 d/d da tutuşma gecikmesi net olarak belli değildir. Motor devrinin artması ile piston hızı da artmaktadır buda yanmanın daha kısa sürede geçekleşmesi demektir.




Şekil 6. 47. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (1500 d/d- HFK 1.0)




Şekil 6.48. Farklı karışımlar için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri (3000 d/d- HFK 1.0)

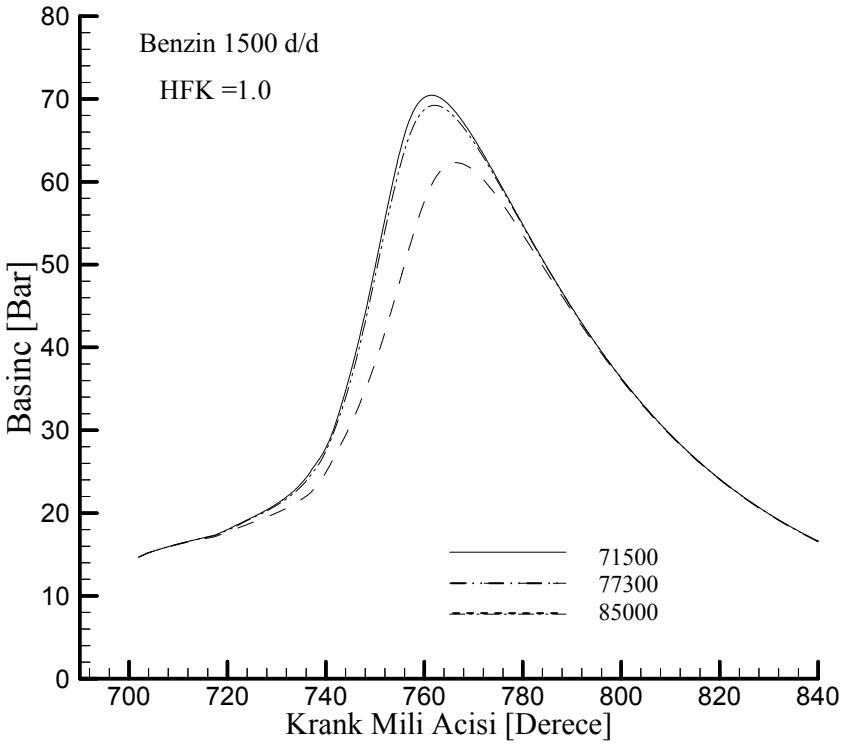
## 6.4. Sayısal Sonuçlar

Sayısal çalışmada, dört zamanlı dört silindirli bir motorun bir silindirindeki motor çevriminin bütün olarak çözülmesi amaçlanmaktadır. Bu amaçla silindir içi yanma prosesi sayısal çözümde dikkate alınmıştır.

Sayısal çözümde yapılan kabuller şu şekildedir:

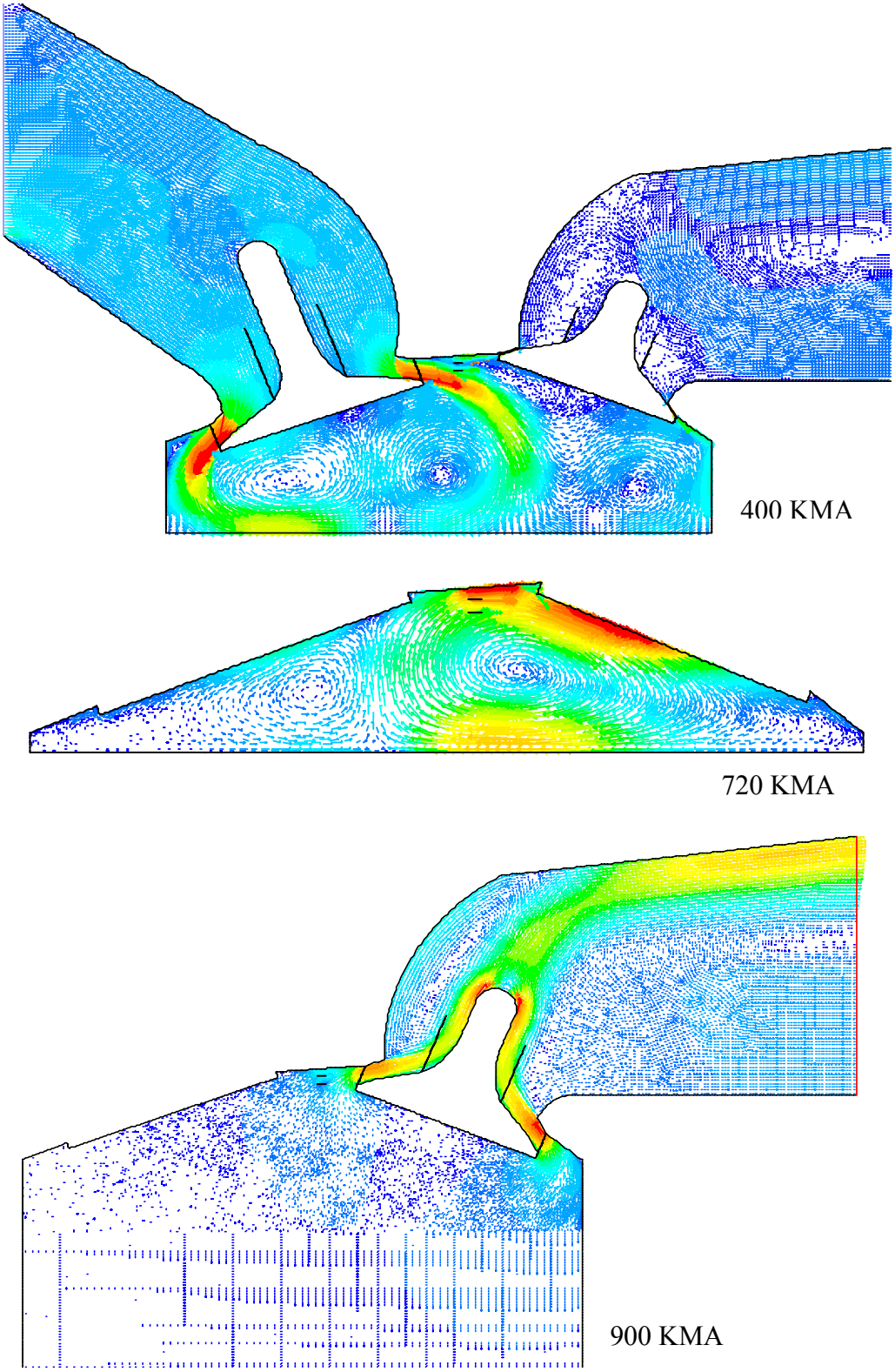
- Problem iki boyutlu, zamana bağlı,
- Türbülans modellemesinde standart k-ε türbülans modeli,
- Silindir içerisine homojen yakıt-hava karışımı girmektedir,
- Yakıt hava karışımının yoğunluğu ideal gaz kabul edilmiştir.
- Yanmanın modellenmesinde "Eddy Dissipation Concept (EDC)" ve "Eddy Dissipation" modeli kullanılmıştır.
- Çözüm tekniği olarak PRESTO algoritması kullanılmıştır.
- Basınç hız arasındaki ilişki için PİSO kullanılmıştır.

Simülasyon ile tahmin edilen sonuçların hesaplama ağından (grid) bağımsız olması için esas çalışmalardan önce değişik düğüm sayıları için denemeler yapılmıştır. Şekil 6.49'da farklı grid sayılarında benzin yakıtı için 1500 d/d motor devrinde HFK'nın 1.0 olduğu durumda kullanılan hesaplama ağı (grid) denemeleri görülmektedir. Bu denemelerde sıkıştırma ve genişleme zamanlarında tüm grid yapılarının aynı değerlerde çıktığı ve yanma sonrasında oluşan maksimum basınç değerlerinin değiştiği görülmüştür. Çalışmada 85000 düğüm sayısına sahip grid yapısı deneysel çalışmada elde edilen basınç değerlerine yakın sonuçlar verdiği için seçilmiştir.




Şekil 6.49. Grid bağımsızlığı

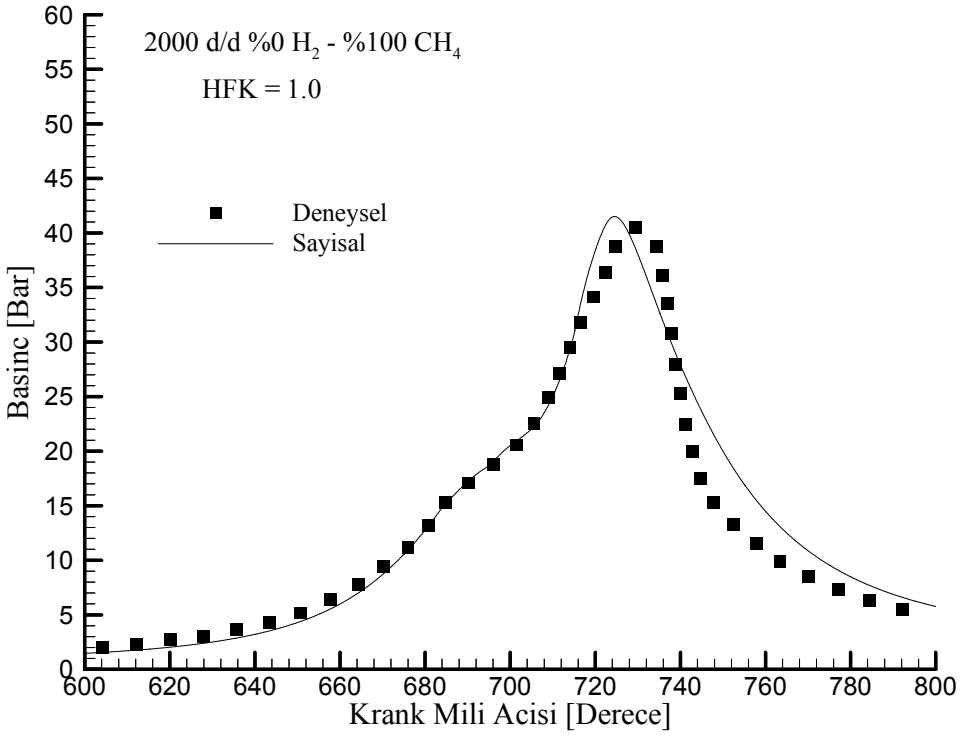
Şekil 6.50'de farklı krank mili açılarında yanmasız durumda silindir içerisindeki hız dağılımları vektörel olarak gösterilmiştir. Modelde emme supabı ve egzoz supabı manifoldları ile birlikte çizilmiştir. Çözüm esnasında zamandan tasarruf etmek için emme ve egzoz manifoldları, FLUENT programında bulunan dinamik mesh kısmından krank mili açısına bağlı olarak etkin veya etkin olmayan konumlarla tanımlanmıştır. Emme zamanından önce emme manifoldu aktif olup yakıt-hava girişi olmakta emme zamanının tamamlanması ile emme manifoldu çözüm esnasında kaldırılmakta ve aynı işlem egzoz zamanında da bu şekilde gerçekleşmektedir. Şekilde egzoz manifoldunun olduğu egzoz zamanı (900 KMA) görülmektedir. Ayrıca şekilde emme ve egzoz manifoldlarının her ikisini açık olduğu konum (400 KMA)ve sıkıştırma zamanında her iki manifoldun olmadığı durum(720 KMA) için gösterilmiştir.



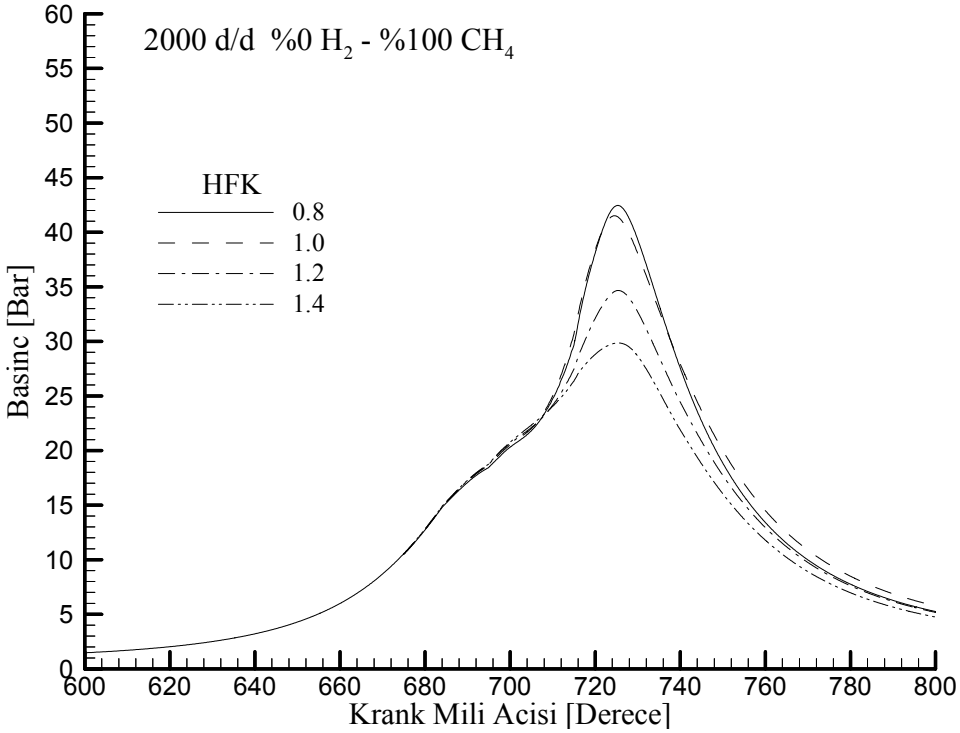

Şekil 6.50. 400, 720 ve 900 KMA'da vektörel hız dağılımları

Sayısal çalışmada sabit 2000 d/d için farklı hava fazlalık katsayılarında doğal gaz-hidrojen karışımları incelendi. 2000 d/d motor devrinde ateşleme avansı deneysel çalışmada elde edilen ateşleme avans değeriyle aynı olması açısından ÜÖN'dan önce 30 $^{o}$KMA olarak ele alındı. Çalışma sonucunda elde edilen basıncın krank mili açısına bağlı olarak değişimleri şekil 6.51 ile şekil 6.58 arasında gösterilmektedir.

Şekil 6.51'de hava fazlalık katsayısı 1.0 için %100 $CH_4$ için krank açısına bağlı basınç değişimi deneysel ve sayısal için verilmiştir. Sayısalda maksimum basıncın yeri üst ölü noktayı yaklaşık 2$^{o}$ sonra elde ederken deneyselde bu yaklaşık üst ölü noktadan sonra 10$^{o}$ de olmuştur. Fakat genel itibari ile deneysel ve sayısal sonuçlar benzer eğriler göstermiştir. Şekil 6.52'de %100 $CH_4$ için farklı hava fazlalık katsayısı değerlerinde sayısal çalışmadan elde edilen basınç eğrileri görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısının artması ile maksimum basınç değerlerinde azalma görülmüştür.

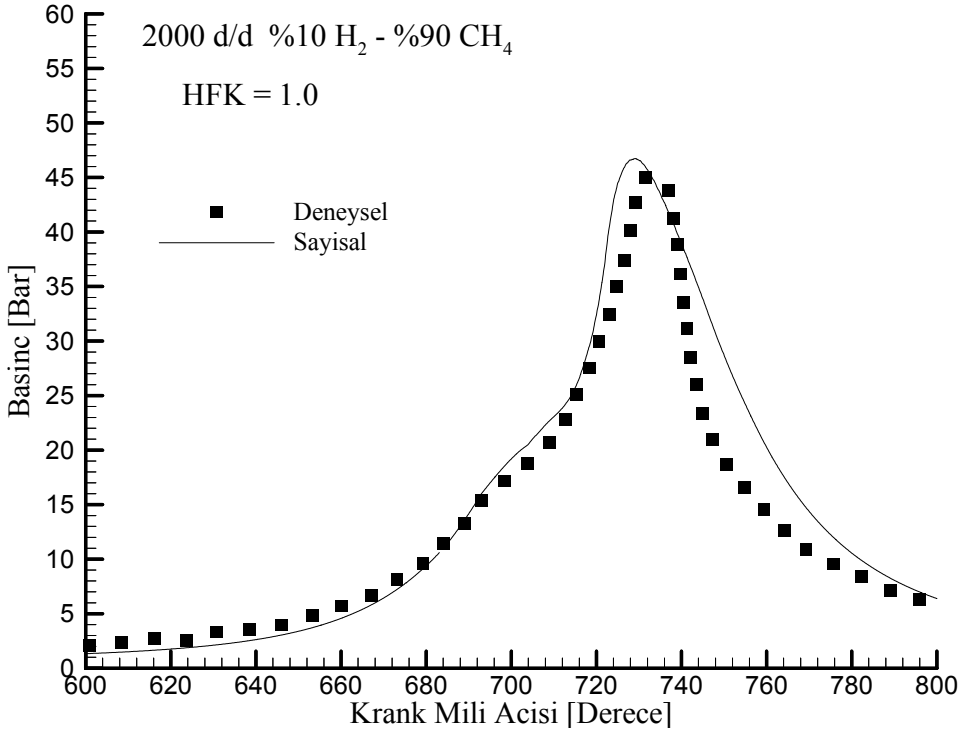



Şekil 6.51. HFK =1.0 için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması

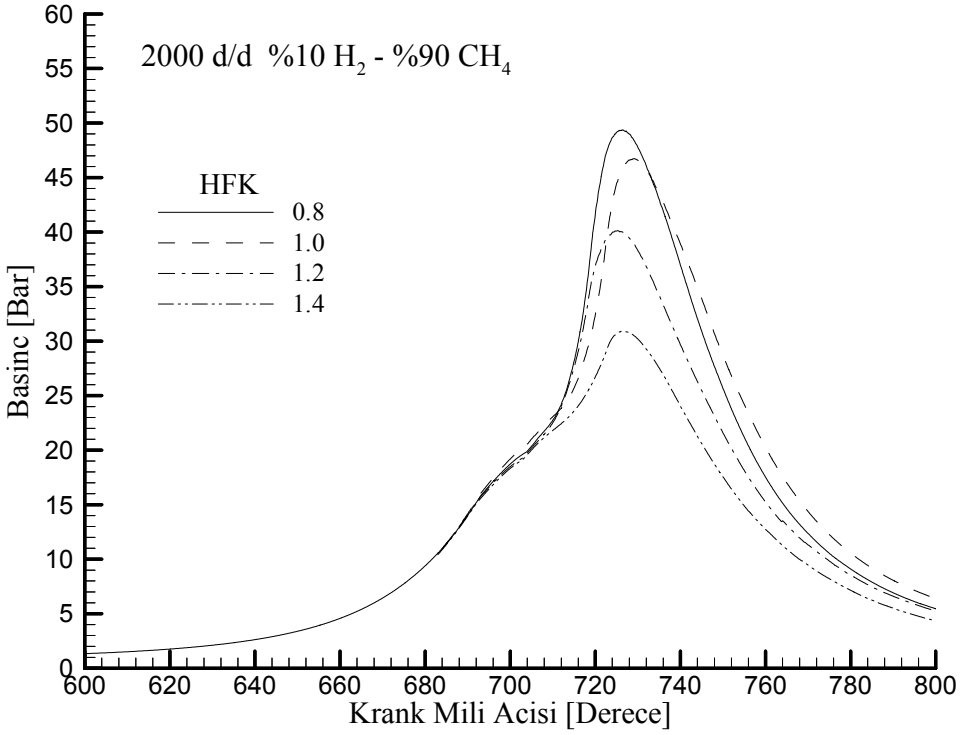



Şekil 6.52. Farklı hava fazlalık katsayıları için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri

Şekil 6.53'de %10$H_2$- %90 $CH_4$ karışımının 2000 d/d ve HFK 1.0 için krank açısına bağlı basınç değişimleri sayısal ve deneysel durum için gösterilmiştir. Deneysel ve sayısal eğrilerin benzer eğim gösterdikleri görülmektedir. Şekil 6.54'de ise farklı hava fazlalık katsayıları için %10$H_2$- %90 $CH_4$ karışımının basınç eğrileri görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile maksimum basınç değerlerinde azalma gözlenmiştir. Maksimum basınç hava fazlalık katsayısının 0.8 olduğu durumda elde edilmiştir. Maksimum basınç değerleri üst ölü noktadan sonra 10-15 $^{o}$ arasında elde edilmiştir.

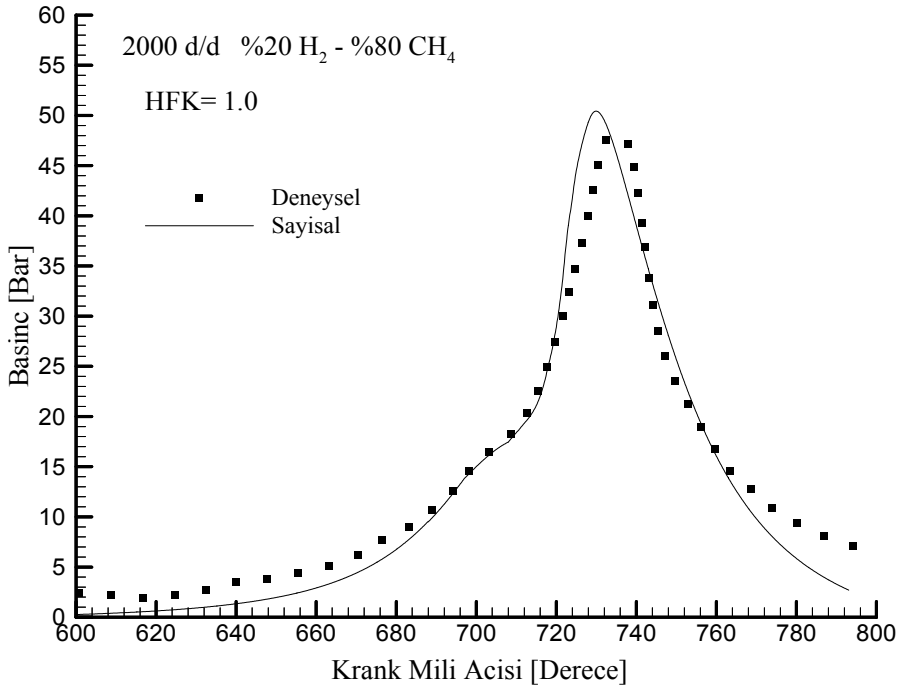



Şekil 6.53. HFK = 1.0 için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması

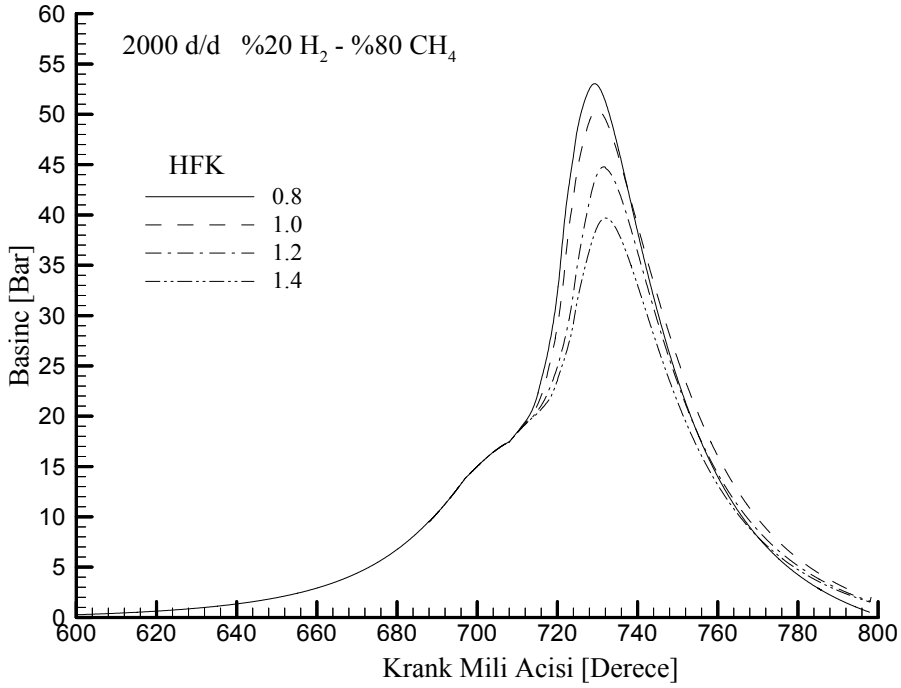



Şekil 6.54. Farklı hava fazlalık katsayıları için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri

Şekil 6.55'de doğal gaza %20 hidrojen ilave edilmesi durumunda 2000 d/d motor hızında hava fazlalık katsayısının 1.0 olduğu durum için deneysel çalışmadan ve sayısal modelden elde edilen basınçlar karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlara benzer bir seyir izlediği görülmüştür. Şekil 6.56'da ise farklı hava fazlalık katsayıları (0.8, 1, 1.2 ve 1.4) için elde edilmiş basınç eğrileri görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile maksimum basınçlarda azalma olduğu gözlenmiştir. Maksimum basınç değerleri ÜÖN'dan sonra 9-12$^{o}$KMA aralığında elde edilmiştir.

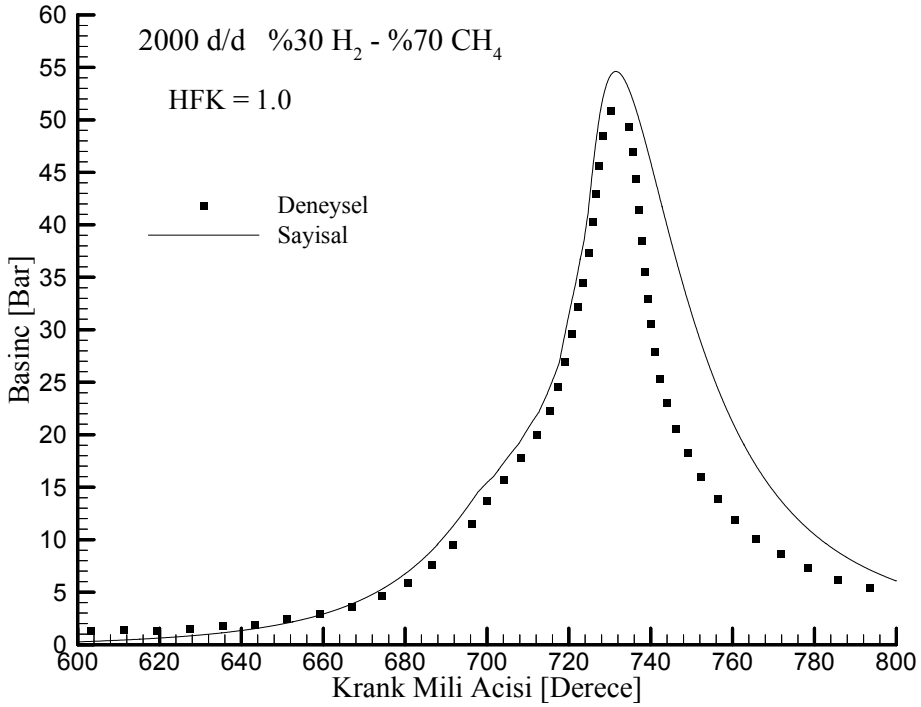



Şekil 6.55. HFK =1.0 için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması

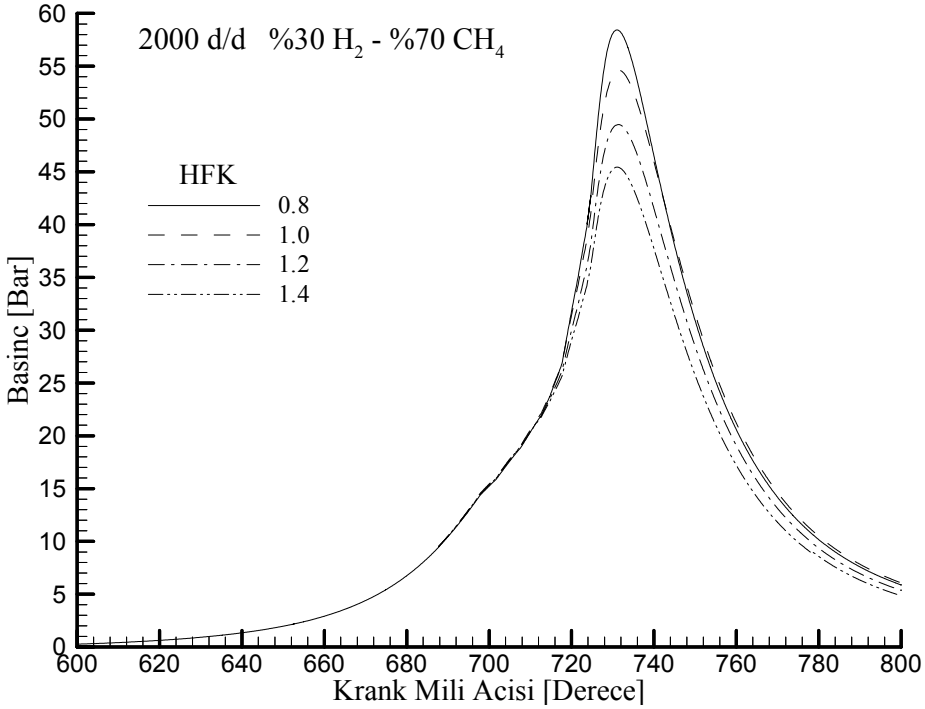



Şekil 6.56. Farklı hava fazlalık katsayıları için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri

Şekil 6.57'de hava fazlalık katsayısının 1.0 olduğu durum için doğal gaza %30 $H_2$ ilavesi sonucu sayısal modelde elde edilen basınç eğrisi ile deneysel olarak elde edilen basınç eğrilerinin karşılaştırılması görülmektedir. Şekil 6.58'de farklı hava fazlalık katsayıları( 0.8, 1, 1.2 ve 1.4) için elde edilmiş basınç eğrileri görülmektedir. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlara benzer bir seyir izlediği görülmüştür. Hava fazlalık katsayısının artması ile maksimum basınçlarda düşme olduğu gözlenmiştir. Maksimum basıncın üst ölü noktadan 13-15$^o$ sonraki aralıkta elde edildiği görülmüştür.

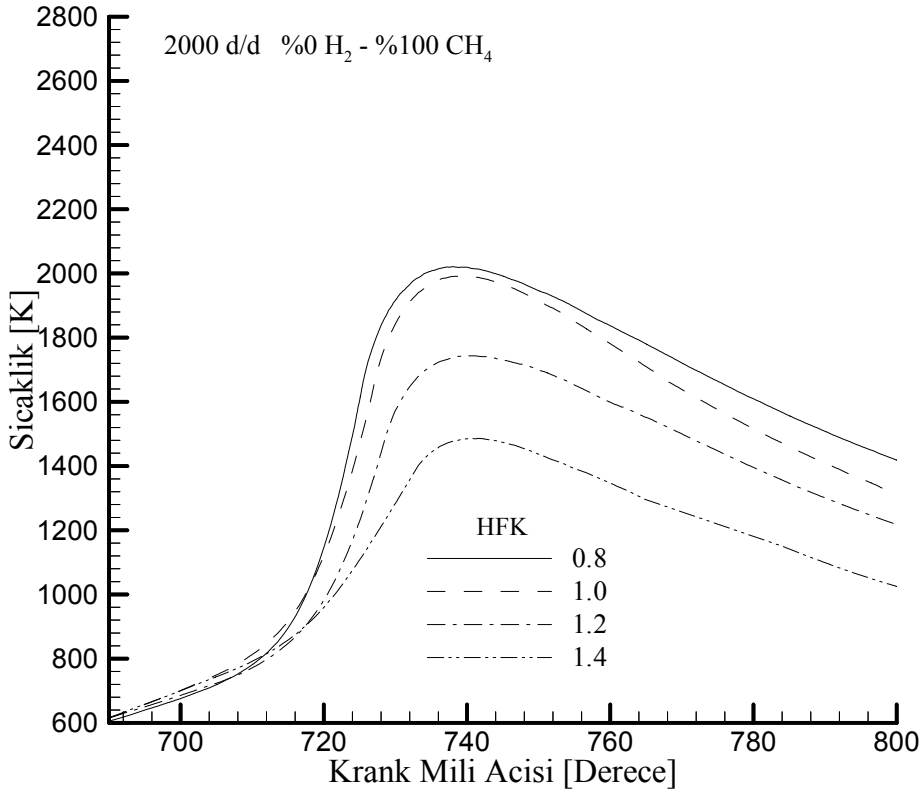



Şekil 6.57. HFK =1.0 için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının deneysel ve sayısal basınç değişimlerinin karşılaştırılması

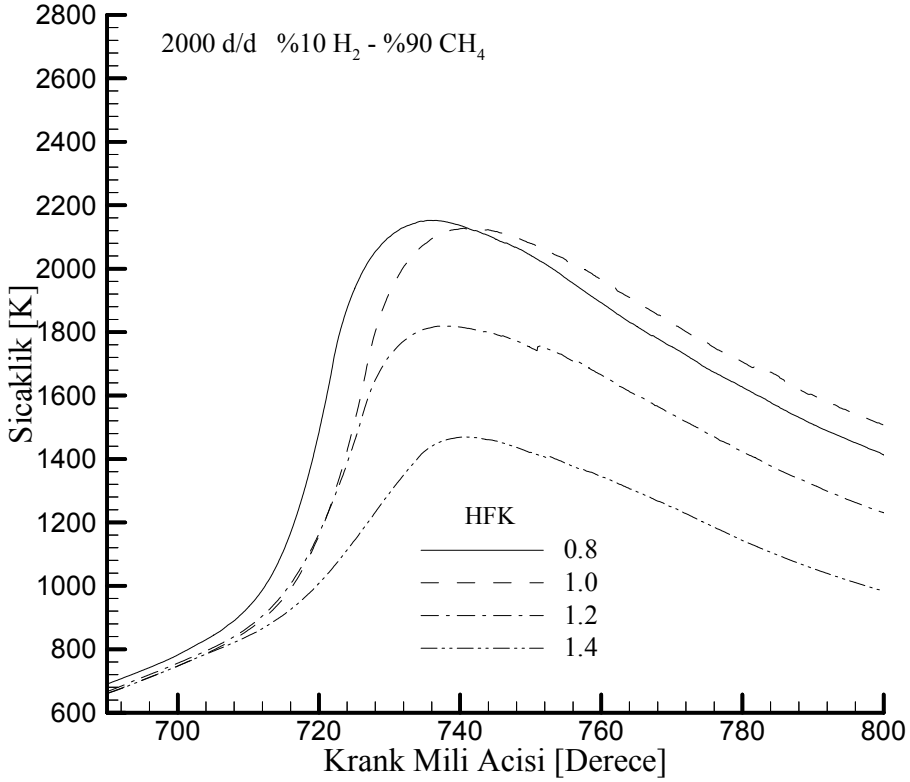



Şekil 6.58. Farklı hava fazlalık katsayıları için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı basınç değişimleri

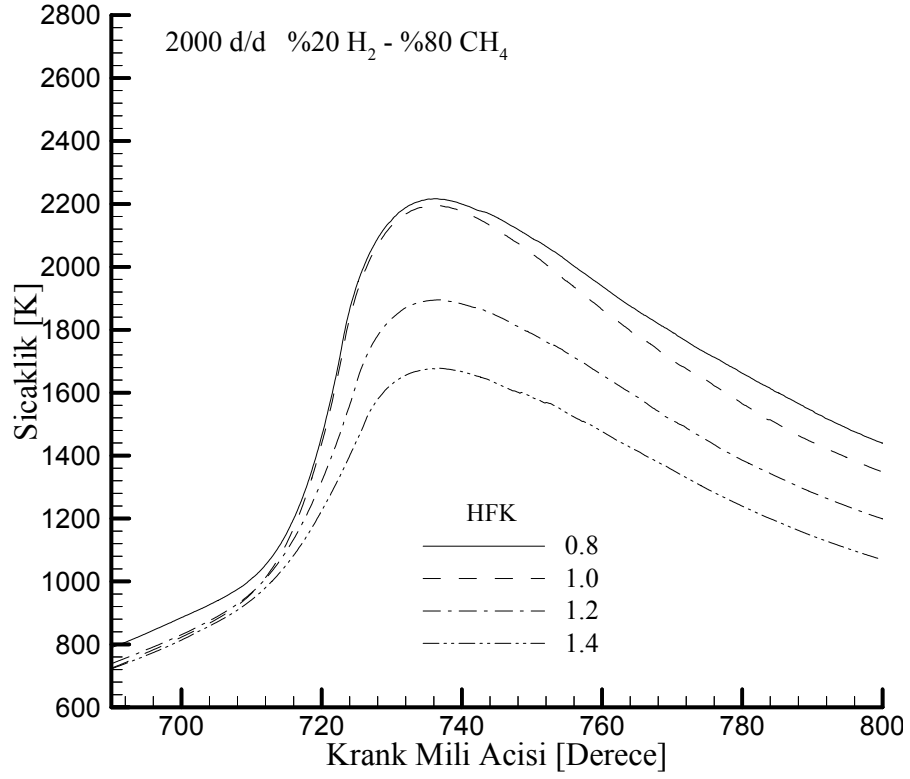
Şekil 6.59 ile şekil 6.62 arasında karışımların farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı sıcaklık değişimleri görülmektedir. Şekillerden görülebileceği üzere, silindir içerisinde sayısal olarak belirlenen maksimum sıcaklık saf metan yanmasında (% 100 $CH_4$) hava fazlalık katsayısı 1.0 için yaklaşık 2000 K dolaylarında iken, %30 $H_2$ -%70 $CH_4$ karışımının sıcaklık değeri ise hava fazlalık katsayısının 1.0 olduğu durum için yaklaşık 2360 K dolaylarında olduğu tespit edilmiştir. Buradan karışımdaki hidrojen içeriğinin artması ile sıcaklığın arttığı anlaşılmaktadır. Bu durum hidrojenin ısıl değerinin (120 Mj/kg) metanın ısıl değerine (50 Mj/kg) göre daha yüksek olmasından dolayı yüksek sıcaklıklar oluşmaktadır. Tüm karışımlarda maksimum sıcaklık değerlerinin hava fazlalık katsayının artmasına bağlı olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek maksimum sıcaklık değerini zengin karışımda HFK=0.8'de olduğu gözlenmiştir.



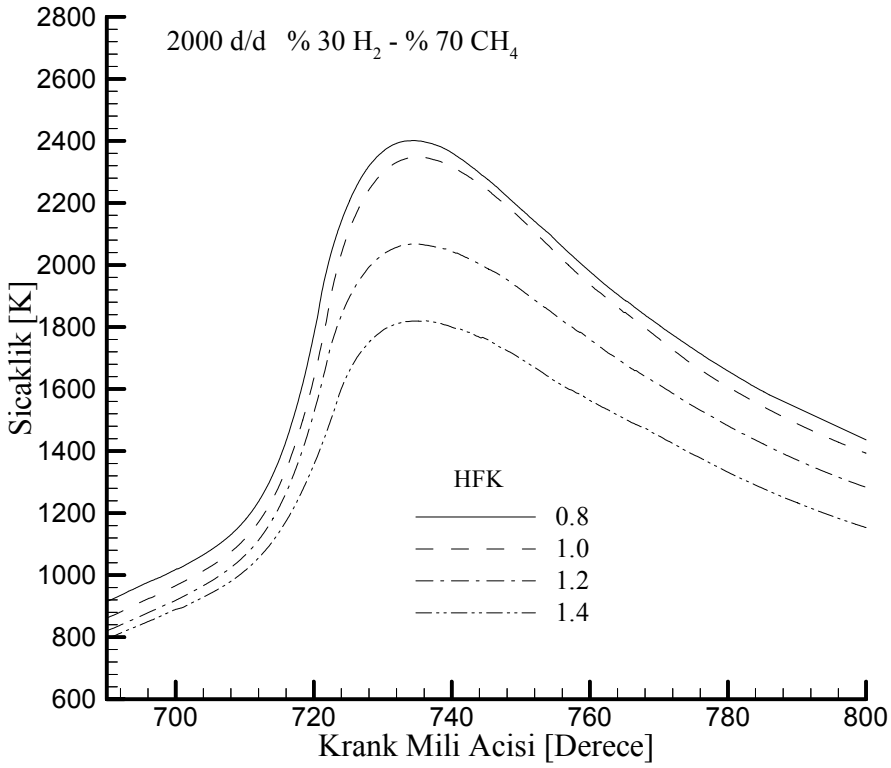

Şekil 6.59. Farklı hava fazlalık katsayıları için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri




Şekil 6.60. Farklı hava fazlalık katsayıları için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri

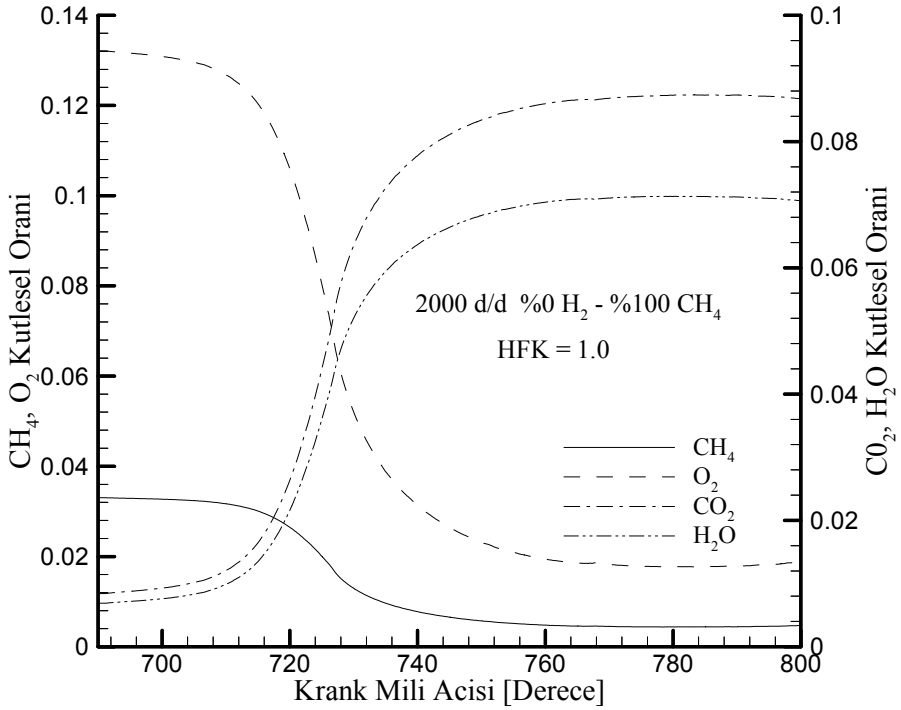



Şekil 6.61. Farklı hava fazlalık katsayıları için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri

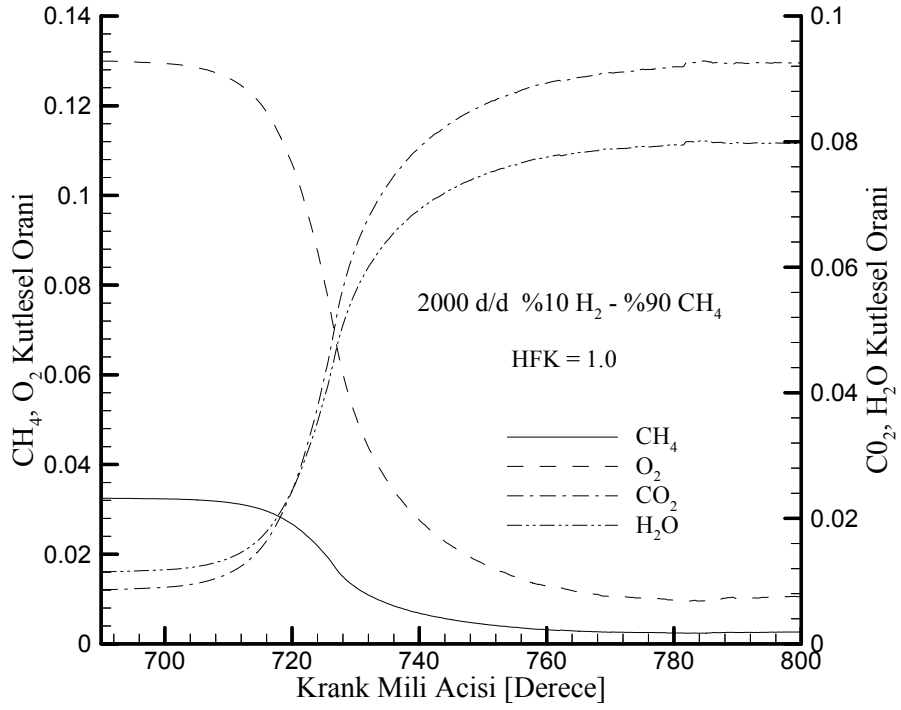



Şekil 6.62. Farklı hava fazlalık katsayıları için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı sıcaklık değişimleri (2000 d/d)

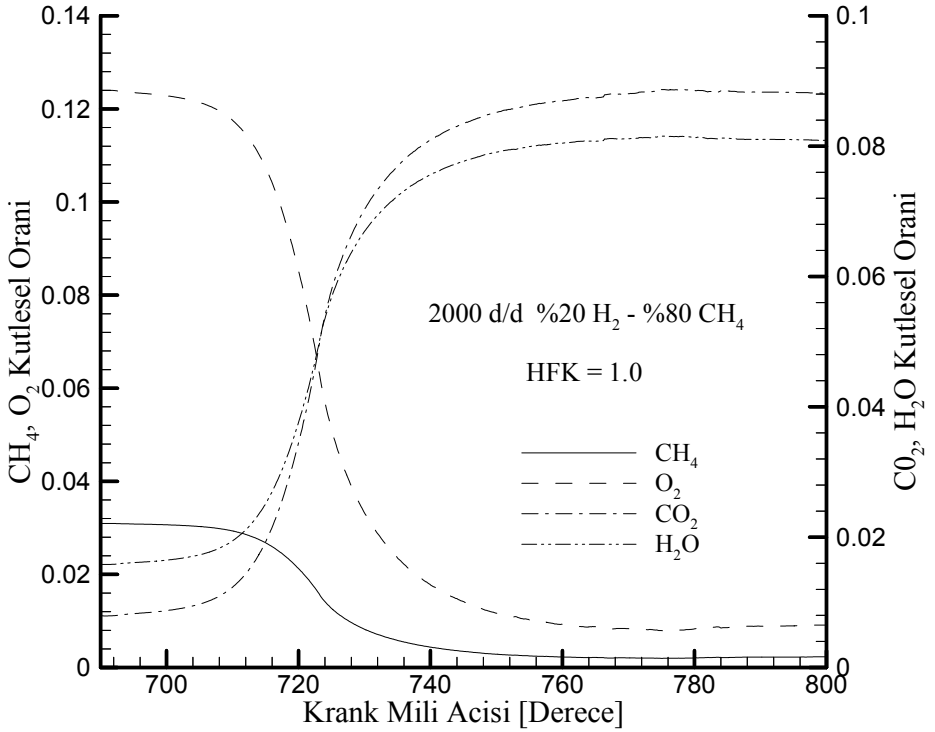
Şekil 6.63-6.66'da %100 $CH_4$, %10 $H_2$- %90 $CH_4$, %20 $H_2$- %80 $CH_4$ ve %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımları için HFK=1.0'da giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri krank açısına bağlı olarak verilmiştir. Tam yanma durumunun elde edilip edilmediği yanma sonu ürünlerindeki $CO_2$ miktarı ile belirlemek mümkün olduğundan bu gaz emisyonunun belirlenmesi ayrıca önem taşımaktadır. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile yanma sonu ürünleri olan $CO_2$ de azalma görülürken, $H_2O$ miktarında artma gözlenmiştir. Bunun nedeni ise yüksek hidrojen içerikli yakıtta daha az karbon bulunması ve yanma sistemine (yanma odasına) daha az karbon içeren yakıt girmesi ve dolayısıyla $CO_2$ miktarının azalmasıdır.



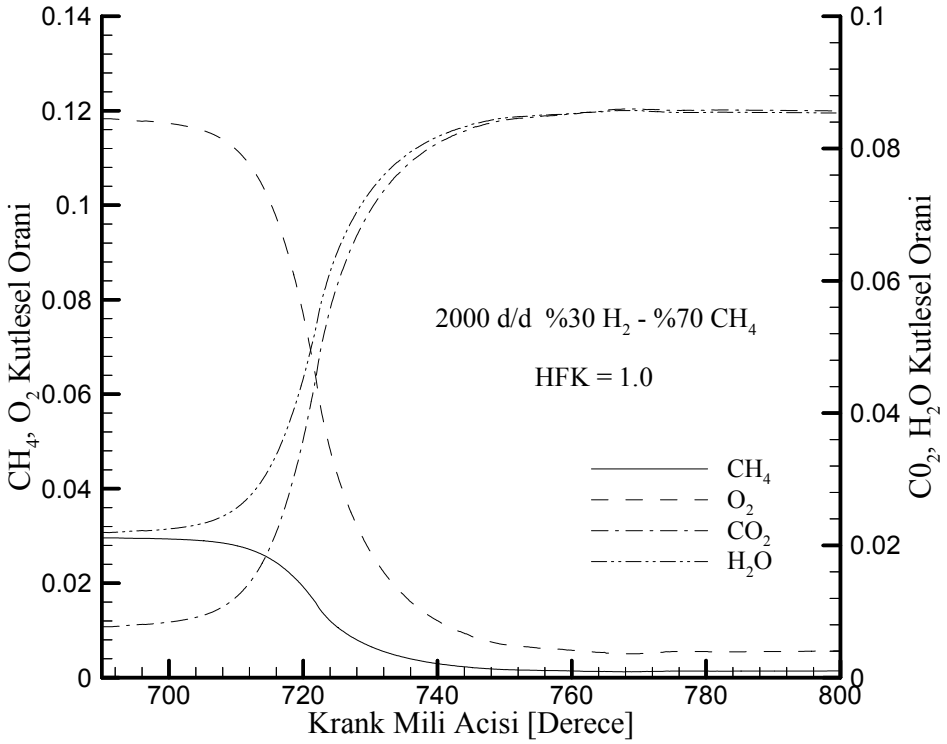

Şekil 6.63. HFK = 1.0 için %0 $H_2$ - %100 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri




Şekil 6.64. HFK = 1.0 için %10 $H_2$ - %90 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri

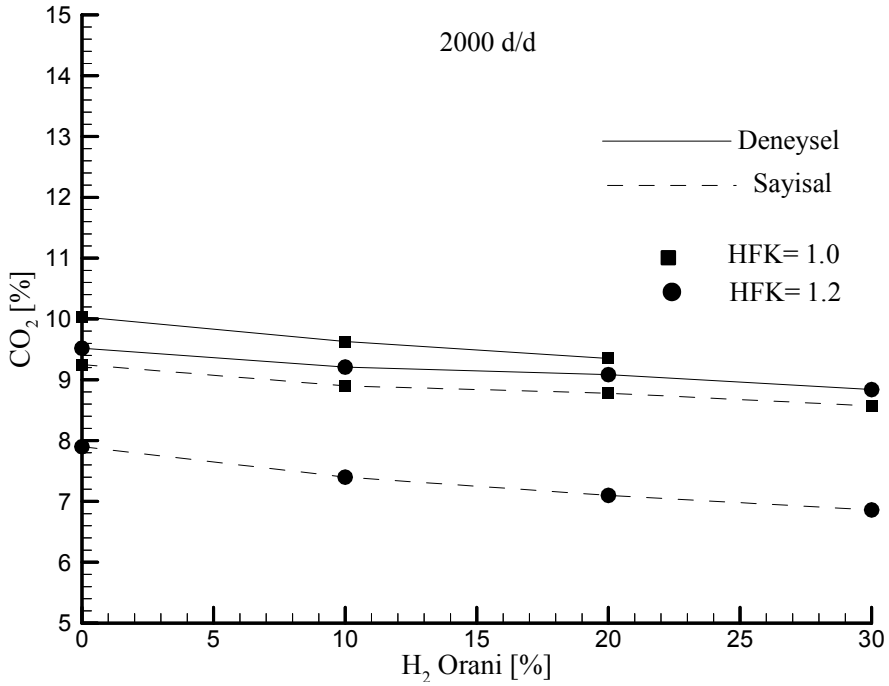



Şekil 6.65. HFK = 1.0 için %20 $H_2$ - %80 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri




Şekil 6.66. HFK = 1.0 için %30 $H_2$ - %70 $CH_4$ karışımının krank mili açısına bağlı giren ve çıkan ürünlerin kütlesel oran değişimleri

Şekil 6.67'de karışımların HFK 1.0 ve 1.2 durumu için $CO_2$ emisyon değişimlerinin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir. Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile $CO_2$ değerlerinde azalma olduğu görülmüştür. Deneysel ve sayısal sonuçlardan elde edilen $CO_2$ emisyon değerlerinin birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. $CO_2$ yanma olayında tam yanma olduğu hakkında bilgi verir. Hidrojenin alev hızının yüksek olması ve daha erken tutuşması nedeni ile yanmayı iyileştirmesi $CO_2$ emisyonlarının azalmasına neden olmuştur. Hava fazlalık katsayısının 1.2 olduğu durumda elde edilen $CO_2$ emisyonları HFK'nın 1.0 olduğu durumdan daha düşüktür.




Şekil 6.67. Karışımların $CO_2$ emisyonlarının deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

HFK'nın 1.0 değeri için $H_2/CH_4$ (0/100, 10/90, 20/80, 30/70) hacimsel karışımlarına bağlı olarak kütlesel oranları Tablo 6.1 de verilmektedir. Bu oranlar 4.23, 4.24 ve 4.25 eşitlikleri kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerlere bağlı olarak, HFK'nın 0.8, 1.0, 1.2 ve 1.4 olduğu durumlar için eşitlik 4.26'nın kullanılması ile silindir içine verilen toplam ısı değerleri Tablo 6.2'de $H_2$ /$CH_4$ oranları için görülmektedir. Tablo 6.2 incelendiğinde hava fazlalık katsayısının artması ile ısı da bir azalma görülmektedir. Bunun nedeni yakıt hava konsantrasyonunda, yakıt miktarındaki izafi azalma olarak açıklanabilir. Ayrıca doğal gaza hidrojen ilave edilmesi durumunda toplam ısı

miktarında bir artış gözlenmekte ve en yüksek ısı değerleri %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımlarında elde edilmektedir. Bu da hidrojenin ısıl değerinin yüksek olması ile açıklanabilir.

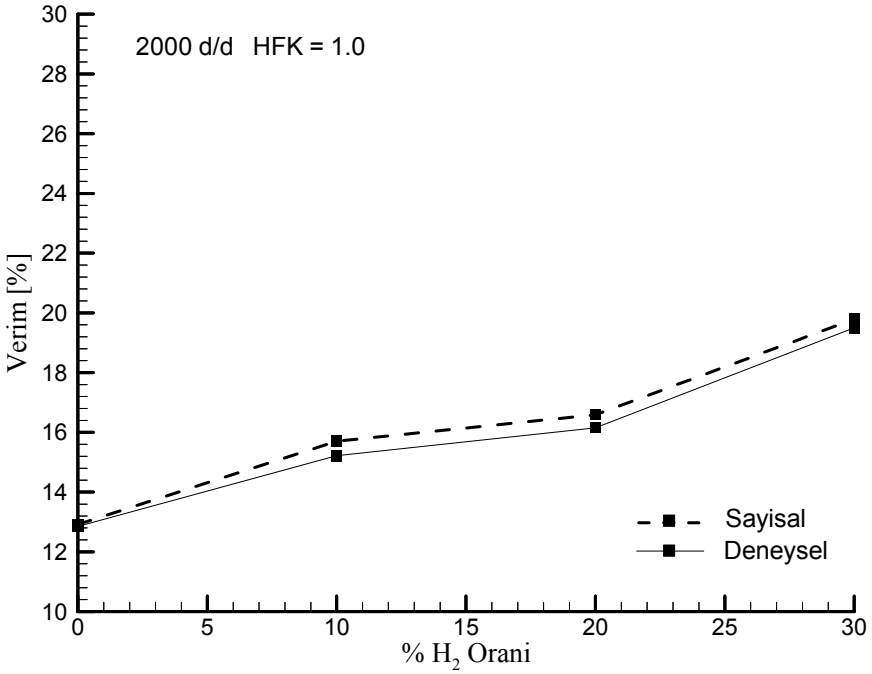
Tablo 6.1. HFK'nın 1.0 olduğu durum için kütlesel oranlar

| HFK=1.0 | %0 $H_2$-100$CH_4$ | %10 $H_2$-90$CH_4$ | %20 $H_2$-80$CH_4$ | %30 $H_2$-70$CH_4$ |
|---|---|---|---|---|
| | | | | |
| $CH_4$ | 0.055066 | 0.053618 | 0.051911 | 0.04987 |
| $H_2$ | 0 | 7.45E-04 | 1.60E-03 | 2.70E-03 |
| $O_2$ | 0.220264 | 0.220428 | 0.220622 | 0.220853 |
| | | | | |
| $CO_2$ | 0.151432 | 0.147449 | 0.142755 | 0.137142 |
| $H_2O$ | 0.123899 | 0.127342 | 0.131400 | 0.136252 |

Tablo 6.2. HFK'nın 0.8, 1.0, 1.2 ve 1.4 olduğu durumlar için ısı değerleri(Q toplam)

| $H_2$ /$CH_4$ Oranı | HFK= 0.8 | HFK= 1.0 | HFK=1.2 | HFK=1.4 |
|---|---|---|---|---|
| 0/100 | 1939.7 | 1583.1 | 1337.2 | 1157.5 |
| 10/90 | 1943.3 | 1588.0 | 1342.5 | 1162.6 |
| 20/80 | 1948.3 | 1594.3 | 1347.5 | 1167.7 |
| 30/70 | 1953.5 | 1599.6 | 1355.1 | 1174.9 |

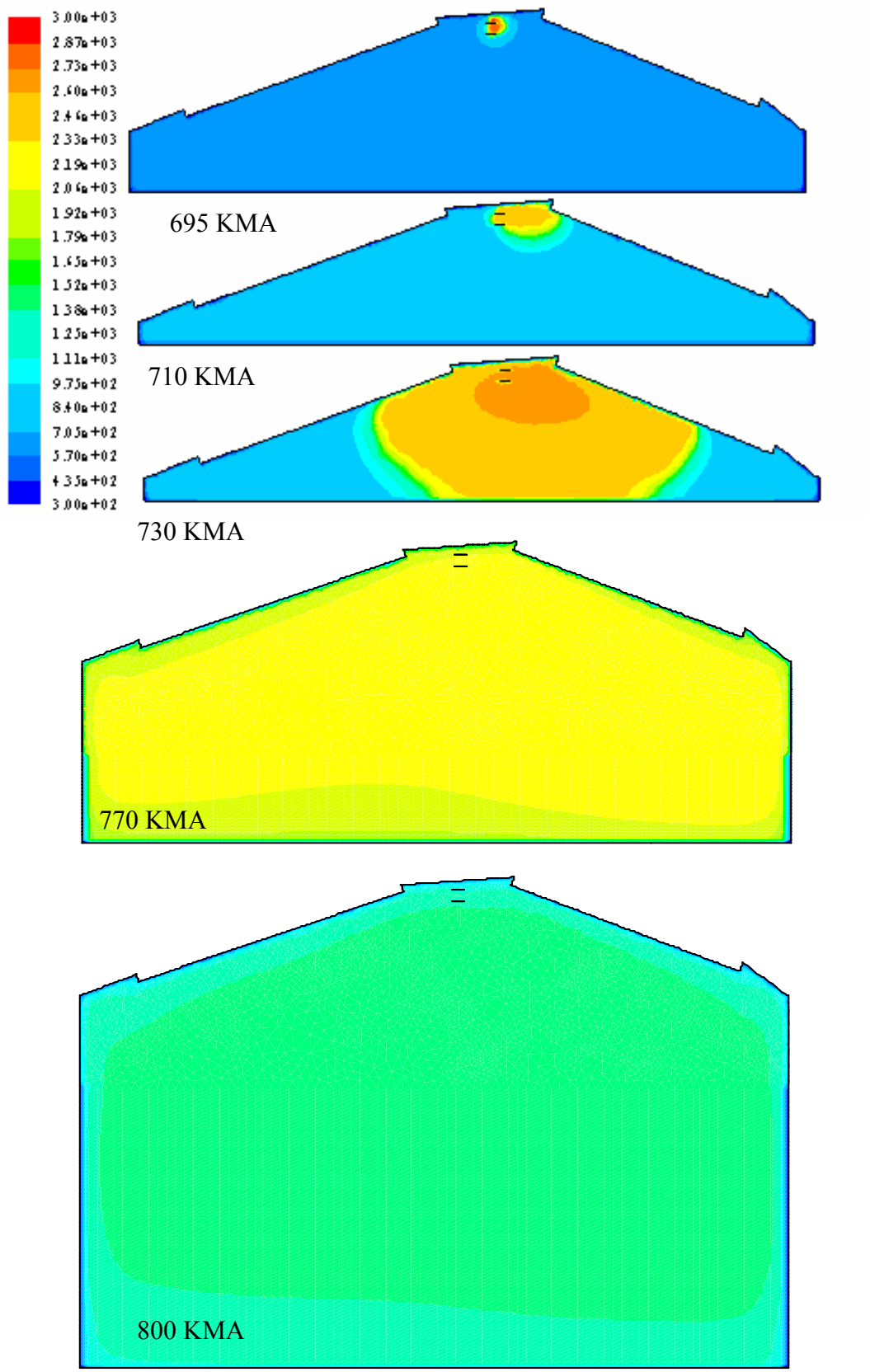
Sayısal çalışmada Tablo 6.2'deki değerlerin dikkate alındığı ve eşitlik 4.28 kullanılarak hesaplanan ısıl verim değerleri ile eşitlik 5.10 kullanılarak hesaplanan deneysel ısıl verim değerleri Şekil 6.68'de doğal gaz hidrojen karışımları için hava fazlalık katsayısının 1.0 olduğu durum için gösterilmiştir. Hidrojenin ısıl değerinin doğal gaza göre yüksek olmasından dolayı doğal gaza hidrojen ilavesinin artırılması ile verim değerlerinde artış olduğu gözlenmiştir. Deneysel çalışmadan elde edilen ısıl verim değerleri ile sayısal çalışmadan elde edilen ısıl verim değerlerinin birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmektedir.



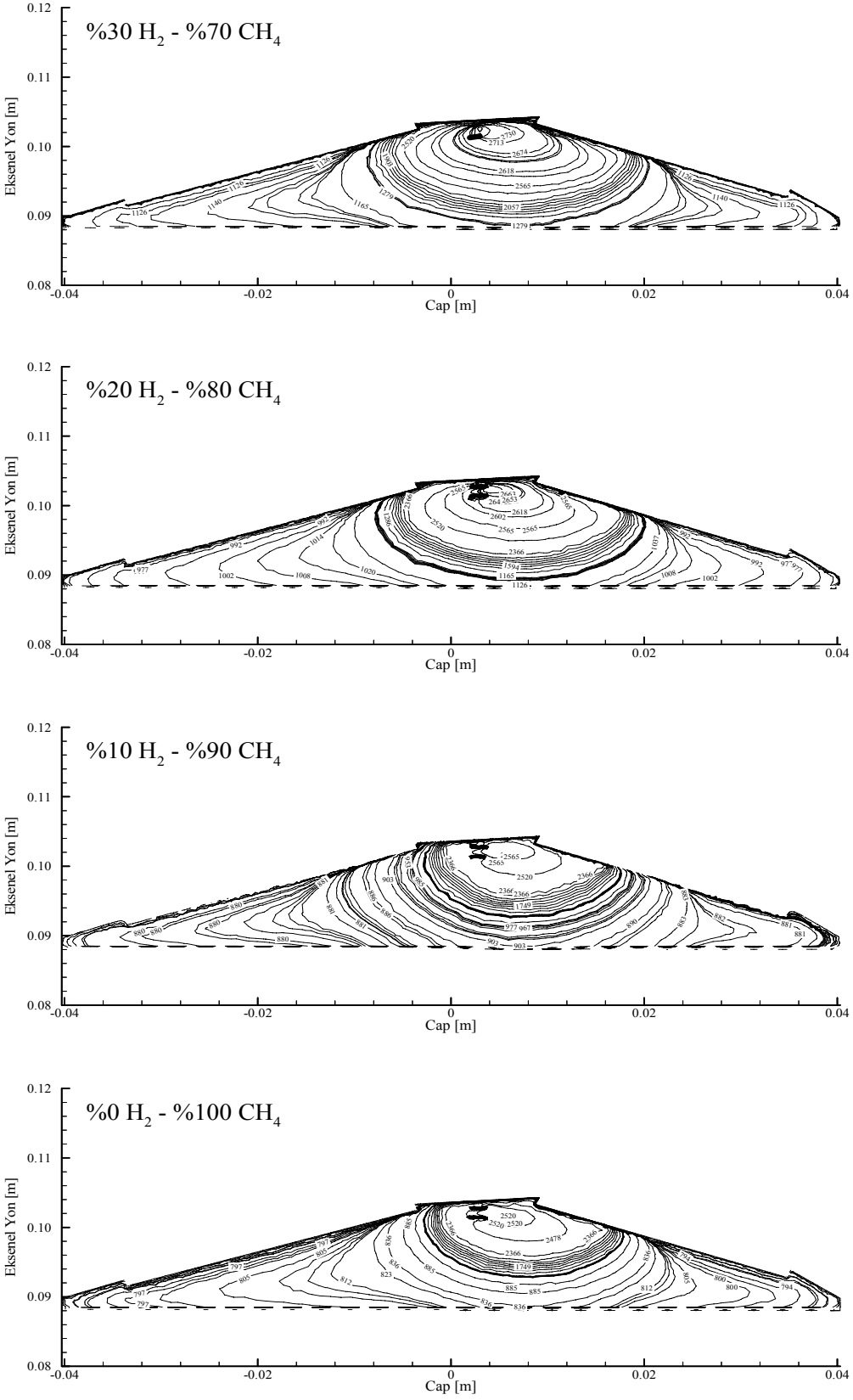

Şekil 6.68. Deneysel ve sayısal çalışmada % $H_2$ oranına bağlı verim değişimleri

Şekil 6.69'da farklı krank açılarında metan için ateşlemeden sonraki sıcaklık değişimleri hava fazlalık katsayısının 1.0 olduğu durum için görülmektedir. Buji de çakan kıvılcımın etkisi ile yanma başlamış, egzoz manifoldunun sıcak olması sebebi ile alev bölgesi egzoz manifold kısmına doğru ilerleme göstermiştir. Yanmanın etkisi ile alev bölgesi silindir içerisinde yayılırken en soğuk bölgeler çeperlerden olan ısı transferinden dolayı duvar kenarlarında oluşmuştur.

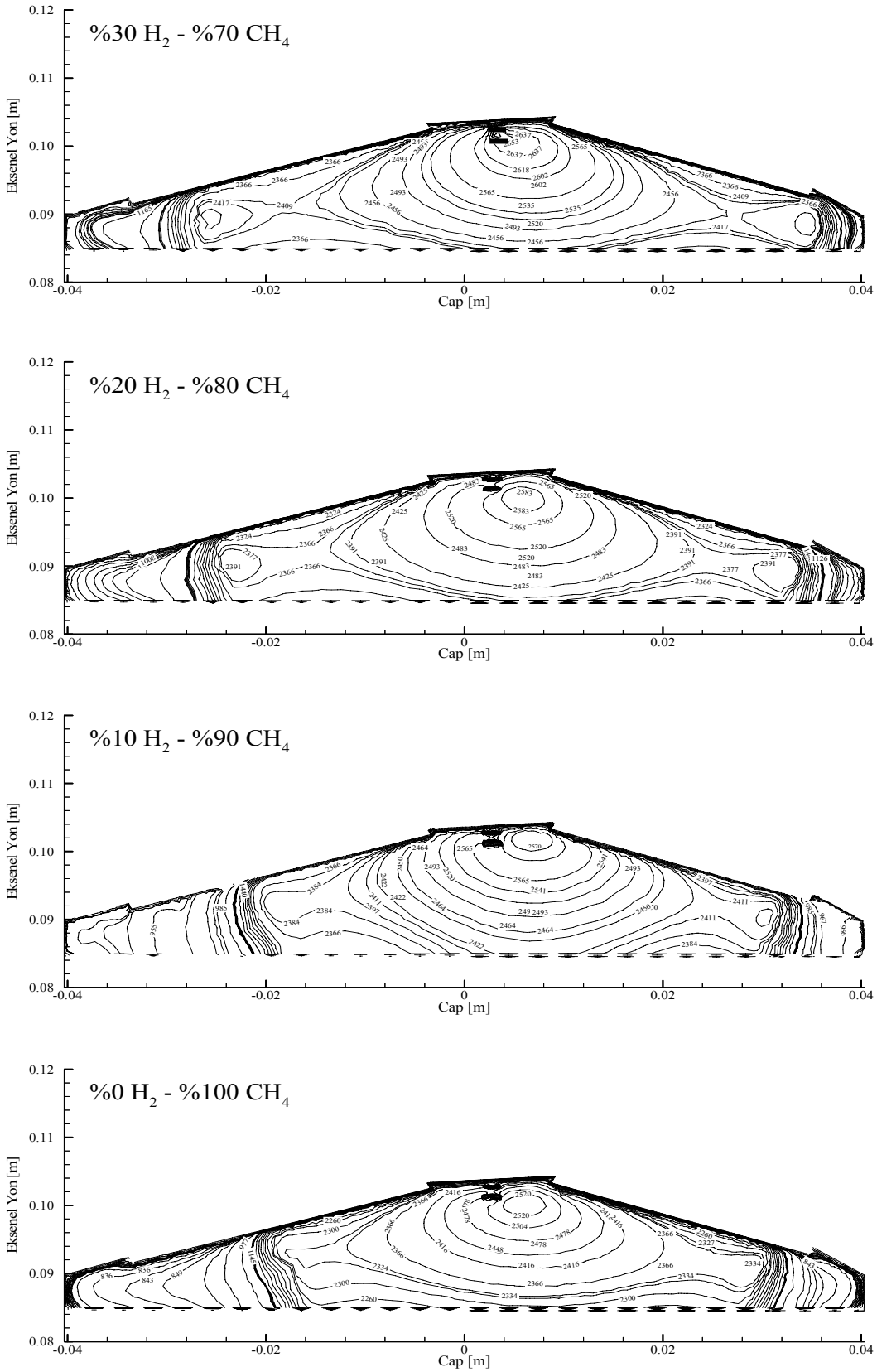
Şekil 6.70 ve 6.71'de karışımların ateşlemeden sonraki sıcaklık dağılımları sırasıyla 720 ve 740 krank mili açıları için hava fazlalık katsayısının 1.0 olduğu durumda gösterilmiştir. 2000 d/d için gerçekleştirilmiş olan bu çalışmada ateşleme avansının 690 krank açısı olması sebebi ile ateşlemeden sonra farklı krank açılarında sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi, karışımdaki hidrojen oranı arttıkça sıcaklık değerleri artmaktadır. En yüksek sıcaklıklar ateşlemeden sonra %30 $H_2$-%70 $CH_4$ karışımlarında elde edilmiştir. Bu hidrojenin metana göre ısıl değerinin çok yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. KMA arttıkça yanma hızı artmakta ve sıcaklıklarda artmakta, özellikle ÜÖN geçtikten sonra maksimum olmaktadır. Silindir duvarlarına doğru sıcaklıklarda düşme gözlenmektedir.




Şekil 6.69. %100 $CH_4$'nın ateşlemeden sonraki sıcaklık dağılımları




Şekil 6.70. HFK=1.0 için 720 KMA'da karışımların sıcaklık dağılımları




Şekil 6.71. HFK=1.0 için 740 KMA'da karışımların sıcaklık dağılımları

# 7. BÖLÜM

# SONUÇLAR VE ÖNERİLER

## 7. 1. Giriş

Bu çalışmada, farklı yüzde oranlarına sahip doğal gaz hidrojen gaz karışımları (%100 $CH_4$, %10 $H_2$- %90 $CH_4$, %20 $H_2$- %80 $CH_4$ ve %30 $H_2$- %70 $CH_4$), 1500, 2000, 2500 ve 3000d/d için farklı hava fazlalık katsayılarında, tam yük ve kısmi yük şartlarında incelenmiştir. İncelemede emisyon parametreleri (CO, $CO_2$ ve HC) ve silindir içi basınç değişimleri deneysel olarak elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar ile sayısal simülasyonların karşılaştırılabilmeleri için oluşturulan modelin simülasyonu FLUENT programı ile yapılmıştır. Sayısal simülasyonda, deneysel çalışmada kullanılan doğal gaz hidrojen karışımları 2000 d/d için incelenmiştir. Sayısal simülasyondan elde edilen tahmin sonuçları ile deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak sayısal modelin doğruluğu belirlenmek suretiyle model değerlendirmesi yapılmıştır.

## 7. 2. Sonuçlar

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenerek verilmiştir:

- Sayısal simülasyonda en yüksek sıcaklık değerine hidrojence zengin (%30 $H_2$- %70 $CH_4$) yakıtta ulaşılmıştır. En düşük sıcaklık değeri ise saf metan yanmasında (%100 $CH_4$) tespit edilmiştir. Yakıttaki hidrojen içeriğine bağlı olarak sıcaklık değerinin arttığı belirlenmiştir.
- Deneylerde elde edilen basınç değerleri aynı şartlar için sayısal simülasyonda elde edilen basınç değerlerine göre daha düşük seviyelerde olduğu görülmüştür. Bu duruma sayısal simülasyonda bilgisayar hafıza ve kapasitelerinin sınırladığı, uygulamada karmaşık türbülanslı yanma reaksiyonunda oluşan ve reaksiyon süresince başka radikal ve türlere dönüşen birçok ara radikal ve kimyasal türü

içermeyen basit adımlı yanma reaksiyon mekanizmasının kullanımının neden olduğu görülmüştür.

- Deneysel çalışmada yapılan gözlemlerde, yüksek miktarda hidrojen içeren yakıtta yanma işleminin daha kısa sürede gerçekleştiği belirlenmiştir. Bunun nedeni ise hidrojenin alev hızının yüksek olması ve yanmayı hızlandırmasıdır.
- Doğal gaz hidrojen yakıt karışımındaki hidrojen ilavesinin artması ile CO emisyonun azaldığı ve NOx emisyonun arttığı belirlenmiştir. Bunun nedeni doğal gaz hidrojen karışımlı yakıtın daha düşük karbon içermesinden dolayı saf metan yanmasına göre daha az CO açığa çıkarmasıdır.
- Doğal gaz hidrojen yakıt karışımındaki hidrojen ilavesinin artması ile $CO_2$ emisyonun arttığı ve HC emisyonun azaldığı belirlenmiştir.
- İçten yanmalı motorlarda, hacimsel olarak % 30 seviyelerinde hidrojen içeren doğal gaz hidrojen karışımlarının herhangi bir önemli değişikliğe ve düzenlemeye gerek kalmadan kullanılabileceği belirlenmiştir.
- Kısmi yüklerde (%25 ve %65) emisyon değerlerinin tam yükte (%100) elde edilen emisyon değerlerinden daha yüksek olduğu görülmüştür.
- Kısmi yüklerde elde edilen verim değerlerinin tam yükte elde edilen verim değerlerinden daha düşük olduğu gözlenmiştir.
- Silindir içerisindeki basıncın maksimum değerinin üst ölü noktadan 13-15$^o$ sonra elde edildiği ve bu değerin %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımlarında elde edildiği görülmüştür.
- Silindir basıncının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi dikkate alındığında, hava fazlalık katsayınsın artması ile maksimum basınçlarda düşme gözlenmiştir.
- Aynı hava fazlalık katsayısı değerlerinde doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basıncın arttığı görülmüştür.
- Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile maksimum basıncın üst ölü noktaya doğru yaklaştığı gözlenmiştir.
- Doğal gaza hidrojen ilavesinin artması ile verimde artış gözlenmiştir. En yüksek verim değerlerinin %30 $H_2$- %70 $CH_4$ karışımlarından elde edildiği görülmüştür.

Sonuç olarak, bu çalışma ile Ülkemizde içten yanmalı motorlarda pratik olarak doğal gaz hidrojen karışımlı yakıtların yanması deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

## 7. 3. Öneriler

Sunulan çalışmada elde edilen tecrübeler ve bilgiler ışığında, doğal gaz hidrojen karışımlı yakıt yanması ve emisyon performansı ile ilgili ileride yapılacak çalışmalarda aşağıda belirtilen durumların dikkate alınması yapılacak çalışmalar için yararlı olacağı düşünülmektedir.

- Doğal gaz hidrojen karışımlı yakıtların silindir içerisindeki yanma olayının gözlenebilmesi için silindir içi yanmanın fotoğraflanabilmesi.
- Doğal gaz hidrojen karışımlı yakıtların ateşleme avansı değiştirilebilen bir motorda farklı ateşleme avansları için deneysel yapılabilmesi.
- Emme ve egzoz supap açıları değiştirilerek doğal gaz hidrojen karışımlarının sayısal model üzerinde incelenmesi.
- Yanma odası içerisinde meydana gelen karmaşık türbülanslı kimyasal reaksiyon akışı için ileri yanma modelleri kullanılarak sayısal simülasyonlar yapılması. NO emisyonunun incelenmesi.
- Hidrojen oranının %30'un üzerine çıkıldığı durumların deneysel olarak incelenmesi.
- Motorda sıkıştırma oranının artırılması ile ilgili deneyler yapılması.
- Artan hidrojen oranına bağlı olarak NOx değerlerini azaltmak için su püskürtme veya egzoz gazı geri çevrimi (EGR) yöntemlerinin denenmesi ve emisyonlar açısından değerlendirilmesi önerilebilir.

Ayrıca alternatif yakıtların yurt içinden sağlanması ülkemiz ekonomisi açısından büyük önem taşımaktadır. Kriz dönemlerinde petrol üreten ülkelerin fiyatları artırması ve üretimi kısıtlama ihtimali her zaman vardır. Dünyadaki petrol kaynaklarının giderek azalması alternatif yakıtların önemini arttırmaktadır. Günümüzde, şehirlerin artan hava kirliliği tüm gelişmiş ülkelerin önemli sorunlarından birisi durumundadır. Bu kirlenmede şehir içi ulaşımında kullanılan taşıtların çıkardıkları zararlı egzoz gazlarının da önemli bir payı bulunmakta bu yüzden birçok ülkede, temiz ulaşımın sağlanması için yaygın destek programlan uygulanmakta, daha temiz yanan alternatif yakıt arayışları sürdürülmektedir. Emisyon değerlerinin düşük olması ve motor performansında çok büyük değişiklikler göstermemesi, yakıt sistemlerinde fazla masrafa gerek duyulmadan

kullanılabilmesi sayesinde doğal gaz ve hidrojen karışımları önümüzdeki yıllarda cazip hale gelebilir.

- Birçok ülkede olduğu gibi, ülkemizde de alternatif yakıtlar konusunda AR-GE (Araştırma- Geliştirme) yapılmalıdır.
- Petrole bağımlılığın azaltılması için son derece önemli olan AR-GE çalışmaları özel sektör ve devlet tarafından desteklenmelidir.
- Alternatif yakıt kullanan motorlu taşıtlarda emniyet kurallarına mutlaka uyulmalıdır. Dönüşüm sistemleri yetkili kişiler tarafından yapılmalıdır.
- Otomotiv üretici firmaları alternatif yakıt kullanabilecek taşıtları üretmelidir.
- Alternatif yakıtların tercih edilme nedenlerinin ekonomik boyutundan ziyade çevre boyutu da ön plana çıkarılmalıdır.

# KAYNAKLAR


1. Kahraman, N., ve Akansu, S.O., Otto Motorlarına LPG Dönüşümü Yapılmasının Ekonomik Analizi, Niğde Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi 1,105-109 1997.
2. Kahraman, N., Biodiesel ve Biodieselin Dizel Motorlarda Kullanılması, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Kayseri Şubesi Makine Bülteni Sayı:24-25 S:38-41 Kayseri, 2001.
3. Dinler N., Buji ateşlemeli motor silindirinde akışın ve yanmanın sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eylül 2006.
4. Yaşar A., İçten yanmalı motorlarda silindir içi akış karakteristiklerinin belirlenmesi, Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002.
5. Evans R.L., and Blaszczyk J., A comparative study of the performance and exhaust emissions of a spark ignition engine fuelled by natural gas and gasoline, Proc. Instn. Mech Engrs., vol. 211, Part D 1996.
6. Mirza Jamil, Y., In cylinder flame front growth rate measurement of methane and hydrogen enriched methane fuel in a spark ignited internal combustion engine, Master Thesis, University of Miami, 1990.
7. Mirza Jamil, Y., Lean burn Natural Gas fueled engines: engine modification versus hydrogen blending, Dissertation Thesis, University of Miami, August, 1993.
8. Shrestha S.B., A predictive model for gas fueled spark ignition engine applications, Dissertation Thesis, Calgary, Alberta, 1999.
9. Das L.M., Gulati R., Gupta P.K., A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels. Int. J of Hydrogen Energy, 25, 783-793., 2000.
10. Huang Z., Lıu B., Zeng K., Huang Y., Jıang D., Wang X., Mıao H., "Experimental Study On Engine Performance and Emissions For An Engine Fueled With Natural Gas-Hydrogen Mixtures" Energy and Fuels, Vol. 20, Pp. 2131-2136, 2006,
11. Dulger Z., Numerical modeling of heat release and flame propagation for methane fueled internal combustion engines with hydrogen addition. PhD thesis, University of Miami, 1991.
12. Swain M.R., Yusuf M.J., Dulger Z., Swain M.N., The effects of hydrogen addition on natural gas engine operation. SAE paper 932775, 1993.

13. Wallace J.S., Cattelan A.I., Hythane and CNG fueled engine exhaust emission comparison. Proceedings 10th World hydrogen Energy Conference, Cocoa Beach, USA, June 20–24, p. 1761–70, 1994.
14. Hoekstra R.L., Collier K., Mulligan N., Demonstration of hydrogen mixed gas vehicles, 10th World hydrogen Energy Conference, Cocoa Beach, USA, June 20–24, 1994.
15. Hoekstra R.L., Collier K., Mulligan N., Chew L.., Experimental study of clean burning vehicle fuel, Int J Hydrogen Energy, 20:737–45, 1995.
16. Blarigan P.V., Keller J.O., A hydrogen fueled internal combustion engine designed for single speed/power operation. Int J Hydrogen Energy, 23:603–9, 1998.
17. Karim G.A., Hydrogen as an additive to methane for engine applications. 11th World Hydrogen Energy Conference, Stuttgart, Germany, June 23–28, p. 1921–526, 1996.
18. Karim G.A., Wierzba I., Al-Lousi Y., Methane–hydrogen mixtures as fuels. Int J Hydrogen Energy, 20:625–31, 1996.
19. Wong Y.K., Karim G.A., A kinetic examination of the effects of the presence of some gaseous fuels and preignition reaction products with hydrogen in engines. Int J Hydrogen Energy, 24:473–8, 1999.
20. Shrestha S.O., Karim G.A., Hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications. Int J Hydrogen Energy, 24:577–86, 1999.
21. Shudo T., Shimamura K., Nakajima Y., Combustion and emissions in a methane DI strati1ed charge engine with hydrogen pre-mixing. JSAE, 21:3 –7, 2000.
22. Sierens R., Rosseel E., Variable composition hydrogen/ natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol 122-135, January 2000.
23. Sierens R., Natural gas/ hydrogen mixtures for low noxious emissions. Journal of Scientific & Industrial Research, vol 62, pp 64-70, January-February 2003.
24. Wang, J., Huang, Z., Miao, H., Wang, X., Jiang, D., Characteristics of direct injection combustion fuelled by natural gas–hydrogen mixtures using a constant volume vessel, Int. J of Hydrogen Energy 33, 1947 – 1956, 2008.
25. Tunestal P. A., The Use of Cylinder Pressure For Estimation of The In-Cylinder Air/Fuel Ratio of An Internal Combustion Engine**,** CIVIN (Lund University, Sweden) 1993.

26. Bauer C.G., Forest T. W., Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on S.I. engine performance, International Journal of Hydrogen Energy 26, 55-70, 2001.
27. Larsen J. F., Wallace J.S., Comparison of Emissions and Efficiency of a Turbocharged Lean- Burn Natural Gas and Hythane- Fueled Engine, Transactions of the ASME, Vol. 119, January 1997.
28. Shudo T., Nakajima Y., Futakuchi T., Thermal efficiency analysis in a hydrogen premixed combustion engine. JSAE Review 21, 177-182, 2000.
29. Huang, Z., Zhang, Y., Zeng, K., Liu, B., Wang, O., Jiang, D., Measurements of laminar burning velocities for natural gas–hydrogen–air mixtures, Combustion and Flame 146, 302–311, 2006.
30. Huang Z., Wang J., Liu B., Zeng K., Yu J., Jiang D., Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings, Fuel 86: 381–387, 2007.
31. Kahraman N., Akansu S.O., Albayrak B., Motorlu Taşıtlarda Alternatif ve Yenilenebilir Yakıt Kullanımının İrdelenmesi, Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, 3-4 Ekim 2003, Kayseri, Türkiye
32. Kahraman N., Akansu S.O., Albayrak B., İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Hidrojen Kullanılması, Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Enerji Yönetimi Sempozyumu, 3-4 Haziran 2005, Kayseri, Türkiye
33. Akansu S.O., Dülger Z., Kahraman N., Veziroğlu T.N., Internal combustion engines fueled by natural gas—hydrogen mixtures. Int J of Hydrogen Energy 29, 1527–1539, 2004.
34. Abd Alla G.H., Computer simulation of a four stroke spark ignition engine, Energy Conversion and Management 43, 1043–1061, 2002.
35. Peters, H., Worret, R., Spicher, U., Numerical Analyses Of The Combustion Process İn A Spark-Ignition Engine, The Fifth International Symposium On Diagnostics And Modeling Of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001), July 1□4, Nagoya, 2001.
36. Kuo P. S., Cylinder Pressure in a Spark-Ignition Engine: A Computational Model, J. Undergrad. Sci. 3: 141-145, Fall 1996.

37. Halmarı J. J., Computer Simulations of a Hydrogen Fueled Internal Combustion Engine, A Thesis In Mechanical Engineering, Submitted to the Graduate Faculty of Texas Tech University, May 2005.
38. Erduranlı P., Koca A., Sekmen Y., Performance Calculation Of A Spark Ignition Engine According To The Ideal Air-Fuel Cycle Analysis, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi 18(1):103-114, 2005.
39. Selamet E.E., Selamet A., Novak J. M., Predicting chemical species in spark-ignition engines, Energy 29, 449–465, 2004.
40. Shidfar A., Garshasbi M., Numerical study of in-cylinder pressure in an internal combustion engine, Applied Mathematics and Computation 165, 163–170, 2005.
41. Chan S.H., Zhu J., Modeling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard, Int. J. Therm. Sci., 40, 94–103, 2001.
42. Kodah, Z.H., Soliman, H. S., Qudais, M. A., Jahmany, Z.A., Combustion in a spark-ignition engine. Applied Energy 66, 237-250, 2000.
43. Yossefi D., Maskell S.J., Ashcroft S.J., and Belmont M.R., Ignition source characteristics for natural-gas burning vehicle engines, Proc. Instn. Mech Engrs., vol. 214, Part D 2000.
44. Bysveen M., Engine characteristics of emissions and performance using mixtures of natural gas and hydrogen, Energy 32, 482–489, 2007.
45. Liu B., Huang Z., Zeng K., Chen H., Wang X., Miao H., Jıang D., Experimental study on emissions of a spark-ignition engine fueled with natural gas–hydrogen blends, Energy & Fuels 22(1):273–7, 2008.
46. Wang J., Chen H., Liu B., Huang Z., Study of cycle-by-cycle variations of a spark ignition engine fueled with natural gas–hydrogen blends, Int J Hydrogen Energy 33(18):4876-4883, 2008.
47. Huang Z., Wang J., Liu B., Zeng K., Yu J., Jiang D., Combustion characteristics of a direct injection engine fueled with natural gas–hydrogen mixtures, Energy and Fuels 20(2):540–6, 2006.
48. Ma F., Wang Y., Liu H., Li Y., Wang J., Ding S., Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean burn natural gas spark-ignition engine, Int. J Hydrogen Energy 33, 823 – 831, 2008.

49. Ma F., Wang Y., Liu H., Li Y., Wang J., Zhao S., Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas engine, Int. J Hydrogen Energy 32(18):5067–75, 2007.
50. Ma F., Wang Y., Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark-ignition engine, Int J Hydrogen Energy 33(4):1416-1424, 2008.
51. Dimopoulos P, Rechsteiner C, Soltic P, Laemmle C, Boulouchos K. Increase of passenger car engine efficiency with low engine-out emissions using hydrogen-natural gas mixtures: a thermodynamic analysis. Int J Hydrogen Energy 32:3073–83, 2007.
52. Pulkrabek, W.W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey, ABD, 1997.
53. Büyüktür, A.R., Termodinamik, Uludağ Üniversitesi Yayını, Cilt 2, 511, 1991.
54. Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., Yanma Bilgisi, T.E.V. yayını, 41, 1992.
55. Çelik, H.A., Motorlarda ve Motorlu Taşıtlarda Yakıt Ekonomisi, Marmara Ünv. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 1987
56. Safgönül B., Ergeneman M., Arslan H.E., Soruşbay C., İçten Yanmalı Motorlar, İ.T.Ü. Makine Fak. Otomotiv Anabilim Dalı, Birsen yayınevi,
57. Özdamar, İ., Yelken, B., Benzinli Motorlar Ders Kitabı, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, Ankara, 357-362, 1978.
58. Direk enjeksiyonlu benzin Püskürtme sistemleri ve yedek Parçalar, http://rb-kwin.bosch.gm-Robertbosch. Grubh-Benzin direk enjeksiyonu, 2005.
59. Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., Hava kirlenmesi ve kontrol tekniği, Teknik Eğitim Vakfı yayınları 3, 87-88, 1992.
60. Gül K.E., Hidrojenin İçten Yanmalı Motorlarda Yakıt Olarak Kullanılması Ve Performansa Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri. Enstitüsü, İstanbul, 2006.
61. Hidrojen Enerjisi Dergisi, 12 Şubat 2006.
62. Ültanır, M.Ö., Hidrojen Enerjisi ve Türkiye'de Hidrojene Geçiş Sorunları, Türkiye 6. Enerji Kongresi Teknik Oturum Bildirileri-1, s.549-563, Dünya Enerji Konseyi Türk Millî komitesi, İzmir, 1995.

63. Finegold, J.G., Lynch, F.E., Baker, N.R., Takahashi, R. And Bush, A.F., The UCLA Hydrogen Car: Design, Construction and Performance, SAE Paper No.73 0507, 1973.
64. Billings, R.E. and Lynch, F.E., Performance and nitric oxide control parameters of the Hydrogen engine, Billings Energy Research Corporation, Publ. No. 73002, 1974.
65. Arslan, E., Ergeneman, M., Soruşbay, C., Hidrojenin içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanımı, Proje, İ.T.Ü. Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, 1991.
66. Veziroğlu, T., Momirlan, M., Recent directions of world hydrogen production, Renewable and Sustainable Energy Reviews 3,1999,219-231
67. Veziroğlu, T.N., Barbir, F., Hydrogen Energy Technologies, UNIDO, Vienna, 1998.
68. http://www.youthforhab.org.tr/
69. Ültanır, M.Ö., Temiz enerji olarak hidrojen yakıtı ve teknolojisi, Türkiye 7.Enerji Kongresi,Teknik Oturum Tebliğleri, Cilt:3, Ankara, 1997.
70. Soruşbay, C., Arslan, E., Hidrojen Yakıtlı içten yanmalı motorlarda yanma performansı, Mühendis ve Makine Dergisi, Cilt:29, Sayı:339.
71. http://www.bilgiustam.com/hidrojen-nasil-eld
72. Vorst, W., D.V., Finegold, J.G., Automotive Hydrogen Engines, and Onboard Storage Methods, Hydrogen Energy Fundamentals, Miami Beach, Florida U.S.A., 1975.
73. Bohacik, T., Maria, S.D., Travbridge,C., Saman, W., Combustion Characteristic Of Electrolycally Produced Hydrogen-Oxygen Mixture SAE Paper No: 971703.
74. Apostolescu, N., Chırıac, R., A Study of Combustion of Hydrogen Enriched Gasoline In A Spark Ignition Engine, SAE Paper No: 9606603.
75. Glasson, N., Lumsden,G., Dingli,R., Watson,H., Development of The Hajı System For A Multi-Cylinder Spark Ignition Engine SAE Paper No: 961104.
76. Kondo, T., Lio,S., Hiruma, M., A Study On The Mechanism Of Backfire in External Mixture Formation Hydrogen Engines SAE Paper No: 971704.
77. Ergeneman M., Soruşbay C., Doğal Gazın İçten Yanmalı Motorlarda Kullanımı. Doğal Gaz Dergisi, Sayı 6, 17-22 Şubat, 1990.
78. Occonnor l., Clearing the air with Natural Gas Engines, Mechanical Engineering, pp. 52-56, October 1993.

79. Özaktaş T., Doğal Gaz ve Benzin Motorları Egzoz Emisyonları, Doğal Gaz Dergisi, Sayı 28, 90-95, Eylül-Ekim 1993.
80. http://www.westport.com/natural/lng.php
81. Çetinkaya S., Benzin ve Diesel Motorların Doğal Gaz Motoruna Dönüştürülmesi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 81, s. 14-31, 2004.
82. Bayhan, M., Motorlu taşıtlarda yakıt olarak doğal gazın kullanılmasıyla egzost emisyonlarının azaltılması, Mühendis ve Makine dergisi, Cilt 33, Sayı 394, Sayfa 34-39, 1992.
83. Özaktaş, T., Arslan, E., Ergeneman, M., Göktan, A., Soruşbay, C., Doğal Gaz Motorları ve Otobüslerde Doğal Gaz Kullanımı, Termodinamik Dergisi, sayfa 54-57, Haziran 1994.
84. FLUENT User's Guide 1998.
85. FLUENT User's Guide, 2002.
86. Heywood, John B., Internal Combustion Engine Fundamental, McGraw-Hill, 1998.
87. Mattham V., Numerical simulation of gas-fueled spark ignition engines, Master Thesis, The Faculty of the College of Graduate Studies Lamar University, May 2005.
88. Ferziger, J.H., Peric, M., Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, Germany, 423s, 2002.
89. Anderson, J., Computational Fluid Dynamics. McGRAW-HILL, Singapore, 547s. 1995.
90. Beroun, S., Blažek, J., Hájek, T., Salhab, Z., Thermodynamics of working cycle of spark-ignition engine with engineering simplifying. EAEC Congres, SAITS Bratislava, pp.10 (81-90). ISBN 80-89057-00-4, 2001.
91. Versteeg, H. K., Malalasekera, W., Computational Fluid Dynamics, Longman, Scientific & Technical, London, 1995.
92. Spalding, D. B., Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames. In 13th. Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute, 1970.
93. Ferguson, C.R., Internal Combustion Engines, John Wiley & Sons, New York, 24-37, 1986.
94. EEC-IV Technical Notes, www.dainst.com.
95. Ceviz M. A., Yüksel F., Ateşleme avansının silindir içi basınç değişimine etkilerinin çevrim modeli ile incelenmesi, Makine Teknik, Sayı 102, Nisan 2006.

# ÖZGEÇMİŞ

Bilge ALBAYRAK ÇEPER 1979 yılında Kayseri'de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Kayseri'de tamamladı. 1996 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı ve 2001 yılında mezun oldu. 2003 yılında Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimini tamamladı. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında doktora eğitimine başladı. 2001 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak göreve başladı ve halen aynı bölümde görevine devam etmektedir. Motorlar, yanma, ısı transferi, entropi analizi ve nükleer konularında olmak üzere SCI kapsamında taranan dergilerde yayımlanmış 11 adet uluslararası yayını bulunmaktadır. Ayrıca 4 adet uluslararası konferans bildirisi ve 10 adet ulusal sempozyum bildirisi vardır.

İletişim Bilgileri:
Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
38039 KAYSERİ
Tel: (0 352) 4374901 / 32130
e-mail: balbayrak@erciyes.edu.tr

## EK.1. YAYINLAR

Bu çalışma kapsamında yürütülen projeler ve hidrojen-metan karışımlı yakıtlarla ilgili tez çalışması süresince yapılan çalışmalardan elde edilen ulusal ve uluslarası bilimsel yayınlar aşağıda verilmiştir.

### A-) Yürütülen / Tamamlanan Projeler

1) "Hidrojen Yakıtının İçten Yanmalı Motorlarda Uygulanması", TÜBİTAK, 2005, (Yardımcı Araştırmacı )

2) "Hidrojen-doğal gaz karışımının içten yanmalı motorlara uygulaması", Fen Bilimleri, 2006, (Yardımcı Araştırmacı)

### B)- Uluslararası Bilim Atıf Dizinindeki Dergilerdeki Yayınlar

1. Kahraman N., Çeper B., Akansu S.O., Aydin K., Investigation of Combustion Characteristics and Emissions in a Spark-Ignition Engine Fueled with Natural Gas-Hydrogen Blends, Int. J of Hydrogen Energy 34:1026–1034, 2009.

2. Akansu, S. O., Kahraman, N., Çeper B., Experimental Study On A Spark Ignition Engine Fuelled By Methane-Hydrogen Mixtures, Int. J. Hydrogen Energy, 32/ 4279-4284, 2007.

### C)- Uluslararası Kongre, Sempozyum vb. Bilimsel Etkinliklerdeki Yayınlar

1) Akansu S. O., Çeper B., Kahraman N., Numerical Analysis Hydrogen Air Combustion in a SI Engine, WHTC-2007, Montecatini-Terme Italy, 4-7 November 2007.

2) Çeper, B., Kahraman, N., Akansu, S.O., Yapıcı H., Experimental Study on a Spark Ignition Engine Fueled by Methane, 10th International Combustion Symposium, 9-10 Ekim 2008 SAKARYA.

3) Çeper B., Akansu S.O., Kahraman N., Investigation Of Cylinder Pressure For $H_2$/$Ch_4$ Mixtures At Different Load, International Conference on Automotive Technologies 2008, ICAT'08, 13-14 November, Istanbul, Turkey.

### D)- Ulusal Kongre, Sempozyum vb. Bilimsel Etkinliklerdeki Yayınlar

1. Çeper, B., Akansu, S.O., Kahraman, N., Metan ile Çalışan Buji Ateşlemeli Bir Motorda Yanma Olayının Sayısal Analizi, OTEKON'08, 4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 1-4 Haziran 2008, BURSA

2. Çeper, B., Kahraman, N., Akansu, S.O., Doğal gaz ile Doğal Gaz hidrojen karışımının Motor Emisyonlarına Etkisinin Deneysel İncelenmesi, HaSeM'08 Kayseri VII. Havacılık Sempozyumu 15-16 Mayıs 2008, KAYSERİ

**3.** Kahraman, N., Akansu, S. O., Çeper, B., İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Hidrojen Kullanılması, Mühendis ve Makine, Cilt 48, sayı 569, Haziran 2007

**4.** Çeper, B., Kahraman, N., Akansu, S.O., Benzin ve Doğal Gaz Kullanımının Motor Performansı ve Emisyonlar Üzerine Etkisinin Deneysel İncelemesi HaSeM'06 Kayseri VI. Havacılık Sempozyumu 12-14 Mayıs 2006, NEVŞEHİR.