

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**METAN ve METAN-HİDROJEN KARIŞIMI YAKITLARIN  
KULLANILDIĞI GAZ TÜRBİNLERİNDE YANMANIN ve  
AZOT OKSİT OLUŞUMUNUN MODELLENMESİ**

Makine Yük. Müh. Murat GÖKÇEK

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

**DOKTORA TEZİ**

**Tez Savunma Tarihi** : 24 Ocak 2008  
**Tez Danışmanı** : Doç.Dr. Şükrü BEKDEMİR (YTÜ)  
**İkinci Tez Danışmanı** : Yrd.Doç.Dr. H.Hüseyin ERDEM (YTÜ)  
**Jüri Üyeleri** : Prof.Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)  
: Prof.Dr. Ahmet BAYÜLKEN (İTÜ)  
: Prof.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İTÜ)  
: Prof.Dr. Düriye BİLGE (YTÜ)

**İSTANBUL, 2008**

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**METAN ve METAN-HİDROJEN KARIŞIMI YAKITLARIN  
KULLANILDIĞI GAZ TÜRBİNLERİNDE YANMANIN ve  
AZOT OKSİT OLUŞUMUNUN MODELLENMESİ**

Makine Yük. Müh. Murat GÖKÇEK

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında  
Hazırlanan

**DOKTORA TEZİ**

Tez Savunma Tarihi : 24 Ocak 2008  
Tez Danışmanı : Doç.Dr. Şükrü BEKDEMİR (YTÜ)  
İkinci Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr. H.Hüseyin ERDEM (YTÜ)  
Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)  
: Prof.Dr. Ahmet BAYÜLKEN (İTÜ)  
: Prof.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İTÜ)  
: Prof.Dr. Düriye BİLGE (YTÜ)

**İSTANBUL, 2008**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	v
KISALTIMA LİSTESİ .....	viii
ŞEKİL LİSTESİ .....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xii
ÖNSÖZ .....	xiii
ÖZET .....	xiv
ABSTRACT .....	xv
1. GİRİŞ .....	1
1.1 Tezin Amacı .....	6
1.2 Tezin İzlenesi .....	6
1.3 Tezin Literatüre Katkısı .....	7
1.4 Tez Bölümlerinin Organizasyonu .....	8
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....	10
2.1 Giriş .....	10
2.2 Gaz Türbinlerinde Alternatif Yakıtların Kullanımıyla İlgili Yapılan Çalışmalar .....	10
2.3 Diğer Çalışmalar .....	18
2.4 Genel Değerlendirme .....	28
3. GENEL KAVRAMLAR .....	29
3.1 Giriş .....	29
3.2 Yanma Termodinamiği .....	29
3.3 Alev ve Alev Çeşitleri .....	32
3.4 Gaz Türbini Yanma Odaları .....	32
3.5 Bir Yakıt Olarak Hidrojen ve Gaz Türbinlerinde Kullanımı .....	34
3.6 Gaz Türbinlerinde Kirletici Emisyonlar .....	36
3.7 Azot Oksit Oluşum Mekanizmaları .....	36
3.7.1 Yanma Havası Kaynaklı Azot Oksit Oluşumu .....	37
3.7.1.1 Isıl Mekanizma (Zeldovich Mekanizması) .....	37
3.7.1.2 Hızlı Mekanizma (Fenimore Mekanizması) .....	38
3.7.1.3 Ara - N <sub>2</sub> O Mekanizması .....	39
3.7.2 Yakıt Kaynaklı Azot Oksit Oluşumu .....	39
3.8 Azot Oksit Oluşum Kinetiği .....	40
3.9 Gaz Türbinlerinde Azot Oksit Oluşumunu Etkileyen Faktörler .....	43
3.9.1 Azot Oksit Oluşumunda Sıcaklığın Etkisi .....	43
3.9.2 Azot Oksit Oluşumunda Giriş Basıncının Etkisi .....	44
3.9.3 Yanma Odası Kalma Zamanının Etkisi .....	44

3.10	Azot Oksit Emisyonlarının Azaltılmasında Kontrol Yaklaşımları.....	45
3.10.1	Yanma Modifikasyonu .....	45
3.10.2	Yanma Sonrası İşlemler.....	46
4.	SAYISAL HESAPLAMA YÖNTEMİ .....	47
4.1	Giriş .....	47
4.2	Temel Korunum Denklemleri.....	47
4.3	Türbülans Modelleme.....	49
4.3.1	HAD Uygulamalarında Direkt Sayısal Çözüm ve Uygulanabilirliği .....	49
4.3.2	RANS Türbülans Modelleri.....	49
4.4	Karışımın Fiziksel Özellikleri .....	53
4.5	Taşıma Parametreleri.....	53
4.6	Yanma Reaksiyonları .....	55
4.7	Alev Tüpü Geometrisi .....	56
4.8	Alev Tüpü Sayısal Modeli ve Sınır Şartları.....	57
4.9	Yanma Modeli .....	59
4.10	Sayısal Çözüm .....	61
5.	DENEYSEL ÇALIŞMA.....	70
5.1	Giriş .....	70
5.2	Deney Sisteminin Genel Özellikleri .....	70
5.3	Yanma Odası ve Alev Tüpü .....	72
5.4	Veri Toplama.....	74
5.5	Emisyon Ölçümleri.....	74
5.6	Çalışmada Kullanılan Yakıtlar .....	75
5.7	Akışmetreli Regülatör.....	75
5.8	DeneySEL İşlemler .....	76
6.	SAYISAL SONUÇLAR.....	77
6.1	Giriş .....	77
6.2	Düz Girişli Silindirik Yanma Odasında Yanma ve Emisyon Modellemesi .....	77
6.2.1	Düz Girişli Yanma Odasında Sıcaklık Dağılımları .....	78
6.2.2	Düz Girişli Yanma Odasında Eksen Doğrultusunda NO Emisyonu Değişimi .....	80
6.3	Metan ve Metan-Hidrojen Yakıt Karışımları İçin Sayısal Sonuçlar .....	81
6.3.1	Metan Yakıtı Sayısal Simülasyonu.....	82
6.3.1.1	Sıcaklık Dağılımları.....	82
6.3.1.2	Kimyasal Bileşen Dağılımları .....	86
6.3.1.3	NO Emisyonu Dağılımı .....	90
6.3.2	% 10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub> Karışım Yakıtı Sayısal Simülasyonu .....	91
6.3.2.1	Sıcaklık Dağılımları.....	91
6.3.2.2	Kimyasal Bileşen Dağılımları .....	94
6.3.2.3	NO Emisyonu Dağılımı .....	98
6.3.3	% 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> Karışım Yakıtı Sayısal Simülasyonu .....	99
6.3.3.1	Sıcaklık Dağılımları.....	99
6.3.3.2	Kimyasal Bileşen Dağılımları .....	102
6.3.3.3	NO Emisyonu Dağılımı .....	106
6.3.4	% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> Karışım Yakıtı Sayısal Simülasyonu .....	107
6.3.4.1	Sıcaklık Dağılımları.....	107
6.3.4.2	Kimyasal Bileşen Dağılımları .....	110
6.3.4.3	NO Emisyonu Dağılımı .....	114
6.3.5	Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	115

6.3.5.1	Sıcaklık Dağılımları.....	115
6.3.5.2	Kimyasal Bileşen Dağılımları .....	119
6.3.5.3	NO Emisyonu Dağılımları.....	120
6.3.5.4	Modelleme Sabiti A'nın Değiştirilmesi.....	122
6.3.5.5	Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması.....	123
7.	DENEYSEL SONUÇLAR.....	125
7.1	Giriş.....	125
7.1.1	CO Emisyonu .....	125
7.1.2	NO Emisyonu .....	126
7.1.3	Yanma Odası Isıl Gücü.....	129
8.	SONUÇLARIN LİTERATÜRLE KARŞILAŞTIRILMASI.....	131
9.	GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	135
	KAYNAKLAR.....	138
	EKLER.....	144
	EK 1 Yanma Odası Duvarında Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması.....	145
	EK 2 Kimyasal Bileşenlerin Sıcaklığa Bağlı Termal Özelliklerinin Polinomal Fonksiyon Katsayıları.....	147
	EK 3 Gaz Türbini Karakteristik Eğrileri .....	148
	ÖZGEÇMİŞ.....	150

## SİMGE LİSTESİ

A	Model sabiti; Alan, [-], [m <sup>2</sup> ]
B	Model sabiti, [-]
a	Ayrıklaştırılan denklemler için katsayılar [-]
C <sub>p</sub>	Özgül ısı, [J/kgK]
D <sub>ij</sub>	Difüzyon katsayısı, [m <sup>2</sup> /s]
D	Çap, [m]
E	Toplam Enerji, Aktivasyon Enerjisi, [J]
f	Sürtünme faktörü, [-]
F	Düzeltilme faktörü, [-]
h	Entalpi, Taşınım katsayısı, [J/kg], [W/m <sup>2</sup> K]
k	Türbülans kinetik enerjisi; Reaksiyon hız sabiti, [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ], [m <sup>3</sup> /kmol-s]
L	Uzunluk, [m]
M	Moleküler ağırlık, [kg/mol]
N	Mol sayısı, [mol]
Nu	Nusselt sayısı, [-]
P	Basınç, kısmi basınç [bar]
Pr	Prandtl sayısı, [-]
R	Evrensel gaz sabiti, [J/molK]
R	Çap, [m]
R	Reaksiyon oranı [kgmol/m <sup>3</sup> s]
Re	Reynolds sayısı, [-]
r	Radyal koordinat, [-]
s	Entropi, [J/kgK]
t	Zaman, [s]
T	Sıcaklık, [K, °C]
v	Stokiometrik katsayı, [-]
V	Hacim, [m <sup>3</sup> ]
x	Koordinat, [-], Katsayı [-]
y	Koordinat, [-]
Y	Kütle kesri [-]
z	Koordinat, [-]
α	Katsayı [-]
α <sub>ε</sub>	ε için ters Prandtl sayısı, [-]

$\alpha_k$	k için ters Prandtl sayısı, [-]
$\beta$	Katsayı [-]
$\gamma$	Katsayı [-]
$\Delta x, \Delta y$	Kontrol hacmi boyutları (m)
$\varepsilon$	Türbülans kinetik enerjisi harcanım oranı, [ $m^2/s^3$ ]
$\lambda$	Isıl iletim katsayısı, [W/mK]
$\mu$	Dinamik viskozite, [kg/ms]
$\rho$	Yoğunluk, [ $kg/m^3$ ]
$\varphi$	Skaler büyüklük, [-]
$\phi$	Yakıt fazlalık katsayısı, [-]
$\chi$	Mol kesri, [-]

#### Alt simge

$\zeta$	Çevre
eff	Efektif
f	İleri
g	Giriş, geri
h	Hava
H	Hidrolik
i, j	Tensör notasyon indisleri
i	Yön elemanı, iç çap
j	Yön elemanı
k	Reaksiyon numarası
k	Kimyasal bileşen
kar	Karışım
M	Metan
nb	Komşu grid noktası
o	Dış
P	Ürün
r	Radyal
R	Reaktan
ref	Referans
sto	Stokiyometrik
sürt	Sürtünme

t	Türbülans
top	Toplam
y	Yakıt



## KISALTMA LİSTESİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
DLN	Dry Low NO <sub>x</sub>
DNS	Direct Numerical Solution
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
LHV	Lower Heating Value
LPC	Lean Premixed Combustion
ÖYT	Özgül Yakıt Tüketimi
PDF	Probability Density Function
PRESTO	Pressure Staggered Option
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes Equations
RNG	Renormalization Group
SCR	Selective Catalytic Reduction
UHC	Unburned Hydrocarbon
UNFCCC	Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Antlaşması
TGS	Türbin Giriş Sıcaklığı
Y	Yakıt
H	Hava

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Dünya birincil enerji talebi.....	2
Şekil 1.2 Doğalgaz tüketimi ve doğalgaz kaynaklı CO <sub>2</sub> salınımı .....	3
Şekil 1.3 Güç üretimi tahminlerine göre gaz türbini kullanımı.....	3
Şekil 3.1 Yanma odalarının geometrik konfigürasyonu.....	33
Şekil 3.2 Tipik bir gaz türbini yanma odasında akış alanları .....	33
Şekil 3.3 Sıcaklık ve kalma zamanının fonksiyonu olarak NO <sub>x</sub> oluşumu; P:1 MPa.....	43
Şekil 3.4 Gaz ve sıvı yakıtlar için NO <sub>x</sub> oluşumu üzerine alev sıcaklığının etkisi .....	44
Şekil 3.5 NO <sub>x</sub> oluşumu üzerine yanma odası kalma zamanının etkisi .....	45
Şekil 4.1 Alev tüpü (a) ve yakıcı kısmının (b) şematik görünüşü.....	57
Şekil 4.2 Alev tüpü sayısal ağ yapısı ve sınır şartları.....	58
Şekil 4.3 İki boyutlu kontrol hacmi .....	62
Şekil 4.4 u ve v için kaydırmalı ağ yapısı → = u; ↑ = v; o= diğer değişkenler.....	66
Şekil 5.1 İki milli gaz türbini.....	71
Şekil 5.2 İki milli gaz türbini termodinamik şematik diyagramı.....	72
Şekil 5.3 Yanma odası .....	73
Şekil 5.4 Yanma odası alev tüpü .....	73
Şekil 5.5 Yanma odası yakıcı bölümü .....	74
Şekil 5.6 Veri toplama birimi .....	74
Şekil 5.7 Gaz analiz cihazı .....	75
Şekil 5.8 Çift kademeli akışmetreli regülatör .....	76
Şekil 6.1 Düz girişli silindirik yanma odası .....	77
Şekil 6.2 $\phi=0.6$ şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K) .....	78
Şekil 6.3 $\phi=0.7$ şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K) .....	78
Şekil 6.4 $\phi=0.8$ şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K) .....	79
Şekil 6.5 $\phi=0.9$ şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K) .....	79
Şekil 6.6 $\phi=1.0$ şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K) .....	79
Şekil 6.7 Düz girişli silindirik yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımı.....	80
Şekil 6.8 Düz girişli silindirik yanma odası ekseninde NO emisyonu dağılımı.....	81
Şekil 6.9 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 100 CH <sub>4</sub> ) .....	83
Şekil 6.10 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2230$ , % 100 CH <sub>4</sub> ) .....	84
Şekil 6.11 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık	

dağılımları (K) ( $\phi= 0.2594$ , % 100 CH <sub>4</sub> ) .....	85
Şekil 6.12 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.3268$ , % 100 CH <sub>4</sub> ) .....	85
Şekil 6.13 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 100 CH <sub>4</sub> ) .....	86
Şekil 6.14 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 100 CH <sub>4</sub> , TGS=773 K) .....	87
Şekil 6.15 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 100 CH <sub>4</sub> , TGS=873 K) .....	88
Şekil 6.16 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 100 CH <sub>4</sub> , TGS=973 K) .....	89
Şekil 6.17 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 100 CH <sub>4</sub> ).....	90
Şekil 6.18 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 10 H <sub>2</sub> -% 90 CH <sub>4</sub> ) .....	91
Şekil 6.19 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2273$ , % 10 H <sub>2</sub> - % 100 CH <sub>4</sub> ).....	92
Şekil 6.20 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2500$ , % 10 H <sub>2</sub> - % 100 CH <sub>4</sub> ).....	93
Şekil 6.21 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.3096$ , % 10 H <sub>2</sub> - % 100 CH <sub>4</sub> ).....	93
Şekil 6.22 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub> ) .....	94
Şekil 6.23 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 10 H <sub>2</sub> -% 90 CH <sub>4</sub> , TGS=773 K).....	95
Şekil 6.24 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 10 H <sub>2</sub> -% 90 CH <sub>4</sub> , TGS=873 K).....	96
Şekil 6.25 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 10 H <sub>2</sub> -% 90 CH <sub>4</sub> , TGS=973 K).....	97
Şekil 6.26 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub> ).....	98
Şekil 6.27 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 20 H <sub>2</sub> -% 80 CH <sub>4</sub> ) .....	99
Şekil 6.28 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2174$ , % 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> ).....	101
Şekil 6.29 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2500$ , % 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> ).....	101
Şekil 6.30 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2941$ , % 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> ) .....	101
Şekil 6.31 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> ) .....	102
Şekil 6.32 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 20 H <sub>2</sub> -% 80 CH <sub>4</sub> , TGS=773 K).....	103
Şekil 6.33 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 20 H <sub>2</sub> -% 80 CH <sub>4</sub> , TGS=873 K).....	104
Şekil 6.34 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 20 H <sub>2</sub> -% 80 CH <sub>4</sub> , TGS=973 K).....	105
Şekil 6.35 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> ).....	106
Şekil 6.36 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ).....	107
Şekil 6.37 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık	

dağılımları (K) ( $\phi= 0.2078$ , % 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ).....	109
Şekil 6.38 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2597$ , % 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ).....	109
Şekil 6.39 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.3243$ , % 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ).....	109
Şekil 6.40 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ) .....	110
Şekil 6.41 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 30 H <sub>2</sub> -% 70 CH <sub>4</sub> ,TGS=773 K)111	
Şekil 6.42 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 30 H <sub>2</sub> -% 70 CH <sub>4</sub> ,TGS=873 K)112	
Şekil 6.43 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 30 H <sub>2</sub> -% 70 CH <sub>4</sub> ,TGS=973 K)113	
Şekil 6.44 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ) .....	114
Şekil 6.45 Farklı yakıt karışımları için yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (TGS= 773 K) .....	115
Şekil 6.46 Farklı yakıt karışımları için yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (TGS= 873 K) .....	116
Şekil 6.47 Farklı yakıt karışımları için yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (TGS= 973 K) .....	116
Şekil 6.48 Belirlenen sıcaklık dağılımlarının hücre yoğunluğuna bağlılığı .....	119
Şekil 6.49 Farklı türbülans modellerine göre sıcaklık dağılımları (% 100 CH <sub>4</sub> ,TGS=773 K)124	
Şekil 7.1 CO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi .....	125
Şekil 7.2 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 100 CH <sub>4</sub> ).....	126
Şekil 7.3 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub> ) ....	127
Şekil 7.4 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub> ) ....	127
Şekil 7.5 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub> ) ....	128
Şekil 7.6 Yakıt fazlalık katsayısına göre NO emisyonu değişimi .....	128
Şekil 8.1 Türbin giriş sıcaklığına göre NO emisyonu değişimi .....	132
Şekil E.1 Hava debisi-devir sayısı değişimi (a) ve yakıt debisi-devir sayısı değişimi (b) .....	148
Şekil E.2 Özgül yakıt tüketimi-hız değişimi (a) ve gaz türbini güç-hız değişimi (b).....	148
Şekil E.3 Gaz türbini türbin giriş sıcaklığı-hız değişimi .....	149

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Hidrojenin özellikleri.....	35
Çizelge 3.2 Çeşitli yakıt-oksitleyici karışımları için yanma hızları .....	35
Çizelge 3.3 Gaz türbinlerinde oluşan kirletici emisyonlar .....	36
Çizelge 4.1 Standart k-ε türbülans modeli için sabitler .....	51
Çizelge 4.2 RNG k-ε türbülans modeli için sabitler .....	52
Çizelge 5.1 Alev tüpü için çeşitli değerler .....	72
Çizelge 6.1 Düz girişli yanma odası çıkışındaki NO emisyonları.....	81
Çizelge 6.2 Gaz türbini yanma odası çalışma şartları .....	82
Çizelge 6.3 Model sabitinin sıcaklık değerlerine etkisi.....	123
Çizelge 7.1 Metan ve hidrojenin alt ısı değerleri .....	129
Çizelge 7.2 Farklı türbin giriş sıcaklıkları için ısı güç değerleri .....	130
Çizelge E. 1 Alev tüpü duvarı için tahmin edilen ısı taşınım katsayıları .....	146
Çizelge E. 2 Kimyasal bileşenlerin termal özellikleri için polinomal katsayılar .....	147

## ÖNSÖZ

Bu çalışmada, son zamanlarda tüm insanlığın temel sorunlarından biri haline gelen temiz ve ekonomik enerji üretiminde alternatif yakıtların kullanılması konusu üzerine odaklanılmış, küçük ölçekli bir gaz türbini sisteminde alternatif yakıtların kullanılması, deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Ele alınan çalışmada esas amaç, alternatif yakıtların mevcut sisteme uygunluğunun araştırılması ve farklı yakıt ve çalışma şartlarında oluşan kirletici emisyonların belirlenmesidir.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde büyük pay sahibi olan değerli danışmanım Doç.Dr. Şükrü BEKDEMİR'e, çalışmanın her safhasında yardımlarını esirgemeyen Yrd.Doç.Dr. H. Hüseyin ERDEM'e, tez izleme komitesi üyeleri Prof.Dr. Ahmet BAYÜLKEN ve Prof. Dr. Orhan DENİZ'e, Prof.Dr. Recep ÖZTÜRK'e, Prof. Dr. İsmail TEKE'ye, Prof.Dr. Bahri ŞAHİN'e, tez çalışmasının deneysel bölümüne, 26.06.01.03 numaralı proje ile maddi destek sağlayan Y.T.Ü Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne ve ayrıca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi arz ederim.

## ÖZET

Gaz türbini uygulamalarında, hidrojen-hidrokarbon karışım yakıt kullanımının araştırılması son zamanlarda büyük bir ilgi alanı oluşturmaktadır. Bu ilgiyi artıran nedenler, geniş aralıkta ısıl değere sahip alternatif yakıtların kullanılması ihtiyacı; NO, CO ve CO<sub>2</sub> emisyonlarının azaltılması potansiyeli ve fakir yanma şartlarında alev stabilite özelliklerinin artması şeklinde sıralanabilir. Hidrojenin üretim maliyeti azaldıkça ve küresel ısınmayla ilgili çevresel endişeler arttıkça, bu konuda yapılan çalışmalar daha da önemli hale gelmektedir. Karışım yakıt kullanımı, karbonsuz yakıt kullanımına geçişte ara geçiş stratejisi olarak değerlendirilmeli ve bu yakıtların ilgili yanma sistemlerinde kullanımı araştırılmalıdır. Bu nedenle bu çalışmada, küçük ölçekte silindirik yanma odalı bir gaz türbininde, metan ve metan-hidrojen karışımı yakıtların yanma işlemi, deneysel olarak incelenmiş ve gaz türbini yanma odası için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği esaslı modelleme tekniği kullanılarak yanma işlemi modellenmiştir. Çalışmada saf yakıt olarak CH<sub>4</sub>, karışım yakıtı olarak CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> karışımları (hacimsel olarak % 10, % 20,% 30 hidrojen içeren) kullanılmıştır. Gaz türbini yüksüz şartlarda çalıştırılarak, yanma odasında alev teşekkül edilmiş ve farklı türbin giriş sıcaklığı (773 K, 873 K ve 973 K) şartlarında çalışma gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, önce 10 kW ısıl güce sahip bir yakıcıda saf metanın yanma işlemi modellenmiş, 0.6 ile 1 arasında değişen yakıt fazlalık katsayılarında meydana gelen sıcaklık dağılımları ve NO emisyonu değerleri incelenmiştir. Sonra, ele alınan gaz türbininde, saf yakıt olarak CH<sub>4</sub>, karışım yakıtı olarak CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> karışımları, deneysel şartlarda yakılmıştır. Deneysel çalışmada, emisyon değerleri prob esaslı ölçüm yöntemi kullanılarak ölçülmüştür. Daha sonra, deneysel şartlar göz önünde bulundurularak, bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı kullanılarak, gaz türbini yanma odasının 3 boyutlu sayısal modeli oluşturulmuştur. Hesaplama kolaylığı açısından alev tüpünün 60°'lik bölümü modellenmiştir. Yanma modeli, metan için iki basamaklı, hidrojen için bir basamaklı yanma reaksiyonu ve Eddy Dissipation Model kullanılarak oluşturulmuştur. Model sabiti (A) farklı değerlerde ayarlanarak, yanma akışına etkisi belirlenmiştir. Türbülans modeli olarak, Standart Modelle RNG k-ε Modeli kullanılmış ve birbiriyle mukayese edilmiştir. Sayısal çözümde, basınç ve hız arasındaki bağıntıyı çözmek için SIMPLE metodu, basınç ve hız dağılımlarının hesaplanmasında ise şaşırtmalı hesap noktaları PRESTO (Pressure Staggered Option) metodu kullanılmıştır. Ağ yoğunluğunu sayısal sonuçlara etkisinin incelenmesi amacıyla, üç farklı hücre yapısı test edilmiş ve çalışmada 51811 hücre kullanılmıştır.

Çalışmada NO emisyonu modellemesi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programında bulunan son işlemci kullanılarak gerçekleştirilmiştir. NO modellemesinde ısıl NO ve hızlı NO mekanizmaları dikkate alınmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlara göre gaz türbininde, her bir yakıt için yanma odası giriş sıcaklığı arttıkça, NO emisyonu miktarı artmaktadır. Yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı arttıkça, CO ve CO<sub>2</sub> emisyonu azalmış, H<sub>2</sub>O miktarı ise artmıştır. Gaz türbini alev tüpü yüzey sıcaklığı yakıt karışımındaki hidrojen miktarından çok fazla etkilenmemiş ve alev tüpü malzemesinin dayanabildiği sıcaklık sınırlarının altında kalmıştır. Sayısal simülasyonla tespit edilen türbin giriş sıcaklığı değerleri, deneysel şartlarda ölçülen değerlere uyan sonuçlar vermiştir. Genel olarak, gerek sıcaklık değerleri gerekse NO emisyonu değerleri incelendiğinde, deneysel şartlar göz önünde bulundurularak gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarıyla deneysel çalışma sonuçları arasında, kabul edilebilir seviyelerde uyum olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Gaz türbini, NO emisyonu, Karışım yakıt, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği.

## ABSTRACT

The investigations on use of the blend fuel of the hydrogen/hydrocarbon in the gas turbines applications have been recently made the attractive formed area. The reasons of this interest are explained as the demand for fuels of wide range heat value in terms of the reduction potential of CO, NO and CO<sub>2</sub> emissions and properties of stable combustion in the fuel lean mixture condition. As the cost of hydrogen production decreases and awareness related to global warming increases, the studies about this subject have been more crucial. Utilization of the blend fuel should be determined as a transition strategy for a carbon-free energy system and the use of these blend fuels in the related combustion systems should be investigated. Therefore, in this study, combustion process of the methane and methane/hydrogen blend fuels was investigated experimentally in the small scale gas turbine with the cylindrical combustion chamber. Combustion process in the combustor was modeled using Computational Fluid Dynamics method. In the study, methane as pure fuel and methane/hydrogen mixtures as the blend fuels (including 10%, 20%, 30% hydrogen by volumetric basis) have been used. The flame in the combustor of the gas turbine has been obtained under the no-load circumstances for different turbine inlet temperatures.

In this study, firstly, combustion process of pure methane has been modeled in the burner of the thermal power of 10 kW. NO emission and the temperature distributions in the combustor have been investigated for different equivalence ratios from 0.6 to 1. Secondly, in the considered gas turbine, CH<sub>4</sub> and CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> blend fuels have been burnt in the experimental circumstances. In the experimental study, the emission values have been obtained by using of the measurement method based on probe. Later, 3 D numerical model for the combustor has been developed in the CFD Code by taken into experimental circumstances. The segment of 60° of the combustor has been considered in terms of the calculation effort. In the combustion model, two steps for methane and one step for hydrogen have been taken into account. In the numerical studies, Eddy Dissipation Model has been used. The model constant of A has been changed with different values and its effect on the combustion flow has been determined. Standard k-ε and RNG k-ε turbulence models have been used as turbulence model and the results of these models have been compared. The relation between velocity and pressure in the numerical solution has been solved by using SIMPLE algorithm. The calculation of pressure and velocity distributions has been solved by means of PRESTO method. With the aim of the investigation of the effect of grid density on numerical solution, three different cell cases have been tested, and as a result of these tests, 51811 cells have been selected in the model.

In this study, the modelling of NO emission has been carried out by using the post-processor in the CFD code. Both thermal NO and prompt NO mechanisms have been considered in the modelling. It can be seen from both experimental and numerical studies that as turbine inlet temperature increases, NO emission formed increases. In addition, we can observe that when hydrogen ratio in the blend fuel increases, CO and CO<sub>2</sub> emission decrease and H<sub>2</sub>O amount increases. Furthermore, it has been shown that the predicted liner wall temperature is below the allowable temperature of the liner material. The predicted turbine inlet temperatures are consistent with measured temperature values. Generally, both the temperature and NO emission values are in good agreement with the numerical solution values.

Keywords: Gas turbine, NO emission, Blend fuel, Computational Fluid Dynamics



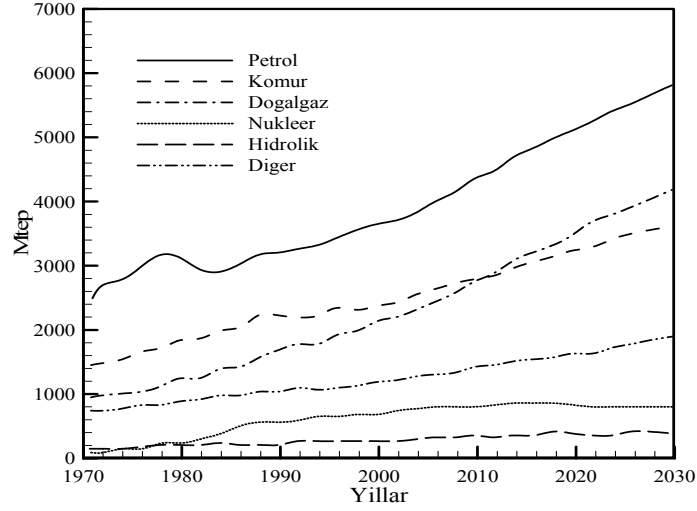
## 1. GİRİŞ

Günümüzde nüfus artışı, ekonomik büyüme ve sosyal yaşamdaki değişim hızının sonucu olarak enerji tüketim hızı sürekli olarak artmaktadır. Diğer taraftan iklim değişikliği ve küresel ısınma da doğal yaşamı daha fazla tehdit eder hale gelmektedir. Son zamanlarda dünyanın doğal iklim değişikliği ve insan aktivitelerinin neden olduğu iklim değişikliği birlikte değerlendirilerek, iklim değişikliği ve küresel ısınma sorununa çözüm aramak küresel ölçekte, tüm bilimsel ve politik çevrelerin temel meselelerinden birisi haline gelmiştir. 3. Uluslararası İklim Değişikliği Paneli değerlendirme raporunda, son 50 yılda gözlemlenen küresel ısınmaya büyük ölçüde insan aktivitelerinin (elektrik enerjisi üretimi, hava ve karayolu taşımacılığı vb.) neden olduğu bildirilmektedir (IPCC-Synthesis Report, 2001). Bu aktivitelerin 21. yüzyıl boyunca atmosferik kompozisyonu değiştirmeye devam edeceği beklenmektedir.

Sosyal ve ekonomik kalkınmanın en önemli parametrelerinden biri enerjidir. Günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeyinin belirlenmesinde, kişi başına üretilen ve tüketilen enerji miktarı ayırt edici özellik haline gelmiştir. Bu bağlamda, enerji maliyetinin azaltılması, sürdürülebilir enerjinin temini, çevrenin korunması, temiz enerji üretim sistemlerinin geliştirilmesi ve enerji kullanımında verimliliğin artırılması büyük önem taşımaktadır. Son zamanlarda, küresel ısınma gibi doğayı tehdit eden faktörler, uluslar arası çevrelerce kabul edilen antlaşmalar (Kyoto Protokolü, UNFCCC: Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Antlaşması gibi) ve enerji üretim maliyeti göz önüne alındığında, klasik enerji üretimine alternatif olabilecek ve mevcut sistemlerin iyileştirilmesine yönelik çalışmalar önem kazanmaktadır.

Mevcut enerji üretim yöntemleri % 80 oranında petrol, kömür, doğalgaz gibi kaynağı sınırlı fosil yakıtlara dayanmaktadır. Önümüzdeki yıllarda da bu yakıtların küresel enerji üretimindeki baskınlığını sürdürmesi beklenmektedir. Referans senaryolara göre, dünya birincil enerji talebinin 2002'den 2030 yılına kadar, yaklaşık olarak yıllık % 1.7'lik artışla, % 60 oranında artacağı tahmin edilmektedir. Şekil 1.1 1970-2030 yılları arasındaki dünya birincil enerji talebini göstermektedir (World Energy Outlook, 2004). Fosil yakıtların yanmasıyla, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, CO gibi kirletici emisyonlar oluşmaktadır. Yine bir yanma ürünü olan CO<sub>2</sub>, bir kirletici olarak değerlendirilmese de küresel ısınmaya neden olduğu için günümüzde salınımının azaltılması amacıyla üzerinde en fazla yoğunlaşılacak sera gazlarından biridir (Lefebvre, 1999). Şekil 1.2'de 1980 ile 2004 yılları arasında doğalgaz tüketimi ve bu yakıtın tüketimi nedeniyle oluşan CO<sub>2</sub> emisyonu görülmektedir (International Energy Annual, 2004). Fosil yakıtların daha az miktarlarda kullanıldığı endüstriyel çağ öncesinde, karbondioksitin

atmosferik konsantrasyonunun küresel bazda değeri 180-300 ppm arasında değişirken, 2005 yılında bu değer 379 ppm'e ulaşmıştır. 1995 ve 2005 yılları arasında, yıllık karbondioksit konsantrasyonu artış oranı ise yıl başına 1.9 ppm olmuştur.

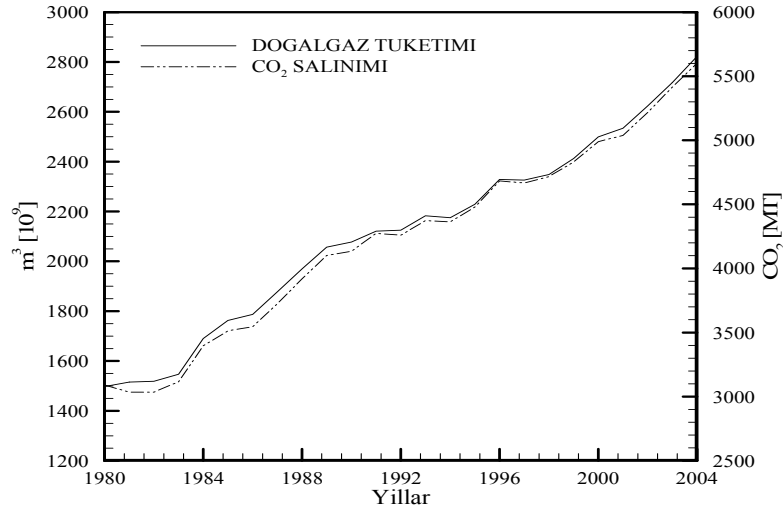


Şekil 1.1 Dünya birincil enerji talebi

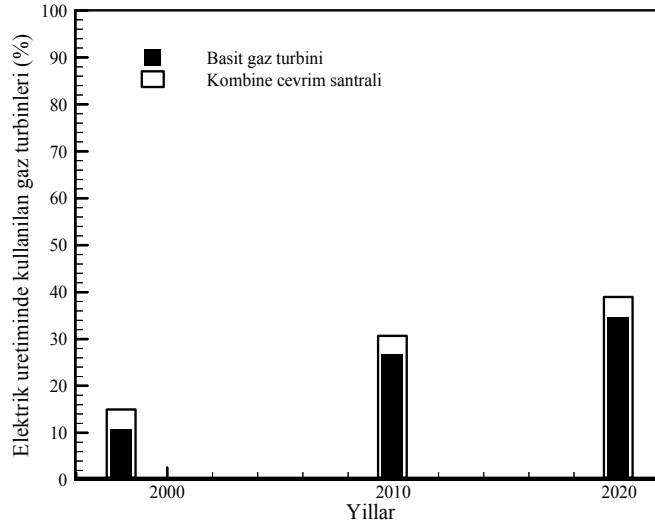
20 yy. başlarında kavramsal olarak analiz edilen gaz türbinleri, 1930'lu yıllarda bir mühendislik uygulaması olarak gerçek hayata girmiş ve takip eden yıllarda da sürekli geliştirilmiştir (Sawyer, 1972). Gaz türbinleri, elektrik enerjisi üretiminde, endüstriyel tesislerde ve ayrıca yüksek güç yoğunluğu nedeniyle de havacılık sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Gaz türbinleri diğer enerji üretim sistemlerine göre çeşitli avantajlara sahiptir. Bunlar, kombine çevrim sistemlerinde kullanılması durumunda % 50'yi geçen termodinamik verim, çok hızlı ve kolay devreye girebilme, düşük yatırım maliyeti, kısa kuruluş süreleri, diğer sistemlerle karşılaştırıldığında gösterdiği düşük emisyon ( $NO_x$  vb.) seviyeleri ve farklı yakıt kullanımına göstermiş olduğu esneklik şeklinde sıralanabilir (Brewster, 1999, Sawyer, 1972). Şekil 1.3'te, güç üretimi tahminlerine göre gaz türbini kullanımının gelişimi görülmektedir. 1998'de elektrik üretiminin % 15'i gaz türbinleri tarafından üretilirken, 2020 yılında kullanım oranının % 39'a ulaşması beklenilmektedir (EIA/ Annual Energy Outlook, 2000).

Güç santrallerinde elektrik üretimi amacıyla kullanılan gaz türbini sistemleri, kullanılan yakıtların çeşitliliği açısından esnek özellik gösteren sistemlerdir. Mevcut gaz türbini sistemlerinde genel olarak, konvansiyonel difüzyon alev teknolojisi kullanarak doğalgaz ve fuel oil gibi yakıtlar yakılmaktadır (Gökalp ve Lebas, 2004). Difüzyon alev teknolojisi esasına göre güvenli bir şekilde çalışan yanma odalarında, 2000 °C'nin üzerinde yerel sıcaklıklar

meydana gelmekte ve bunun sonucunda büyük oranlarda  $\text{NO}_x$  emisyonu oluşmaktadır.  $\text{NO}_x$  emisyonunu kontrol etmek ve alev sıcaklığını düşürmek için çeşitli metotlar geliştirilmiştir.



Şekil 1.2 Doğalgaz tüketimi ve doğalgaz kaynaklı CO<sub>2</sub> salınımı



Şekil 1.3 Güç üretimi tahminlerine göre gaz türbini kullanımı

Bunlar, su ve buhar enjeksiyonu, basamaklı yanma (RQL) ve katalitik yanma yöntemleridir (Brewster vd., 1999). Su ya da buhar enjeksiyonu ile  $\text{NO}_x$  emisyonunun azaltılması basit ve yaygın olarak uygulanan yöntemdir. Ancak bu yöntem tesis veriminin azalmasına, CO emisyonunun artmasına, yanmamış hidrokarbon (UHC) oluşumuna, ek kurulum ve işletme maliyetine neden olmaktadır. RQL yönteminin etkinliği, fakir karışım bölgesinde sıcak gazlar ile karışan hava oranıyla sınırlıdır. 1980'lerin ortasında tesis verimini etkilemeden  $\text{NO}_x$

miktarını azaltan, fakir ön karışimli yanma (LPC: lean premixed combustion) kavramı araştırılmaya başlanmıştır. Fakir ön karışimli yanma teknolojisi, yanma odasındaki pik alev sıcaklığının 1500 °C'nin üzerine çıkmasının engellenmesi esasına dayanmaktadır. Son zamanlarda özellikle doğalgaz ve diğer fosil yakıtların kullanıldığı ve NO<sub>x</sub> emisyonu açısından düşük emisyon seviyeleri gösteren fakir ön karışimli yanma teknolojilerinde de büyük gelişmeler meydana gelmiştir. Ancak, ön karışimli yanma prensibine göre çalışan yanma odaları, yanma stabilizesine oldukça duyarlıdır. Bu sistemlerde, farklı kaynaklardan elde edilen doğalgazın kalitesindeki değişimler bile yanma stabilizesinde problemlere neden olabilmektedir. Bu problemler, gaz türbini üreticileri tarafından henüz tatmin edici düzeyde çözülememiştir. Bu problemlerle ve yeni yanma teknolojileri ile ilgili çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir (Flamme, 2001). Bu nedenle gaz türbini yanma odalarında, yanma güvenliği ve stabilizesi için difüzyon esaslı ön karışimsız yanma teknolojileri daha yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Son zamanlarda fosil yakıt rezervlerindeki azalma, çevre kirliliği ve küresel ısınma gibi faktörler yeni ve temiz yakıtların araştırılmasına yönelik çalışmaların hız kazanmasına neden olmuştur. Bugün yakıt seçimindeki kriterler olarak; motor yakıtı olma özelliği, dönüşebilirlik ya da çok yönlü kullanıma uygunluk, kullanım verimi, çevresel uygunluk, emniyet ve efektif maliyet açısından yapılan değerlendirmeler, hidrojen lehine sonuç vermektedir (Ültanır, 1998). Hidrojen alevli yanmaya, katalitik yanmaya, direkt buhar üretimine, hidritleşme ile kimyasal dönüşüme ve yakıt hücresi ile elektrik dönüşümüne uygun bir yakıt iken, fosil yakıtlar yalnızca alevli yanmaya uygundur. Hidrojenin alevli yanma özelliği, içten yanmalı motorlarda, gaz türbinlerinde ve ocaklarda yakıt olarak kullanılabilmesini mümkün kılmaktadır. Hidrojen Carnot çevriminin sınırlayıcı etkisi altında kalmadan, yakıt pillerinde elektrokimyasal çevrimle direkt elektrik üretiminde de kullanılabilir. Son zamanlarda biokütle türevli düşük kalorifik değerli yakıtların ve hidrojen bakımından zenginleştirilmiş yakıtların gaz türbinlerinde kullanılmasına yönelik çalışmalar, bu konuda yürütülen birçok projenin konusunu oluşturmaktadır (Gökalp ve Lebas, 2004). Hidrojenin, yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgar ve güneş enerjisi kullanarak % 100'e yakın dönüşüm verimiyle suyun elektrolizinden kolayca elde edilmesi, kaynağının sınırsız olması, tamamen yenilenebilir bir yakıt olması, gaz, sıvı ve metal hidrit formda depolanabilmesi özelliği onun bir yakıt olarak cazibesini arttırmaktadır (Sheriff vd., 2005). Ayrıca yukarıda bahsedilen özelliklerinin paralelinde hidrojen, elektrik enerjisi iletim kayıplarını büyük oranda azaltan dağıtılmış güç santralleri için bir enerji kaynağı olarak potansiyel oluşturmaktadır.

Hidrojen ve hidrojen bakımından zenginleştirilmiş yakıtlar birçok açıdan, özellikle de ekolojik açıdan fosil yakıtlara karşı alternatif gaz türbini yakıtı olarak değerlendirilmektedirler (Juste, 2006, Tomcazk vd., 2002, Cozzi ve Coghe, 2006, Choudhuri ve Gollahalli, 2000). Doğalgazın hidrojen yakıtıyla zenginleştirilmesi önemli sera gazlarından biri olan CO<sub>2</sub> emisyonunu azaltmaktadır (Coppens vd., 2006). Buna ek olarak, hidrojenin SO<sub>x</sub>, CO ve HC gibi zararlı emisyon üretmemesi, yakıt kaynaklı NO<sub>x</sub> oluşumuna neden olmaması, kimyasal çevriminin fosil yakıtlara göre kısa zamanda tamamlanması ve yanma sıcaklığının diğer konvansiyonel yakıtlardan yüksek oluşu bu yakıtın gaz türbinlerinde alternatif bir yakıt olarak kullanılabilirliğinin ortaya çıkmasına neden olmuştur (Kato ve Nomura, 1997). Gaz türbinlerinde yakıt olarak hidrojen kullanıldığında, sıvı yakıtların yanması sırasında oluşan kül ve diğer partiküller gibi, türbin kanatlarını korozyona uğratan ve kanatlara zarar veren kalıntılar oluşmamaktadır. Ayrıca, hidrojen yakıtının egzoz gazları, kimyasal açıdan zararsız olduğu için, egzoz gazları ile beslenen reküperatörlerde, daha ucuz malzeme seçimini mümkün kılmaktadır (Peschka, 1987).

Konvansiyonel güç santralleri, çok büyük kapasitelerde ve belirli merkezlerde kurulmuş güç santralleridir. Günümüzde, tüketiciye yakın noktalarda enerji üreten dağıtılmış (yerinde üretim) güç santrallerine karşı, enerji dağıtım kayıplarını azaltması, çevresel endişeler ve güvenilirlik gibi nedenlerle büyük bir ilgi vardır. Bu gibi enerji üretim tesislerinde, yakıt olarak genellikle doğalgaz, LPG gibi yakıtlar kullanılmaktadır. Bu tesislerde yine enerji ekonomisi ve çevresel endişeler göz önünde bulundurulduğunda alternatif yakıtların kullanılmasına yönelik çalışmalar önemli hale gelmektedir.

Son zamanlarda, gaz türbinli sistemler ve diğer bir çok yanma sistemi için yapılan araştırmalar, kirletici emisyon seviyelerinin azaltılması, yüksek yakıt verimine ulaşma, yüksek performanslı sistemlerin dizaynı ve alışılmış yakıtlara karşı alternatif yakıt kullanılması gibi konulara odaklanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD: Computational Fluid Dynamics) tekniği bilgisayar teknolojisinde yaşanan hızlı gelişmelerin sonucu olarak, sistem dizaynlarının oluşturulmasında ve geliştirilmesinde, deneysel çalışmaların paralelinde yaygın olarak kullanılır hale gelmiştir. Bu teknik, kurulumu uzun zaman ve masraf gerektiren deneysel çalışmalarda ve bu çalışmaların ara kademelerinde kullanılarak, incelenen sistemlerin modellenip geliştirilmesinde büyük kolaylık sağlamaktadır. Yanma sistemlerinde de CFD, akış alanlarının, kimyasal karışım özelliklerinin, sıcaklık dağılımlarının, kimyasal bileşenlerin ve kirletici emisyonların belirlenmesi amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır. Gaz türbini sistemlerinde CFD

uygulamaları, düşük emisyon seviyeleri ve yüksek yanma verimine ulaşmak, alternatif yakıtların yanma yeteneğini araştırmak ve yüksek performanslı gaz türbini yanma sistemlerini dizayn etmek için üretici firmalar ve bilimsel çevrelerce yaygın olarak kullanılmaktadır. Güç üretiminde alternatif yakıtların kullanılması, bu yakıtların üretimi, ilgili yanma sistemlerinde göstermiş olduğu performans, ürettiği kirlilik seviyeleri ve özellikle mevcut sistemlere olan uygunluğu detaylı bir şekilde araştırılmalıdır. Yanma sistemlerinde saf yakıtların yanma davranışının anlaşılması hakkında yeterli düzeyde bilgi mevcut iken, yakıt karışımların difüzyon esaslı yanma davranışı hakkında yeterli düzeyde bilgi henüz bulunmamaktadır.

### **1.1 Tezin Amacı**

Yukarıda açıklanan gerekçelere paralel olarak bu çalışmanın başlıca amacı, son zamanlarda temiz ve sınırsız bir enerji taşıyıcısı olarak değerlendirilen hidrojeni, elektrik üretimi amaçlı gaz türbini sistemlerinde yaygın olarak kullanılan doğalgaz ile birlikte karışım yakıtı olarak kullanıp, ilgili sistemlerdeki yanma karakteristiklerini ve NO emisyonu oluşumunu teorik ve deneysel olarak incelemektir. Ayrıca bu çalışmada yürütülen deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda ele alınan sistem şartlarında NO ve CO emisyonları için, farklı yakıt karışımlarının fonksiyonu olarak deneysel ve sayısal bilgi birikimi oluşturmaktır.

### **1.2 Tezin İzlenesi**

Bu tez çalışmasının amacına uygun olarak ilgili literatür detaylı bir şekilde araştırılmış geçmişten günümüze yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Amaçlanan çalışmada kullanım uygunluğunun doğruluğu tespit edilerek, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Hidromekanik ve Hidrolik Makineler Anabilim Dalı Laboratuvarında kurulu bulunan iki milli deneysel gaz türbini kullanılmıştır. Bu gaz türbininde alevin difüzyon alevi şeklinde stabilize olduğu silindirik yanma odasında, kullanılan propan yakıtına alternatif olarak gaz halde temin edilen metan ve metan/hidrojen yakıt karışımları kullanılarak çeşitli yanma karakteristikleri incelenmiştir. Sayısal hesaplamada önce düz girişli silindirik bir yanma odası modeli oluşturulmuş sayısal hesaplama modelinde kullanılacak model ve alt modeller belirlenmiştir. Sonra, gaz türbini yanma odasının 3 boyutlu (3D) Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli (CFD) oluşturularak, bu yanma odasında oluşan akış alanları, sıcaklık dağılımları ve NO<sub>x</sub> emisyonu farklı kriterler (yakıt olarak yalnızca metan kullanılması ve çeşitli oranlara metan-hidrojen karışımları kullanılması, farklı türbin giriş sıcaklığı şartları gibi) göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. İncelenen deney düzeneğinde bulunan alt

sistemler (yakıt sevk sistemi, kontrol sistemi gibi), çalışma amacına göre düzenlenerek, farklı yakıtlar için kullanılabilir hale getirilmiştir. Gaz türbini, yüksüz şartlarda çalıştırılmış, bu şartlarda kullanılan yakıtlara göre emisyon değerlendirilmesi yapılmıştır. Deney sistemi yanma odasının kapalı yapısı nedeniyle, optik esaslı yöntemlerle sıcaklık ve konsantrasyon değişimleri belirlenemediğinden, emisyon miktarının belirlenmesinde prob esaslı ölçüm tekniği, sıcaklık ölçümlerinde ise termokupllar kullanılarak çalışma şartlarındaki değişimler belirlenmiştir. Sayısal hesaplama yöntemiyle elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlarla ve literatürle karşılaştırılarak doğruluğu değerlendirilmiştir.

### 1.3 Tezin Literatüre Katkısı

Son zamanlarda, gaz türbinlerinde alternatif yakıt kullanımının araştırılmasına yönelik büyük bir ilgi vardır. Şimdiye kadar yapılan çalışmalar ise büyük ölçüde saf yakıtlarının kullanılmasının araştırılmasıyla ilgilidir. Gerek elektrik üretimi amaçlı tesislerde gerekse havacılık sektöründe kullanılan gaz türbinlerinde, hidrojen ve hidrojen/hidrokarbon karışım yakıtların kullanımının araştırılması 21. yy yakıtı olarak değerlendirilen hidrojenin enerji sektöründe yerini alması açısından önemli çalışma alanı oluşturmaktadır. Bu konuda açık literatürde çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Bu nedenle bu tezde yürütülen çalışma ile gaz türbinlerinde farklı yakıt ve yakıt karışımlarının kullanılması ele alınarak aşağıda belirtilen konular araştırılmıştır.

- Elektrik üretimi amaçlı tesislerde kullanılan gaz türbini yanma odaları için sayısal modelinin oluşturulması ve sayısal model parametrelerinin ortaya konması.
- Küçük ölçekli gaz türbini yanma odalarında kullanılan saf yakıtların çeşitli işletme şartlarındaki yanma karakteristiklerinin belirlenmesi.
- Hidrojen/hidrokarbon yakıt karışımlarının kullanıldığı gaz türbinlerinde yanma modelinin oluşturulması.
- Mevcut gaz türbinlerinde ek düzenlemeye gerek duyulmaksızın alternatif yakıt kullanılma imkânının incelenmesi.
- Hidrojen/hidrokarbon yakıt karışımlarının küçük ölçekli gaz türbinlerinde yanma odası çalışma şartlarına etkisinin incelenmesi.
- Saf (metan) ve karışım yakıtlar kullanılan küçük ölçekli gaz türbinlerinde NO emisyon modellemesinin gerçekleştirilmesi.

- Hesaplmalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle karışım yakıtların yanma ve emisyon modellenmesinin belirlenmesi.

#### **1.4 Tez Bölümlerinin Organizasyonu**

Bu bölümde açıklanan ve tez çalışmasında incelenecek konuyu ve tezin amacını ifade eden giriş bölümünden sonra, tez çalışmasında oluşturulan diğer bölümler ve kapsamaları aşağıda özetlenmiştir.

Bölüm 2.

Gaz türbinlerinde ve diğer yanma sistemlerinde alternatif yakıtların kullanılmasıyla ilgili olarak daha önce yapılan çalışmaların özetlenmesi ve yapılan literatür araştırmasının değerlendirilmesi.

Bölüm 3.

Yanma termodinamiği, yanma terminolojisinde kullanılan çeşitli terimler, yanma sistemlerinde oluşan alev ve alev çeşitleri, gaz türbinlerinde kullanılan yanma odaları, gaz türbinlerinde  $\text{NO}_x$  emisyonu oluşumu ve  $\text{NO}_x$  oluşumunu etkileyen parametreler,  $\text{NO}_x$  emisyonu azaltma yöntemlerini içeren genel kavramlar ve tanımlamaların sunulması.

Bölüm 4.

Tez çalışmasının sayısal kısmında kullanılan sayısal hesap yönteminin ve oluşturulan sayısal modelin açıklanması, ele alınan alev tüpünün sayısal modelinin oluşturulması ve sınır şartlarının belirlenmesi.

Bölüm 5.

Tez çalışmasında kullanılan deney sisteminin tanıtılması, deneysel çalışmada kullanılan ölçüm ve kontrol yöntemlerinin tanıtılması.

Bölüm 6.

Göz önünde bulundurulmuş sistemle ilgili olarak, oluşturulan sayısal modele göre belirlenen sayısal sonuçların sunulması.

Bölüm 7.

Kullanılan yakıt ve yakıt karışımları için deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların sunulması.



Bölüm 8.

Deneysel ve sayısal sonuçların literatürle karşılaştırılması ve literatüre göre değerlendirme yapılması.

Bölüm 9.

Genel sonuçlar, tartışma ve öneriler.

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

### 2.1 Giriş

Bu çalışmada ele alınan gaz türbini sistemine ait yanma odasında, yanma işleminin modellenmesi ve deneysel çalışma için temel teşkil eden çalışmalar aşağıda özetlenmiştir. Özetlenen bu deneysel ve sayısal çalışmalar, gerek gaz türbinleri gerekse diğer yanma sistemlerinde, modelleme, emisyon incelenmesi, farklı yakıt kullanımı (saf ve karışım yakıtlar) vb. konuları içermektedir.

### 2.2 Gaz Türbinlerinde Alternatif Yakıtların Kullanımıyla İlgili Yapılan Çalışmalar

Juste (2006), endüstriyel gaz türbinlerinde, hidrokarbon esaslı yakıtlara hidrojen eklenmesinin kirletici emisyonlar üzerindeki etkisinin araştırılması üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada, tek alev borulu bir yanma odası göz önünde bulundurulmuş yakıt olarak kerosen kullanılmıştır. Egzoz gazları ( $\text{NO}_x$ , CO ve HC), bir örnek probu vasıtasıyla yanma odasına mümkün olan en yakın mesafede çap boyunca örneklenerek analiz edilmiştir. Yanma odası çalışma şartları, nominal çalışma değerlerine göre belirlenerek hava debisi 0.16 kg/s ve basıncı 101234 Pa olarak hesaplanmıştır. Yakıt fazlalık katsayısı, gaz türbininin boşa ve tam yükte çalışma şartlarına karşılık gelen değerleri için sırasıyla 0.14 ve 0.3 arasında olacak şekilde seçilmiştir. Hava debisinin değişimi, yanma odası girişindeki hava sıcaklığına, basıncına ve hızına göre tarif edilen bir parametre (PT/V) vasıtasıyla incelenmiştir. Toplam yakıt fazlalık katsayısı 0.27 için, yanma verimi üzerine bu parametrenin etkisi incelenmiş ve en ilginç çalışma aralığının, % 97.5 ile % 99.5 verim aralığına karşılık gelen 50 ve 103 parametre değerleri arasında olduğu belirlenmiştir. 50'nin altındaki parametre değerlerinde, verim aniden azalmakta ve yanma odası düzensiz çalışmaktadır. 100' ün üzerindeki parametre değerlerinde ise, birincil bölgede kalma zamanı artmış, yanma odasının performansında önemli bir artış olamamasına rağmen,  $\text{NO}_x$  emisyonu artmıştır. Çalışmada, tam yük şartı ve toplam yakıt fazlalık katsayısının 0.3 olması durumunda, birincil bölge yakıt fazlalık katsayısının  $\text{NO}_x$  ve CO emisyonu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Birincil bölge yakıt fazlalık katsayısının 0.94'ten 0.8'e düşürülmesi, ısıl  $\text{NO}_x$  oluşumunun sıcaklıkla üssel olarak artması ve kalma zamanına bağlılığı nedeniyle,  $\text{NO}_x$  emisyonunu yaklaşık % 50 azalmıştır.  $\text{NO}_x$  oluşumunun aksine, fakir şartlardaki birincil bölge ve kısa kalma süreleri CO oluşumunu artırır.  $\text{NO}_x$  ve CO emisyon seviyeleri üzerine hidrojen eklentisinin etkisi 0.3 yakıt fazlalık katsayısında ve 70 parametre değerinde incelenmiş,

hidrojen eklentisinin  $\text{NO}_x$  oluşumunda kayda değer bir değişikliğe neden olmadığı belirlenmiştir. Ancak eklenen hidrojen miktarı % 4 iken CO emisyonunda yaklaşık % 40 azalma olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak tam yük şartlarında, birincil hava miktarının artışıyla daha fakir hale gelen yanma odası birincil bölgesi,  $\text{NO}_x$  emisyonunu azaltırken, CO ve yanmamış hidrokarbon (UHC) oluşumuna neden olarak verimin azalmasına neden olmuştur. Yakıtta eklenen hidrojen,  $\text{CO}_2$  emisyonun azalmasına katkıda bulunmuştur. Bu durum, hidrojenin ısı değerinin fosil yakıtlardan yüksek olması nedeniyle, yanma odasına enerji katkısı aynı tutulduğunda, karbon oranının azalması nedeniyledir.

Tomczak vd. (2002) çalışmalarında, yakıt olarak doğalgaz ve hidrojen karışımlarının kullanıldığı bir gaz türbini yanma odasında, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) esaslı bir çalışma gerçekleştirmişler, farklı yakıt karışım oranlarında (doğalgaz-hidrojen karışımı; % 100-% 0, % 75-% 25, % 50-% 50, % 25-% 75, % 0-% 100) yanma odası çıkışında oluşan  $\text{NO}_x$  ve CO emisyonlarını ve yanma odası sıcaklık dağılımlarını belirlemişlerdir. Ele alınan yanma odası, difüzyon esaslı yanma işleminin gerçekleştiği ters akışlı bir yanma odasıdır. Sayısal çalışmada, yanma odası içerisinde viskoz yapının oluşturulmasında k- $\epsilon$  türbülans modeli ile standart duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Türbülans ile kimyasal yapının birleştirilmesi işlemi, olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF) kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı arttıkça alev boyu küçülmüş,  $\text{NO}_x$  emisyonu oldukça artarken, CO emisyonu azalmıştır. Yanma odasında yakıt olarak yalnızca saf hidrojen kullanıldığında oluşan  $\text{NO}_x$  miktarı, yalnızca doğalgazın kullanılması durumunda oluşan  $\text{NO}_x$  miktarından 3.4 kat fazla olduğu tespit edilmiştir. Bütün yakıt karışımı durumlarında, yanma odası boyunca yüzeyden ölçülen duvar sıcaklıkları benzer dağılım göstermiştir. Yanma odası duvarında ölçülen maksimum sıcaklıklar 1200-1300 mm mesafeler arasında yaklaşık 480 °C ile 580 °C arasında değişmiştir. Sayısal hesaplarda elde edilen sıcaklık dağılımları ile ölçülen sıcaklık dağılımları kabul edilebilir düzeyde benzer karakter sergilemiştir.

Derive vd. (2002), nükleer santrallerde enerji talebinin olmadığı zamanlarda üretilen elektriğin kullanılmasıyla elde edilen hidrojenin, pik enerji talebini karşılamak amacıyla gaz türbinlerde kullanılmasının ekonomik ve teknik karakteristiklerini değerlendirmişlerdir. Çalışmada yapılan ekonomik tahminlerle, doğalgaz maliyetinin yüksek olduğu ve gaz türbinlerinde kullanılan diğer yakıtların ekonomik olmadığı durumlarda 21. yy'da hidrojenin gaz türbinlerinde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Küçük güç ölçekli bir gaz türbininde yakıt olarak hidrojen kullanılması durumunda elde edilen işletme performansının belirlenmesi ve bu türbine ait can tipi yanma odasında hidrojen

yakıtının yanma testi üzerine bir çalışma Nomura vd. (1981) tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, hidrojen kullanıldığında elde edilen termal verimin, yakıt olarak kerosen kullanıldığında elde edilen verim değerleriyle benzer karakter sergilediği belirlenmiştir.

Sharma ve Som (2004), bir gaz türbini yanma odasında, yanma işlemi ve emisyon karakteristikleri üzerine, farklı püskürtme parametreleri ile farklı yakıt kullanımının etkisini, difüzyon esaslı yanma işlemini göz önünde bulundurup, sayısal bir model geliştirerek incelemiştir. Yanma odası aksel simetrik olarak modellenmiş ve bu yüzden radyal hava jetleri yanma odası çevresi boyunca üniform kabul edilmiştir. Yanma odasında türbülanslı akışın hesaplanmasında k- $\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Ele alınan çalışmada yakıt olarak n-hekzan ( $C_6H_{14}$ ), kerosen ( $C_{10}H_{20}$ ) ve n-dodekan ( $C_{12}H_{26}$ ) kullanılmıştır. Çalışmada yanma odası içerisindeki akış ve sıcaklık alanları, yanma verimi, çıkış sıcaklık dağılımı ve  $NO_x$  konsantrasyonunun değişimi, göz önünde bulundurulmuş parametrelere göre incelenmiştir. Alevi stabilize etmeye yardım eden toroidal resirkülasyon akışı, yanma odasının birincil bölgesinde yakıcıya yakın bölgede oluşmaktadır. Alevin birincil bölgede radyal yönde yayılımı büyük ölçüde yakıt püskürtme açısına bağlı olarak değişmektedir.  $60^\circ$  püskürtme açısında yanma verimi, n-hekzan, kerosen ve n-dodekan için sırasıyla % 91.3, % 67.1 ve % 58.7 olurken, yanma odası çıkışındaki  $NO_x$  konsantrasyonları sırasıyla 16, 48 ve 24 ppm olmuştur. Püskürtme açısı arttıkça, hem yanma veriminin hem de  $NO_x$  konsantrasyonlarının arttığı belirlenmiştir.

Adouane vd. (2002), küçük ölçekli bir AGT (Alstom) gaz türbini yanma odasında, kalorifik değeri 2.5 ile 4  $MJ/m^3$  arasında değişen düşük kalorifik değerli yakıtların türbülanslı yanma işleminin modellenmesini, HAD programı Fluent kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında termo-kimyasal modelleme, kimyasal denge modeli, laminer flamelet model ve reaksiyon ilerleme değişkeni modeli kullanılarak yapılmıştır. Türbülansla kimyasal yapı arasındaki etkileşim, Monte-Carlo olasılık yoğunluk fonksiyonu yaklaşımı ile tanımlanmıştır. Sistemde çalışma basıncı 0.4 ile 0.8 MPa arasında değişmektedir. Çalışmada, NO emisyonu ve yanma verimi üzerine çalışma basıncının etkisi araştırılmıştır. Basınç azaldıkça, CO emisyonu artmış ve bu yüzden yanma verimi azalmıştır. Yanma odasında, oluşan azot oksitinin büyük bir bölümünün yakıt bazlı  $NO_x$  mekanizması ile oluştuğu belirlenmiştir. Basınç arttıkça,  $NH_3$ 'ün NO ya dönüşüm oranı azalmıştır. Üç farklı basınçta (0.4, 0.5, 0.7 MPa) azot oksit için deney ve model verileri karşılaştırılmış 0.5 MPa basınç şartlarında, model verileriyle deneysel verilerin çok iyi uyum sağladığı görülmüştür. Çalışmada, toplam NO oluşumuna ısıl NO'nun katkısının ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirlenmiştir.

Sampath ve Shum (1985) çalışmalarında, can tipi gaz türbini yanma odasında hidrojen yakıtının yanma karakteristiklerini incelemiş, hidrojenin yanma performansını Jet A1 yakıtının yanma performansı ile karşılaştırmışlardır. İki farklı hidrojen yakıt enjektörü seçilmiş, yanma performansı üzerine etkileri tartışılmıştır. Deneysel çalışma, farklı yakıt-hava oranlarında, farklı giriş hava basıncı ve sıcaklığı şartlarında ve yanma odası ısı yüklerinde gerçekleştirilmiş, metal sıcaklığı, alev karakteristikleri, yanma verimi ve  $NO_x$  emisyonu incelenmiştir. Giriş basınçları, sıcaklıklar, yakıt-hava oranları gerçek bir gaz türbininin sahip olduğu değerlerde tutulmuştur. Kararlı halde performans deneyleri, turbofan ve turboprop çevrimlerine göre boşa çalıştırma ve tırmanma periyotlarına göre 6 farklı şartta gerçekleştirilmiş, her bir şartta gaz emisyonları ve alev tüpü yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Çalışmada motor yükü arttıkça, yanma verimi üssel olarak artmıştır. Hidrojenin  $NO_x$  emisyonu incelenen bütün güç şartlarında Jet A1 yakıtına göre daha yüksek olmuştur. Girdaplı nozul kullanılması durumunda oluşan  $NO_x$  miktarı, yanma odasının birincil bölgesinde daha iyi karşım şartlarının oluşması nedeniyle daha düşük olurken, çok delikli nozulda her bir hidrojen jetindeki difüzyon yanmayı etkilemiş, yüksek yerel sıcaklıklar ve daha fazla  $NO_x$  emisyonu oluşmuştur. Yakıt olarak hidrojen kullanılması durumunda alev tüpü duvar sıcaklığı, Jet A1 yakıtına göre yüksek olmuştur. Sonuç olarak, yanma odasında yakıt olarak hidrojen kullanılması durumunda yeterli yanma odası ömrü sağlamak için, alev tüpü soğutucu akışının optimize edilmesi gerekliliği görülmüştür.

Kim vd. (2005) silindirik bir yanma odasında, bilinen yakıtlara alternatif olarak kullanılması düşünülen Orimulsion (% 30 su - % 70 bitüm emülsiyonu) yakıtının yanma karakteristiklerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmada gaz fazındaki türbülanslı akış hesapları için standart  $k-\epsilon$  modeli kullanılmıştır. Kimyasal bileşenlerin denge denklemlerindeki kaynak terimleri, Magnussen ve Hjertager tarafından önerilen girdap kırılma modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Araştırılan yakıtın yanma odası içerisindeki alev karakteristikleri ve akış şekli; püskürtme açısına, yakıt hızına, girdap sayısına bağlı olarak belirli standart şartlar (yakıt debisi, hava püskürtme hızı gibi) için sistematik olarak araştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlara göre, yanma odası içerisinde maksimum alev sıcaklığı, yakıcıdan 30-40 cm uzaklıkta yaklaşık  $1400\text{ C}^\circ$  olacak şekilde oluşmuş, yanma odası çıkışına doğru radyasyon ısı kayıpları nedeniyle düşerek azalmıştır. Çalışmada, Orimulsion yakıtının yanma karakteristikleri üzerine, yakıt püskürtme hızının ve havanın girdap yoğunluğunun etkisini incelemek için parametrik araştırma yapılmış, düşük püskürtme hızlarında yüksek sıcaklıklı alev bölgesinin, standart olarak alınan püskürtme hızına göre, yakıcı ön bölgesine daha yakın olduğu belirlenmiştir. Bu sonuç, yakıtın püskürtme hızının

azalışıyla, yakıtın yanma reaksiyonunun tam olarak gerçekleşeceği yorumunu ortaya çıkarmıştır. Yanma odası ekseni boyunca NO konsantrasyonu için yapılan hesaplarla ölçüm sonuçları arasında özellikle yanma odasının ortasında ve çıkışında bariz farklılıklar oluşmuştur. Modelleme sonuçları daha düzgün bir değişim eğilimi gösterirken, deneysel değerler keskin ve ani değişen sonuçlar vermiştir. Eksen boyunca ölçülen maksimum NO değerinde model sonuçlarına göre yaklaşık % 55 fark olduğu görülmüştür.

Günümüzde birçok alanda yaygın olarak kullanılan pillerden daha büyük enerji yoğunluğu sağlayan yanma esaslı mikro-güç araçlarındaki yanma mekanizmasının daha iyi anlaşılması için, hidrojen/hava karışımının kullandığı silindirik bir yanma odasında, HAD esaslı sayısal bir çalışma Hua vd. (2005a, 2005b) tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, hidrojen/hava karışımının yanma modeli, 9 kimyasal bileşenli 19 kimyasal reaksiyonla oluşturulmuş, yanma karakteristikleri üzerine, yanma odası boyutunun etkisi en-boy oranı aynı kalacak şekilde incelenmiştir. Yanma odası duvarlarında çeşitli ısı transfer şartlarının etkisi (adyabatik duvar vb.), duvardan ısı iletimi ve ısı kayıpları da çalışmada analiz edilmiştir. Adyabatik duvar şartı göz önünde bulundurulduğunda, farklı karışım giriş çapları için sıcaklık ve su üretim alanları incelenmiş, yanma odası duvarı adyabatik olarak tutulduğunda yanma işleminin kendi kendine devam ettiği, gaz sıcaklığında, giriş çapının artışıyla önemli miktarda artış olduğu ve en yüksek sıcaklığın 2000-2400 K arasında yanma odası çıkışında olduğu belirlenmiştir.

Datta ve Som (1999) çalışmalarında, bir gaz türbini yanma odasında sıvı yakıtın (n-hekzan) difüzyon kontrollü yanması işleminde, emisyon ve yanma karakteristikleri üzerine yanma havası girdap şartlarının ve yanma odası basıncının etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal model, standart k-ε türbülans modeli göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur. Çalışmada, problem aksenal simetrik olarak tanımlanmış, radyal hava jetlerinin (birincil ve dilisyon hava girişleri) çevre boyunca üniform olduğu kabul edilmiştir. Ele alınan tüm basınç şartlarında, girdap sayısındaki artış, NO<sub>x</sub> emisyonu seviyesini azaltmış şekil faktörünü geliştirmiştir. Ancak, düşük basınçlarda girdap sayısındaki artış yanma verimini azaltırken, yüksek basınçlarda bunun tam tersi eğilim göstermesine neden olmuştur. Basıncın artmasıyla şekil faktörünü iyileştirirken, yanma veriminin düştüğü, NO<sub>x</sub> emisyonu seviyesinde ise artış olduğu belirlenmiştir.

Price ve Goldin (2002), çeşitli yük aralıklarında çalışan doğalgaz yakıtlı bir endüstriyel gaz türbininde (GE LM1600) NO emisyonu ve yanma prosesinin HAD simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada yanma prosesini karakterize etmek için karışım oranı olasılık yoğunluk fonksiyonuna dayanan, kimyasal denge ve laminer flamalet modeli olmak üzere iki

farklı yanma modeli kullanmışlardır. Türbülansın modellenmesinde ise yanma odalarının simülasyonunda iyi sonuçlar veren, standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel çalışma sonucuna göre, meydana gelen toplam  $\text{NO}_x$  miktarının yaklaşık % 95'ini NO emisyonu oluşturmaktadır. Laminer flamelet modeli ile belirlenen NO emisyonları deneysel ölçümler göz önünde bulundurulduğunda, diğer modele göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Gaz türbinin birim yükü arttığında, NO emisyonu artmaktadır. Küçük değerdeki yük aralıklarında, yanmamış hidrokarbonlar için simülasyon değerleri, ölçülen konsantrasyon değerlerine yakın sonuçlar verirken, CO emisyonu için çok farklı sonuçlar vermiştir.

Doğalgazın reformasyonu ile hidrojen içeriği arttırılmış yakıtlar kullanılan bir gaz türbininde, yanma işleminin HAD simülasyonuna yönelik bir çalışma Bozza vd., (2004) tarafından yapılmıştır. Çalışmada, çeşitli şartlarda elde edilen dekarbonize yakıtlarla ve doğalgazla çalışan sistemin karşılaştırılması yapılmış, yanma odasında oluşan  $\text{NO}_x$  emisyonları ve sıcaklık dağılımları belirlenmiştir. Reformasyon sıcaklığı arttıkça hidrojen miktarı artmış ve böylece adyabatik alev sıcaklığı artmıştır. Isıl NO oluşumunun sıcaklıkla üssel olarak artması nedeniyle, hidrojen oranı artan yakıt karışımında, oluşan  $\text{NO}_x$  miktarı artmıştır.

Chiesa vd., (2005), güç endüstrisinde sera gazlarının azaltılmasına yönelik olarak doğalgazla çalışan büyük ölçekli gaz türbinlerinde, yakıt olarak doğalgaz yerine hidrojen yakıtının kullanılması olasılığını araştırmışlardır. Çalışmada yakıt olarak hidrojen ve doğalgaz kullanılması durumlarında gaz türbininin davranışı, hacimsel debi değişimi ve termodinamik özellikler göz önünde bulundurularak incelenmiştir. Yakıt olarak hidrojen kullanıldığında, stokiometrik alev sıcaklığı arttıkça, oluşan  $\text{NO}_x$  miktarı doğrusal bir şekilde artmaktadır. Yanma odasında soğutucu olarak buhar kullanıldığında buhar oranı arttıkça, stokiometrik alev sıcaklığı azalmakta hacimsel debi ise artmaktadır. Çalışmada, yakıt olarak hidrojen kullanıldığında stokiometrik alev sıcaklığının azaltılarak, egzoz gazlarının denitrifikasyonu gibi fazla işletme maliyeti gerektiren yöntemler kullanılmaksızın,  $\text{NO}_x$  emisyonlarının kabul edilebilir seviyelerde tutulması gerekliliği sonucuna ulaşılmıştır.

Uçak motorlarında yakıt olarak hidrojen kullanılması durumunda, performans ve emisyon değişiminin incelenmesi Haglind ve Sing (2006) tarafından iki şaftlı turbofan V2527-A5 motoru kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada performans değişimi incelenirken, hidrojenin ısı değeri yüksek olması nedeniyle aynı yanma odası çıkış sıcaklığı sağlamak amacıyla yakıt debisi azaltılmıştır. Yanma odası çıkış sıcaklığı sabit tutulduğunda net itki % 3.2, özgül yakıt sarfiyatı ise % 0.9 artmıştır. Net itkinin aynı kalması, yanma odası çıkış sıcaklığı azaltılarak sağlanmış, bu durumda özgül yakıt sarfiyatı azalmıştır. Hidrojen/hava alevinin stokiometrik

alev sıcaklığı, kerosenden yaklaşık 100 K daha büyük olmasına rağmen, motorda aynı çalışma şartlarına karşılık gelen alev sıcaklıkları, kerosen yakıtından daha düşüktür. Çalışmada, hidrojen yakıtının geniş tutuşma aralığına sahip olmasının ve daha hızlı yanmasının sonucu olarak, yanma odaları yeniden düzenlenirse (değişken geometrili yanma odaları gibi)  $\text{NO}_x$  emisyonlarının azalacağı sonucuna ulaşılmıştır.

Wicksall ve Agrawal (2006), hidrojen bakımından zenginleştirilmiş hidrokarbon alevlerinde ses ve emisyon ( $\text{NO}_x$ , CO) oluşumu üzerine bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında, türbülator stabilizeli yanma odası kullanılmış ve önceden hazırlanan reaktan karışımı atmosferik basınçta yakılmıştır. Yapılan deneysel çalışmada yakıt karışımı, hacimsel olarak %10, %20, %30, %40 oranlarında hidrojen içeren  $\text{CH}_4$  ve  $\text{C}_3\text{H}_8$  kullanılarak hazırlanmıştır.  $\text{CH}_4$  yakıtı ve hidrojen bakımından zenginleştirilmiş  $\text{CH}_4\text{-H}_2$  yakıt karışımı için  $\text{NO}_x$  emisyonu, 1550 °C'nin altındaki adyabatik alev sıcaklıklarında sabit kalırken, bu sıcaklık değerinin üzerindeki sıcaklıklarda, ısıl  $\text{NO}_x$  oluşum mekanizmasının etkisi nedeniyle sıcaklıkla üssel olarak artmaktadır. Göz önünde bulundurulan bir adyabatik alev sıcaklığında,  $\text{CH}_4$  yakıtına eklenen  $\text{H}_2$  miktarı, oluşan  $\text{NO}_x$  miktarını etkilemektedir. Yakıtta hiç  $\text{H}_2$  eklenmediğinde ise  $\text{NO}_x$  oluşumunun maksimum olduğu belirlenmiştir. Yine çalışmada kullanılan diğer bir yakıt olan  $\text{C}_3\text{H}_8$  için, 1550 °C'nin altındaki adyabatik alev sıcaklıklarında  $\text{NO}_x$  oluşumu sabit kalırken, bu sıcaklık değerinin üzerindeki sıcaklıklarda oluşan  $\text{NO}_x$  miktarının üssel olarak arttığı görülmüştür. Metanın aksine, propan için verilen bir adyabatik alev sıcaklığında, propana eklenen hidrojen miktarının  $\text{NO}_x$  oluşumunu etkilemediği belirlenmiştir. Hidrojence zenginleştirilmiş  $\text{C}_3\text{H}_8$  alevinde oluşan  $\text{NO}_x$  miktarı, hidrojence zenginleştirilmiş  $\text{CH}_4$  alevinde oluşan  $\text{NO}_x$  miktarından daha fazladır. Saf  $\text{CH}_4$  ve hidrojence zenginleştirilmiş  $\text{CH}_4$  alevlerinde CO emisyonu, yüksek adyabatik alev sıcaklıklarında yanma sonu bölgesindeki oksijen konsantrasyonunun azalması nedeniyle artmıştır. CO emisyonu, düşük alev sıcaklıklarında fazla oksijen nedeniyle daha düşüktür. Göz önünde bulundurulan herhangi bir adyabatik alev sıcaklığında,  $\text{CH}_4$  içindeki  $\text{H}_2$  miktarının artışı CO emisyonunu azaltmıştır. Hidrojence zenginleştirilmiş  $\text{C}_3\text{H}_8$  ve saf  $\text{C}_3\text{H}_8$  alevlerinde CO emisyonu, diğer incelenen yakıt ve karışımına göre sıcaklığa bağlılık noktasında benzer karakter göstermiştir. CO seviyesi, adyabatik alev sıcaklığındaki artış ile azalmaktadır. Göz önünde bulundurulan herhangi bir adyabatik alev sıcaklığında, diğer yakıt  $\text{CH}_4$ 'ün aksine,  $\text{C}_3\text{H}_8$  yakıtına eklenen  $\text{H}_2$  miktarı arttıkça, CO emisyonu artmıştır.

Uçak motorlarında yakıt olarak hidrojenin kullanım potansiyelini araştırmak amacıyla dizayn edilen prototip ön karışimli hidrojen yakıcısında, hidrojen ve hidrojen-metan yakıt



karışımlarının stabilize karakteristikleri Schefer (2001) tarafından incelenmiştir. Yakıt karışımındaki hidrojen oranının artışı, alevin sönme şartlarında önemli değişikliklere neden olmuştur. İncelenen yakıcı şartlarında, saf hidrojen alevlerinde stabilize limitleri düşük olurken, hidrojene eklenen metan oranı arttıkça alev daha stabil hale gelmiştir.

Ren J.-Y. vd. (2001), kimyasal rekuperasyonlu çevrimlerin kullanıldığı sistemlerde, önemli miktarlarda CO, H<sub>2</sub> ve CO<sub>2</sub> gibi kimyasal bileşenler içeren metan karışımların alev davranışı incelemek amacıyla, bir jet akışı ve bir stegnasyon duvarıyla ifade edilen deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, alev sıcaklığı, laminer alev hızı, gerinim oranı ve kimyasal bileşen konsantrasyonları belirlenmiştir. Yakıtta % 8'e kadar değişen oranlarda hidrojen eklenmesi, yanma stabilizesini ve sönme davranışını karakterize eden, laminer alev hızını yaklaşık % 5 ile % 10 arasında değişen oranlarda artırmaktadır. Yakıt karışımındaki hidrojen miktarı arttıkça, yakıt fazlalık katsayısı ve maksimum alev sıcaklığı azalmaktadır. Çalışmada özellikle hidrojen gibi yüksek difüzyonlu yakıt katkıları için, laminer alev hızı ve tutuşma sınırlarının, yanma yoğunluğunun gelişimi için iyi bir ölçüt olmayacağı bunun yerine akışkan mekaniği etkilerinin değerlendirilmesi gerekliliği sonucuna ulaşılmıştır.

Orta ölçekli gaz türbinlerinde (30-150 MW), NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaltılması amacıyla doğalgaza hidrojen eklenmesinin etkisi TerMaath vd. (2006) tarafından analiz edilmiştir. Çalışmada, NO<sub>x</sub> azaltma oranının fonksiyonu olarak hidrojen ekleme maliyeti araştırılmıştır. Hidrojen ekleme işlemi, fayda ve pazar uygunluğunun belirlenmesi amacıyla hem mevcut hem de yeni sistemler için bilinen kontrol teknolojilerine karşı değerlendirilmiştir. SCR ve kuru NO<sub>x</sub> azaltma yöntemi olan DLN teknolojileri ile yapılan karşılaştırmalar, yakıtta % 15'e kadar hidrojen eklenmesinin bu yöntemlerle maliyet açısından rekabet edecek kadar etkili olduğunu göstermiştir. % 20'nin üzerinde yapılan hidrojen eklenmesi oldukça pahalı olmasına rağmen, bu yöntemin SCR tekniğiyle karşılaştırılması yapıldığında, 1 ppm NO<sub>x</sub> değerlerine ulaşılması bakımından avantajlı olduğu görülmüştür.

Gaz türbini şartlarında hidrojenin fakir karışimli yanması hallerindeki kimyasal kinetik yapıyı doğru olarak ifade eden indirgenmiş mekanizma Ströhle ve Myhrvold (2006) tarafından araştırılmıştır. Hidrojen için literatürde bulunan detaylı bir yanma reaksiyonu, 0.5 yakıt fazlalık katsayısı, 17 bar basınç ve 609 K sıcaklık şartları göz önünde bulundurularak farklı indirgenmiş reaksiyon mekanizmaları ile test edilmiştir. Sonuçlar gaz türbini yanma şartları altında en az 11 elementer reaksiyonun, tutuşma, sönme, laminer alev ilerlemesi gibi proseslerinin tatmin edici düzeyde belirlenebilmesi için gerekli olduğunu göstermiştir.

Yakıt olarak hidrojen kullanılan bir gaz türbininde zengin-fakir karışimli yanma şartlarındaki

NO<sub>x</sub> oluşum karakteristikleri Shudo ve Mizuide (2002) tarafından deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. İncelenen gaz türbini yanma odası, Kawasaki S5A-01 gaz türbini yanma odasından modifiye edilmiş ve test için referans yakıt olarak metan kullanılmıştır. Hesap modeli zengin karışım, fakir karışım ve bu iki bölgenin karışımından oluşan bölge olmak üzere üç bölgeli karışım şeklinde oluşturulmuştur. Hidrojen yakıtı için toplam yakıt fazlalık katsayısı 1 olarak ayarlanıp, zengin karışım girişi yakıt fazlalık katsayısının 1.5 ile 3 arasında değiştirilmesi durumunda, yakıt fazlalık katsayısı azaldıkça NO<sub>x</sub> oluşumu azalmıştır. Hesap modelinde ise NO<sub>x</sub> oluşumu yakıt fazlalık katsayısının 2'den küçük değerleri için sert bir şekilde artmaktadır. Fakir karışım girişi yakıt fazlalık katsayısı 0.4 olarak ayarlanıp, zengin karışım yakıt fazlalık katsayısı 2 ile 4 arasındaki değerlerde değiştirildiğinde ise, toplam yakıt fazlalık katsayısı arttıkça, NO<sub>x</sub> emisyon oluşumu benzer karakterde azalmaktadır. İncelenen tüm zengin karışım girişi yakıt fazlalık katsayılarında, toplam yakıt fazlalık katsayısı azaldıkça, NO<sub>x</sub> oluşumu artmıştır. Bu şartlarda metan için inceleme yapıldığında, oluşum karakteristiğinin benzer değiştiği ancak oluşan NO<sub>x</sub> miktarının daha fazla olduğu belirlenmiştir. Hesap modelinde ise yine NO<sub>x</sub> oluşumu, yakıt fazlalık katsayısının 1.5 değerinin altındaki değerlerde sert bir şekilde artmaktadır. Çalışmada, ele alınan sistemde metanın yerine yakıt olarak hidrojen kullanılmasının NO<sub>x</sub> emisyonu azalttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Ohno vd. (2000), çalışmalarında iki basamaklı yanma ve buhar püskürtülmesi işlemi göz önünde bulundurarak, bir gaz türbini sistemindeki NO<sub>x</sub> oluşumu ve yanma karakteristiklerini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. İnceledikleri sistemde oluşan NO<sub>x</sub>'un büyük çoğunluğunun birinci basamakta oluştuğunu, buhar püskürtülmesi ve ön karışimli yanma kullanıldığında NO<sub>x</sub> oluşumunun 10 ppm'nin altına düştüğünü tespit etmişlerdir.

Nascimento vd. (2007), yakıt olarak biodizel ve dizel/biodizel karışım yakıtı kullanılan 30 kW güce sahip bir gaz türbininde, kısmi ve tam yüklerde performans ve emisyon belirlenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Performansın belirlenmesinde bir simülasyon yazılımı kullanıp elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Dizel yakıt yerine, biodizel ve dizel/biodizel yakıt karışımı kullanılmasının performans açısından kayda değer bir değişikliğe neden olmadığını, CO emisyonunda önemli artışa, NO<sub>x</sub> emisyonunda ise azalışa neden olduğunu belirlemişlerdir.

### 2.3 Diğer Çalışmalar

Choudhuri ve Gollahalli (2002), hidrojen-hidrokarbon karışımı difüzyon alevinde, yanma

karakteristikleri ve oluşan alev yapısının belirlenmesi amacıyla, deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, hacimsel olarak % 0 ile % 35 arasında değişen oranlarda propan veya doğalgaz içeren karışım yakıt, bir yanma odasında yakılmış, farklı karışım oranlarında oluşan alevlerin, alev uzunluğu, emisyon faktörleri, sıcaklık değerleri ve kimyasal bileşen konsantrasyonları incelenmiştir. Hidrojene eklenen propan ve doğalgaz oranının artışı, alev uzunluğu artırmıştır. NO emisyon faktörü, yakıt karışımı içerisindeki hidrojen miktarı azaldıkça azalmıştır. Hibrit yakıt karışımındaki doğalgaz konsantrasyonunun artışı, ısıl mekanizma ile oluşan NO oranını azaltmıştır. Yakıt karışımındaki propan konsantrasyonunun artışıyla, NO emisyon faktörü keskin bir şekilde azalmıştır. Karışım içerisindeki propan oranı arttıkça, NO emisyonu azalmıştır. Doğalgaz konsantrasyonunun azalmasıyla NO<sub>x</sub> emisyon faktörü, NO emisyon faktöründen daha hızlı oranda azalmaktadır. NO<sub>x</sub> emisyonu, karışım yakıtı (% 65 H<sub>2</sub> - % 35 doğalgaz) kullanıldığında, hidrojen kullanıldığı duruma göre azalmıştır. CO emisyon faktörü, karışımındaki doğalgaz yüzdesinin artışı ile artmaktadır. Karışıma eklenen doğalgaz miktarı, alev içinde CO oluşumunu artıran karbon girişini artırmaktadır. Yanma odasında sıcaklık profilleri de, kullanılan yakıt karışımı oranlarına göre incelenmiş, karışımındaki doğalgaz miktarı arttıkça pik alev sıcaklığının azaldığı görülmüştür. CO, CO<sub>2</sub>, NO, ve O<sub>2</sub> kimyasal bileşenlerin konsantrasyon profilleri incelendiğinde ise, karışımındaki yüksek doğalgaz ve propan miktarı, C/H oranını artırdığı için CO<sub>2</sub> konsantrasyonunda artışa sebep olduğu görülmüştür. Karışımındaki yüksek doğalgaz ve propan konsantrasyonu, karbon girişinin artışı nedeniyle pik alev sıcaklığını azaltmakta ve CO oluşumunu artırmaktadır. NO konsantrasyon profilleri de, NO oluşumunun büyük ölçüde sıcaklığa bağlı olması nedeniyle sıcaklık profilleriyle benzer karakter sergilemektedirler.

Coppens vd. (2006), hidrojen içeriği % 0 ile % 35 aralığında değiştirilerek oluşturulan metan/hidrojen/hava alevlerinde adyabatik yanma hızı ve NO oluşumu üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişleridir. Çalışmada, yakıt fazlalık katsayısının fonksiyonu olarak NO konsantrasyonları tespit edilmiştir. Modellemede hidrokarbon yakıtların yanması için, detaylı C/H/N/O reaksiyon mekanizması kullanılmıştır. Alevde fakir karışım söz konusu olduğunda, hidrojen eklenmesinin, NO oluşumu üzerinde çok büyük etkisinin olmadığı görülmüştür. Stokiyometri civarında, ölçüm probunun yanmış gazları soğutması nedeniyle deneysel ölçümlerle hesaplanan değerler arasında bir uyum olmadığı, buna karşın gözlemlenen eğilimlerin (hidrojen konsantrasyonunun artışıyla NO konsantrasyonu hafifçe azalmıştır) benzer olduğu tespit edilmiştir. Modelleme sonuçlarının analizinden, hidrojen oranı artışının, yakıcıya yakın bölgede çok düşük sıcaklık artışına neden olduğu görülmüştür. Yakıt karışımındaki hidrojen konsantrasyonunun artışı, metan konsantrasyonu ve dolayısıyla oluşan

karbon radikallerini azaltarak hızlı NO mekanizmasıyla oluşan NO miktarını azaltmıştır.

Datta (2000), bir girdap üretici ile stabil hale getirilmiş aksenal simetrik yanma odasının performansı üzerine, birincil ve soğutucu hava girişlerinin etkisini incelemek amacıyla sıvı yakıt ( $C_{12}H_6$ , n-dodekan) kullanarak sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada türbülans, k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak çözülmüş ve kimyasal reaksiyonun tek basamaklı olarak gerçekleştiği varsayılmıştır. Türbülanslı difüzyon kontrollü reaksiyon oranı, eddy dissipation modeline göre değerlendirilmiştir. Çalışmada, alev soğutma havasının yanma odasına farklı giriş seçeneklerine (girdap üretici olmadan, birincil hava ile aynı ve ters yönde dönen girdap üretici durumları) göre değerlendirme yapılmıştır. Yanma odası eksenini boyunca hesaplanan sıcaklık dağılımlarına göre, yakıt enjektörüne yakın bölgedeki sıcaklık değerleri yakıt damlacıklarının buharlaşmasında harcanan enerji nedeniyle oldukça düşüktür. Reaktif akış doğrultusundaki sıcaklıklar, yanma odası duvarlarındaki konvektif ısı transferi nedeniyle kademeli olarak azalmıştır. Çalışmada radyal doğrultudaki sıcaklık değişimleri, farklı aksenal noktalar için incelenmiş, yanma odası girişinde eksene yakın noktalardaki sıcaklıklar, hava resirkülasyonu ile stabil hale getirilen alev nedeniyle yüksek değerlerde olmuştur. Eksenden uzak noktalardaki sıcaklıklar ise alev soğutma havasının güçlü konvektif etkisi nedeniyle yüksek değerlere ulaşmamıştır. Gaz türbini yanma odaları için önemli bir yere sahip olan yanma odası çıkışındaki gaz sıcaklığı, mevcut çalışma içinde değerlendirilmiş, soğutma havası, birincil havaya göre ters dönen girdap üretici tarafından beslendiğinde, çıkışta daha uniform sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Soğutma havası, birincil hava ile aynı yönde dönen girdap üretici ile gönderildiğinde sıcaklık için şekil faktörü maksimum olmaktadır.

Frassoldati vd. (2005) çalışmalarında, HAD tekniği ile elde edilen sonuçları esas alarak, yanma işlemlerinde oluşan  $NO_x$  emisyonunun belirlenmesine yönelik yeni bir prosedür incelemiştir. Bu prosedürü, doğalgaz difüzyon alevi için gerçekleştirmişlerdir. Deneysel veriler, Alman Tecflam işbirliği projesi çerçevesinde 0.8 yakıt fazlalık katsayısı ve 150 kW termal yük ile karakterize edilen doğalgaz beslemeli bir yakıcıdan alınmıştır. Yanma odasının simülasyonu, aksenal-simetrik alan kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Frassoldati vd. yaptıkları çalışmada, reaktantlar ve ürünlerin konsantrasyonunu belirleyen ve kimyasal bileşenlerin taşınımı denklemlerinin çözümüne dayanan sonlu oran/eddy dissipation yanma modelini, türbülans modeli olarak da k- $\epsilon$  türbülans modelini kullanmışlardır. Yakıt olarak ise, % 96  $CH_4$ , % 1.8  $CO_2$  ve geri kalan kısmı  $N_2$  olan karışım kullanılmıştır. Çalışmada kinetik yapı iki basamaklı yanma reaksiyonu kullanılarak oluşturulmuştur. Yanma odasındaki ortalama akış alanları, sıcaklık alanları, kimyasal bileşenlerin konsantrasyonu ve  $NO_x$  emisyonları detaylı

bir şekilde incelenmiştir. Standart k-ε modeli ve 2 basamaklı yanma modeli kullanıldığında, yanma odası içerisindeki sıcaklık dağılımı, deneysel çalışmalara uyan sonuçlar vermiştir. Bir basamaklı yanma modelinde, yakıtın doğrudan CO<sub>2</sub> ve H<sub>2</sub>O ya dönüşmesi, yanma sırasında ortaya çıkan ısının fazla olmasına ve dolayısıyla sıcaklık tahminlerinde sapmalara neden olurken, iki basamaklı yanma modelinde, sıcaklık profillerinin deneysel verilerle daha uyumlu olduğu görülmüştür.

Ilbas (2005), hidrojen ve hidrojen-hidrokarbon kompozit yakıtının HAD esaslı yanma modellemesi üzerine, termal radyasyonun etkisini iki farklı radyasyon modeli kullanarak incelemiştir. Çalışmada incelenen yanma odası, yakıt ve havanın eş eksenli olarak beslendiği silindirik bir yanma odasıdır ve ele alınan sistemde % 100 H<sub>2</sub>, %70 H<sub>2</sub> + %30 CH<sub>4</sub> ve %100 CH<sub>4</sub> olmak üzere üç farklı yakıt durumu göz önünde bulundurulmuştur. Türbülanslı akışta reaksiyon oranı, Arrhenius oran ifadesinden ve girdap kırılma reaksiyon oranı modelinden hesaplanmıştır. Yanma odasında türbülanslı akışın modellenmesinde standart k-ε modeli kullanılmıştır. Hidrokarbon yakıtının yanma işleminin, iki basamaklı reaksiyon mekanizmasıyla, hidrojenin yanma işleminin de bir basamaklı reaksiyon mekanizmasıyla gerçekleştiği varsayılmıştır. Yanma modellemesi, stokiometrik şartlarda yapılmıştır. Kullanılan tüm yakıtlar için yüksek sıcaklık bölgesi, yanma odasının ilk yarısı ile yanma odası duvarıyla yanma odası eksenleri arasında oluşan bölgede meydana gelmektedir. Yakıt olarak saf metan kullanılması durumunda, yanma odasının bir bölgesinde eksenel olarak belirlenen sıcaklık değeri her iki radyasyon modeli için benzer sonuçlar verirken, radyasyon modeli kullanılmadan yapılan hesaplarda sıcaklık değeri oldukça artmıştır. Saf hidrojen için belirlenen tüm sıcaklık değerleri, diğer yakıtlar için belirlenen değerlerden yüksek olmuştur. Çalışmada belirlenen NO profilleri, sıcaklık profilleri ile benzer eğilimler göstermektedir. Tüm yakıtlar için belirlenen NO değerleri, radyasyon modeli kullanıldığında oldukça düşmüştür.

Bebar vd. (2002), doğalgazın yanması sırasında oluşan azotoksitlerin belirlenmesine yönelik bir çalışma yapmış ve deneysel sonuçlar kullanarak matematiksel model geliştirmişlerdir. Deney düzeneği, farklı çaplarda ve uzunluklarda olan üç silindirik yanma odasından oluşmaktadır. Deneyler 0.5-1.4 MW arasında değişen güç aralıklarında gerçekleştirilmiş, yanma işlemi, yakıtın basamaklandırılarak gönderilmesine göre, üç farklı çalışma rejiminde değerlendirilmiştir. Değerlendirilen diğer büyüklükler ise fazla hava, hava sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklığı ve NO<sub>2</sub> konsantrasyonudur. NO<sub>x</sub> emisyonlarının belirlenmesi amacıyla geliştirilen matematiksel model, NO<sub>x</sub> emisyonunun büyük ölçüde Zeldovich

mekanizması ile tanımlanan NO bileşiğinden oluştuğu varsayımı göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur. Matematiksel model kullanarak hesaplanan ve deneysel çalışmada ölçülen NO<sub>x</sub> miktarları 34 farklı ölçüm için değerlendirilmiş, genelde hesaplanan değerlerin ölçülen değerlerden küçük olduğu, ortalama farkın ise yaklaşık % 9.1 olduğu görülmüştür. Duman gazları içerisindeki NO<sub>x</sub> miktarı, hava fazlalık katsayısına ve yakıtın basamaklandırılarak gönderilmesine göre incelenmiş, stokimometrik yanma şartlarında NO<sub>x</sub> oluşumunun maksimum değerinde olduğu, hava fazlalık katsayısı arttıkça NO<sub>x</sub> oluşumunun azaldığı görülmüştür. Ayrıca yakıtın basamaklandırılarak gönderildiği durumda, NO<sub>x</sub> miktarının % 50 ile % 70 arasında değişen oranlarda azaldığı belirlenmiştir. Çalışmada ayrıca, NO<sub>x</sub> emisyonu oluşumu üzerine, yanma havası ön ısıtma sıcaklığının etkisi araştırılmıştır. Ele alınan sistemde yanma havası ön ısıtma sıcaklığının 250 °C'den 300 °C'ye artışı, yaklaşık % 10 yakıt tasarrufu sağlarken, NO<sub>x</sub> emisyonu miktarında artışa neden olmuştur.

Wang vd. (2005) çalışmalarında, oksijen açısından zenginleştirilmiş türbülanslı ön karışimsız alev şartlarında, termal radyasyon, NO<sub>x</sub> ve is oluşumunun ele alındığı hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellenmesi gerçekleştirmişlerdir. Oluşturulan model, yakıt olarak propanın kullanıldığı, iki farklı radyasyon modelinin ele alındığı, oksijen bakımından zenginleştirilmiş türbülanslı jet alevinden oluşmaktadır. Alev eş akış eksenli silindirik bir yapıda oluşmaktadır. HAD çalışmasında akış denklemleri yapısal olmayan ağ yapısı üzerinde sonulu hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Türbülansın modellenmesinde standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Hesaplama işlemi eksenel simetrik koordinatlarda ve kararlı durum için gerçekleştirilmiş, yanma odası duvarları için kaymama şartı göz önünde bulundurulmuştur. Çalışmada, iki farklı radyasyon modeli kullanılmıştır. Her iki radyasyon modeli kullanılarak elde edilen sonuçlara ve deneysel verilere göre, NO<sub>x</sub> oluşumu üzerine radyasyonun etkisinin büyük olduğu görülmüştür. Radyasyon, oluşan alev sıcaklığını büyük ölçüde azaltırken, oluşan NO<sub>x</sub> miktarı da azalmaktadır. Çalışmada, modelleme ile elde edilen sonuçlarla ölçülen değerler arasındaki uyum seviyesi, kabul edilebilir seviyelerdedir.

Sayangdev vd. (2004), ters akışlı ön karışimli alevlerde NO<sub>x</sub> emisyonu oluşumu üzerine, kullanılan yakıt etkisinin belirlenmesine yönelik sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada yakıt olarak metan, n-heptan ve bu yakıtların hidrojenle karışımları kullanılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmanın temel amacı, saf ve karışım yakıtların yanması sırasında oluşan NO<sub>x</sub> emisyonunun oluşum davranışını incelemektir. Elde edilen sonuçlarda ön karışimli alevler, NO<sub>x</sub> karakteristiklerine göre iki farklı rejime göre gruplanmıştır. Birincisi, fiziksel olarak iki farklı reaksiyon bölgesine sahip, yüksek seviyeli ön karışımla karakterize edilen

çift-alev rejimi diğeri ise hemen hemen birleşmiş reaksiyon bölgesi, düşük seviyeli ön karışımla karakterize edilen birleşmiş-alev rejimidir. Birinci rejimde, hem metanın hem de n-heptanın  $\text{NO}_x$  karakteristiği yakıt fazlalık katsayısından büyük ölçüde etkilenirken, ikinci rejimde, bu karakteristiğin ilgili değişkene bağımlılığı bağıl olarak zayıf olmuştur.

Zamanuer vd. (2002), kerosen/hava yakılan bir yanma odasında, gaz fazı ve sıvı yakıt damlacıkları arasındaki etkileşim göz önünde bulundurularak, yanma odası içerisindeki akış alanlarının sayısal simülasyonu ile ilgili bir çalışma yapmış, akış özellikleri üzerine girdap yoğunluğunun etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, 3 boyutlu alev içerisinde türbülanslı reaktif iki fazlı akışı hesaplamak için sayısal bir bilgisayar kodu kullanılmıştır. Türbülanslı akış ile sağlanan damlacık dağılımı,  $k-\varepsilon$  türbülans modeli ile kontrol edilen yerel türbülans şartları göz önünde bulundurularak olasılık modelleri ile çözülmüştür. Yakıt olarak metan kullanıldığında atmosferik basınçta çalışabilen yanma odasında, kerosen/hava karışımı kullanılmış ve 0.37 yakıt fazlalık katsayısında stabil yanma şartlarının sağlandığı gözlenmiştir. Enjeksiyon düzleminde, girdap sayısı 0.75 ile 1.25 arasında olacak şekilde seçilmiştir. Yanma odası 8 adet dilüsyon deliği ile çevrelenmiş, simetri nedeniyle yanma odasının yalnızca  $45^\circ$ 'lik bölümü modellenmiş ve farklı sınır şartlarının kullanıldığı 71.852 hücreden oluşan ağ yapısı oluşturulmuştur. Çalışmada girdap sayısı 0.75 için, dilüsyon delikleri boyunca boylamasına düzlemde, parçacık konsantrasyonları, ortalama akış alanları, ortalama sıcaklık alanları incelenmiştir. Yakıt, hava ve sıcak gazlar arasındaki türbülanslı karışım, girdap etkisi ile artmış, alev, yoğun karışım bölgesinde stabil hale gelmiştir. Çok delikli soğutma havası girişlerinden giren hava, türbülans üretimini artırmış, buna karşılık gaz sıcaklığını ve toplam yakıt fazlalık katsayısını azaltmıştır. Damlacık davranışı incelendiğinde ise damlacıkların dilüsyon bölgesine ulaştıklarında tamamen yanmış oldukları görülmüştür. Çalışmada girdap sayısı 1.2'ye artırılarak, girdap sayısı artışının etkisi araştırılmıştır. Buna göre, ikincil resirkülasyon bölgesi daha küçük olmuş, hava, film girişlerine ulaşamamış, yakıt birincil yanma bölgesine sınırlı kalmıştır. Yüksek karışma oranı nedeniyle, yanma odasındaki maksimum sıcaklık, daha düşük olmuştur. Ancak, yanma odası duvarlarına yakın bölgede yüksek sıcaklığa (1900 K) sahip olan bölümler oluşmuştur.

Yang ve Blasiak (2005), rejeneratif yakıcı kullanılarak ısıtılan hava ile propanın yanması sonucunda elde edilen alev özelliklerinin belirlenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, boyutları 2850 x 1600 x 1600 mm ve termal enerji girişi 182 kW olan yarı endüstriyel fırında meydana gelen alevin ve şekli boyutu üzerine yoğunlaşmıştır. HAD esaslı modelleme gerçekleştirilmiş, fırındaki kimyasal bileşenlerin

konsantrasyonları ve duvar sıcaklıkları gibi çok sayıda parametreyi kapsayan ölçümler, bu modelleme sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Çalışmada, sonlu oran kimyası ve Eddy-dissipation kavramını birleştiren model kullanılmış, türbülans modeli olarak  $k-\epsilon$  türbülans modeli seçilmiştir. Deneysel çalışmada ölçülen duvar sıcaklıkları ile modellemede belirlenen duvar sıcaklıkları arasında, makul farklılıkta uyum olduğu belirlenmiştir.  $\text{NO}_x$  emisyon seviyesi ve alev hacmi üzerine hava fazlalık katsayısının etkisi, sayısal olarak incelenmiş, hava fazlalık katsayısının artışıyla, alev hacmi ve uzunluğunun azaldığı,  $\text{NO}$  emisyonunun arttığı görülmüştür. Duvardaki maksimum sıcaklığın hava fazlalık katsayısından oldukça etkilendiği belirlenmiştir.

Schefer (2002), girdap üretici ile stabilize edilen ön karışimli alevlerin fakir karışım şartlarında, alev stabilitesi üzerine hidrojen eklenmesinin etkisini deneysel olarak incelemiştir. Metan/hidrojen karışımları kullanılarak elde edilen sonuçlarda, metana % 41'e varan oranlarda eklenen hidrojenin, fakir karışım yanma sınırını önemli oranda artırdığı görülmüştür. Fakir karışım şartlarında, yakıt/hava oranının artması ile adyabatik alev sıcaklığı artmış, düşük debilerde adyabatik alev sıcaklığı azaldıkça, alevin söndüğü görülmüştür.

Metan yakıtlı otomobil motorlarının performansı üzerine hidrojen eklenmesinin etkisi, Bauer ve Forest (2001) tarafından araştırılmıştır. Bu amaçla, hacimsel olarak % 0, % 20, % 40 ve % 60 oranlarında metandan oluşan metan/hidrojen karışım yakıtı, tek silindirli bir motorda kısmi ve tam yük şartlarında ve ayrıca değişen yakıt fazlalık katsayılarında test edilmiştir. Saf metan için stabil yanma sınırı, 0.58 yakıt fazlalık katsayısında olacak şekilde belirlenirken, % 60 hidrojenin eklendiği durumda bu sınır 0.34 olmuştur. Yanma verimi, bütün karışım şartlarındaki düşük yakıt fazlalık katsayılarında yüksek iken, yakıt fazlalık katsayısı arttıkça azalmıştır. Yakıt tüketimi ve kirletici emisyonların değerlendirilmesi amacıyla motor hızının 700 d/dak den 900 d/dak'ya değiştirilmesinin, hidrojen eklenmesi ve yakıt fazlalık katsayılarıyla karşılaştırıldığında çok küçük farklılığa neden olduğu görülmüştür.

Metan, hidrojen ve bu iki yakıtın karışımlarından oluşan yakıtların kullanıldığı bir sistemde, sınırlandırılmış eş eksenli jet difüzyon alevlerinin stabilite limitleri, Karbasi ve Wierzba (1998) tarafından deneysel ve analitik olarak araştırılmıştır. Saf yakıt jetleri ile yapılan deneylerde, alevin yükselme (liftoff) ve patlama (blowout) limiti değerleri, jet akışı kademeli olarak artırılıp, hava akışı sabit tutularak belirlenmiş, karışım yakıtlarının kullanıldığı deneylerde ise jet akışı sabit tutulurken, hava akışı kademeli olarak artırılmıştır. Çalışmada, hava akış hızı ve jet akış hızına bağlı olarak metan difüzyon alevi ele alındığında oluşan alev karakteristiği, üç bölgede incelenmiş, alevin oluşmadığı, alevin yükseldiği ve yükselen alevin



tekrar birleştiği hız değerleri tespit edilmiştir. Hidrojen alevi stabilize davranışının, metanın stabilize davranışına benzer olduğu, yüksek hava akış hızlarında alevin stabilizesinin sürdüğü tespit edilmiştir. Farklı hidrojen-metan karışımları ile yapılan deneylerde, tüm karışımlar için sönme limiti değerleri, saf metan alevi değerlerinden daha yüksek olmuştur. Alev stabilizesi için, hava akışına hidrojen eklenmesinin metana hidrojen eklenmesinden daha etkili olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Jiang ve Campbell (2005), yakıt olarak propan kullanılan difüzyon alevli bir yanma odası için hız ve sıcaklık dağılımlarını, konjuge ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiş, çalışmada üç farklı yanma modeli (EDS, EDS-finite rate, PDF) ve RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanarak model değerlendirmesi yapmışlardır. Ayrıca çalışmada bir son işlemci kullanarak NO<sub>x</sub> emisyon oluşumunu incelemişlerdir. Kullanılan üç yanma modelinde, detaylı akış yapısı ve hız profilleri için kabul edilebilir sonuçlara ulaşılırken, EDS-finite rate modeliyle elde edilen sıcaklık dağılımlarında makul sonuçlara ulaşamamıştır. EDS ve PDF yanma modeli kullanarak belirlenen NO değerlerinde, deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, diğer yanma modeline göre makul sonuçlara ulaşılmıştır. Çalışmada, yanma odası içerisinde belirlenen NO oluşum bölgesinin daha fazla incelenmesi gerektiği, kullanılan NO modellerinde ise modifikasyonun gerektiği vurgulanmıştır.

İlbaş vd. (2005), model bir yanma odasında türbülanslı ön karışimsız hidrojen ve hidrojen/metan alevlerinin sayısal simülasyonunu, HAD kodu Fluent kullanarak gerçekleştirmişlerdir. İki teğetsel giriş kullanarak yanma havasını % 25 oranında basamaklandırmışlar, elde ettikleri sonuçları deneysel çalışmayla karşılaştırmışlardır. Yanma işleminin üç basamakta gerçekleştiği ve yedi farklı kimyasal bileşenden oluştuğu varsayılmıştır. Hidrojene metan eklenmesinin, alev sıcaklıklarını ve dolayısıyla NO<sub>x</sub> oluşumunu azatlığını, yanma havasının basamaklandırılmasının ise zengin fakir yanma bölgeleri oluşturarak yine yanma odası çıkışında NO<sub>x</sub> oluşumunu azatlığını belirlemişlerdir.

Halter vd. (2007), içten yanmalı motorlar ve gaz türbinleri için hidrojen içerikli yakıt karışımlarının uygunluğunu araştırmak amacıyla, laminer alev yayılımı sağlayan deney düzeneği ve yüksek basınçlı türbülanslı alev şartları sağlayan deney düzeneği kullanarak, metan/hava alevine hidrojen eklenmesinin (yakıt hacimsel olarak % 0, % 10 ve % 20 hidrojen eklenmesi durumlarında) etkisini incelemişlerdir. Yakıt karışımına hidrojen eklenmesi, laminer yanma hızını artırmış, alev uzamasına karşı alevin yanma hızı bağılılığında azalmaya neden olmuştur. Hidrojen eklenmesiyle ortalama alev yüksekliğinin azaldığı, alev yüzey yoğunluğunun arttığı belirlenmiştir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda küçük

modifikasyonlarla bu tür yakıt karışımlarının kullanımı için ilginç bir sonuç teşkil eden, ön karışimli metan/hava alevlerine küçük oranlarda hidrojen eklenmesinin, alev stabilizesini artırdığı gözlemlenmiştir.

Wierzba ve Ale (2000), atmosferik basınçlarda ve 350 °C'ye kadar yükseltilmiş ilk karışım sıcaklıklarında, metan, propan, etilen yakıtlarının hidrojenle oluşturduğu ikili yakıt karışımları için, düşey alev yayılımını belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, çeşitli oranlardaki metan hidrojen karışımlarının zengin tutuşma limitleri belirli sıcaklık seviyelerine kadar artmış, sonra sıcaklıktaki artış ile düşmüştür. Metan-hidrojen karışımındaki hidrojen oranının % 20'ye kadar artışı ve sıcaklık artışı ile tutuşma limitinin lineer olarak arttığı, ancak, bu oranın üzerindeki karışımlarda sıcaklık arttıkça belirli sıcaklık seviyelerinden sonra azaldığı gözlemlenmiştir. Karışımında etilen kullanıldığında, hidrojen oranı ve sıcaklık artışı ile tutuşma limitinin yaklaşık 300 °C'ye kadar arttığı sonra azaldığı, propan kullanıldığında ise, etilenin davranışına benzer karakter sergilediği belirlenmiştir.

H<sub>2</sub>-CO-CH<sub>4</sub> karışımlarının 300 °C'ye kadar farklı karışım sıcaklıklarında tutuşma limitleri Wierzba ve Wang (2006) tarafından araştırılmıştır. Üçlü karışımların tutuşma limitlerinin, başlangıç sıcaklıkları ve kalma zamanı göz önünde bulundurulduğunda, her bir karışım bileşeninin hava içerisinde tek başına sahip olduğu tutuşma limitlerine benzer eğilim sergilediği tespit edilmiştir. Tüm yakıt karışımları için tutuşma limitlerinin, başlangıç sıcaklığının artışıyla arttığı, kıvılcım ateşlemesinden önce, karışım kompozisyonunu değiştiren ön tutuşma kimyasal aktivitesi nedeniyle, kalma süresindeki artışın tutuşma limitini azalttığı belirlenmiştir.

Kıvılcım ateşlemeli motorların farklı çalışma koşullarında ve fakir karışım şartlarında oluşan yanma limitlerinin genişletilmesi amacıyla, 8 silindri GM 454 motorunda, hidrojen, doğalgaz ve bu iki yakıtın farklı karışımları (Hytane olarak isimlendirilmiştir) Sierens ve Rosseel (2000) tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, motor çalışma karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına, yakıt kompozisyonunun etkisi araştırılmıştır. Verim üzerine hava fazlalık katsayısının etkisi göz önünde bulundurulup, yakıt karışımı içerisinde hidrojen oranı % 10 olacak şekilde ayarlandığında verimin oldukça arttığı, oysa % 20 hidrojen ilavesinde aynı hava fazlalık katsayısı değerlerinde ise önemli bir değişikliğe neden olmadığı gözlemlenmiştir. Yanmamış hidrokarbonlar ve NO<sub>x</sub> emisyonları incelendiğinde, 1.1 yakıt/hava oranlarında minimum hidrokarbon, maksimum NO<sub>x</sub> emisyonu oluştuğu, hidrojen oranı arttıkça, NO<sub>x</sub> emisyonunun arttığı, yanmamış hidrokarbon oranının

azaldığı görülmüştür.

Metan/hidrojen karışım yakıtlarının, türbülanslı jet alev yapıları ve stabilize davranışları Choudhuri ve Gollahalli (2002) tarafından, sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Türbülanslı reaktif olmayan yakıt karışımlarının karışma oranları da sayısal olarak incelenmiş, yakıt karışımlarındaki hidrojen oranı arttıkça, aksel hız dağılımının bozulduğu, buna karşın aksel türbülans dalgalanmalarında ve yerel alev hızlarında artış olduğu belirlenmiştir. Karışımdaki hidrojen içeriği arttıkça, patlama şartlarındaki alev kalkma yüksekliğinin azaldığı görülmüştür. Metana hidrojen ilavesi yanmayı başlatmış, metan alevini güçlendirecek zincir taşıyıcı radikalleri oluşturmuş ve yeterli ısıyı sağlamıştır. Böylece alev patlaması engellenerek, zincir taşıyıcı radikal konsantrasyonlarının artışıyla metanın yanma hızı yükselmiştir. Yakıt konsantrasyonundaki hidrojen miktarının artmasıyla, yakıt/hava yoğunluk oranı artmış, artan yoğunluk gradyanları karışma prosesini geliştirmiştir. Karışımdaki hidrojen konsantrasyonunun artışıyla, yakıcıya yakın bölgelerde yakıt fazlalık katsayısı azalmıştır. % 80 CH<sub>4</sub>-% 20 H<sub>2</sub> karışım şartlarında stabil kalkan alev oluşmuştur. Hidrojen ilavesi türbülans yoğunluğunu artırmış, böylece alev hızı artmıştır.

Van der Schoor ve Verplaetsen (2007), % 0-20-40 molar oranlarda hidrojen içeren metan/hidrojen/hava karışımlarının 200 °C başlangıç sıcaklığı ve 10 bar başlangıç basınçlarındaki üst tutuşma limitlerini, 4.2 dm<sup>3</sup> hacimli küresel bir düzenekte deneysel olarak incelemişlerdir. Üst tutuşma limitleri, başlangıç basıncı ve başlangıç sıcaklıklarının artışı ile lineer olarak artmış, ancak 10 bar basınçta tutuşma limiti doğrusal artıştan sapmıştır. Kullanılan alev tüpü çapındaki artış, ortam sıcaklığı ve atmosferik basınç şartlarında ve % 20 ve 40 molar oranlarda hidrojen ilavesi durumlarında, üst tutuşma limitini artırmıştır.

Eş akışlı yapıya sahip silindirik kuvarz bir yanma odasında, fakir ön karışimsız doğalgaz alevine, hidrojen yakıt katkısının (% 0 - % 100 arasında değişen oranlarda) etkisi, Cozzi ve Coghe (2006) tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde, hacimsel yakıt debilerinin toplamı sabit tutulmuş ve böylece yakıt karışımının kütleli debisi, ısı gücü ve yakıt fazlalık katsayısı, hidrojen oranı arttıkça azalmıştır. Yanma odasında alev yapısı lazer ölçüm tekniği kullanılarak, sıcaklık dağılımları da termokupllar kullanılarak analiz edilmiştir. CO ve NO<sub>x</sub> ölçümleri prob esaslı sistem ile gaz analiz cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yalnızca doğalgaz kullanılmasına göre, hidrojen içeriği bakımından zenginleştirilmiş doğalgaz karışımı kullanımı, sistemi daha fakir karışimli şartlarda stabil olarak çalışabilir hale getirirken, yanma odasında is, NO<sub>x</sub> ve CO oluşumunda artış olduğu gözlenmiştir.

Kıvılcım ateşlemeli biyogaz yakıtlı bir motorun performansı üzerine, hidrojen yakıtı

eklenmesinin etkisi Porpatham vd. (2007) tarafından araştırılmıştır. Çalışmada biyogaza % 5, % 10 ve % 15 oranlarında hidrojen eklenmiş, farklı yakıt fazlalık katsayılarında ve sabit hızda çalışılarak yanma, emisyon ve performans incelenmiştir. % 15'e kadar yapılan hidrojen eklentisi verim ve güçte artışa neden olurken, bu değer üzerinde vuruntuyu kontrol etmek amacıyla ateşleme zamanının ayarlanması gereksinimi, yüksek yakıt fazlalık katsayılarında performans artışını engellemiştir. Doruk basınçlar ve ısı salınımı, vuruntuyu azaltmak için ateşleme zamanının geciktirilmesi nedeniyle hidrojen eklendiğinde azalmıştır. Hidrokarbon seviyelerinde önemli miktarda azalma olduğu, NO emisyonlarında ise bir artışın olmadığı tespit edilmiştir. Genel olarak çalışmada, % 10 oranında hidrojen eklenmesinin uygun olacağı belirlenmiştir.

#### **2.4 Genel Değerlendirme**

Literatür araştırmasından görülebileceği gibi, yapılan çalışmaların birçoğunda göz önünde bulundurulmuş sistemler, genel olarak ya deneysel ya da sayısal araştırmaya yönelik olarak ele alınmaktadır. Bu çalışmaların birçoğunda, kullanılan yakıtlar saf yakıtlar olup, karışım yakıtlarının kullanıldığı çalışmalar çok az sayıda yer almaktadır. Yapılan çalışmaların birçoğu sıfır boyutlu modelleri içerirken, çok boyutlu modeller az sayıda çalışmada gerçekleştirilmiştir. İçten yanmalı motorlarda karışım yakıtlarının kullanıldığı çalışmalar son zamanlarda tatmin edici düzeylere ulaşmış olmakla beraber, gaz türbinlerinde karışım yakıtlarının (metan/hidrojen) kullanımıyla ilgili çalışmalar yetersiz düzeyde kalmıştır. Ayrıca gaz türbinlerinde karışım yakıt kullanımının incelenmesi, gerçek gaz türbini yanma şartlarının göz önünde bulundurulmadığı basit yakıcı esaslı yanma sistemlerinde test edilmiştir. Bilindiği gibi, geçmişte ve günümüzde yaygın olarak kullanılan gaz türbinleri, gelecekte de insanlığın enerji ihtiyacının karşılanmasında başlıca enerji dönüşüm sistemleri olarak kullanılacaktır. Fosil yakıt rezervlerinin azalması ve çevre kirliliği göz önüne alınırsa, gaz türbini sistemleri için daha temiz ve ekonomik alternatif yakıtların araştırılması gereklidir. Gelecek yıllarda hidrojenin ekonomik üretimi gerçekleştirildiğinde, mevcut sistemlerin hidrojen yakıtıyla kullanılması, kullanılan sistemlerin çok az düzenlemeyle bu yakıtla uygun hale getirilmesi şimdiden araştırılmalıdır. Bu nedenle, günümüzde hidrojen teknolojisine geçişte karışım yakıt kullanımının araştırılması çok önemli hale gelmiştir. Bu çalışmada, küçük ölçekli iki milli gaz türbininde saf ve karışım yakıtlar (hidrojen/metan) kullanılarak, bu yakıtların ilgili sistemde kullanım uygunluğu araştırılmış, bu yakıtların karışımlarının emisyon değerlerine etkileri araştırılmış, yanma odasının sayısal modeli oluşturularak yanma işlemi modellenmiştir.

### 3. GENEL KAVRAMLAR

#### 3.1 Giriş

Bu bölümde, yanma işlemi ve ilgili kimyasal reaksiyonlar, alev ve alev çeşitleriyle ilgili kavramlar genel olarak anlatılmış, gaz türbinleri hakkında temel bilgiler verilerek yanma kaynaklı kirletici emisyonlar sınıflandırılmış, NO<sub>x</sub> oluşum mekanizmaları ve gaz türbinlerinde NO<sub>x</sub> oluşumunu etkileyen faktörler tanıtılmış, gaz türbinlerinde NO azaltma yöntemleri anlatılmıştır.

#### 3.2 Yanma Termodinamiği

Yanma işlemi, insanlığın bir milyon yıldan daha fazla süredir kullandığı en eski teknolojilerden biridir. Halen tüm dünyada enerji arzının (trafik, elektrik üretimi, ısıtma vb.) yaklaşık % 90'ı bu teknoloji ile sağlanmaktadır (Warnatz vd., 2001). Yanma işlemi genel olarak, uygun şartlar altında bir maddenin (yakıt) oksijenle reaksiyona girdiği ve sonuçta ısı ve ışığın meydana geldiği ekzotermik reaksiyon olarak tanımlanmaktadır (Mahallawy ve Habik, 2002).

Yanma proseslerinde gazlar ve gaz karışımları için durum denklemi, gazın sıcaklığı, basıncı ve yoğunluğuyla ilişkilidir. Birçok halde, mükemmel gaz denkleminin kullanılması tatmin edici sonuçlar verir:

$$PV = nRT \quad (3.1)$$

Burada P, basınç; V, hacim; n, mol sayısı; T, mutlak sıcaklık; R, universal gaz sabitidir.

Bir karışımın kompozisyonunu karakterize etmekte kullanılan iki önemli ve yararlı kavram, mol ve kütle oranıdır. Çok bileşenli bir gaz karışımında, herhangi i kimyasal bileşenin mol oranı ( $\chi_i$ ) aşağıdaki şekilde ifade edilir (Warnatz vd., 2001).

$$\chi_i \equiv \frac{N_i}{N_1 + N_2 + \dots + N_i + \dots} = \frac{N_i}{N_{top}} \quad (3.2)$$

Burada,  $N_i$  ilgili kimyasal bileşenin mol sayısı,  $N_{top}$  karışımın toplam mol sayısıdır. Benzer tarzda yine toplam kütlesi  $m_{top}$  olan bir karışımında, kütlesi  $m_i$  olan herhangi i kimyasal bileşenin kütle kesri ( $Y_i$ ) ise,

$$Y_i \equiv \frac{m_i}{m_1 + m_2 + \dots + m_i + \dots} = \frac{m_i}{m_{top}} \quad (3.3)$$

şeklinde hesaplanır. Mol kesri ya da kütle kesri kullanılarak karışımın molekül ağırlığı ( $M_{kar}$ ), denklem 3.4 ve 3.5 ile hesaplanır.

$$M_{kar} = \sum_i \chi_i M_i \quad (3.4)$$

$$M_{kar} = \frac{I}{\sum_i (Y_i M_i)} \quad (3.5)$$

Kimyasal bileşenlerin mol oranları, bu bileşenlerin kısmi basınçlarının belirlenmesinde kullanılır. İdeal gazlar için, karışım basıncı her bir kimyasal bileşenin kısmi basıncının toplamıdır.

$$P = \sum_i P_i \quad (3.6)$$

Kısmi basınç, toplam basınç ve karışım kompozisyonu ile ilişkilidir.

$$P_i = \chi_i P \quad (3.7)$$

İdeal gaz karışımları için birçok özgül karışım özeliği, her bir kimyasal bileşenin özgül özeliğinin kütle ya da mol kesirlerinin toplamıyla hesaplanır. Örneğin karışım entalpisi ( $h_{kar}$ ) aşağıdaki denklemlerdeki gibi hesaplanır.

$$h_{kar} = \sum_i Y_i h_i \quad (3.8)$$

$$\bar{h}_{kar} = \sum_i \chi_i \bar{h}_i \quad (3.9)$$

Karışım entropisi ( $s_{kar}$ ) ise kimyasal bileşenlerin her birinin entropisi toplanarak, kütleli ya da molar olarak, aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$s_{kar}(T, P) = \sum_i Y_i s_i(T, P_i) \quad (3.10)$$

$$s_{kar}(T, P) = \sum_i \chi_i \bar{s}_i(T, P_i) \quad (3.11)$$

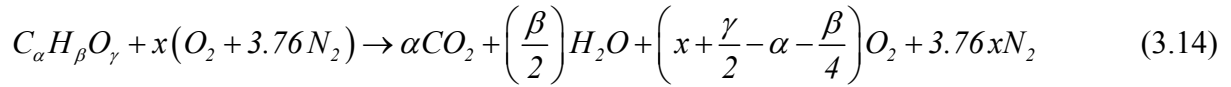
Her bir saf kimyasal bileşenin entropisi yukarıdaki denklemlerde görüldüğü gibi kısmi basınçlara bağlıdır. Bu entropi değerleri, standart haldeki ( $P_{ref}=P_o=1 \text{ atm}$ ) mol ve kütle bazlı

değerleri göz önünde bulundurularak aşağıdaki denklemlerle verilir.

$$s_i(T, P_i) = s_i(T, P_{ref}) - R \ln \frac{P_i}{P_{ref}} \quad (3.12)$$

$$s_i(T, P_i) = s_i(T, P_{ref}) - R \ln \frac{P_i}{P_{ref}} \quad (3.13)$$

Yanma işlemlerinde stokiometrik oksitleyici miktarı, bir yakıtın belirli miktarının tamamen yanması için gereken oksitleyici miktarı olarak tanımlanır. Kullanılan oksitleyici miktarı, stokiometrik oksitleyici miktarından daha fazla ise “fakir karışım”, eğer daha az ise “zengin karışım” elde edilir. Stokiometrik oksitleyici- (ya da hava)- yakıt oranı, yakıtın bir dizi yanma ürünleri oluşturmak üzere tepkimeye girdiği göz önünde bulundurularak ve basit atom dengeleri yazılarak belirlenebilir. Gaz türbinlerinde yakıt olarak sıvı ya da gaz hidrokarbon ve kısmi olarak oksitlenmiş hidrokarbon yakıtlar kullanılmaktadır. Gaz türbini yanma odaları yakıtın tamamını oksitleyecek miktarda fazla hava ile çalışmaktadırlar. Bu yanma odalarında oluşan yanma işlemi fakir karışımlı yanma olarak isimlendirilmektedir (Mellor, 1990). Fakir karışım şartları altında global reaksiyon denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.



Bu denklemde sadece temel yanma ürünleri görülmektedir. Denklemin sağ tarafındaki katsayılar her bir kimyasal element için kütle dengesi uygulanarak belirlenir. Hidrokarbon bir yakıt için stokiometrik hava-yakıt oranı, denklem 3.15’te verilmiştir.

$$(H/Y)_{sto} = (m_h/m_y)_{sto} = \frac{4.76\alpha M_h}{I M_y} \quad (3.15)$$

Yakıt-hava karışımının zengin, fakir ya da stokiometrik şartlarda olup olmadığını gösteren ve yaygın olarak kullanılan ifade, yakıt fazlalık katsayısıdır. Yakıt fazlalık katsayısı ( $\phi$ ), gerçek şartlardaki yakıt/hava oranının, stokiometrik şartlardaki değerine oranıdır.

$$\phi = \frac{(H/Y)_{sto}}{(H/Y)} = \frac{(Y/H)}{(Y/H)_{sto}} \quad (3.16)$$

Yakıt bakımından fakir şartlar için,  $0 < \phi < 1$ ,

Stokiometrik şartlar için,  $\phi = 1$  ve

Yakıt bakımından zengin şartlar için,  $1 < \phi < \infty$

### 3.3 Alev ve Alev Çeşitleri

Yanma reaksiyonu oluşan alev yapısına göre, alevsiz ve alevli yanma olmak üzere iki kategoride değerlendirilir. Alevli yanma, yakıt ve oksitleyicinin kimyasal reaksiyonlar gerçekleşmeden önce moleküler düzeyde karıştığı “ön karışımli alev” ve ayrıca yakıt ve oksitleyicinin başlangıçta ayrı ayrı reaktanlar şeklinde olduğu, reaksiyon ve karışmanın yakıt ve oksitleyici ara yüzeyinde gerçekleştiği, “ön karışimsız alev (difüzyon)” olmak üzere iki farklı duruma göre incelenir. Bu alev türleri akışkan hareketine göre laminar ve türbülanslı alev olmak üzere iki alt kısma ayrılmaktadır. Yanma işleminde türbülans, reaksiyon bölgesinin yüzey alanını ve yanma reaksiyonu için hazırlanan reaktanların hızını artırmaktadır (Warnatz, 2001).

Gaz türbinlerinde oluşturulan alevler, genellikle difüzyon alevi ve ön karışımli alevlerdir. Yüksek oranlarda  $\text{NO}_x$  emisyonlarının olduğu difüzyon alev teknolojisi gaz türbini yanma odalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Difüzyon alev teknolojilerine alternatif olarak,  $\text{NO}_x$  emisyonlarının azaltılmasına yönelik geliştirilen fakir ön karışımli yanma teknolojisinde ise daha öncede bahsedildiği gibi çeşitli problemler bulunmaktadır. Bu problemler, yanma stabilizesinde düzensizlik, alev tepmesi (flashback) ve  $\text{NO}_x$  miktarındaki azalmaya karşı CO seviyelerinde artışın meydana gelmesidir.

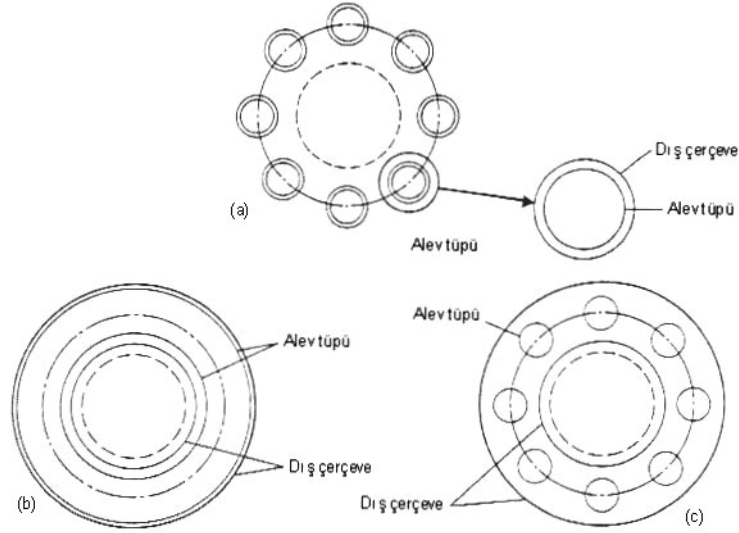
### 3.4 Gaz Türbini Yanma Odaları

Bir gaz türbini temel olarak gaz üretim bölümü (kompresör, yanma odası ve kompresör türbini) ve güç dönüşüm bölümlerinden oluşmaktadır. Gaz türbinlerinde kullanılan yanma odaları aerodinamik, geometri ve uygulama alanı şeklinde üç genel ölçüte göre sınıflandırılmaktadır (Mellor, 1990).

**Geometri:** Boru (tubular) şeklindeki yanma odalarında alev tüpü ve dış çerçeve (casing) hemen hemen silindirik forma sahiptir. Çoklu yanma odasına sahip motorlarda her bir alev tüpü kendi dış çerçevesi tarafından çevrelenmektedir. Bu tür yanma odalarını tanımlamak için “can tipi” tipi terimi yaygın olarak kullanılmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda en çok kullanılan yanma odası, boru tipi yanma odalarıdır. Halka şeklindeki (annular) yanma odaları ise tek bir alev tüpü ve eşmerkezli dış çerçeveden meydana gelmektedir. Bu düzenleme mevcut hacimden maksimum faydalanmayı sağlamak ve bu yüzden modern hava



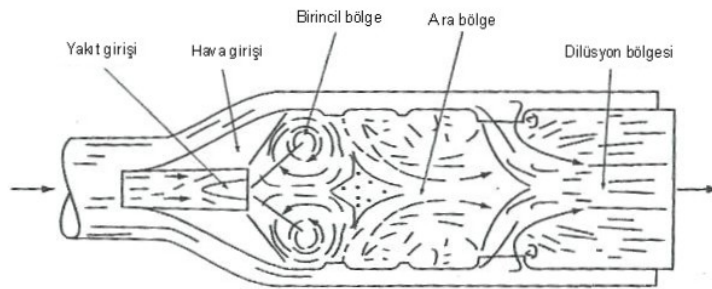
taşıtlarında yaygın kullanım alanı bulmaktadır. Tubo-annular yanma odaları, halka şeklindeki ve boru şeklindeki yanma odalarının birleştirilmiş halidir. Bu tip yanma odaları, tek bir dış çerçeve ve çoklu alev tüplerinden oluşmaktadır. Bu tip yanma odaları ayrıca “can-annular” yanma odaları olarak da isimlendirilmektedirler. Şekil 3.1’de yanma odalarının geometrik konfigürasyonları görülmektedir.



a) Boru tipi b) Halka tipi c) Boru-Halka tipi

Şekil 3.1 Yanma odalarının geometrik konfigürasyonu.

**Aerodinamik:** Difüzyon tipi yanma odalarında yakıt ve hava başlangıçta ayrı reaktanlar şeklindedir. Bu tip yanma odalarında, saf yakıt yanma odasının birincil bölgesine doğrudan püskürtülmekte, karışım moleküler difüzyon ve türbülans vasıtasıyla yanma oluşmadan önce gerçekleşmektedir. Tipik bir yanma odasında akış alanları, Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Difüzyon alev tipi yanma odaları mükemmel alev stabilizesi özelliğine sahiptir. Ancak bu tip yanma odalarında yüksek oranda  $\text{NO}_x$  emisyonları meydana gelmektedir.



Şekil 3.2 Tipik bir gaz türbini yanma odasında akış alanları

Ön karışımli yanma odaları, kirletici emisyonları azaltmak amacıyla dizayn edilen yanma odası türlerindedir. Bu tip tasarımlarda, yanma havasının önemli bir bölümü yakıtın buharlaşmasının (sıvı yakıt kullanılması durumunda) tamamlanacağı bir zaman diliminden sonra yakıt ile karışmakta ve yanma daha sonra gerçekleşmektedir. Böylece yanmanın oluşacağı yakıt/hava oranı uygun bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Azalan yakıt/hava oranı, azot oksit emisyonunun oluşumuna neden olan yüksek sıcaklıkları düşürmektedir.

Basamaklı yanma odalarında yakıt, yanma odasına basamaklı bir şekilde gönderilmekte olup, ilk basamak düzenli alev stabilizesi sağlayan pilot alev şeklinde davranmaktadır. Bu tip yanma odaları, sadece herbir basamakta yakıtın kontrol edilmesi nedeniyle, ön karışımli yanma odalarına göre daha basit yapıya sahiptir.

**Uygulama:** Uçaklarda genel olarak annular ve tubo-annular tipinde yanma odaları kullanılmaktadır. Bu tip yanma odalarında, hafiflik, küçük kesit alanı ve güvenilirlik gibi özellikler önemli tasarım kriterleridir. Endüstriyel yanma odaları, en az fiziksel kısıta sahip yanma odalarıdır. Bu tip yanma odalarından beklenen özellikler, yüksek yanma verimi, düşük basınç kayıpları, süreklilik ve yakıt çeşitliliğidir.

### 3.5 Bir Yakıt Olarak Hidrojen ve Gaz Türbinlerinde Kullanımı

Gaz türbinlerinde farklı yakıtların kullanılabilmesi özelliği, onu diğer enerji dönüşüm sistemlerine göre avantajlı kılmaktadır (Mellor, 1990). Gaz türbinlerinde uygulama alanına bağlı olarak gaz, sıvı ve katı yakıtlar kullanılmaktadır. Doğalgaz, günümüzde elektrik üretimi amaçlı gaz türbinlerinde kullanılan başlıca yakıt türlerinden biridir. Doğalgaz tipik olarak temel bileşeni metan olan ve bunun yanında etan, propan, bütan ve pentan içeren hidrokarbon karışımlarından oluşmaktadır. Ayrıca, az oranda inorganik gazlar olan azot, karbondioksit, hidrojen sülfür, helyum ve su buharı da içermektedir. Son zamanlarda, hidrojen ve doğalgaz karışımlarının gaz türbinlerinde kullanımının araştırılması üzerinde en çok çalışılan konulardan biri haline gelmiştir. Hidrojen evrende en çok bulunan element olup, bu elementin atomu tüm elementlerin en basitidir. Hidrojen bir elektronla bir protondan oluşmaktadır. Hidrojenin mevcut üç izotopu ise normal hidrojen, döteryum ve tiryum'dur. Gezegenlerin birçoğu ve tüm yıldızlar hidrojenden oluşurken, dünyada serbest hidrojen nadir bulunmakta, dünya atmosferinin yaklaşık % 0.07'si hidrojenden oluşmaktadır. Hidrojen yer kabuğu rezervuarlarında doğalgazla karışmış olarak küçük miktarlarda bulunmaktadır. Dünya yüzeyi, su olarak oksijenle kimyasal olarak birleşmiş yaklaşık % 0.14 oranında hidrojen içermektedir. Sonuç olarak hidrojen üretilebilir bir kaynak olup günümüzde fosil yakıtlardan (doğalgaz,

kömür vb.) ve sudan elektroliz yoluyla üretilebilmektedir. Hidrojen tüm yakıtlar arasında birim kütle başına en yüksek enerji içeriğine sahip olan yakıt olup, 141.90 MJ/kg olan üst ısıl değeri, benzinin ısıl değerinin hemen hemen üç katıdır. Çizelge 3.1’de hidrojenin bazı temel özellikleri verilmiştir (Veziroğlu ve Barbir, 1998).

Çizelge 3.1 Hidrojenin özellikleri

Özellik	Birim	Değer
Moleküler Ağırlık	akb	2.016
Yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0.0838
Üst ısıl değer	MJ/kg (MJ/m <sup>3</sup> )	141.90 (11.89)
Alt ısıl değer	MJ/kg (MJ/m <sup>3</sup> )	119.90 (10.05)
Kaynama sıcaklığı	K	20.3
Sıvı yoğunluğu	kg/m <sup>3</sup>	70.8
Tutuşma sıcaklığı	K	858
Hava içinde tutuşma limiti	(hac. %)	4-75
Hava içinde stokiometrik karışım	(hac. %)	29.53
Hava içinde alev sıcaklığı	K	2318
Difüzyon katsayısı	cm <sup>2</sup> /s	0.61
Özgül ısı (Cp)	kJ/kgK	14.89

Çizelge 3.2’de ise çeşitli yakıt ve oksitleyici karışımları için maksimum yanma hızları görülmektedir (Andrews ve Bradley, 1972).

Çizelge 3.2 Çeşitli yakıt-oksitleyici karışımları için yanma hızları

Karışım	Maksimum yanma hızı ( cm/s)
Metan-hava	45
Metan-oksijen	450
Hidrojen-hava	310
Hidrojen-oksijen	1400

Günümüzde hidrojen, yakıt hücresi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinde ise hidrojen, gelecekte hidrojen yakıtlı gaz türbinlerinin kullanılmasında bir ara geçiş stratejisi olarak değerlendirilen karışım yakıt uygulamalarında kullanılmaktadır. Önceki bölümlerde detaylı bir şekilde anlatıldığı gibi özellikle son 25 yılda karışım yakıtlarının kullanılmasına yönelik çalışmalar oldukça hız kazanmıştır.

### 3.6 Gaz Türbinlerinde Kirletici Emisyonlar

Gaz türbini egzoz emisyonları genel olarak kullanılan yakıtla bağlı olarak karbon monoksit (CO), karbon dioksit (CO<sub>2</sub>), su buharı (H<sub>2</sub>O), yanmamış hidrokarbonlar (UHC) ve azot oksitler (NO<sub>x</sub>)'den oluşmaktadır. Yanma proseslerinde tam yanmanın doğal sonucu olarak oluşan karbondioksit ve su buharı bir kirletici olarak değerlendirilmese de küresel ısınmaya katkıda bulduklarından önemli gaz türbini emisyonu olarak değerlendirilmektedir. Çizelge 3.3'de gaz türbinlerinde oluşan emisyonlar ve etkileri görülmektedir (Lefebvre, 1999).

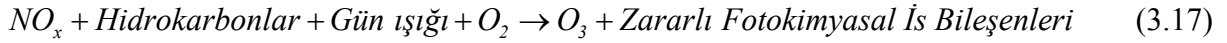
Çizelge 3.3 Gaz türbinlerinde oluşan kirletici emisyonlar

Kirletici	Etkisi
Karbon monoksit (CO)	Toksik
Yanmamış hidrokarbonlar (UHC)	Toksik
Partikül madde	Görüş mesafesi
Azot oksitler	Toksik, smog, stratosferde ozon tahribatı
Kükürt oksitler	Toksik ve korozyif

### 3.7 Azot Oksit Oluşum Mekanizmaları

Yanma işlemleri sırasında, gerek yanma havası bünyesindeki moleküler azot gerekse yakıt bünyesindeki organik azot nedeniyle oluşan azot bileşiklerinin en zararlıları azot monoksit (NO) ve azot dioksit (NO<sub>2</sub>) bileşikleridir. Azot monoksit ve azot dioksite ek olarak N<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>5</sub> gibi çeşitli azot oksit bileşikleri de bulunmaktadır. Bu bileşikler genel olarak NO<sub>x</sub> olarak isimlendirilir. NO<sub>x</sub> emisyonlarının % 95 gibi büyük bir çoğunluğunu renksiz bir gaz olan NO oluşturur. NO atmosferde hızlıca oksitlenerek kırmızımsı kahverengi renkte NO<sub>2</sub> gazını meydana getirir. NO<sub>x</sub> emisyonlarının asit yağmurları, sera gazı etkisi, yer seviyesinde ozon oluşumu ve fotokimyasal sis (smog) oluşumuna neden olması bakımından çevre üzerinde belirgin etkileri vardır. Azot oksitlerin hidrokarbonlar, oksijen ve güneş ışığı ile etkileşiminden ozon ve diğer zararlı sis bileşenleri oluşmaktadır. Bu etkileşim genel olarak

denklem 3.17'de verilmiştir (Nevers, 1995).



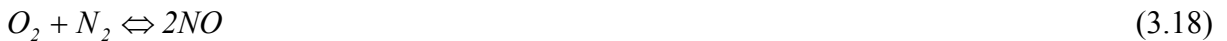
NO ve NO<sub>2</sub> emisyonları gerek insan sağlığı üzerine fiziksel ve psikolojik bakımdan gerekse bitki örtüsü ve binalar üzerine olumsuz etkilere sahiptir. NO<sub>2</sub>'nin su ile temasıyla asit yağmurlarına neden olan oldukça korozif etkilere sahip nitroz asit (HNO<sub>2</sub>) ve nitrik asit (HNO<sub>3</sub>) meydana gelmektedir. Ayrıca nitrus oksit ve atmosferde bulunan hidrokarbon karışımlarının güneş ışığı ile etkileşmesi neticesinde fotokimyasal sis (smog) oluşmaktadır. Çoğu yanma prosesi yüksek sıcaklık ve hava fazlalık katsayılarında çalışmakta ve oluşan yanma ürünlerinin yanma odasında kalma süresi de fazla olabilmektedir. Bu şartlar yanmanın daha iyi ve verimin yüksek olmasını sağlarken, NO<sub>x</sub> oluşumuna neden olurlar. Kullanılan yakıt ve yanma şartlarına bağlı olarak NO oluşumunu açıklayan birçok mekanizma önerilmiştir. Bunlar yanma havasındaki moleküler azota bağlı olarak meydana gelen ısıl NO, hızlı NO, ara-N<sub>2</sub>O mekanizmaları ve yakıt bünyesindeki azota bağlı olarak meydana gelen yakıt içerikli NO mekanizmasıdır.

### 3.7.1 Yanma Havası Kaynaklı Azot Oksit Oluşumu

Yanma sistemlerinde, yanma havası kaynaklı azot oksit oluşumu üç kimyasal mekanizma ile meydana gelmektedir. Bunlar Zeldovich Mekanizması olarak bilinen Isıl Mekanizma, Fenimore ya da Promt Mekanizma olarak bilinen Hızlı Mekanizma ve Ara-N<sub>2</sub>O Mekanizma'larıdır.

#### 3.7.1.1 Isıl Mekanizma (Zeldovich Mekanizması)

Moleküler azottan azot oksit oluşumu, azot molekülleri içindeki azot atomları arasındaki güçlü bağların koparılmasını gerektirmektedir (Ayrışma Enerjisi 941 kJ/gmol). Yanma şartları altında oksijen molekülü bu güçlü bağları koparma yeteneğine sahip değildir. Bu nedenle moleküler oksijen ve moleküler azot arasındaki reaksiyon çok yavaş gerçekleşir. Bu reaksiyon aşağıdaki gibidir:



Oysa NO oluşumu yalnızca yüksek sıcaklık (1800 K'den daha fazla) şartlarında önemli hale gelmektedir. Bu durumda moleküler azottan azot oksit oluşumu sıcaklığa son derece bağlı kimyasal mekanizmalar ile gerçekleşmektedir. Reaksiyon, bir oksijen atomu ile bir azot molekülü tarafından başlatılır.



NO oluşumuna katkıda bulunan üçüncü reaksiyon özellikle zengin karışım şartlarında ve stokiometrik değerlere yakın olan durumlarda ortaya çıkar. Bu üç reaksiyona “Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması” adı verilir. Genel olarak bu mekanizma, O<sub>2</sub>, O ve OH bileşenleri ile yakıtın yanma kimyasını birleştirir. NO oluşum oranı, oksijen konsantrasyonunun artışı ile artar. Bu mekanizma ile NO oluşumu, yakıt türünden bağımsız olarak sıcaklığa oldukça bağlıdır ve bu yüzden oluşan NO’ye ısıl NO<sub>x</sub> adı verilmektedir. Birçok yanma sisteminde ısıl NO<sub>x</sub> oluşum oranı 2200 K’den sonraki her 90 K’lik artışta ikiye katlanmaktadır (Fluent User Guide, 2003).

### 3.7.1.2 Hızlı Mekanizma (Fenimore Mekanizması)

Hidrokarbon yakıtların yanması sırasında meydana gelen NO miktarı, azot moleküllerinin doğrudan oksidasyonu nedeniyle oluşan NO (Isıl NO) miktarını aşabilir. 1970’lerde Fenimore stokiometrik altı hidrokarbon alevlerinde oluşan NO<sub>x</sub>’in hepsinin Zeldovich Mekanizması ile oluşmadığını göstermiştir (Fenimore, 1971). NO oluşumuna neden olan ikinci mekanizma, ısıl NO’ın meydana gelmesi için gerekli olan süreden önce ortaya çıkmakta olup, çok hızlı meydana gelen bu NO’ye hızlı NO adı verilmektedir. Hızlı NO oluşumu çoğunlukla, düşük sıcaklıklarda ve zengin karışimli yanma şartlarında ortaya çıkmaktadır. Yüzey yakıcılar, gaz türbinleri ve basamaklı yanma sistemleri bu tür şartların meydana geldiği yerlerdir. Bu mekanizma hidrokarbonların yanma kimyası ile çok yakından ilişkilidir. Fenimore mekanizmasında moleküler azot ve hidrojen bileşikleri, yakıt bazlı NO<sub>x</sub> oluşumuna benzer olarak, amin ve siyano bileşikleri, oluşturmak için reaksiyona girerler. Reaksiyon neticesinde oluşan amin ve siyano bileşikleri NO oluşturmak için ara bileşiklere dönüşürler. Yanma havası içindeki azot, CH ve N<sub>2</sub> arasındaki bir reaksiyon ile başlatılan bir mekanizma ile NO’ye dönüşür. Bu mekanizma aşağıdaki gibi çok sayıda karmaşık reaksiyonlar ve ara bileşenler içermektedir (Fluent User Guide, 2003).





Kullanılan yakıtın parçalanmasıyla oluşan çok sayıda bileşen (CH, CH<sub>2</sub>, C, C<sub>2</sub>H), hidrokarbon alevleri içinde hızlı NO oluşumunun başlıca sebebidir. Burada hızlı NO oluşumuna en büyük katkıyı,



reaksiyonu vasıtasıyla CH<sub>2</sub> ve CH sağlamaktadır. Hızlı NO<sub>x</sub> oluşumu, birim hacim içinde mevcut karbon atomlarının sayısı ile orantılıdır ve kullanılan hidrokarbonun türünden bağımsızdır. Oluşan HCN'nin miktarı hidrokarbon radikallerinin konsantrasyonu ve yakıt fazlalık katsayısı ile birebir artar. Yakıt fazlalık katsayısı arttıkça hızlı NO<sub>x</sub>'in üretimi ilk önce artar daha sonra en yüksek değere ulaşır ve sonunda oksijen yetersizliği nedeniyle azalır. Isıl NO'nin aksine hızlı NO sıcaklığa çok sıkı bağlı değildir. Gerçek uygulamalarda NO<sub>x</sub> emisyonu içindeki hızlı NO oranı genellikle % 5'in altındadır.

### 3.7.1.3 Ara - N<sub>2</sub>O Mekanizması

1970'lerde moleküler azottan azot oksit'in oluşumu için bu mekanizma önerilmiştir. Ara - N<sub>2</sub>O Mekanizması, küçük yakıt fazlalık katsayılarında ve düşük sıcaklık şartlarında önemli hale gelmektedir (Turns, 1996). Bu mekanizmanın üç adımı,



şeklinindedir. Burada M herhangi bir gazı ya da maddeyi göstermekte olup, moleküler azot NO oluşumunu yönlendirmektedir. Hava oranı ve sıcaklık arttığında azot oksit oluşumu artmaktadır.

### 3.7.2 Yakıt Kaynaklı Azot Oksit Oluşumu

Yanma proseslerinde sıvı ve katı yakıt içerisinde bulunan azot içeren organik bileşikler de NO<sub>x</sub> oluşumuna katkıda bulunurlar. Hava içerisindeki azot ile karşılaştırıldığında, yanma proseslerinde kullanılan yakıtlarda azot miktarı oldukça küçüktür. Buna rağmen, yakıt bazlı azot daha reaktiftir. Yakıt kaynaklı NO<sub>x</sub> oluşumu, önemli oranda organik azot içeren kömür, fuel oil ya da atık türevli yakıtlar kullanıldığında önemli hale gelmektedir. Bu yüzden kömür

ve fuel oil gibi yakıtların içerdiği azot, toplam NO<sub>x</sub> emisyonuna önemli oranda katkıda bulunur. Bu yakıtlar ağırlıkları başına % 0.3-2 oranında azot içerirler.

Yakıt kaynaklı NO<sub>x</sub>'in oluşumu, azot bağlı bileşiklerin başlangıç konsantrasyonuna ve yerel yanma karakteristiklerine bağlı olmasına rağmen, sıcaklıktan etkilenmez. Bu nedenle düşük sıcaklıklarda kolayca meydana gelebilir. Buharlaşıma basamağı sırasında yakıt damlacıkları ya da parçacıkları ısıtıldığında, yakıtta bağlı azot içeren bileşikler gaz fazına geçerler. Bu bileşiklerinin reaksiyon bölgesinde ayrışması neticesinde NO<sub>x</sub>'e dönüşecek HCN, NH<sub>3</sub>, N, CN ve NH gibi serbest radikaller oluşur (Fluent User Guide, 2003).

### 3.8 Azot Oksit Oluşum Kinetiği

Yukarıdaki bölümlerde bahsedildiği gibi, yanma şartlarındaki yüksek sıcaklıklarda oksijen molekülleri oksijen atomlarına ayrışmakta ve bu oksijen atomları azot molekülleri ile girdikleri reaksiyonlarda, NO bileşiği ile N atomu oluşturmaktadırlar. Diğer taraftan azot atomlarının, oksijen molekülleri ile birleşmesiyle tekrar azot oksit (NO) ve oksijen atomu oluşmakta, böylece zincirin devamlılığı sağlanmaktadır. 3.7.1.1 başlığı altında verilen Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması'na (Denklem 3.19, 3.20, 3.21) ait reaksiyonların hız sabitleri aşağıdaki gibidir.

$$3.18 \text{ reaksiyonu için, } k_f = 1.8 \cdot 10^{11} e^{(-38370/T)} \quad (3.30)$$

$$k_r = 3.8 \cdot 10^{10} e^{(-425/T)} \quad (3.31)$$

$$3.19 \text{ reaksiyonu için, } k_f = 1.8 \cdot 10^7 T e^{(-4680/T)} \quad (3.32)$$

$$k_r = 3.8 \cdot 10^6 T e^{(-20820/T)} \quad (3.33)$$

$$3.20 \text{ reaksiyonu için } k_f = 7.1 \cdot 10^{10} e^{(-450/T)} \quad (3.34)$$

$$k_r = 1.7 \cdot 10^{11} e^{(-24560/T)} \quad (3.35)$$

Bu denklemlerde sıcaklık Kelvin biriminde, reaksiyon hız sabitleri ise [m<sup>3</sup>/kmol-s] boyutundadır. Bu reaksiyon hız sabitleri, ilgili reaksiyonların sıcaklığa son derece bağlı olduklarını göstermektedir. Yani, sıcaklık arttıkça, hız sabitleri artmakta ve birim zamanda oluşan [NO] konsantrasyonu da artmaktadır. NO'nin oluşum hızı, bazı kabullere göre yaklaşık olarak hesaplanır. Birinci kabulde, yanma odasında karbon-hidrojen-oksijen (C/H/O) reaksiyonları, azot oksit reaksiyonlarından etkilenmeden kimyasal denge içerisinde



oluşmaktadır. İkinci kabulde ise, azot moleküllerinin azot atomlarına ayrışması sanki kararlı (Quasi-Steady) bir tarzda meydana gelir. Birinci kabul, karbon-hidrojen-oksijen (C/H/O) sisteminde oluşan yanma ürünlerinin, sıcaklık ve konsantrasyon değişimini hesaplamayı sağlar. İkinci kabul, azot atomlarının toplam konsantrasyon değişiminin, diğer maddelerin konsantrasyon değişimleri yanında kabili ihmal olduğunu varsayar. Diğer bir deyimle, bu kabule göre,

$$\frac{d[N]}{dt} \approx 0 \text{ dır.} \quad (3.36)$$

Denklem 3.19, 3.20 ve 3.21 ile verilen Zeldovich denklemlerine göre oluşan azot oksit oluşum hızı,  $K_1$  ve  $K_2$ , sırasıyla denklem 3.37 ve 3.38 ile tanımlanırsa,

$$K_1 = kf_1[N_2][O] + kf_2[N][O_2] + kf_3[N][OH] \quad (3.37)$$

$$K_2 = [kr_1[N][NO] + kr_2[O][NO] + kr_3[H][NO]] \quad (3.38)$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1 - K_2 \quad (3.39)$$

denklem 3.39 ile elde edilir. Azot atomu oluşum hızı ise  $K_3$  ve  $K_4$ , denklem 3.40 ve 3.41 ile tanımlanarak,

$$K_3 = kf_1[O][N_2] - kf_2[N][O_2] - kf_3[N][OH] \quad (3.40)$$

$$K_4 = [kr_1[N][NO] - kr_2[O][NO] - kr_3[H][NO]] \quad (3.41)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = K_3 - K_4 \quad (3.42)$$

olarak bulunur. Yukarıda yapılan ikinci kabule göre, azot atomu konsantrasyonu  $[N]$

$$[N] = \frac{kf_1[O][N_2] + kr_2[O][NO] + kr_3[H][NO]}{kr_1[NO] + kf_2[O_2] + kf_3[OH]} \quad (3.43)$$

şeklinde elde edilir. Bu denklem, denklem 3.39 ile birleştirildiğinde azot oksit oluşum hızı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2kf_1[O][N_2] \frac{\left(1 - \frac{kr_1kr_2[NO]^2}{kf_1[N_2]kf_2[O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{kr_1[NO]}{kf_2[O_2] + kf_3[OH]}\right)} \quad (3.44)$$

Bu denklemden açıkça görülebileceği gibi azot oksit oluşum hızı, oksijen konsantrasyonuna bağlı olarak artmaktadır. Azot oksit bileşiğinin oluşum hızı, kullanılan yakıt tipinden bağımsız olarak, sıcaklığa son derece bağlıdır. Yukarıdaki denklemin çözülebilmesi için stabil kimyasal bileşenlerin ( $O_2$ ,  $N_2$  vb.) konsantrasyonlarına ek olarak, serbest radikal olan OH ve O atomlarının konsantrasyonlarının da bilinmesi gereklidir. Isıl NO mekanizması, OH radikallerinin, O atomlarının, stabil kimyasal bileşenlerin ve sıcaklığın denge değerlerinde olduğu varsayımı yapılarak temel yanma işleminden ayrılabilir. Birçok yanma probleminde, oksijen konsantrasyonu denge yaklaşımı kullanılarak hesaplanmaktadır (Westenberg, 1971). Buna göre oksijen konsantrasyonu,

$$[O] = 3.97 \cdot 10^5 T^{-1/2} [O_2]^{1/2} e^{-31090/T} \quad \text{gmol/m}^3 \quad (3.45)$$

denklemiyle hesaplanır. Burada sıcaklık birimi Kelvin'dir. Yine birçok yanma probleminde OH radikalleri dikkate alınmaz ve Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması'nın üçüncü reaksiyonu göz önünde bulundurulmaz. Yani OH konsantrasyonunun oksijen konsantrasyonu yanında ihmal edilebileceği varsayılır (Fluent User Guide, 2003).

Hızlı NO oluşum oranı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\frac{d[NO]}{dt} = fk[O_2]^a [N_2][CH_4] e^{-\frac{E}{RT}} \quad (3.46)$$

Burada, f, yakıt fazlalık katsayısı ile karbon atomu sayısının fonksiyonu olan düzeltme faktörü; a, oksijen derecesi; k, özgül reaksiyon hız sabiti; E, aktivasyon enerjisi; R, gaz sabitidir. Isıl ve hızlı NO mekanizmaları ile NO oluşumunun belirlenmesi için NO korunum denklemlerinin çözülmesi gereklidir. Bu denklemlerdeki kaynak terimler, ısıl ve hızlı mekanizma için aşağıdaki gibidir. Bu denklemler, ayrı ayrı çözümlenerek ısıl ve hızlı NO miktarları hesaplanır.

$$S_{ISIL,NO} = M_{NO} \frac{d[NO]}{dt} \quad (3.47)$$

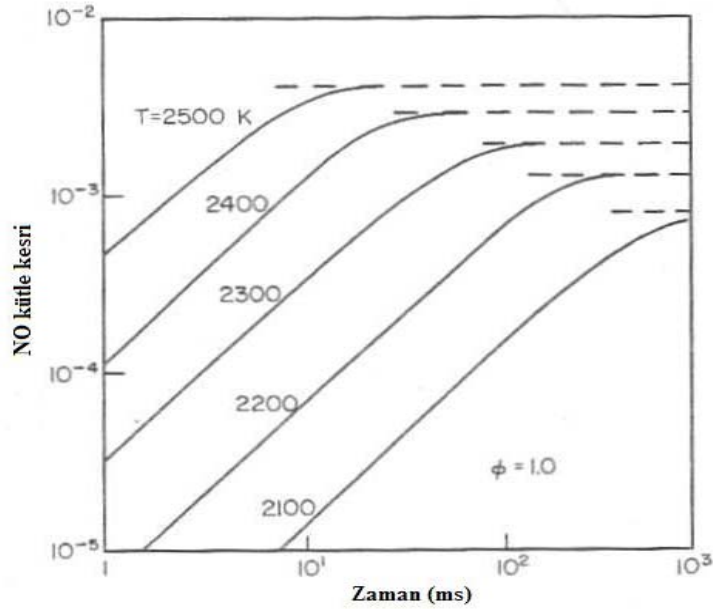
$$S_{HIZLI,NO} = M_{NO} \frac{d[NO]}{dt} \quad (3.48)$$

### 3.9 Gaz Türbinlerinde Azot Oksit Oluşumunu Etkileyen Faktörler

Gaz türbinlerinde azot oksit emisyonlarının istenen seviyelere azaltılabilmesi için,  $\text{NO}_x$  emisyonlarının oluşumuna etki eden parametrelerin bilinmesi gereklidir. Gaz türbinleri için bu parametreler alev sıcaklığı (yakıt fazlalık katsayısı), yanma odası kalma zamanı, yanma odası giriş basıncı ve sıcaklığıdır.

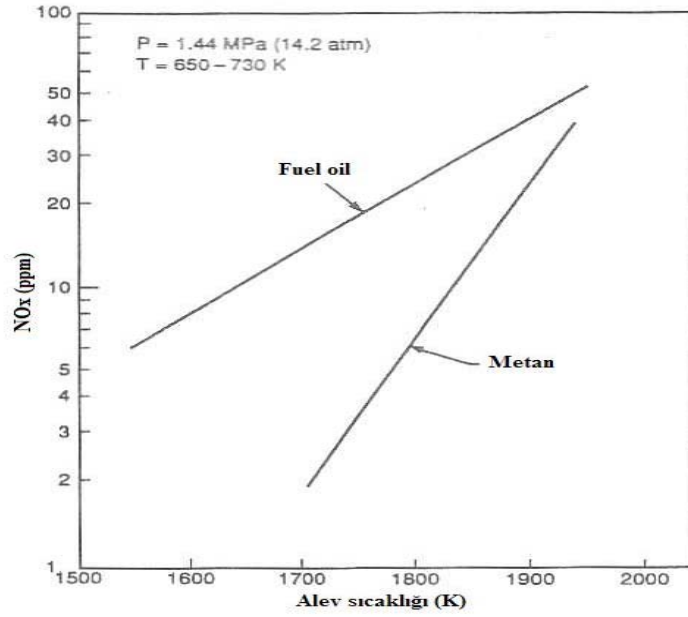
#### 3.9.1 Azot Oksit Oluşumunda Sıcaklığın Etkisi

Isıl NO oluşumunun alev sıcaklığına bağlı üssel değişimi Şekil 3.3'de görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi azot oksit oluşumu sıcaklık düştükçe hızla azalma eğilimi göstermektedir (Lefebvre, 1999).



Şekil 3.3 Sıcaklık ve kalma zamanının fonksiyonu olarak  $\text{NO}_x$  oluşumu; P:1 MPa

Şekil 3.4'de ise gaz ve sıvı yakıtlar için,  $\text{NO}_x$  oluşumunun alev sıcaklığına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Gaz ve sıvı yakıtlar arasında oluşan  $\text{NO}_x$  emisyonu miktarı arasındaki fark, alev sıcaklığındaki artışla azalmaktadır. Bu durumun nedeni sıvı yakıtların yanması sırasında stokiometrik değerlere yakın şartlarda oluşan alev sıcaklığıdır.  $\text{NO}_x$  oluşumu üzerine sıcaklığın etkisi önceki bölümlerde anlatılmıştır. Gaz türbinleri, fakir karışım ve uzun kalma zamanı şartları altında çalıştırılarak  $\text{NO}_x$  emisyonları azaltılabilmektedir. Hava giriş sıcaklığı, yanma sıcaklığını etkilediğinden,  $\text{NO}_x$  oluşumunu da etkilemektedir. Düşük yakıt fazlalık katsayılarında,  $\text{NO}_x$  oluşumunun hava giriş sıcaklığı değişimine olan hassasiyeti azdır.



Şekil 3.4 Gaz ve sıvı yakıtlar için NO<sub>x</sub> oluşumu üzerine alev sıcaklığının etkisi

### 3.9.2 Azot Oksit Oluşumunda Giriş Basıncının Etkisi

Gaz türbinlerinde daha az yakıt tüketimi, yüksek basınç oranının sağlanması ile gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle NO<sub>x</sub> oluşumu üzerine basıncın etkisinin bilinmesi önemlidir. Yüksek basınç şartlarında yapılan yanma odası testleri oldukça pahalı olduğundan, testler düşük basınçlarda yapılmakta elde edilen veriler yüksek basınçlara ekstrapole edilmektedir. Ekstrapolasyon, basınç ile NO<sub>x</sub> emisyonu arasındaki ilişki doğru olarak tanımlandığı sürece güvenilir olmaktadır. Konvansiyonel yanma odalarında azot oksit oluşumu ile basınç arasındaki ilişki aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Lefebvre, 1999).

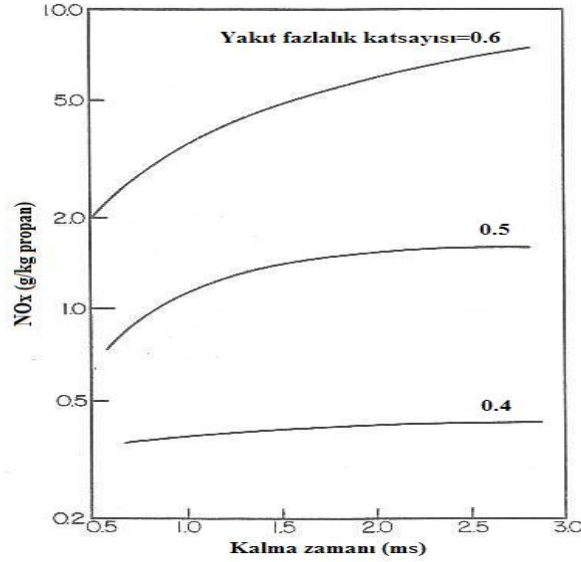
$$NO_x \propto P^n \quad (3.49)$$

burada n'in değeri 0.5 ile 0.8 arasında değişmektedir. Difüzyon alevlerinde ve stokiometrik değerlere yakın çalışan önkarişimli sistemlerde, bu değer yaklaşık 0.5 olmaktadır.

### 3.9.3 Yanma Odası Kalma Zamanının Etkisi

Yanma odası kalma zamanının etkisi, yanma odasındaki toplam yakıt fazlalık katsayısına bağlıdır. Yanma odasında, alevin son bölümlerindeki gazlarda stokiometrik değerlere yakın yanma şartlarında oluşan NO<sub>x</sub> emisyonları için yanma odası kalma zamanının etkisi önemli olmaktadır (Lefebvre, 1999). Fakir karışım şartlarında, alev bölgesinde bağıl olarak çok hızlı kimyasal reaksiyonlar ile oluşan NO<sub>x</sub> üzerine yanma odası kalma zamanının etkisi azdır.

Propan-hava önkarişımli bir yanma odasında,  $\text{NO}_x$  oluşumu üzerine yanma odası kalma zamanının etkisi Şekil 3.5'te görülmektedir. 0.4 değerinin üzerindeki yakıt fazlalık katsayılarında,  $\text{NO}_x$  emisyonu kalma zamanındaki artışla önemli oranda artmaktadır.



Şekil 3.5  $\text{NO}_x$  oluşumu üzerine yanma odası kalma zamanının etkisi

### 3.10 Azot Oksit Emisyonlarının Azaltılmasında Kontrol Yaklaşımları

Yanma proseslerinde oluşan  $\text{NO}_x$  emisyonları için kontrol yöntemleri yanma modifikasyonu ve yanma sonrası işlemler olmak üzere iki katagoride incelenmektedir.

#### 3.10.1 Yanma Modifikasyonu

Yanma sistemlerinde  $\text{NO}_x$  oluşumunun azaltılmasında yaygın olarak kullanılmakta olan çok sayıda teknik vardır. Bu tekniklerin çoğunun amacı, alev sıcaklığını azaltmak, yanma ürünlerinin maksimum alev sıcaklığında kalma süresini azaltmak, alev içinde ve çevresinde kimyasal yapıyı kontrol etmektir. Ayrıca yanma öncesi işlemler olarak bilinen bir takım faaliyetlerde  $\text{NO}_x$  oluşumunu azaltmak için başvurulan yöntemlerdir. Bunlar, katkı kullanımı (yanma havasına amonyak eklenmesi), yakıt seçimi (organik azot içerikli fuel oil yerine düşük seviyede moleküler azot içeren doğalgaz kullanımı), yanma havası seçimi (saf oksijen kullanımı), kullanılacak yakıtın işlenmesi (fueoilden organik azotun çıkarılması) gibi faaliyetleri kapsar (Zevenhoven ve Kilpinen, 2002).

### 3.10.2 Yanma Sonrası İşlemler

Yanma ürünleri içerisindeki  $\text{NO}_x$ , yanma sistemlerinde oluşmasından hemen sonra çeşitli işlemlerle azaltılır. Bu yöntemin en çok bilinen iki tekniği, Seçici Katalitik İndirgeme ve Seçici Katalitik Olmayan İndirgeme'dir. Ayrıca oksidasyon/absorbsiyon, oksidasyon/absorbsiyon/indirgeme ve absorbsiyon/indirgeme ile aktif karbon yatakları, elektron demeti ışıınımı ve hidrokarbon yatakları olarak bilinen tekniklerde kullanılmaktadır. Bu tekniklerin çoğu oldukça karmaşık, maliyeti yüksek, bakımları zor ve çalışmaları kolay değildir. Bu gibi olumsuzluklara rağmen bu yöntemler  $\text{NO}_x$  emisyonlarının azaltılmasında daha etkilidirler (Zevenhoven ve Kilpinen, 2002).

## 4. SAYISAL HESAPLAMA YÖNTEMİ

### 4.1 Giriş

Bu bölümde, sayısal hesaplama yöntemi ile ilgili temel bilgiler verilmiş, çalışmada kullanılan türbülans modelleri ve yanma modeli tanıtılmıştır. Gaz türbini alev tüpü için oluşturulan sayısal model ve model sınır şartları anlatılmış, sayısal çözüm metodu özetlenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, enerjinin korunumu, momentumun korunumu (Navier-Stokes), kütleinin korunumu ve reaktif akışlar için kimyasal türlerin korunumu gibi temel denklemleri nümerik olarak çözerek, herhangi bir akış alanı içerisinde simüle etme yöntemidir. Gaz türbinlerinde CFD yanma simülasyonu, oldukça geniş boyutta bilgi ve prensip gerektiren çok karmaşık bir konudur. CFD simülasyonu deneysel tekniklerle karşılaştırıldığında, bağıl olarak daha kısıtsız ve pahalı olmayan bir tekniktir. Bu teknik, incelenen herhangi bir yanma sistemi için iyi bir araştırma ve pratik yanma odası tasarımlarında güçlü bir dizayn aracı olarak göze çarpmaktadır. Son yıllarda bilgisayar teknolojisinde yaşanan hızlı gelişme, yüksek basınç ve sıcaklık şartlarında çalışan gelişmiş gaz türbini yanma odalarında, bu tekniğin güvenli bir şekilde kullanımını giderek artırmaktadır. Türbülanslı yanma sistemlerinin modellenmesinde kullanılan FLUENT™, CFX™, STAR-CD™ gibi çok sayıda ticari yazılım bulunmaktadır. Bu çalışmada, ele alınan yanma odasının Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellemesinde, Y.T.Ü’de bulunan FLUENT yazılımı kullanılmıştır.

### 4.2 Temel Korunum Denklemleri

Reaktif-difüzyon-konvektif bir akış alanı içerisinde ilgili korunum denklemleri, kütleinin, momentumun, enerjinin ve kimyasal bileşenlerin korunumu denklemleri şeklinde ifade edilmektedir. Bu denklemler aşağıdaki bölümlerde tensörel notasyonda ifade edilmiştir (Vaynente ve Vervisch, 2002).

Kütleinin korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4.1)$$

(i=1,2,3)

Momentumun korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.2)$$

Burada,  $u_i$ , hız vektörü;  $\rho$ , yoğunluk;  $P$ , statik basınç;  $\tau_{ij}$  ise viskoz kuvvet tensörüdür.

$$\tau_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (4.3)$$

Reaktif akış için ek korunum denklemleri, enerji ve kimyasal bileşenlerin taşınımı şeklinde aşağıdaki gibi ifade edilir (Fluent User Guide, 2003).

Kimyasal bileşenlerin korunumu:

$$\frac{\partial \rho u_i Y_k}{\partial x_i} = -\frac{\partial J_i^k}{\partial x_i} + R \quad (4.4)$$

burada,  $J_i^k$ , Fick kanunu'na göre tanımlanan ve  $k$  kimyasal bileşeni için konsantrasyon gradyanları nedeniyle meydana gelen difüzyon akısını;  $R$ , birim hacimde  $k$  kimyasal bileşeninin oluşum oranını;  $Y_k$ ,  $k$  kimyasal bileşeninin kütle kesrini göstermektedir.

Enerjinin korunumu denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (4.5)$$

Denklem 4.5'te  $\lambda_{eff}$  efektif kondüktiviteyi,  $S_h$  kimyasal reaksiyonlar nedeniyle oluşan ısıyı ya da diğer hacimsel ısı kaynaklarını ifade etmektedir (Fluent User Guide, 2003).

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (4.6)$$

Bu denklemde  $h$ , duyulur entalpidir ve ideal gazlar için aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (4.7)$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T C_{p,j} dt \text{ 'dir.} \quad (4.8)$$

burada  $C_p$  sabit basınçtaki özgül ısıdır (Fluent User Guide, 2003).



### 4.3 Türbülans Modelleme

Doğada ve çeşitli mühendislik uygulamasında meydana gelen akışların birçoğu türbülanslıdır. Gaz türbinleri gibi mühendislik uygulamalarında türbülanslı akışın modellenmesi oldukça karmaşık ve uzun zaman gerektiren kapsamlı bir konudur. İçerisinde yanma çalışmalarının da olduğu çeşitli alanlarda yapılan yoğun araştırmalar, türbülanslı akışın modellenmesinde çeşitli yaklaşımlar kullanılmasını ortaya çıkarmıştır. Pratik mühendislik uygulamaları için bu yaklaşımlar, simüle edilen türbülanslı akış için başarılı bir şekilde CFD simülasyonlarında kullanılabilir. Bu yaklaşımlar, Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denklemlerini içeren yarı deneysel modeller, Büyük Girdap Simülasyonu (LES: Large Eddy Simulation) ve Direkt Sayısal Çözüm (DNS: Direct Numerical Solution) şeklinde sıralanmaktadır.

#### 4.3.1 HAD Uygulamalarında Direkt Sayısal Çözüm ve Uygulanabilirliği

Türbülanslı akış, kimyasal bileşen konsantrasyonu, enerji ve momentum akış alanlarında taşınan miktarlarda değişimlere neden olan dalgalı hız alanları olarak tanımlanmaktadır. Bu dalgalanmalar ya da değişimler küçük boyutlarda oluşabildiği gibi, direkt sayısal çözüm ile hesaplanmanın kolaylıkla gerçekleştirilemediği, kaliteli ağ yapısı ve güçlü bilgisayar kapasitesi gerektiren yüksek frekanslarda da oluşabilmektedir. Bu yüzden direkt sayısal çözümün uygulanabilirliği, basitleştirilmiş sistemlerle ve yüksek kapasiteli bilgisayar kullanımıyla sınırlıdır (Waynente ve Vervisch, 2002).

#### 4.3.2 RANS Türbülans Modelleri

Direkt sayısal çözümün uygulanmasında yaşanan zorluklar, türbülanslı akışın modellenmesinde yarı deneysel modellerin geliştirilip kullanılmasına neden olmuştur. Bu tarzdaki modellemelerde kullanılan klasik yaklaşım, Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denklemlerinin çözümüne dayanmaktadır. Bu tarz modeller hem reaktif hem de reaktif olmayan akışlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. RANS türbülans simülasyonlarında türbülanslı akış, ortalama akış ve dalgalı akış şeklinde ifade edilmektedir.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi^l \quad (4.9)$$

burada,  $\phi$ , kimyasal bileşen konsantrasyonu, enerji, basınç ya da hız bileşenleri gibi skaler büyüklükleri göstermektedir.  $\bar{\phi}$ , ortalama akış değeri,  $\phi^l$  ise dalgalı akış değeridir. Sadece ortalama akış değişkenleri göz önünde bulundurularak, süreklilik ve momentum denklemleri yeniden düzenlenirse, Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denklemleri elde edilir. Bu işlem,

hesaplama zorluklarını büyük ölçüde azaltmış olur. Eğer akış kararlı ise korunum denklemleri zaman türevleri içermez ve çözüme daha kolay ulaşılır (Fluent User Guide, 2003).

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( -\overline{\rho u_i' u_j'} \right) \quad (4.11)$$

Yukarıdaki denklemin sağ tarafında türbülansın etkisi (Reynolds gerilmeleri) görülmektedir ve bu durum momentum denkleminin çözülebilmesi için ek kapanış denklemleri gerektirmektedir. Ek kapanış denklemlerinin sayısına bağlı olarak modeller sıfır-denklemlerli model, bir denklemlerli model ve iki denklemlerli model olmak üzere üç kapanış modeli şeklinde sınıflandırılmaktadır. Bu modeller Eddy Viscosity Modelleri olarak isimlendirilmekte ve Boussinesq hipotezine dayanmaktadır (Hinze, 1975). Bu modellerde Reynolds gerilmelerinin, ortalama hız gradyanları ile orantılı olduğu varsayılır (Fluent User Guide, 2003).

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \frac{\rho}{k} + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (4.12)$$

Bu yaklaşımın avantajı, türbülans viskozitesinin hesaplanmasıyla ilgili göreceli hesap kolaylığıdır. Spalart Almaras modeli, türbülans viskozitesinin hesaplanmasında yalnızca bir taşınım denklemi gerektirirken, k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisini (k) ve türbülans bozulma oranını (ε) ifade eden ek iki taşınım denklemi gerektirmektedir. Eddy viskozitesi esaslı türbülans modelleri arasında k-ε modeli, hesap kolaylığı ve doğruluğu açısından türbülanslı yanma modellemelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu modelde eddy viskozitesi, k ve ε'nun fonksiyonu olarak hesaplanır. RNG esaslı k-ε türbülans modeli, yeniden normalleştirme metodu olarak bilinen bir matematiksel teknik kullanılarak anlık Navier-Stokes denklemlerinden elde edilir (Yakhot ve Orszag, 1986). RNG ve standart k-ε modeli arasındaki temel farklar, türbülans viskozitesinin hesaplanma yöntemi, k ve ε'nun türbülans difüzyonunu ifade eden denklemlerdeki Prandtl sayısı ve ε denklemindeki oluşum ve tüketim terimleridir.

Standart k-ε modeli için ek denklemler:

Standart k-ε türbülans modelinde, daha öncede bahsedildiği gibi ek denklemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu denklemler aşağıda verilmiştir (Fluent User Guide, 2003).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.14)$$

Bu denklemlerde  $G_k$ , ortalama hız gradyanları nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisini,  $G_b$  kaldırma kuvveti nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisini,  $Y_M$  toplam türbülans bozulma oranına türbülanstaki dalgalı genişlemenin katkısını göstermektedir.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$  ise sabitleri,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla  $k$  ve  $\varepsilon$  için türbülans Prandtl sayısını göstermektedir. Türbülans ya da eddy viskozitesi  $k$  ve  $\varepsilon$  değerleri birleştirilerek aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.15)$$

burada  $C_\mu$  bir sabittir.

Çizelge 4.1 Standart k-ε türbülans modeli için sabitler

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1.4	1.92	0.09	1.0	1.3

RNG k-ε türbülans modeli için ek denklemler:

RNG k-ε türbülans modelinde, türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve bozunma oranı  $\varepsilon$  aşağıdaki taşınım denklemleri kullanılarak hesaplanır (Fluent User Guide, 2003).

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon}^* \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (4.17)$$

Yukarıdaki denklemlerde  $\mu_{eff}$ , efektif viskozite,  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\varepsilon$ ,  $k$  ve  $\varepsilon$  için ters efektif Prandtl sayılarıdır.  $G_k = \mu_t S^2$ , türbülans viskozitesi ile türbülans üretimini göstermektedir.  $S$  ortalama gerinim tensörü modülüdür ve  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$  denklemleriyle hesaplanır.

Burada,  $S_{ij}$  ortalama gerinim oranıdır ve denklem 4.18 ile ifade edilmektedir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.18)$$

Bu modele göre, yüksek Reynolds sayılı akışlar için türbülans viskozitesi denklem 4.19'da verilmiştir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.19)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.20)$$

Denklem 4.17'deki  $C_{2\varepsilon}^*$  terimi türbülans alanı ( $k$  ve  $\varepsilon$ ) ve akışın ortalama gerinim oranının fonksiyonudur.

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - (\eta/\eta_0))}{1 + \beta \eta^3} \quad (4.21)$$

$$\eta = S \times \frac{k}{\varepsilon} \quad (4.22)$$

$$\eta_0 = 4.38 \text{ ve } \beta = 0.012$$

$C_\mu$ ,  $C_{1\varepsilon}$  ve  $C_{2\varepsilon}$  model sabitleridir ve modelde kullanılan değerleri Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 RNG k- $\varepsilon$  türbülans modeli için sabitler

$C_\mu$	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$
0.0845	1.42	1.68

RNG modeli hızlı gerinen akışlar için doğruluğu artırmakta ve akış gerinim oranına daha iyi cevap vermektedir. RNG modeli, enerji ve kimyasal bileşen denklemleri için akış içinde türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayılarının değişimini hesaba katan analitik bir formül ortaya koymaktadır (Fluent User Guide, 2003).

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad (4.23)$$

burada  $\mu$  laminar viskozitedir.  $\alpha_o$ , laminar Prandtl ve Schmidt sayılarının tersidir.

Yukarıdaki denklemlerde (4.16 ve 4.17),  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = \alpha$  olarak değerlendirilmekte  $\alpha_o$  değerinin 1 olduğu kabul edilerek Prandtl sayısı belirlenmektedir.

#### 4.4 Karışımın Fiziksel Özellikleri

Yukarıdaki bölümlerde bahsedilen korunum denklemlerine ek olarak modellenecek sistem, durum denklemi, taşınım özellikleri ve termodinamik özellikleri ifade eden fiziksel özelliklerin tanımlanmasıyla karakterize edilir. Bu bölümde ilgili özellikleri hesaplamakta kullanılan ilişkiler ifade edilmektedir. Bu çalışmada akışkan yoğunluğu ideal gaz kanunu kullanılarak hesaplanmıştır. Yanma odasında ele alınan alev modeli, gaz fazında reaksiyonlar ile tanımlanmaktadır. Çok bileşenli gaz karışımları için kompozisyona bağlı yoğunluk ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanır (Fluent User Guide, 2003).

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{RT \sum_i M_{kar}} \quad (4.24)$$

$$M_{kar} = \frac{I}{\sum_i (Y_i / M_i)} \quad (4.25)$$

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{RT \sum_i (Y_i / M_i)} \quad (4.26)$$

burada  $\rho$ , gaz karışımının yoğunluğunu;  $M_{kar}$ , karışımın moleküler ağırlığını;  $P_{op}$ , karışımın nominal basıncını;  $P$ , referans basınç ve yerel basınç arasındaki basınç farkını;  $R$  evrensel gaz sabitini;  $M_i$ ,  $i$  kimyasal bileşenin moleküler ağırlığını;  $Y_i$ ,  $i$  kimyasal bileşenin kütle kesrini,  $T$  ise yerel sıcaklıkları ifade etmektedir.

#### 4.5 Taşınım Parametreleri

Fiziksel özelliklere ilişkin difüzyon, ısı iletimi, viskozite gibi moleküler taşınım prosesleri gaz içindeki moleküllerin hareketiyle oluşmaktadır. Difüzyon, konsantrasyon gradyanları nedeniyle oluşan kütle transferi, viskozite, hız gradyanlarının neden olduğu momentum transferi, ısı iletimi ise sıcaklık gradyanlarının oluşturduğu enerji transferi olarak tanımlanmaktadır. Bunlara ek olarak, sıcaklık gradyanlarının neden olduğu kütle transferi (termal difüzyon ya da Soret etkisi) ve konsantrasyon gradyanlarının neden olduğu enerji transferi (Duffour etkisi) gibi ek taşınım parametreleri de bulunmaktadır. Bu bahsedilen son

parametrelerin toplam taşınım parametrelerine etkisi çok düşüktür ve yanma işlemlerinin simülasyonlarında genellikle ihmal edilirler (Warnatz, 2001).

**Viskozite:**

Çok sayıda kimyasal bileşen ihtiva eden sistemlerin modellenmesinde, kompozisyona bağlı viskozite değeri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mu = \sum_i \frac{X_i \mu_i}{\sum_i X_i \varphi_{i,j}} \quad (4.27)$$

burada  $X_i$ ,  $i$  kimyasal bileşeninin mol kesri;  $\varphi_{i,j}$ , doğruluğu artırmak için geliştirilen ve ilgili kimyasal bileşeninin moleküler ağırlığına ve viskozitesine bağlı olarak hesaplanan düzeltme faktörüdür (Warnatz, 2001).

$$\varphi_{i,j} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \left( 1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-1/2} \left[ 1 + \left( \frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left( \frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2 \text{ dir.} \quad (4.28)$$

**Isıl iletkenlik:**

Çok bileşenli kimyasal sistemlerde, ilgili gaz karışımının kompozisyonuna ve sıcaklığına bağlı termal konduktivitesi, kinetik teori göz önünde bulundurularak aşağıdaki gibi hesaplanır (Warnatz, 2001).

$$\lambda = \sum_i \frac{X_i \lambda_i}{\sum_j X_j \varphi_{i,j}} \quad (4.29)$$

bu denklemden  $\varphi_{i,j}$  değeri, denklem 4.28 ile yukarıda ifade edilmiştir.

**Kütle difüzyonu:**

Bu çalışmada kütle difüzyon katsayısı, kompozisyona ve sıcaklığın fonksiyonuna bağlı olarak modellenmiştir. Göz önünde bulundurulmuş reaktif akışta baskın kimyasal bileşen, atmosferik azottur ve mol kesri yaklaşık olarak 0.78'dir. Konsantrasyonu diğer kimyasal bileşenlerden daha fazla olan bir kimyasal bileşeninin olduğu çok bileşenli karışımlarda,  $i$  kimyasal bileşeninin ikili difüzyon katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır (Warnatz, 2001).

$$D_{i,m} = \frac{1 - X_i}{\sum_{j,j \neq i} X_j / D_{ij}} \quad (4.30)$$

$D_{ij}$ , j ve i kimyasal bileşeni için ikili difüzyon katsayısıdır.

### **Özgül ısı:**

Çok bileşenli kimyasal sistemlerde özgül ısı, sıcaklığa ve kompozisyona bağlı olarak modellenir. Her bir kimyasal bileşenin özgül ısısı, sıcaklığa bağlı fonksiyon olarak modele dâhil edilir.

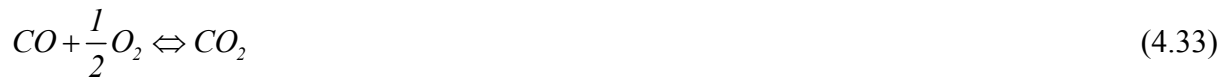
$$C_p = \sum_i m_i C_{p,i} \quad (4.31)$$

## **4.6 Yanma Reaksiyonları**

Yanma, daha önceden de tarif edildiği gibi, uygun şartlar altında bir maddenin (yakıt) oksijenle reaksiyona girdiği ve sonuçta ısı ve ışığın meydana geldiği ekzotermik reaksiyon olarak tanımlanmaktadır. Gaz türbini gibi yanma sistemlerinde, yanma proseslerinin sayısal modellenmesi önemli araştırma konuları arasındadır. Bu araştırmalarda yapılan modellemelerin birçoğunda temel aşama, hidrokarbon yakıtın yanmasını tanımlayan kimyasal kinetik reaksiyon mekanizmasıdır. Metan, etan, propan gibi basit hidrokarbon yakıtlar için ayrıntılı mekanizmalar birçok araştırmacı tarafından elde edilmiştir. Kimyasal yapı ile türbülans, kütle taşınımı, yakıt buharlaşması gibi işlemlerin birleştirildiği sayısal modellerde ayrıntılı reaksiyon mekanizmalarının kullanılması, ciddi hesaplama zorlukları ortaya çıkarmaktadır. Bu zorluklar, kimyasal reaksiyonu basit bir şekilde tanımlayan basitleştirilmiş mekanizmalar ile en aza indirilir (Jachimowski, 1985). İndirgenmiş mekanizmalar ya deneysel olarak ya da çok sayıda elementer reaksiyon içeren çatisal reaksiyonlar geliştirilerek elde edilir. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi elektrik üretimi amaçlı gaz türbinlerinde, genellikle yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Doğalgazın yanma kimyası çok karmaşıktır. Doğalgaz çok sayıda kimyasal bileşen içermekte olup, bu kimyasal bileşenlerin konsantrasyonları gazın kaynağına bağlı olarak değişmektedir. Metan, doğalgaz da baskın bileşendir. Diğer önemli bileşenler ise yanma işleminde reaksiyon oranlarını hızlandıran daha reaktif etan, propan ve bütan gibi hidrokarbonlar, CO<sub>2</sub> ve N<sub>2</sub>'dir (Brewster vd., 1999). Doğalgazdaki hidrokarbon yakıtların yanmasını tanımlayan çok sayıda reaksiyon mekanizmaları geliştirilmiştir. Bu mekanizmalar, bir ya da iki basamaklı reaksiyon modellerinden yüzlerce elementer reaksiyon içeren modellere kadar farklılık göstermektedir

(Westenberg AA., 1971 ve Bowman vd., 1996). Bu çalışmada, incelenen gaz türbini yanma odasında hidrokarbon yakıt olan metan ve ayrıca hidrojen-metan karışım yakıtları kullanılmıştır. Bu yakıtların yanma mekanizması aşağıda genel mekanizmalar şeklinde tanımlanmıştır.

Metanın yanması için iki basamaklı mekanizma, 4.32 ve 4.33 denklemleriyle aşağıdaki gibi ifade edilebilir. (Dryer ve Glassman, 1972, Westbrook ve Dryer, 1981 ).



Bu mekanizmada, yanma işlemindeki tüm hidrokarbon bileşenleri tükeninceye kadar CO bileşenin tükenmediği varsayılmaktadır. CO, hızlı yakıt tüketen reaksiyonların gerçekleştiği hidrokarbon alevlerinde oluşmaktadır (Jachimowski, 1985). Hidrokarbon bileşenleri CO'den daha reaktif olduğundan, mevcut oksijen atomlarını tüketmektedirler.  $C_xH_y$  radikalleri tükendikten sonra CO okside olmaktadır. İki basamaklı mekanizma, zengin ve fakir tutuşma limitlerinde kullanılabilir (Westbrook ve Dryer, 1984).

Hidrojenin tek basamaklı yanma reaksiyonu ise 4.34 denkleminde verildiği şekilde aşağıdaki gibidir.



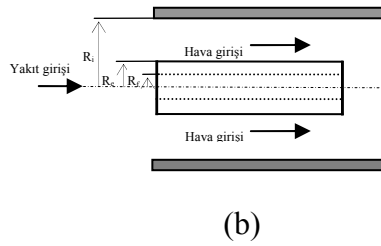
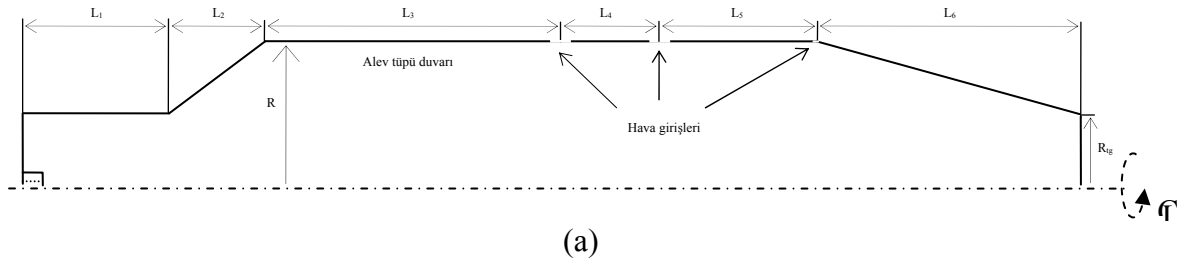
Bu çalışmada, Metan/hidrojen karışım yakıtının yanması için göz önünde bulundurulmuş reaksiyon mekanizması yukarıda verilen metan ve hidrojenin yanma mekanizmalarının birleştirilmesi şeklinde oluşturulmuştur (İlbas, 2005).

#### 4.7 Alev Tüpü Geometrisi

Bu çalışmada incelenen gaz türbini yanma odasının alev tüpü, tek alev borulu silindirik formdadır. Yanma odasının sayısal modeli, alev tüpü göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur. Alev tüpünün ve yakıcı bölümünün şematik şekli ve ölçüleri, Şekil 4.1 (a) ve (b)'de görülmektedir. Hava ve yakıt, alev borusuna Şekil 4.1 (b)'de görüldüğü gibi eş eksenli olarak girmektedir. Alev borusu üzerinde 0.338 m ve 0.388 eksenel mesafelerde çapı 0.01 m olan ve 60°'lik açılarda çevresel olarak dizilmiş 12 adet hava deliği bulunmaktadır. Yanma



odasının nozul bölümü girişinde, yine çevresel olarak sıralanmış 0.001 m çapında 48 adet küçük hava deliği bulunmaktadır. Yanma odası bu özelliği ile büyük ölçekli gaz türbinlerinde kullanılan yanma odalarının genel özelliklerini taşımaktadır (Mellor, 1990).



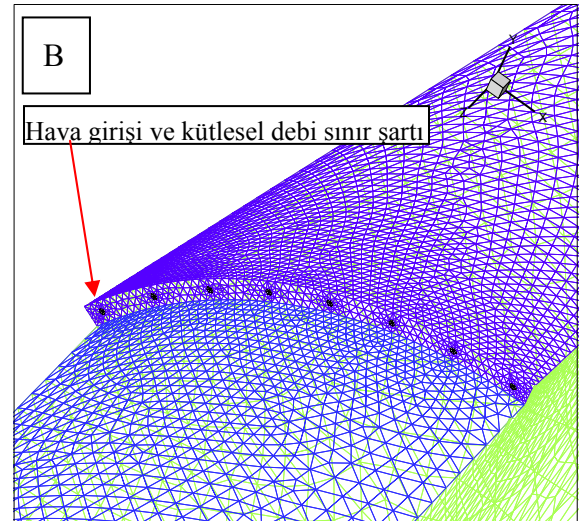
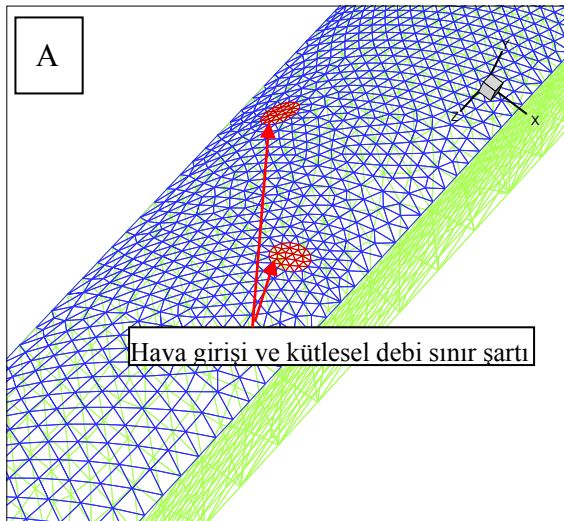
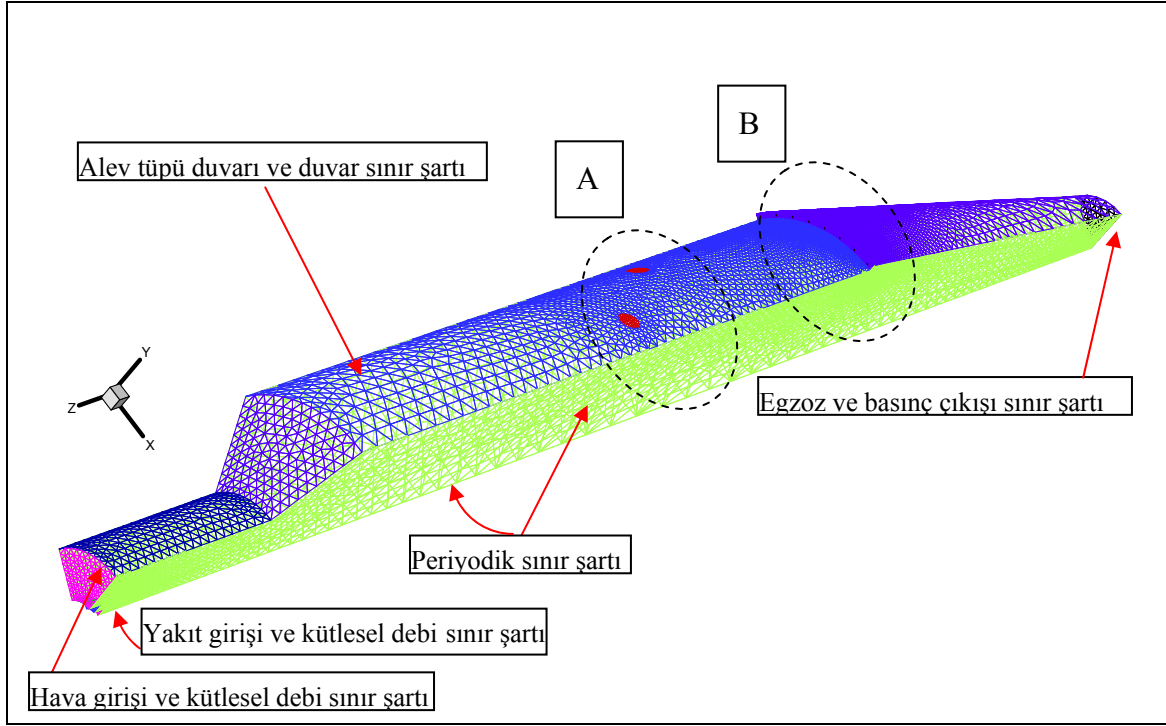
$$L_1=0.1 \text{ m}, L_2=0.033 \text{ m}, L_3=0.205 \text{ m}, L_4=0.05 \text{ m}, L_5=0.115 \text{ m}, L_6=0.25 \text{ m}, \\ R=0.63 \text{ m}, R_{ig}=0.025 \text{ m}, R_f=0.03 \text{ m}, R_r=0.0015 \text{ m}, R_e=0.0095 \text{ m}$$

Şekil 4.1 Alev tüpü (a) ve yakıcı kısmının (b) şematik görünüşü

#### 4.8 Alev Tüpü Sayısal Modeli ve Sınır Şartları

Şekil 4.2’de, alev tüpünün bir Fluent önışlemcisi olan Gambit sayısal ağ programında oluşturulmuş 3 boyutlu ağ yapısı ve modelde kullanılan sınır şartları görülmektedir. Alev tüpü, toplam 51811 tetrahedral hücreden oluşmaktadır. Alev tüpünün yakıcıya yakın bölümlerinde, daha yoğun ağ yapısı oluşturulmuştur. Hesaplama hacminde kullanılan hücrelerin sayısı, hesaplama zamanını ve yakınsama özelliğini etkilediğinden uygun bir şekilde ayarlanmalıdır. Hesaplama kolaylığının sağlanabilmesi için ele alınan modellerin geometrilerinde bir takım basitleştirilmelerin yapılması gereklidir. Bu yüzden bu çalışmada, modelin simetrik yapısı göz önünde bulundurularak alev tüpünün yalnızca 60°’lik segmenti

modellenmiştir. Ele alınan herhangi bir hesaplama hacminde, hücre yapısı ve sayısından bağımsız sonuçlar elde etmek için, hücre yapısı ve sayısı uygun bir şekilde ayarlanmalıdır. Bu nedenle bu çalışmada, göz önünde bulundurulmuş model için yukarıda verilen hücre sayısı ve yapısı farklı değerler için kontrol edilmiştir.



Şekil 4.2 Alev tüpü sayısal ağ yapısı ve sınır şartları

Alev tüpünün katı modeli için hesaplama alanı oluşturulduktan sonra, simülasyon için

Hesaplanabilir hacimdeki akışkan özelliklerinin ve sınır şartlarının tanımlanması gereklidir. Gaz türbininde, HABAŞ Sınai ve Tıbbi Gazlar Endüstrisi A.Ş. ve Elite Gaz Teknolojileri Sanayi ve Ticaret Limited Şirketi'nden temin edilen, metan ve metan/hidrojen karışım yakıtları kullanılmıştır. Bu yakıtların özellikleri Fluent yazılımının veribankası'nda bulunmaktadır (Fluent User Guide, 2003). Şekil 4.2'de görüldüğü gibi, alev tüpünün yan duvarlarında periyodik sınır şartı kullanılmıştır. Alev tüpünün yakıcı girişinde ve soğutma deliklerinde, yakıt ve hava girişi için kütleli debi sınır şartı kullanılmış, soğutma delikleri hava girişleri için kütleli debi değerleri, toplam hava girişinin % 5'i olacak şekilde alınmıştır. Alev tüpü cidar kalınlığı 0.002 m olarak ölçülmüş, tüp yüzeyinde sınır şartı duvar olarak seçilmiştir. Duvar sınır şartının kullanıldığı yüzeylerde, sıcaklık ve konvektif ısı transferi karakteristikleri seçilmiştir. Çeşitli çalışma şartları için yanma odası duvarında, konvektif ısı transfer katsayısı hesaplanmış ve hesaplama yöntemi EK-1'de verilmiştir. Sayısal hesaplamada, yakıt ve hava girişlerinde kütleli debi, sıcaklık, türbülans karakteristikleri ve kompozisyon değerleri tanımlanmıştır. Tüm hesaplamalarda, hava giriş sıcaklığı 406 K, yakıt giriş sıcaklığı 314 K olarak alınmıştır. Yanma simülasyonlarında tam gelişmiş türbülanslı akışın modellenmesinde türbülans yoğunluğu genellikle % 10 olarak ayarlanmaktadır (Ng Nam, 2003). Bu nedenle bu çalışmada da türbülans yoğunluğu tüm hava ve yakıt girişlerinde % 10 olarak alınmıştır. Yanma odası çıkışı için ise basınç sınır şartı tanımlanmıştır. Simülasyonda, akış probleminin doğru olarak çözülebilmesi için hesaplama hacmindeki akış özellikleri doğru bir şekilde tanımlanmalıdır. Kullanılan simülasyon programında akışkan özellikleri sabit olarak ya da sıcaklık ve kompozisyonun fonksiyonu olarak tanımlanabilmektedir. Bu çalışmada ele alınan kimyasal bileşenler için, özelliklerinin sıcaklığa bağlı fonksiyonlarında kullanılan katsayı değerleri EK-2'de verilmiştir. Çalışmada akışkan yoğunluğu Bölüm 4.4'te belirtildiği gibi ideal gaz kanunu kullanılarak belirlenmiştir. Gaz karışımının yoğunluğu, denklem 4.26 ile hesaplanmıştır.

#### 4.9 Yanma Modeli

Türbülanslı reaksiyon akışlarının modellenmesinde, türbülans ve kimyasal mekanizma arasındaki modellerin tanımlanması gereklidir. Göz önünde bulundurulan bir sistemde, akış denklemlerine ek olarak, kullanılan her bir kimyasal bileşenin kütle kesirlerine ait taşınım denklemleri çözülmelidir. Ele alınan her bir kimyasal bileşenin taşınım denkleminde, ilgili kimyasal bileşenin bozulmasını ve üretimini ifade eden, reaksiyon oranı kaynak terimi olarak bulunmaktadır. Yanma işlemi neticesinde yakıttaki kimyasal enerji, ısı olarak açığa çıkar. Bu işlemdeki entalpi, taşınım denklemlerinin çözümü ile elde edilir (Fluent User Guide, 2003).

Ele alınan bir sistemde akış alanı, yoğunluk ve sıcaklık değişimlerinden etkilenmektedir. Bu nedenle, kimyasal bileşen ve entalpi denklemlerine ilave olarak, ilgili akış denklemleride çözülmelidir. Bütün ara reaksiyonları göz önüne alan yanma modelleri, geniş hesaplama yeteneği gerektirdiğinden, yalnızca birkaç reaksiyonu içine alan basitleştirilmiş modeller, yanma modellerinde çoğunlukla tercih edilmektedirler. Bu çalışmada, gaz türbininde kullanılan gaz yakıtlar metan ve metan/hidrojen yakıt karışımları olup, yanma reaksiyonları Bölüm 4.6'da tarif edilen bir ve iki basamaklı denklemlerle tanımlanmıştır. Çalışmada, kimyasal reaksiyon oranı üzerine türbülansın etkisini hesaplamak için, Spalding tarafından önerilen ve girdap kırılma modelini kullanan Hjertager ve Magnussen'in önerdiği Eddy Dissipation Modeli kullanılmıştır (Magnussen ve Hjertager, 1976). Bu modelde reaksiyon oranları, türbülanslı karışım tarafından yönetilir. Yukarıda bahsedildiği gibi akış üzerine yanmanın etkisi, kimyasal bileşenlerin taşınımı denklemlerinin kaynak terimleri kullanılarak belirlenir. Eddy Dissipation Model, kimyasal olayların son derece hızlı gerçekleştiği varsayımına dayanan, güçlü ve sayısal olarak stabil bir model olarak bilinmektedir ve yanma simülasyonlarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Denklem 4.4'te kaynak terimi olarak görünen reaksiyon oranları, Arrhenius oran ifadelerinden ya da Magnussen ve Hjertager tarafından geliştirilen Eddy Dissipation Kavramı kullanılarak hesaplanabilmektedir. Bu modeller laminer ve türbülanslı reaksiyon sistemlerinde, ayrıca ön karışım ve difüzyon alevlerinin meydana geldiği yanma sistemlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar.

Yanma işlemlerinin modellenmesinde ve ön karışımsız yanma söz konusu olduğunda, türbülans ile kimyasal bileşenlerin reaksiyonlarını birleştirmek için uygun bir modelin seçilmesi gereklidir. Ele alınan bir sistemde, herhangi i kimyasal bileşenin  $R_i$  üretim ya da tüketim oranı aşağıdaki denklemden (Denklem 4.35) görüleceği üzere, her bir reaksiyonun katkısı göz önünde bulundurularak belirlenir.

$$R_i = M_i \sum_{k=1}^{N_R} R_{i,k} \quad (4.35)$$

Göz önünde bulundurulan bir sistemde, seçilen reaksiyon modeline bağlı olarak, reaksiyon oranları belirlenir. Eddy Dissipation Modeli, reaksiyona girenler ve ürünlerin içerdiği türbülanslı girdapların bozulma oranı ile reaksiyon oranı arasında ilişki kurar. Türbülanslı girdapların bozulma oranı, türbülans kinetik enerjisi ve girdap harcanım oranı ( $\epsilon/k$ ) ile orantılıdır. Buna göre herhangi bir k reaksiyonunda, i kimyasal bileşenin net üretim oranı yani reaksiyonda belirleyici olarak göz önünde bulundurulması gereken reaksiyon oranı, bu reaksiyon oranlarından daha küçük olanı belirlenerek bulunur. Aşağıda verilen 1. denklem

( $\varepsilon/k$ ) oranı eklenmiş, reaktanlar için reaksiyon oranını göstermektedir. Burada parantez içerisindeki terim reaksiyona giren her bir kimyasal bileşen için kütle kesridir. Buradaki minimum değer,  $R_{i,k}$ 'yı belirler. Aşağıdaki ikinci denklem ise ürünler için  $\varepsilon/k$  oranı eklenmiş reaksiyon oranını göstermektedir.

$$R_{i,k} = \nu_{i,k}^t M_i \rho A \frac{\varepsilon}{k} \min \left( \frac{Y_R}{\nu_{i,k}^t M_R} \right) \quad (4.36)$$

$$R_{i,k} = \nu_{i,k}^t M_i \rho AB \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j \nu_{j,k}^u M_j} \quad (4.37)$$

Bu denklemlerde, A ve B deneysel sabitler olup değerleri sırasıyla 4 ve 0.5'dir.  $\nu_{i,k}^t$ , herhangi bir k reaksiyonunda, reaksiyona giren i kimyasal bileşenin stokiometrik katsayısını;  $\nu_{j,k}^u$ , reaksiyondan çıkan j kimyasal bileşenin stokiometrik katsayısını; M, kimyasal bileşenlerin mol kütlelerini;  $Y_P$  ve  $Y_R$  ise sırasıyla reaksiyondan çıkan ve reaksiyona giren kimyasal bileşenlerin kütle kesirlerini göstermektedir (Fluent User Guide, 2003).

#### 4.10 Sayısal Çözüm

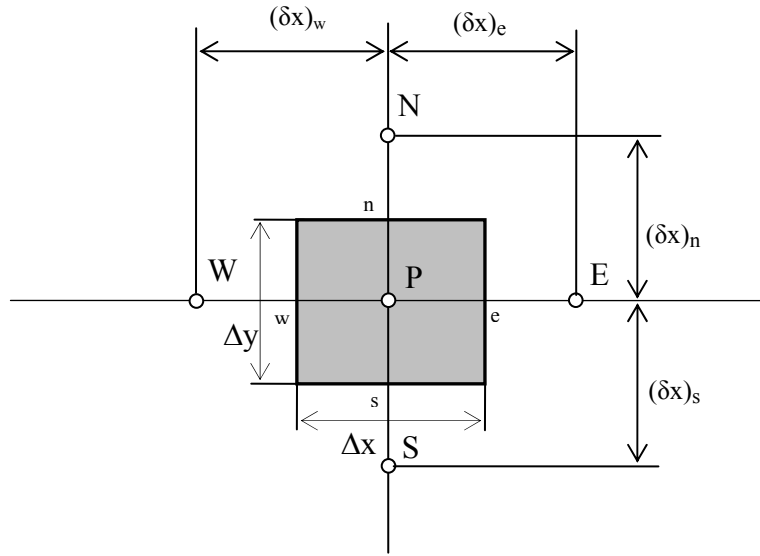
Akış, ısı transferi ve diğer fiziksel süreçlere ait problemlerin sayısal çözümü, bu fiziksel süreçleri yöneten fiziksel kanunların, genellikle diferansiyel eşitlikler halinde olan, matematiksel modellerinin ifade edilmeleri ile başlar. Bu çalışmada kütle, momentum, enerji, kimyasal bileşen ve türbülans denklemlerini kapsayan korunum denklemleri kontrol hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Göz önünde bulundurulan hesaplama hacmi ayrıklaştırılabilen kontrol hacimlerine dönüştürülmüştür. Önceki bölümlerde korunum denklemleri detaylı bir şekilde verilmiştir. Bu eşitliklerin tamamı, yazıldıkları bağımlı değişkenleriyle ilgili olarak genel bir korunum ilkesine uyarlar. Böylelikle denklem 4.38 ile verilen genel bir korunum denklemi yazılabilir (Patankar, 1980).

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi \quad (4.38)$$

Denklem 4.38'de  $\Gamma$  difüzyon katsayısını göstermekte olup, S her bir hacim elemanının kaynak terimidir. Bağımlı değişken  $\phi$  ise u, v, k,  $\varepsilon$  veya T gibi farklı büyüklüklerden birine karşılık gelmektedir.

Denklem 4.38'in sayısal çözümünün sonucu, bir takım rakamlardan oluşan bağımlı değişken  $\phi$ 'nin dağılımıdır. Sayısal çözüm yöntemi, hesaplama alanında düğüm noktaları olarak bilinen

sonlu sayıdaki noktalarda bağımlı değişkenin bilinmeyen değerlerini ele alır. Düğüm noktalarındaki değerlere ulaşarak, diferansiyel denklemlerin tam çözümünde elde edilen sürekli bilgiler yerine ayrık değerler hesaplanmış olur. Sonuç olarak herhangi bir problemde  $\phi$  değerinin dağılımı ayrıklaştırılmış olur. Hesaplama bölgesinden seçilen düğüm noktalarındaki  $\phi$ 'nin bilinmeyen değerleri için cebirsel eşitlikler oluşturulur ve bu denklemlere ayrıklaştırılmış denklemler denir. Ayrıklaştırılmış denklemlerin elde edilmesinde kullanılan yöntemler, sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu kontrol hacmi yöntemleridir. Sonlu kontrol hacmi yönteminde, hesaplama alanında her bir düğüm noktasını çevreleyen sonlu sayıdaki kontrol hacimleri oluşturulur. Diferansiyel eşitlik, her bir kontrol hacmi üzerinde integre edilir. Gerekli integrali hesaplayabilmek için düğüm noktaları arasında  $\phi$ 'nin değişimini ifade eden parçalı profiller kullanılır. Problemlerde fiziksel olay, doğrusal olmayan bir yapıda olduğundan iteratif çözüm uygulanarak çözüm gerçekleştirilir. Bu çalışmada, hesaplama bölgesinin ve buna bağlı olarak korunum denklemlerinin çözümünde sonlu kontrol hacmi yöntemi kullanılmıştır. İki boyutlu bir kontrol hacmi, Şekil 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.3 İki boyutlu kontrol hacmi

Şekil 4.3'te görülen P düğüm noktasına sahip kontrol hacmi, doğu ve batısında E ve W düğüm noktalarına, kuzey ve güneyinde N ve S düğüm noktalarına sahip kontrol hacimleriyle çevrilidir. Küçük harflerle gösterilen kısımlar, kontrol hacimlerinin yüzeylerini göstermektedir. Denklem 4.38, iki boyutlu durum için aşağıdaki gibi yazılabilir (Patankar, 1980).

$$\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = S \quad (4.39)$$

Bu eşitlikte  $J_x$  ve  $J_y$ , kontrol hacmi yüzeylerinden geçen akıyı ifade etmektedir.

$$J_x = \rho u \varphi - \Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x} \quad (4.40)$$

$$J_y = \rho v \varphi - \Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial y} \quad (4.41)$$

Denklem 4.39'un Şekil 4.3'teki görülen kontrol hacmi üzerindeki integrali aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\int_s^e \int_w^e \frac{\partial J_x}{\partial x} dx dy + \int_w^e \int_s^e \frac{\partial J_y}{\partial y} dy dx = \int_s^e \int_w^e S dx dy \quad (4.42)$$

Bu denklem çözümlerse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$(J_e - J_w) \Delta y + (J_n - J_s) \Delta x = \bar{S} \Delta x \Delta y \quad (4.43)$$

Burada  $\bar{S}$ , S kaynak teriminin, kontrol hacmi üzerindeki ortalama değerini ifade eder. Kaynak terim, çoğunlukla bağımlı değişken  $\varphi$ 'nin bir fonksiyonudur. Bu nedenle, ayrıklaştırılmış eşitlik elde edilirken bu bağımlılığında ifade edilmesi gerekir. Ayrıklaştırılmış eşitlikler, doğrusal cebrik eşitlikler için uygulanan teknikler ile çözüleceğinden, S ile  $\varphi$  arasındaki ilişkinin de doğrusal olarak ifade edilmesi gerekir. Kaynak terim S'nin doğrusallaştırılması, denklem 4.44'te görülmektedir.

$$\bar{S} = S_C + S_P \varphi_P \quad (4.44)$$

İteratif çözüm esnasında, her iterasyonda  $S_C$  ve  $S_P$ 'nin yeni değerleri  $\varphi$ 'ye bağlı olarak yeniden hesaplanır.

Ele alınan bir modelde akış alanı süreklilik eşitliğini sağlamalıdır.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (4.45)$$

Bu eşitliğin integrasyonu yapılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (4.46)$$

Yukarıdaki denklem 4.46'da görülen  $F_e$ ,  $F_w$ ,  $F_n$  ve  $F_s$  kontrol hacmi yüzeylerinden olan akış şiddetleridir ve aşağıdaki gibi ifade edilirler.

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \quad (4.47)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (4.48)$$

$$F_n = (\rho u)_n \Delta x \quad (4.49)$$

$$F_s = (\rho u)_s \Delta x \quad (4.50)$$

Denklem 4.43'de görülen  $J_e$ ,  $J_w$ ,  $J_n$  ve  $J_s$ 'ler, alt indislerle ifade edilen kontrol hacmi ara yüzeylerinden olan toplam akıyı ifade ederler. Burada sadece  $J_e$  için olan ara işlemler gösterilecek olursa,

$$J_e = (\rho u \varphi)_e - \left( \Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_e \quad (4.51)$$

ifadesi elde edilir. Denklem 4.51'deki difüzyon terimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left( \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_e = \frac{(\varphi_e - \varphi_p)}{(\delta x)_e} \quad (4.52)$$

Kontrol hacmi yüzeylerindeki yayılım iletkenliği ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$D_e = \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} \Delta y \quad (4.53)$$

Denklem 4.47 ve 4.53 denklem 4.51'de birleştirilirse,

$$J_e \Delta y = F_e \varphi_e - D_e (\varphi_E - \varphi_P) \quad (4.54)$$

denklemini elde edilir. Denklem 4.53 ve 4.54'den görülebileceği gibi, bağımlı değişken  $\varphi$  ve difüzyon katsayısı  $\Gamma$  için, ara yüzey değerlerinin belirlenmesi gereklidir. Bu değerlerin belirlenmesinde en basit yöntem, Merkezi Farklar Yöntemidir. Buna göre homojen ağ yapısı kullanıldığında,  $\varphi_e$  aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varphi_e = \frac{(\varphi_E + \varphi_P)}{2} \quad (4.55)$$

Diğer yüzeyler için aynı işlemler tekrarlanırsa denklem 4.43 aşağıdaki gibi ifade edilebilir.



$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (4.56)$$

Bu denklemdeki katsayılar:

$$a_E = D_e - \frac{F_e}{2}, \quad a_W = D_w + \frac{F_w}{2} \quad (4.57a,b)$$

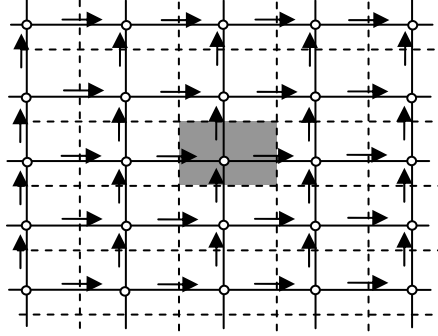
$$a_N = D_n - \frac{F_n}{2}, \quad a_S = D_s + \frac{F_s}{2} \quad (4.58a,b)$$

$$a_p = D_e + \frac{F_e}{2} + D_w - \frac{F_w}{2} + D_n + \frac{F_n}{2} + D_s - \frac{F_s}{2} - S_p \Delta x \Delta y \quad (4.59)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y \quad (4.60)$$

Ele alınan bir problemde hız alanının hesaplanması sırasında, bilinmeyen basınç alanları ortaya çıkmaktadır. Momentum eşitliğinde basınç, kaynak terimde yer almakta, basınç alanının elde edilmesi için bir eşitlik bulunmamaktadır. Basınç alanı süreklilik denklemi ile dolaylı olarak tanımlanmıştır. Doğru bir basınç alanının, momentum eşitliğinde kullanılması durumunda elde edilecek hız alanı süreklilik denklemini sağlamalıdır. Bu dolaylı tanımlama, momentum ve süreklilik eşitliklerinden elde edilen ayrıklaştırılmış eşitliklerin tamamını, direk olarak çözmedikçe çok kullanışlı olmaz. Momentum eşitliğinde kaynak teriminde değerlendirilen basınç gradyanı  $-\partial P/\partial x$ , homojen bir ağ için kontrol hacmi üzerinde integre edildiğinde  $(P_w - P_e)$  şeklindeki bir basınç düşümü ile karşılaşılır. Bu durum, düğüm noktalarındaki basınçlar cinsinden yazılırsa  $(P_w - P_e)/2$  terimi ile karşılaşılır. Bu sonuç, basınçların, aradaki düğüm noktası P yi hesaba katmadan, mevcut ağ yapısından daha kaba bir ağ yapısıyla hesaplanacağını gösterir. Bu durum, hesaplama hassasiyetini düşürdüğü gibi, yüksek oranda homojen olmayan gerçek dışı bir basınç alanının, ayrıklaştırılmış momentum eşitliğinde homojen bir basınç alanı gibi işlem görmesine neden olur. Benzer problem süreklilik eşitliğinde de ortaya çıkabilir. Yani, gerçek dışı bir hız alanı süreklilik eşitliğini sağlar. Bu problemler, bütün değişkenlerin aynı düğüm noktasında hesaplanmasına gerek olmadığı düşünülerek çözülebilir. Özellikle hız bileşenlerinin, diğer değişkenler için kullanılan ağdan farklı bir konumdaki bir ağ kullanımı ile bütün problemlerin üstesinden gelinebilir. Patankar ve Splading (1972) SIMPLE metodunda, hız alanları için kaydırılmış ağ yapısını kullanmışlardır. Kaydırılmış ağ yapısında hız bileşenleri, kontrol hacimlerinin yüzeylerinde hesaplanır. Bu durumda bahsedilen problemler ortadan kalkar. Kaydırılmış ağ yapısı ile komşu iki kontrol hacmi arasında basınç farkı, bu komşu iki düğüm noktası arasındaki hız bileşenini meydana getiren doğal bir zorlayıcı olmaktadır.

Kaydırılmış ağ yapısının kullanılması ile elde edilen ayrıklaştırılmış momentum denklemi, normal düğüm noktalarında hesaplanan diğer bağımlı değişkenlere ait ayrıklaştırılmış denklemlerden farklı olur. Bu farklılık sadece bir detay olup temelde bir değişiklik yoktur. Bu nedenle, Şekil 4.4'te gösterilen U kontrol hacminin yüzeylerindeki kütleli debi ve yayılım katsayılarının hesabında yukarıda bahsedilen yöntemler uygulanabilir. Sonuç olarak, Şekil 4.4'te ki U kontrol hacmi göz önüne alınarak, ayrıklaştırılmış U momentum eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir (Patankar, 1980).



Şekil 4.4 u ve v için kaydırmalı ağ yapısı  $\rightarrow = u$ ;  $\uparrow = v$ ; o= diğer değişkenler

$$a_e U_e = \sum a_{nb} U_{nb} + (P_P - P_E) A_e + b \quad (4.61)$$

Burada  $a_{nb}$ , U kontrol hacminin komşu katsayılarını göstermektedir ve kontrol hacmi yüzeylerindeki taşınım ve yayılımın etkilerini içermektedir. b terimi ise, denklem 4.60'da tarif edildiği gibidir. Ancak, basınç gradyanı, kaynak terimi büyüklükleri  $S_C$  ve  $S_P$ 'ye dahil edilmemiştir. Basınç alanı, sonuçta hesap edileceğinden, bu aşamada kaynak terimlerinin dışarıda açık olarak ifade edilmesi daha uygundur. Denklem 4.61'de görülen  $(P_P - P_E) A_e$ , U kontrol hacmi üzerinde etkili olan basınç kuvveti olup,  $A_e$ 'de bu basınç kuvvetinin etkilediği alandır. İki boyutlu durumda bu  $A_e$  alanı  $\Delta y \times 1$  olur. Diğer yöndeki momentum eşitliği de benzer şekilde ele alınır. Şekil 4.4'de bir V kontrol hacmi göz önüne alınarak, ayrıklaştırılmış V momentum eşitliği aşağıdaki gibi yazılır.

$$a_s V_s = a_{nb} V_{nb} + (P_S - P_P) A_s \quad (4.62)$$

Denklem 4.62'de görülen  $(P_S - P_P) A_s$ , V kontrol hacmi üzerinde etkili olan basınç kuvvetidir. Bu momentum eşitlikleri, basınç alanı verildiği zaman ya da bir şekilde kabul edildiğinde çözülebilirler. Doğru bir basınç alanı elde edilmedikçe, sonuç hız alanı süreklilik eşitliğini sağlamaz. Bu şekilde tahmin edilmiş basınç alanı  $P^*$ 'a dayalı olarak elde edilmiş tahmini hız alanı  $U^*$  ve  $V^*$ , aşağıdaki ayrıklaştırılmış eşitliklerin çözümünden elde edilir.

$$a_e U_e^* = \sum a_{nb} U_{nb}^* + (P_P^* - P_E^*) A_e + b \quad (4.63)$$

$$a_s V_s^* = \sum a_{nb} V_{nb}^* + (P_P^* - P_E^*) A_s + b \quad (4.64)$$

Bu durumda, tahmini basınç alanı  $P^*$  ve buna bağlı olarak elde edilecek hız alanı bir yöntem ile düzeltilerek, sonuçta elde edilen hız alanı süreklilik eşitliğini sağlamalıdır. Bu amaçla doğru basınç alanının aşağıdaki gibi elde edilebileceğini düşünebilir.

$$P = P^* + P' \quad (4.65)$$

Denklem 4.65'te görülen  $P'$ , basınç düzeltmesidir. Basınç alanındaki bu değişime bağlı olarak, hız alanına ait hız düzeltmeleri  $U'$  ve  $V'$  benzer şekilde aşağıdaki gibi kullanılabilirler.

$$U = U^* + U' \quad (4.66)$$

$$V = V^* + V' \quad (4.67)$$

Denklem 4.63 denklem 4.61'den, denklem 4.64'te denklem 4.62'den çıkarılarak aşağıdaki ifadeler bulunur.

$$a_e U_e' = \sum a_{nb} U_{nb}' + (P_P' - P_E') A_e \quad (4.68)$$

$$a_s V_s' = \sum a_{nb} V_{nb}' + (P_S' - P_P') A_s \quad (4.69)$$

SIMPLE algoritmasına göre, hız düzeltmesini yapabilmek amacıyla denklem 4.68 ve denklem 4.69'da görülen  $\sum a_{nb} U_{nb}$  ve  $\sum a_{nb} V_{nb}$  terimleri bu eşitliklerden çıkartılır. Bu terimler hız üzerinde, basıncı düzeltmenin kapalı ya da dolaylı bir etkisini ifade ederler. Başka bir ifadeyle, komşu konumlarda yapılan basınç düzeltmeleri o konumdaki hızları ve böylece göz önüne alınan noktadaki basınç düzeltmeleri de bu noktadaki bir hız düzeltilmesine neden olur ve sonuç olarak aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$U_e' = d_e (P_P' - P_E'), \quad V_s' = d_s (P_S' - P_P') \quad (4.70a,b)$$

$$d_e = \frac{A_e}{a_e}, \quad d_s = \frac{A_s}{a_s} \quad (4.71a,b)$$

Denklem 4.70a ve b hız düzeltme denklemleri olup aşağıdaki gibi de ifade edilebilirler.

$$U_e = U_e^* + d_e (P_P' - P_E'), \quad V_s = V_s^* + d_s (P_S' - P_P') \quad (4.72a,b)$$

Elde edilen denklemler, 4.45'de verilen süreklilik denklemini sağlamalıdır. Ayrıklaştırılmış süreklilik eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left[ (\rho U)_e - (\rho U)_w \right] \Delta y + \left[ (\rho V)_n - (\rho V)_s \right] \Delta x = 0 \quad (4.73)$$

Denklem 4.72a ve b de verilen doğrultulmuş hız eşitlikleri denklem 4.73'te yerlerine yazılarak basınç düzeltme eşitliği elde edilir.

$$a_p P'_p = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (4.74)$$

Denklem 4.74'ün çözümü ile bütün düğüm noktaları için basınç düzeltme alanı  $P'$  elde edilir. Basınç düzeltme alanı bilindiği zaman, denklem 4.65 kullanılarak tahmini basınç alanı ve denklem 4.68 ve 4.69 kullanılarak da tahmini hız alanı düzeltilebilir. Basınç düzeltme denklemi 4.74'ün oluşturulmasında ihmal edilen terimlerin ( $\sum a_{nb} U_{nb}$  ve  $\sum a_{nb} V_{nb}$ ), yakınsayan çözüm  $P^*=P$ ,  $U^*=U$  ve  $V^*=V$  elde edildiğinde basınç düzeltme ve hız düzeltmeleri sıfır olur ve etkisi kalmaz. Basınç düzeltme denklemi 4.74'teki  $b$  terimi, doğru olmayan hız alanı  $U^*$  ve  $V^*$ 'dan kaynaklanan süreklilik dengesizliğidir.  $b$  teriminin sıfır olması, hız alanı  $U^*$  ve  $V^*$ 'ın süreklilik eşitliğini sağladığını ve daha fazla basınç düzeltilmesine gerek olmadığı anlamına gelir (İğci, 2004).

Akış alanının hesaplanmasında Patankar ve Splading (1972) tarafından geliştirilen metodun adı olan SIMPLE, Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations kelimelerinin baş harflerine karşılık gelir. SIMPLE algoritması iteratif bir metottür. Momentum eşitliği ve diğer büyüklüklerin çözümü, ardışık hesaplamayla gerçekleştirilir. SIMPLE algoritmasının uygulanışı aşağıdaki gibidir (Patankar, 1980).

1. Öncelikle tahmini bir basınç alanı  $P^*$  belirlenir.
2. Bu tahmini basınç alanına göre tahmini hız alanı  $U^*$  ve  $V^*$ 'ı elde etmek için momentum denklemleri 4.61 ve 4.62 çözülür.
3. Basınç düzeltme denklemi 4.74 çözülür.
4. Denklem 4.65 kullanılarak basınç alanı  $P$  hesaplanır.
5. Denklem 4.72a ve b kullanılarak hız alanı  $U$  ve  $V$  hesaplanır.
6. Türbülans ve sıcaklık gibi diğer büyüklüklerle ilgili ayrıklaştırılmış eşitlikleri çözülür.
7. Düzeltilmiş basınç alanı  $P$  ile tahmini basınç alanı  $P^*$  karşılaştırılır. İstenilen yakınsama

elde edilmemişse elde edilen son basınç alanı  $P'$ 'yi, tahmini basınç alanı  $P^*$ , alarak 2. numaralı adıma gidilir ve yakınsama elde edilinceye kadar bu işlemlere devam edilir.

Ayrıklaştırılan denklemler, çözülecek cebirsel denklem sistemi oluştururlar. Bu denklem sistemlerinin fazlalığı ve karmaşıklığı, problemin türüne, boyutuna, ilgili çözüm alanında seçilen hücre sayısına ve ayrıklaştırma yöntemlerine bağlı olarak değişir. Denklemlerin çözümünde kullanılan iteratif metotlar, birkaç veya çok sayıdaki tekrarlama sonrasında sonuçların çözümüne ulaşan algoritmalar üzerine kurulmuştur. Ayrıklaştırılan cebirsel denklem 4.56'da  $\Gamma$ 'nin  $\varphi$ 'ye bağlı olarak değişmesi, kaynak terim  $S$ 'nin  $\varphi$ 'ye göre doğrusal olmayan değişimleri, katsayıların  $\varphi$ 'ye bağlı olması gibi ara bağlantılar ve doğrusal olmayan durumlar iteratif çözüm metotlarıyla ele alınabilir. Bunun için, verilen bir problemde öncelikle  $\varphi$ 'nin bütün sayısal değerleri için başlangıç tahmini değerleri alınır. Bu başlangıç tahmini değerlere göre ayrıklaştırılmış cebirsel eşitlik çözülerek, sonuca daha yakın yeni tahmini değerler elde edilir ve bu sonuçlar kullanılarak katsayıların yeni değerleri hesaplanır. İterasyon işleminin birçok kez tekrarlanması ile  $\varphi$ 'nin değerlerinde bir değişim görülmediği zaman yakınsamış sonuçlar elde edilir. Ardışık iterasyonlar ile elde edilen değerlerin her zaman bir sonuca yakınsaması sağlanamayabilir. Bunu önlemek için izlenecek yol, bir iterasyondan diğerine olan katsayılardaki değişimlerin,  $\varphi$ 'nin sayısal değerlerindeki değişimlerin kontrol edilerek yavaşlatılmasıdır. Bu işleme underrelaxation denir. Bu uygulama sonucu etkilemez ama çözüm süresi uzar. İterasyonlar sırasında 4.56 denkleminin sağ ve solu arasında farklı değerler elde edilebilir. Bu iki taraf arasındaki farkın tüm  $P$  hücreleri boyunca olan toplam değerine,  $\varphi$  değişkeninin artık değeri  $R^\varphi$  adı verilir.

$$R^\varphi = \sum_{P_{hucere}} \left| \sum a_{nb} \varphi_{nb} + b - a_P \varphi_P \right| \quad (4.75)$$

Burada boyutsuzlaştırma yapılarak artık değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{R}^\varphi = \frac{\sum_{P_{hucere}} \left| \sum a_{nb} \varphi_{nb} + b - a_P \varphi_P \right|}{\sum_{P_{hucere}} |a_P \varphi_P|} \quad (4.76)$$

Bu çalışmada sayısal hesaplama, Fluent HAD programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözüm esnasında basınç ve hız arasındaki bağıntıyı çözmek için yukarıda açıklanan SIMPLE metodu kullanılmıştır. Basınç ve hız dağılımlarının hesaplanmasında ise şaşırtmalı hesap noktaları PRESTO (Pressure Staggered Option) yöntemi kullanılmıştır. Ayrıklaştırma işleminde birinci derecen enterpolasyon yöntemi (first order upwind scheme) kullanılmıştır.

## 5. DENEYSEL ÇALIŞMA

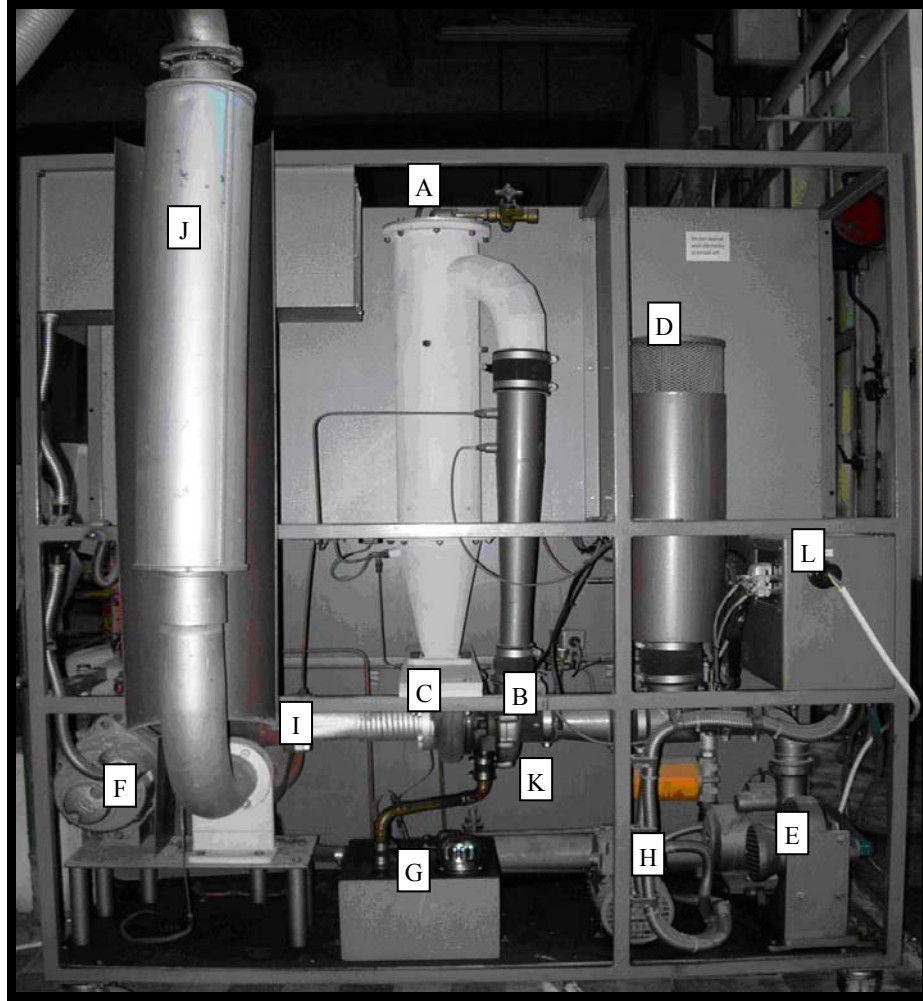
### 5.1 Giriş

Bu bölümde, çalışmada kullanılan iki milli gaz türbini sistemi tanıtılmış, yardımcı donanımlar, kullanılan yakıtlar ve ölçüm cihazları hakkında bilgiler verilmiştir. Mikro türbin terimi 300 kW'a kadar güç üretebilen gaz türbinleri için kullanılan bir tanımlamadır (Pilavachi, 2002). Genel olarak mikro türbinler bir santrifüj kompresör, bir yanma odası, bir radyal türbin ve bir jeneratör'den oluşmaktadır. Gaz türbininin çalışması sırasında atmosferden emilen hava kompresörde sıkıştırılmakta, sonra yanma odasında yanma reaksiyonu neticesinde ısıtılmaktadır. Yanma reaksiyonu neticesinde oluşan yanma ürünleri radyal türbinde genişlemekte, radyal türbin ise kompresörü tahrik etmekte ve ayrıca güç üretmektedir. Mikro türbinler basit ya da rejeneratif çevrimlere göre çalışabilirler ve tek ya da iki milli olarak konfigüre edilebilirler. Bu çalışmada, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı Laboratuvarında kurulu bulunan iki milli gaz türbini sistemi kullanılmıştır.

### 5.2 Deney Sisteminin Genel Özellikleri

Şekil 5.1'de görülen gaz türbini sistemi bir santrifüj kompresör, bir radyal türbin ve tek alev borulu silindirik bir yanma odasından oluşmaktadır. Mevcut şartlarda yakıt olarak propan, bütan ya da ikisinin karışımı kullanılabilir. Yanma odasından çıkan gazlar, kompresörü tahrik eden kompresör türbininden geçerek daha büyük boyuttaki güç türbinine oradan da egzoz kanalına ulaşmaktadır. Güç türbinine, meydana gelen momenti ölçmek ve gücü absorbe etmek amacıyla bir dinamometre bağlanmıştır. Sistem ilk çalıştırıldığında yanmanın sağlanabilmesi ve kompresör türbin sisteminin belirli bir hıza ulaşana kadar sisteme gerekli havanın sağlanması, elektrik motoru ile çalışan bir fan tarafından gerçekleştirilmektedir. Sistem için gereken şartlara ulaşıldığında fan devreden çıkarılmaktadır. Kompresör 2:1 basınç oranında çalışmaktadır. Kompresör türbini yakıt beslemesine bağlı olarak 600-1400 d/s hız aralıklarında çalışırken, güç türbini 170-590 d/s hız aralıklarında çalışmakta ve tam yükte 4 kW güç üretebilmektedir. Sistemde kompresör türbini/kompresör birimi ve güç türbini birimi için bir yağlama sistemi ve ayrıca yağ soğutucu sistem bulunmaktadır. Mevcut durumda sistemdeki sıcaklıklar 7 farklı noktada NiCr/NiAl termokuplarla, basınçlar manometrelerle, yakıt debisi rotametreyle, türbin dönme hızları elektronik takometrelerle, hava akışı pitot tüpüyle ölçülmektedir. Dizayn şartlarında, gaz

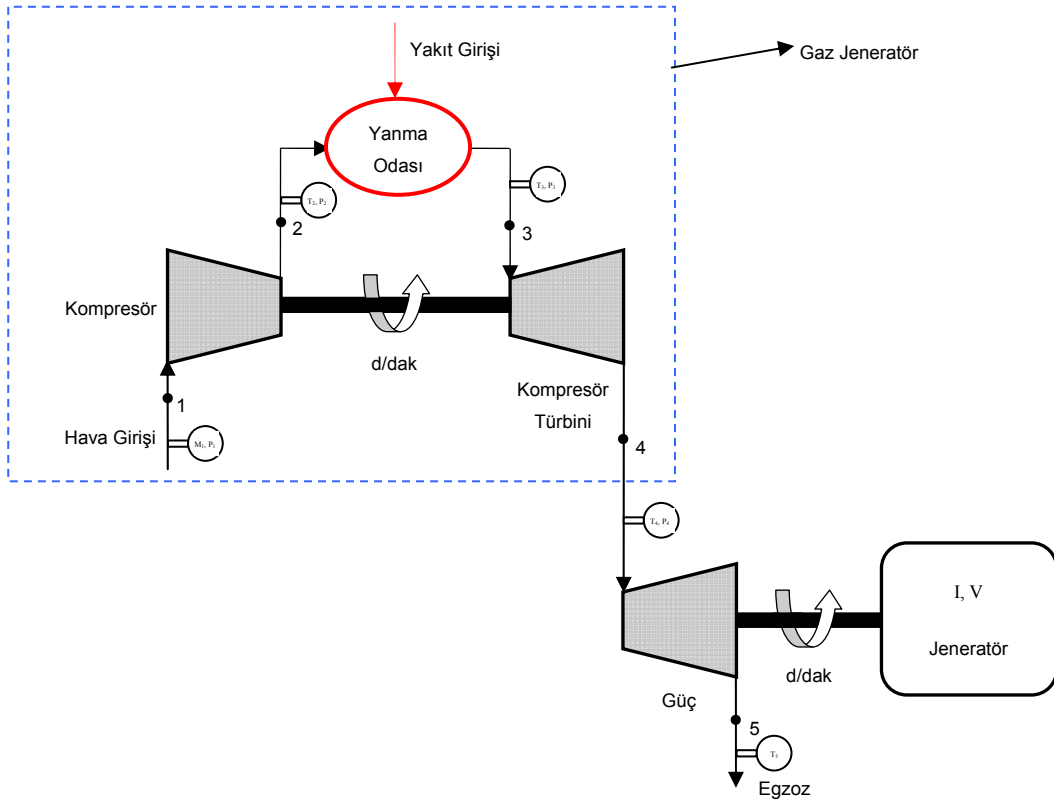
türbini sisteminin karakteristik eğrileri Ek 3'te verilmiştir (Cussons Instruction Manuel).



A. Yanma odası	G. Yağ deposu
B. Kompresör	H. Yağ pompası
C. Kompresör türbini	I. Güç türbini
D. Hava girişi susturucusu	J. Egzoz susturucusu
E. Vantilatör	K. Yağ soğutucu eşanjör
F. Dinamometre	L. Elektrik kontrol merkezi

Şekil 5.1 İki milli gaz türbini

Şekil 5.2'te, bu çalışmada göz önünde bulundurulan gaz türbini sisteminin termodinamik şematik diyagramı görülmektedir.



Şekil 5.2 İki milli gaz türbini termodinamik şematik diyagramı

### 5.3 Yanma Odası ve Alev Tüpü

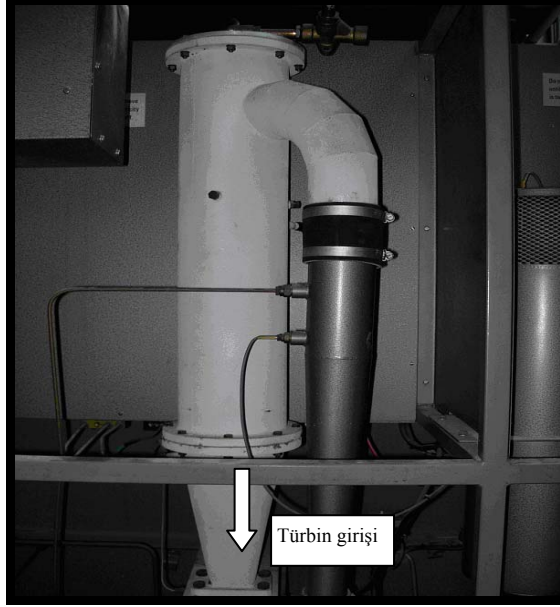
Gaz türbini sistemine ait silindirik yanma odası, türbin girişindeki nozul bölümü ve yanma odası alev tüpü Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te görülmektedir. Alev tüpü yanma odası nozul bölümüne kadar yanma odası dış zarfı (casing) ile çevrelenmiştir. Yanma odası dış zarfının iç çapı 0.14 m, dış çapı ise 0.15 m'dir. Alev tüpü malzemesi paslanmaz çelik, dış zarf ise döküm malzemedir.

Çizelge 5.1 Alev tüpü için çeşitli değerler

Duvar kalınlığı (m)	0.002
Yoğunluk ( $\text{kg/m}^3$ )	8030
Termal kondüktivite (W/mK)	16.27
Özgül ısı (J/kgK)	502.48



Yanma odası yakıt sevk sisteminden gelen yakıt ya da yakıt karışımları ile beslenmekte, kompresörden sevk edilen hava ile Şekil 5.5'te görülen yakıcıyla yakılmaktadır. Alev tüpü malzemesinin çeşitli özellikleri Çizelge 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.3 Yanma odası



Şekil 5.4 Yanma odası alev tüpü



Şekil 5.5 Yanma odası yakıcı bölümü

#### 5.4 Veri Toplama

Çalışmada, gaz türbini sisteminde çeşitli noktalardaki sıcaklık değerlerinin ölçülmesi amacıyla K tipi termokuplların bağlandığı bir veri toplama cihazı kullanılmıştır. Termokupllar gaz türbinine çeşitli noktalarda monte edilmiş, veri toplama birimi bir bilgisayara bağlanarak sistemin çeşitli çalışma şartlarındaki sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Şekil 5.6'da deneysel çalışmada kullanılan veri toplama cihazı (IO-Tech Personal-Daq56 Data Acquisition Device) görülmektedir.



Şekil 5.6 Veri toplama birimi

#### 5.5 Emisyon Ölçümleri

Bu çalışmada incelenen gaz türbininde, yakıt olarak kullanılan saf ve karışım yakıtlarının yanması neticesinde oluşan emisyonlar Testo 350-XL gazı analiz cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Ölçüm cihazı esas olarak bir gaz probu ve bir analizör ünitesinden oluşmaktadır. Prob ve analizör ünitesi içindeki pompa vasıtasıyla numune istenilen ortamdan çekilir ve

elektrokimyasal sensörler ile ölçüm gerçekleştirilir. Bu cihaz, CO, O<sub>2</sub>, NO, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> gibi gaz konsantrasyonlarını belirlemekte ve ayrıca konsantrasyonların ölçüldüğü noktalarda sıcaklık değerleri de ölçülebilmektedir. Ölçülen gaz değerleri için sapma miktarları CO için  $\pm 10$  ppm, NO için ise  $\pm 7$  ppm'dir. Şekil 5.7'de gaz analiz cihazı, kontrol birimi ve örnek probu görülmektedir.



Şekil 5.7 Gaz analiz cihazı

### 5.6 Çalışmada Kullanılan Yakıtlar

Deneysel çalışmada çalışmanın amacına yönelik olarak saf metan ve metan-hidrojen karışım yakıtları kullanılmıştır. Karışım yakıtlarının içeriği hacimsel olarak, % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub>, % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> ve % 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> şeklindedir. Yakıt ve yakıt karışımları, HABAŞ Sınai ve Tıbbi Gazlar Endüstrisi A.Ş. ve Elite Gaz Teknolojileri Sanayi ve Ticaret Limited Şirketi'nden temin edilmiştir.

### 5.7 Akışmetreli Regülatör

Deneysel çalışmada kullanılmak üzere temin edilen yakıt karışımları yüksek basınçlarda doldurulmuş tüpler şeklindedir. Her bir yakıt ve yakıt karışımı için hazırlanan tüpler 150 bar basınçtadır. Yakıt tüplerindeki bu yüksek basıncı gaz türbini çalışma basıncına indirmek

için regülatör kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle çift kademeli bir regülatör eklenmesiyle yakıt sevk sistemi yeniden düzenlenmiştir. Regülatöre bir akışmetre bağlanarak yakıt debisi ölçülmüştür. Şekil 5.8’de, bu çalışmada kullanılan çift kademeli ve akışmetreli regülatör görülmektedir.



Şekil 5.8 Çift kademeli akışmetreli regülatör

### 5.8 Deneysel İşlemler

Deneysel çalışmalar, 26 °C çevre sıcaklığı şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sistemde kullanılan yağ değiştirilmiş, soğutma sistemi için gerekli şartlar oluşturularak deneyler yapılmıştır. Kullanılan yakıtların sistemde güvenli bir şekilde kullanılabilmesi için, Bölüm 5.7’de özellikleri verilen çift kademeli bir regülatör bağlanmıştır. Yanma odasına gönderilen yakıt debisi bir akışmetre ile ölçülmüş, hava debisi ise gaz analiz cihazı ile belirlenen hava fazlalık katsayısından hesaplanmıştır. Deneysel çalışmaya başlamadan önce, kullanılan termokupllar doğru sıcaklık ölçümünün yapılabilmesi için kalibre edilmiştir. İlgili sıcaklık değerleri, bir veri toplayıcı kullanılarak okunmuştur. Deneysel çalışma, gaz türbinin yüksüz şartlarda çalıştırılması ile gerçekleştirilmiştir. Yakıt debisi ayarlanarak alev teşekkül edilmiş ve farklı türbin giriş sıcaklığı değerleri için deneyler tekrarlanmıştır. Göz önünde bulundurulan türbin giriş sıcaklığı değerleri sırasıyla 773, 873 ve 973 K’dir. Emisyon değerleri ise Bölüm 5.5’de tanıtılan gaz analiz cihazı ile ölçülmüştür.

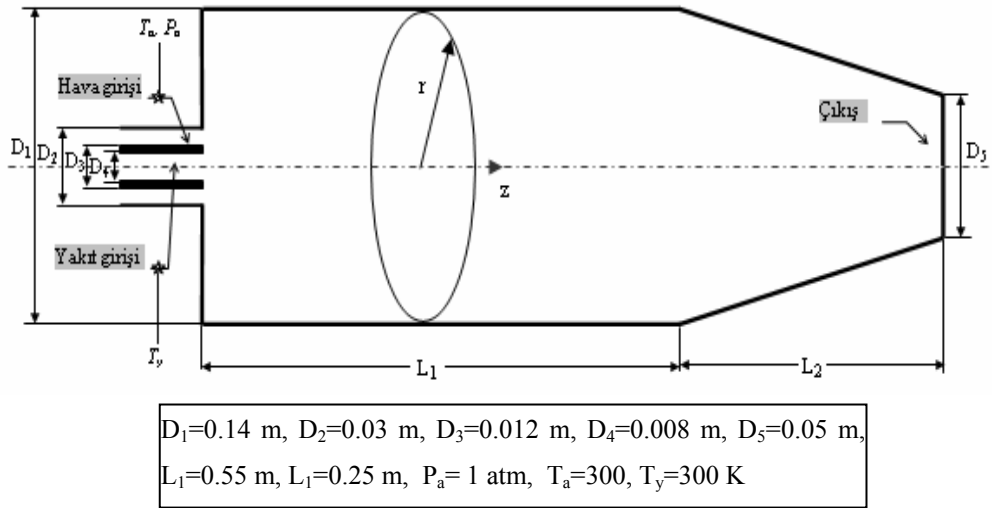
## 6. SAYISAL SONUÇLAR

### 6.1 Giriş

Bu bölümde, çalışmanın sayısal bölümünde kullanılan modele örnek teşkil eden bir çalışma gerçekleştirilerek sayısal hesaplama bölümüne giriş yapılmıştır. Daha sonra bölüm 5'te ayrıntıları verilen gaz türbini yanma odasının sayısal modelleme sonuçları verilmiş, farklı yakıt ve yakıt karışımları kullanılması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar sunulmuştur.

### 6.2 Düz Girişli Silindirik Yanma Odasında Yanma ve Emisyon Modellemesi

Gaz türbini yanma odası modellemeleri genel olarak düz girişli alev tüpü yapıları göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmektedir (Datta, 1999, Datta ve Som, 2000). Bu modellerin birçoğunda iki boyutlu alev tüpü göz önünde bulundurulmaktadır. İdeal bir örnek olarak incelenen yanma odaları, genelde düz girişli yanma odalarıdır. Bu tez çalışmasında kullanılan alev tüpünün modellenmesi ve modelin uygunluğun değerlendirilmesi amacıyla, düz girişli silindirik bir yanma odası göz önünde bulundurularak bir çalışma gerçekleştirilmiştir (Gökçek ve Bekdemir, 2006). Şekil 6.1'de düz girişli nozul çıkışlı silindirik yanma odası ve boyutları görülmektedir.



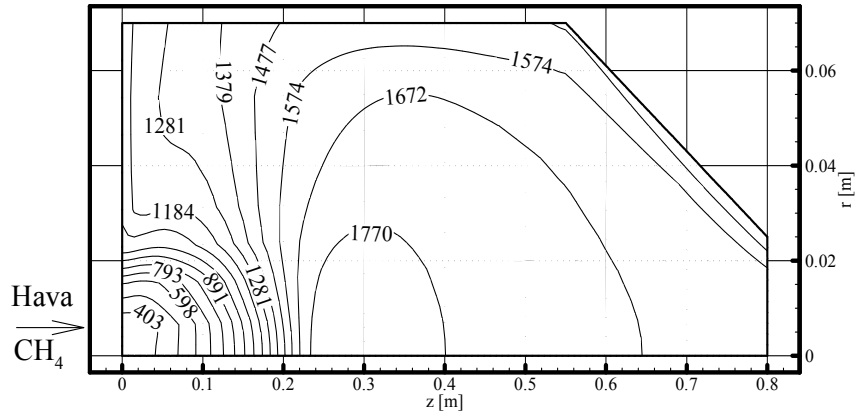
Şekil 6.1 Düz girişli silindirik yanma odası

Şekil 6.1'de görülen yanma odasında yakıt olarak metan ( $\text{CH}_4$ ) seçilerek, yakıt fazlalık katsayısının ( $\phi$ ), NO oluşumu ve yanma karakteristikleri üzerine etkisi Fluent HAD kodu yardımıyla belirlenmiştir. NO oluşumu ise Fluent HAD kodu ile tümleşik NO son işlemcisi kullanılarak belirlenmiştir. Yanma odasındaki yanmanın ve türbülansın modellenmesinde

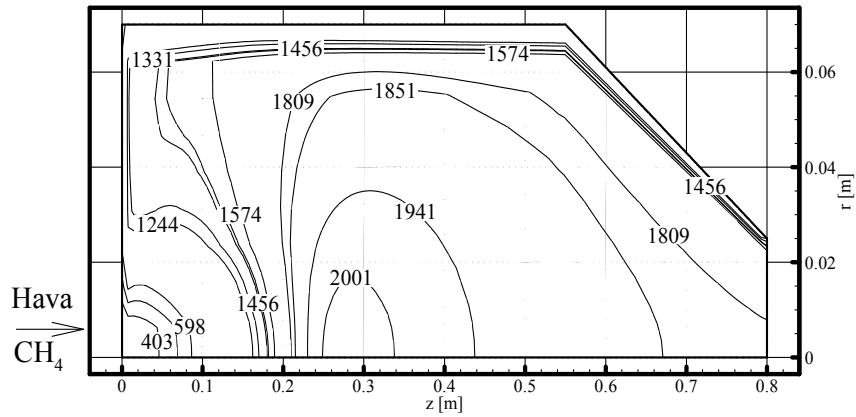
Bölüm 4'te açıklanan modeller kullanılmıştır. Metanın yanma işlemi iki basamaklı yanma reaksiyon mekanizması göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Simülasyon, yanma odasına 10 kW ısı güç sağlayan kütleli yakıt debisi belirlenerek gerçekleştirilmiştir. Ele alınan yanma odasının ağ yapısı Gambit sayısal ağ oluşturma programı kullanılarak oluşturulmuştur. Hücre yapısından bağımsız sonuçlar veren hücre ölçüleri tespit edilerek, toplam hücre sayısı 17548 olarak alınmıştır. Yanma odasında yakıt ve hava girişleri için hız girişi sınır şartı kullanılmış ve yakıt giriş hızı 5.96 m/s olarak alınmıştır. Yakıt fazlalık katsayısı farklı değerlerde ayarlanarak ( $\phi=0.6,0.7,\dots,1.0$ ) sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir.

### 6.2.1 Düz Girişli Yanma Odasında Sıcaklık Dağılımları

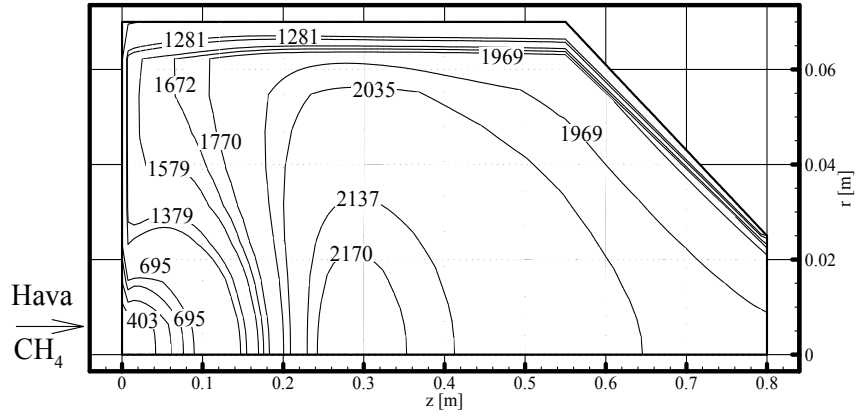
Yanma işleminde ortaya çıkan enerjinin büyük bir bölümü, yanma sonu ürünlerine transfer olarak sıcaklıklarını yükseltir. Bunun neticesinde, yanma odasında büyük sıcaklık farklılıkları ortaya çıkar.



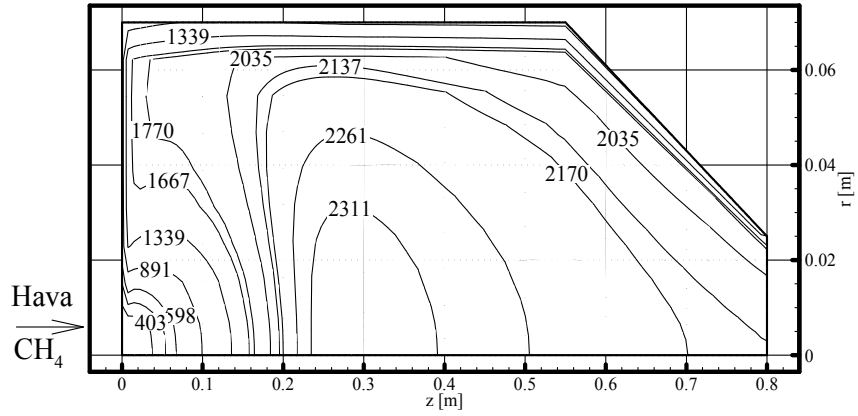
Şekil 6.2  $\phi=0.6$  şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K)



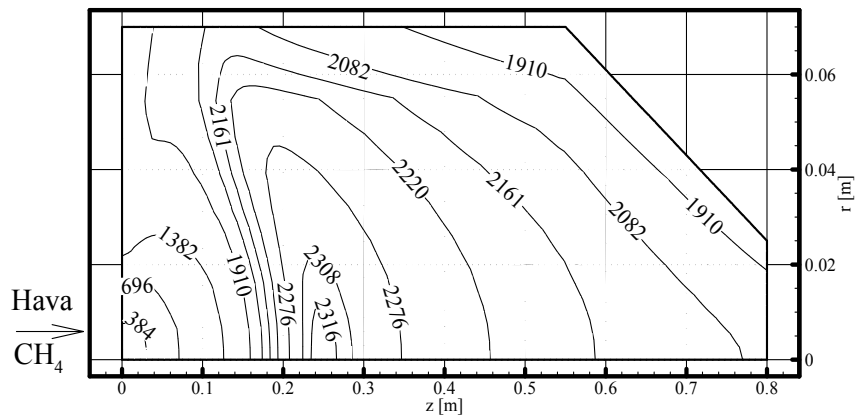
Şekil 6.3  $\phi=0.7$  şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K)



Şekil 6.4  $\phi=0.8$  şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K)



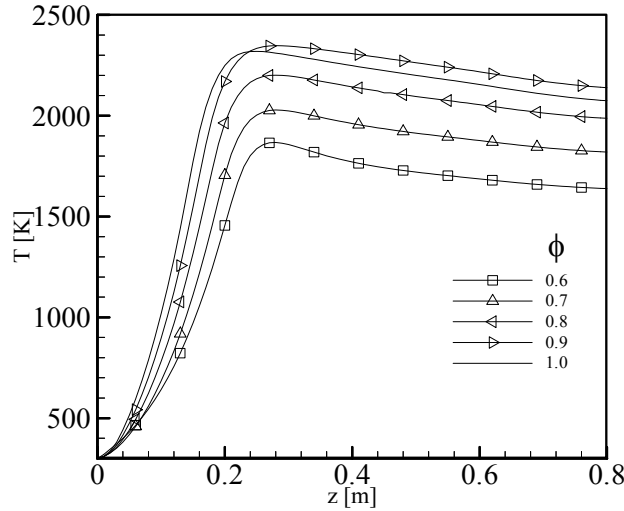
Şekil 6.5  $\phi=0.9$  şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K)



Şekil 6.6  $\phi=1.0$  şartlarında yanma odası sıcaklık dağılımı (K)

Şekil 6.2, 6.3, 6.4, 6.5 ve 6.6, ele alınan yanma odasında farklı yakıt fazlalık katsayısı şartlarında oluşan sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. Bu şekillerden görüldüğü gibi,  $\phi=0.6$

şartlarında sıcaklık değerleri yaklaşık 400 ile 1770 K arasında değişirken,  $\phi=1.0$  şartlarında yaklaşık 430 ile 2200 K değerleri arasında değişmektedir. Yakıt fazlalık katsayısı arttıkça, doruk sıcaklıklar artmaktadır. Yanma odasının  $z=0.2$  m mesafesinden sonra, sıcaklıklar hem aksenal hemde radyal yönde artmaktadır. Şekil 6.7’de, farklı yakıt fazlalık katsayılarında yanma odası eksenini boyunca oluşan sıcaklık dağılımları görülmektedir. Yakıt fazlalık katsayısı arttıkça, yanma odasında aksenal yönde sıcaklık artışı, yakıcı girişine yaklaşmakta ve oluşan maksimum sıcaklık değerleri artmaktadır.

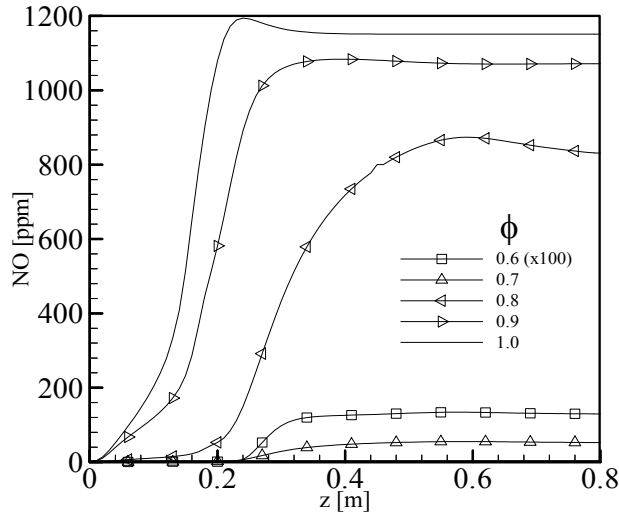


Şekil 6.7 Düz girişli silindirik yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımı

### 6.2.2 Düz Girişli Yanma Odasında Eksen Doğrultusunda NO Emisyonu Değişimi

Şekil 6.8’de, düz girişli silindirik yanma odasının eksenini boyunca belirlenen NO emisyonu dağılımı görülmektedir. Düşük yakıt fazlalık katsayılarında oluşan NO emisyonu miktarı, yanma odasında meydana gelen düşük sıcaklık değerleri nedeniyle küçük değerlerde kalmaktadır. Yanma odasında NO emisyonu dağılımı, sıcaklık dağılımlarıyla benzer karakter sergilemektedir. Yakıt fazlalık katsayısı arttıkça, meydana gelen NO’lar yanma odasının yakıcıya yakın bölümlerinde oluşmakta ve oluşan NO emisyonu değerlerinde büyük artış meydana gelmektedir.





Şekil 6.8 Düz girişli silindirik yanma odası ekseninde NO emisyonu dağılımı

Çizelge 6.1'de görüldüğü gibi yanma odası çıkışında NO emisyonları yakıt fazlalık katsayısının artışıyla dikkate değer bir şekilde artmaktadır.  $\phi=0.6$  şartlarında yanma odası çıkışında oluşan NO emisyonu 1.24 ppm iken,  $\phi=1$  şartlarında oluşan NO emisyonu 1209.01 ppm olmaktadır. Bu durum, yakıt fazlalık katsayısı arttıkça oluşan doruk sıcaklıklardaki artışın NO emisyonlarını artırmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 6.1 Düz girişli yanma odası çıkışındaki NO emisyonları

$\phi$	0.6	0.7	0.8	0.9	1
NO (ppm)	1.24	49.81	774.97	1133.97	1209.01

### 6.3 Metan ve Metan-Hidrojen Yakıt Karışımları İçin Sayısal Sonuçlar

Bu çalışmada, gerçekleştirilen deneysel çalışma şartlarındaki yanma odası alev yapısı, kimyasal bileşen ve sıcaklık dağılımları sayısal simülasyon gerçekleştirilerek incelenmiştir. Bu amaçla, metan ve çeşitli oranlardaki metan-hidrojen karışım yakıtları için elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur. Deneysel çalışmada yanma odasına beslenen yakıt debileri ve yakıt fazlalık katsayıları Çizelge 6.2'de verilmiştir. Yanma odasına gönderilen hava debisi yanma odası çıkışında ölçülen hava fazlalık katsayısından hesaplanmıştır.

Çizelge 6.2 Gaz türbini yanma odası çalışma şartları

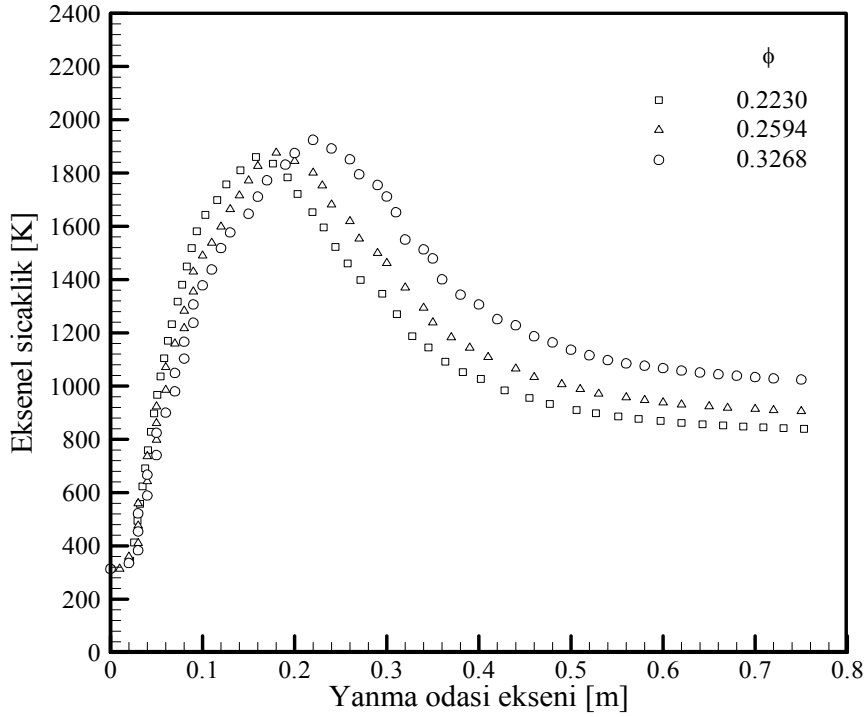
Yakıt	Türbin giriş sıcaklığı (K)	Yakıt debisi (kg/s)	Yakıt fazlalık katsayısı $\phi$
CH <sub>4</sub>	773	$7.69 \cdot 10^{-4}$	0.2230
	873	$10.41 \cdot 10^{-4}$	0.2594
	973	$17.40 \cdot 10^{-4}$	0.3268
% 10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub>	773	$7.90 \cdot 10^{-4}$	0.2273
	873	$13.12 \cdot 10^{-4}$	0.2500
	973	$18.14 \cdot 10^{-4}$	0.3096
% 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub>	773	$7.72 \cdot 10^{-4}$	0.2174
	873	$13.00 \cdot 10^{-4}$	0.2500
	973	$18.09 \cdot 10^{-4}$	0.2941
% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub>	773	$7.68 \cdot 10^{-4}$	0.2078
	873	$12.83 \cdot 10^{-4}$	0.2597
	973	$16.28 \cdot 10^{-4}$	0.3243

### 6.3.1 Metan Yakıtı Sayısal Simülasyonu

#### 6.3.1.1 Sıcaklık Dağılımları

Şekil 6.9'da, gaz türbininde % 100 CH<sub>4</sub> yakıtının kullanıldığı durumda, farklı yakıt fazlalık katsayılarında, bir başka deyişle farklı türbin giriş sıcaklıklarında, yanma odası ekseninde oluşan sıcaklık değişimleri görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi, türbin giriş sıcaklığı 773 K olacak şekilde yanma odasında alev teşekkül edildiği şartlar göz önünde bulundurularak simülasyon gerçekleştirildiğinde, yanma odası ekseninde meydana gelen maksimum sıcaklık, yanma odasının 0.16 m aksenal mesafesinde oluşmaktadır. Eksen boyunca meydana gelen maksimum sıcaklık değeri, 1865.34 K olarak belirlenmiştir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K'e artırıldığında beslenen yakıt debisindeki artış, yanma odası ekseninde belirlenen maksimum sıcaklığı, 1875.22 K'e çıkartmış, yüksek sıcaklık bölgelerini yanma odası çıkışına doğru kaydırmış ve oluşan maksimum aksenal sıcaklık değeri yanma odasının 0.19 m aksenal mesafesinde oluşmuştur. Türbin giriş sıcaklığı 973 K olduğunda, maksimum aksenal sıcaklık değeri, 1927 K'e çıkmış, bu sıcaklık değeri, yanma odasının 0.23 m aksenal

mesafesinde meydana gelmiştir. Yanma odası çıkışında, yakıt fazlalık katsayısı 0.2230 iken belirlenen sıcaklık değeri, 839.58 K, 0.2594 yakıt fazlalık katsayısında, 905.4 K ve 0.3268 yakıt fazlalık katsayısında ise 1024.4 K'dir. Yakıt fazlalık katsayısının 0.2230'dan 0.3268'e artışı yanma odası çıkış sıcaklığını % 22.01 artırmıştır.



Şekil 6.9 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 100 CH<sub>4</sub>)

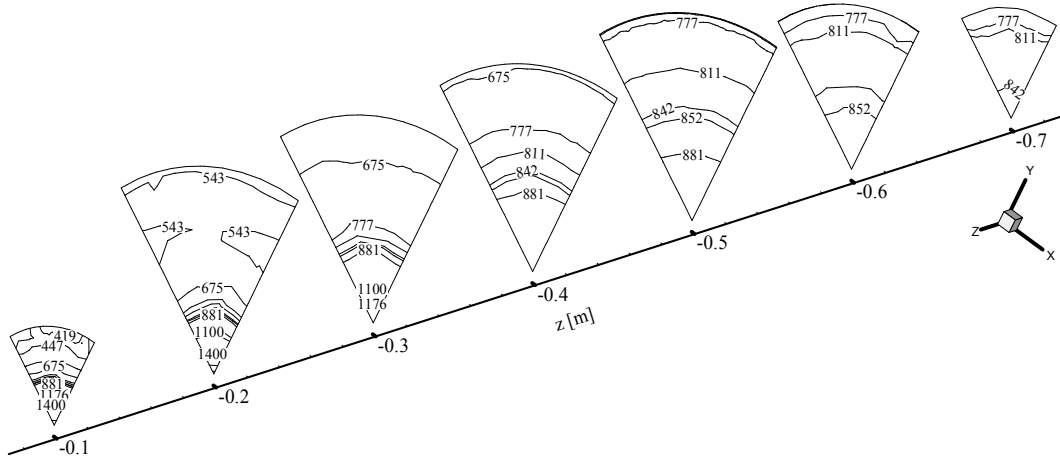
Şekil 6.10, 6.11 ve 6.12'de, gaz türbininde metan yakıtı kullanılması durumunda, yanma odasının eksenel olarak farklı düzlemlerinde ( $z=0.1$  m,  $z=0.2$  m,  $z=0.3$  m,  $z=0.4$  m,  $z=0.5$  m,  $z=0.6$  m ve  $z=0.7$  m) meydana gelen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu şekillerden ve Şekil 6.9'dan da görüldüğü gibi, türbin giriş sıcaklığı arttıkça, eksenel yönde oluşan sıcaklık değerleri yanma odası çıkışına doğru artmaktadır. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu durumda, yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel ve  $r=0$  m radyal mesafesinde belirlenen sıcaklık değeri 1630.59 K,  $r=0.01$  m radyal mesafesinde 1124.01 K'dir.  $z=0.2$  m eksenel ve  $r=0$  m radyal mesafede 1745.43 K ve  $r=0.01$  m radyal mesafede 1282.63 K'dir.  $z=0.3$  m eksenel,  $r=0$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değerleri 1325.38 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri ise 1128.58 K'dir.

Türbin giriş sıcaklığının 873 K olduğu durumda, yanma odasında,  $z=0.1$  m eksenel ve  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık 1508.56 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede 1113.59 K'dir.  $z=0.2$  m eksenel ve  $r=0$  m radyal mesafede oluşan sıcaklık değeri 1855.48 K,  $r=0.01$  m radyal

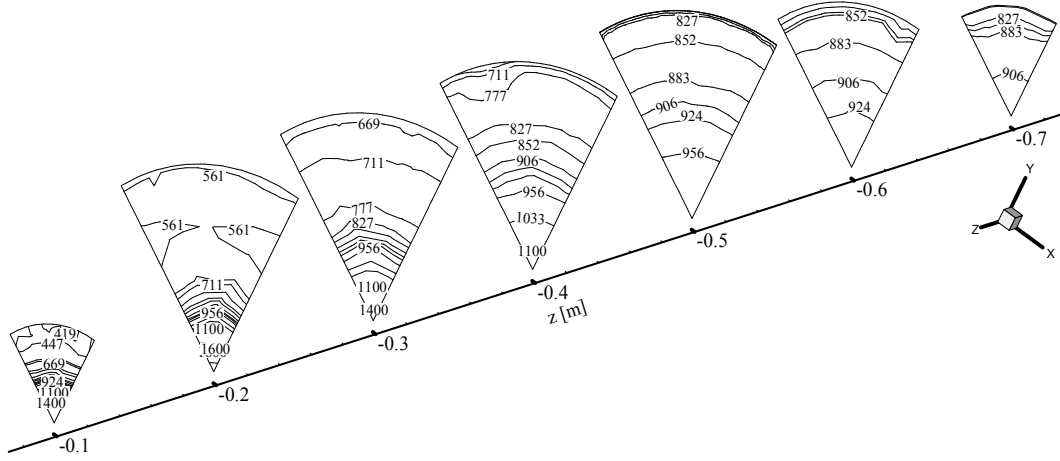
mesafede 1366.04 K'dir.  $z=0.3$  m aksenal ve  $r=0$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değerleri 1471.47 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede ise 1239.11 K'dir.

Türbin giriş sıcaklığı 973 K'e çıkartıldığında,  $z=0.1$  m aksenal ve  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık 1360.08 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede 1096.44 K'dir.  $z=0.2$  m aksenal ve  $r=0$  m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri 1869.46 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede 1440.38 K'dir.  $z=0.3$  m aksenal ve  $r=0$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri 1722.67 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri ise 1429.23 K olmuştur.

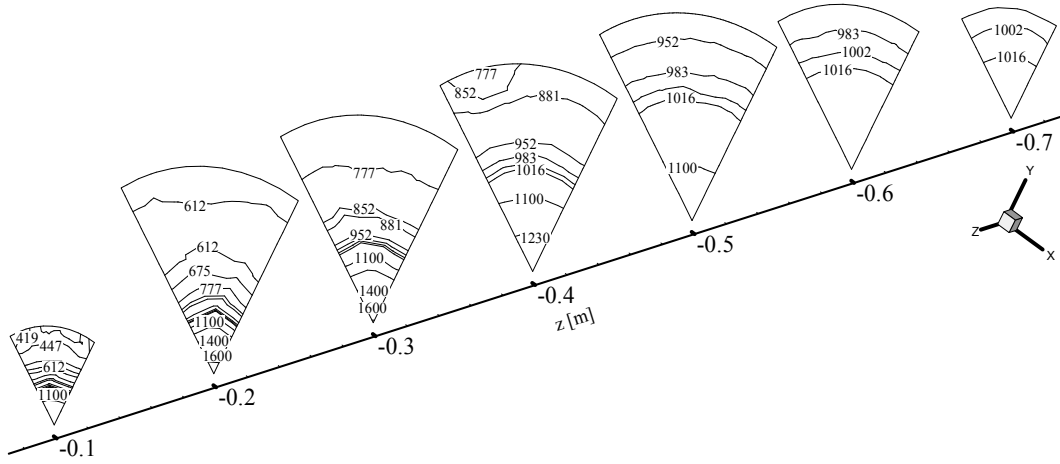
Türbin giriş sıcaklığının 773 K'den 973 K'e çıkartılması,  $z=0.1$  m,  $r=0$  m'deki sıcaklığı % 16 azaltmış,  $z=0.2$  m'deki sıcaklığı % 7.10 artırmıştır. Türbin giriş sıcaklığındaki bu değişim, ele alınan tüm düzlemlerdeki sıcaklık değerlerinde, % 20'nin üzerindeki oranlarda artmasına neden olmuştur. Maksimum aksenal sıcaklığın meydana geldiği nokta, bu iki türbin giriş sıcaklığındaki değişim ile 0.07 m yanma odası çıkışına doğru kaymıştır. Sonuç olarak, türbin giriş sıcaklığı arttıkça yanma odası içerisinde gerek aksenal, gerekse radyal doğrultudaki sıcaklıklarda büyük değişiklikler meydana gelmektedir. Yakıt debisi arttıkça yüksek sıcaklıktaki alev bölgesi yanma odası çıkışına doğru kaymaktadır.



Şekil 6.10 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2230$ , % 100 CH<sub>4</sub>)

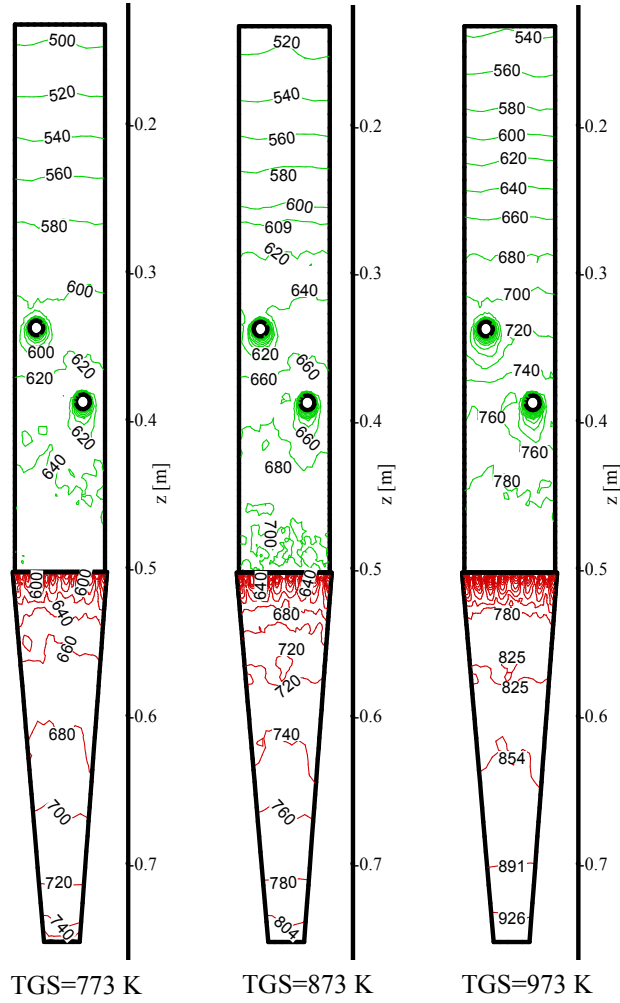


Şekil 6.11 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğru sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2594$ , % 100 CH<sub>4</sub>)



Şekil 6.12 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenine doğru sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.3268$ , % 100 CH<sub>4</sub>)

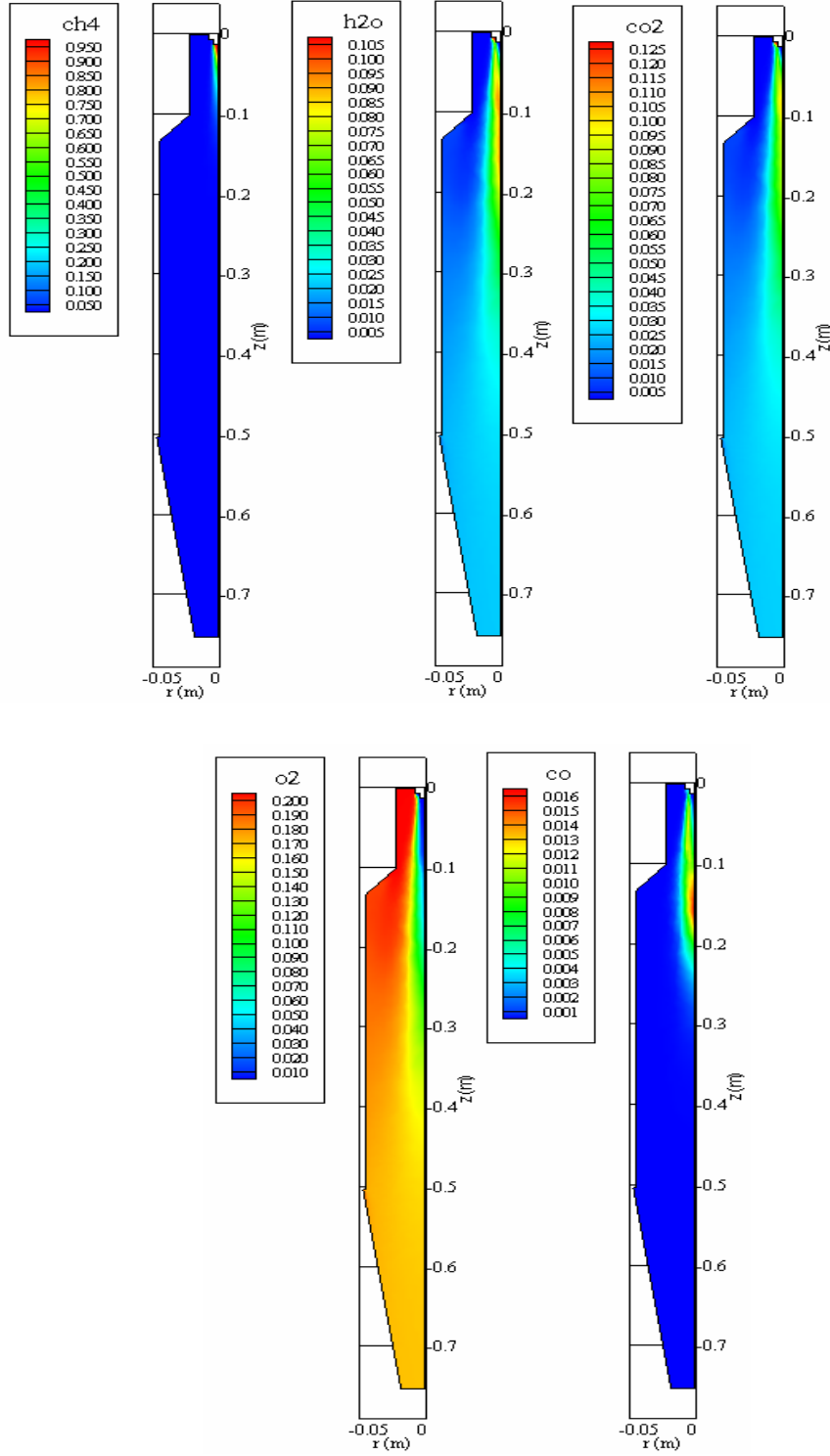
Şekil 6.13'te, farklı türbin giriş sıcaklıklarına göre, yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi, yanma odasının sadece orta bölümlerindeki duvar yüzeyleri dikkate alınmıştır. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurularak, yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, sıcaklık değerlerinin yaklaşık 500 ile 740 K arasında değiştiği görülmektedir. Soğutma deliklerinin olduğu bölümde, sıcaklık değerlerindeki değişimin fazla olmadığı, sıcaklık değerlerinin yanma odası son bölümünde arttığı görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığındaki artışla yanma odası duvar sıcaklıklarının arttığı, türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda yanma odası duvarının ön bölümlerinde yaklaşık 20 K artış olduğu, yanma odasının son bölümlerine doğru ise bu artışın yaklaşık 60 K'e çıktığı görülmektedir.



Şekil 6.13 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 100 CH<sub>4</sub>)

### 6.3.1.2 Kimyasal Bileşen Dağılımları

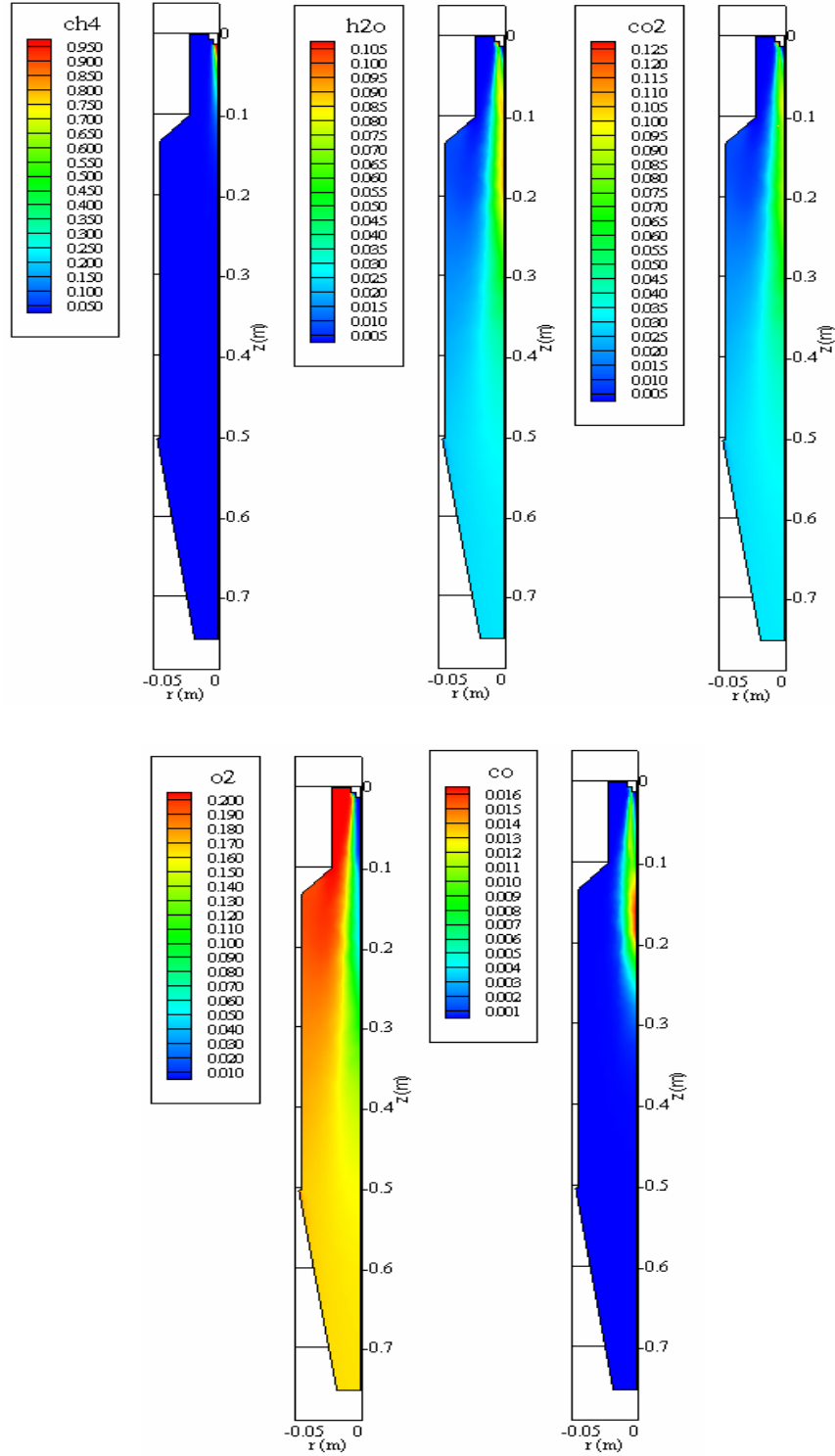
Gaz türbini sistemi yanma odasının sayısal modelinin oluşturulmasında, saf yakıt CH<sub>4</sub> kullanılırken göz önünde bulundurulmuş karışım, CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO olmak üzere altı kimyasal bileşenden oluşmaktadır. Bir yanma odasında kütle kesri dağılımlarının bilinmesi, yanma odası içerisinde yanmanın nasıl gerçekleştiği ve tam yanmanın oluşup oluşmadığı hakkında bilgiler verir. Şekil 6.14, 6.15 ve 6.16'da, gaz türbinde % 100 metan yakıtının kullanıldığı durumda, yanma odası içerisinde meydana gelen kütle kesri dağılımları görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu durumda, CH<sub>4</sub>'ün tükenim bölgesi yanma odasının 0.23 m'lik mesafesine kadar uzamakta ve bu bölgede kütle kesri % 1'in altına düşmektedir. Metan kütle kesri, türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda, yanma odasının 0.27 m'lik mesafesinde, 973 K olduğunda ise, 0.30 m'lik mesafesinde % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça, yanma odasına gönderilen yakıt debisindeki artış CH<sub>4</sub>'ün tükenme bölgesi uzatmaktadır.



Şekil 6.14 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 100 CH<sub>4</sub>, TGS=773 K)

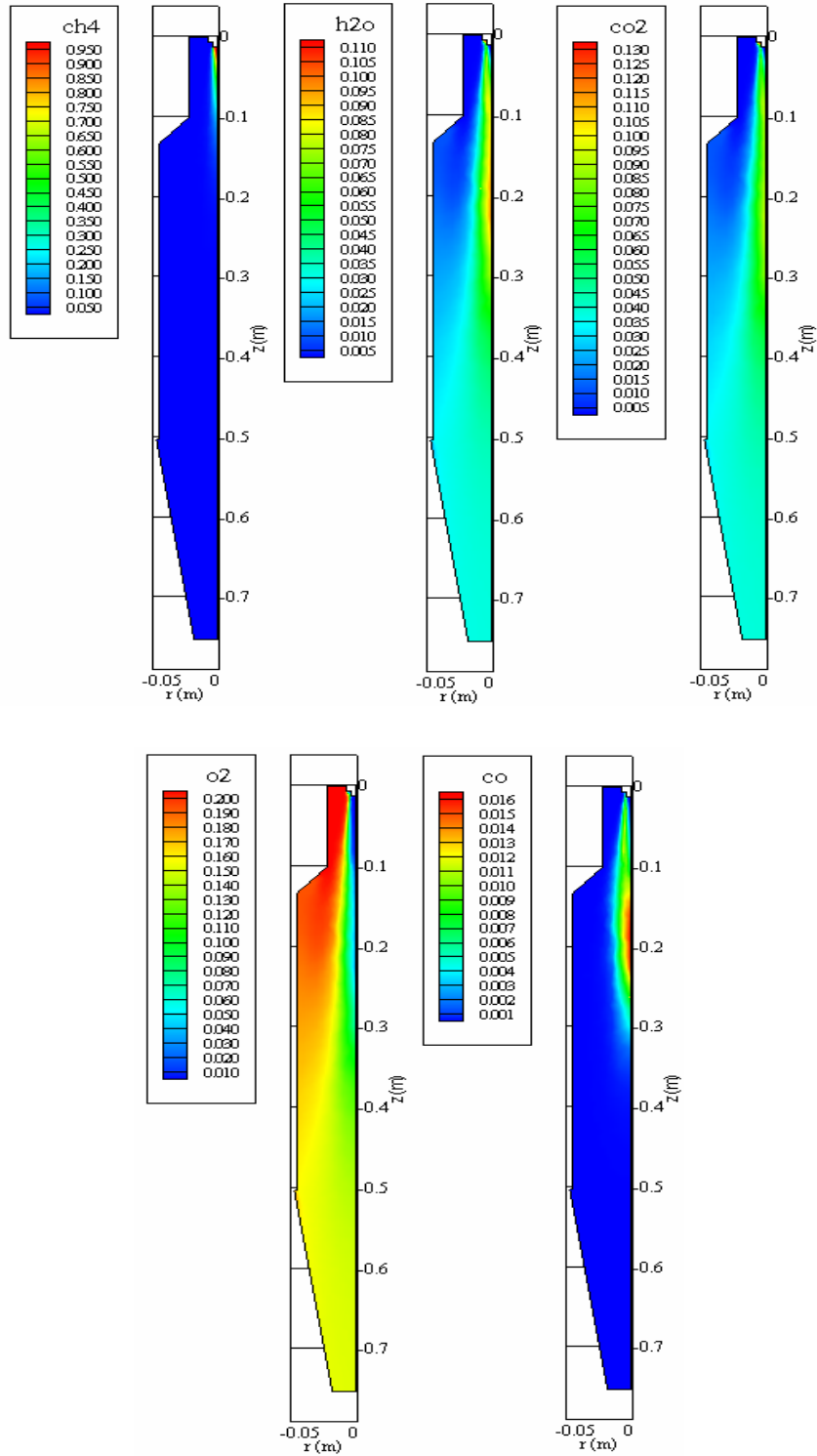
CO emisyonu kütle kesri, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken, yanma odasının aksenal olarak 0.15 m'lik mesafesine kadar artmakta sonra azalarak 0.19 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda, bu değer 0.17 m'lik mesafeye kadar artmakta, 0.21 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmekte, türbin giriş sıcaklığı 973

K olduğunda ise kütle kesri 0.19 m'lik mesafeye kadar artmakta ve 0.25 m'lik mesafeden sonra % 1 değerinin altına düşmektedir.



Şekil 6.15 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 100 CH<sub>4</sub>, TGS=873 K)





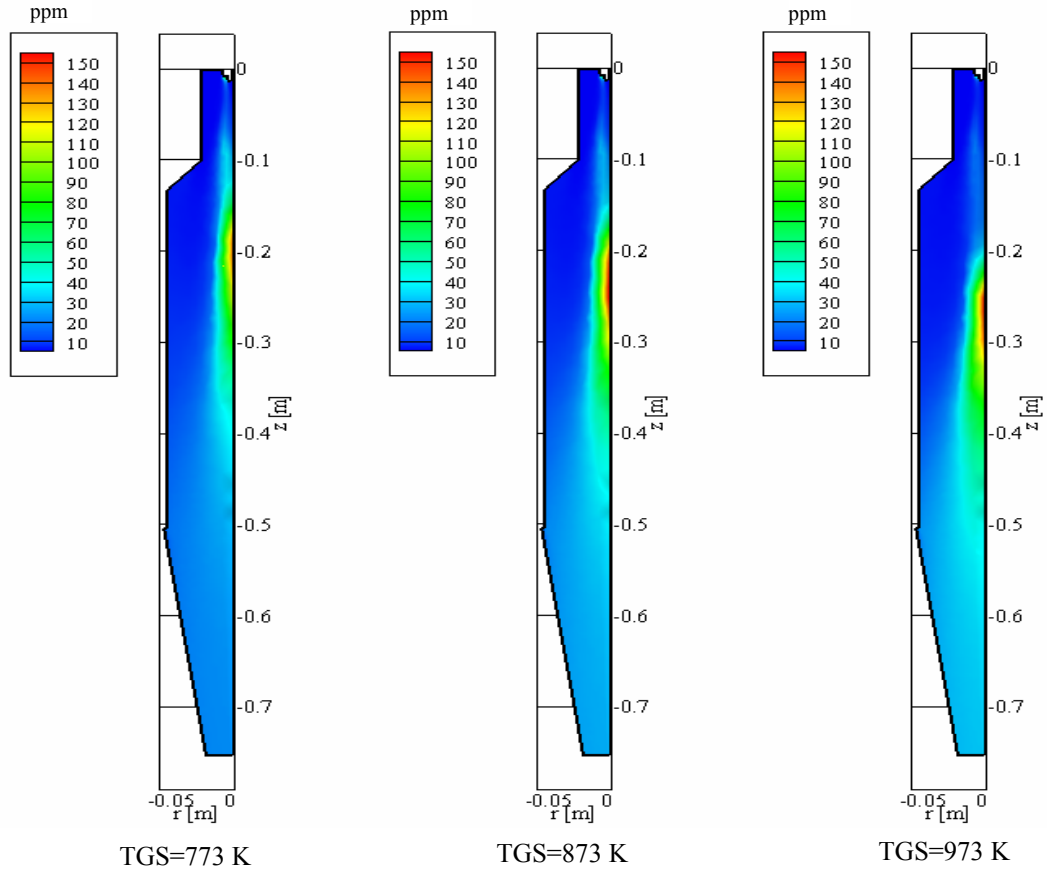
Şekil 6.16 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 100 CH<sub>4</sub>, TGS=973 K)

Türbin giriş sıcaklığı arttıkça, CO'in yanma odası içerisindeki kütle kesri dağılım bölgesi, yanma odası çıkışına doğru uzamakta ve radyal doğrultuda genişlemektedir. CO<sub>2</sub> kütle kesirleri tüm giriş sıcaklığı şartlarında yanma odasının aksenal olarak 0.1 m aksenal mesafesinde maksimum değerine ulaşmaktadır. Göz önünde bulundurulmuş tüm türbin giriş

sıcaklığı şartlarında  $H_2O$  ve  $CO_2$ , benzer dağılım karakteristiği sergilemektedir. Yanma odasına gönderilen yakıt miktarı arttığından,  $CO_2$  ve  $H_2O$ 'nun kütle kesirleri artmaktadır.

### 6.3.1.3 NO Emisyonu Dağılımı

Şekil 6.17'de, gaz türbininde saf metan yakıtının kullanılması durumunda, farklı türbin giriş sıcaklıkları için yanma odasında belirlenen NO emisyonu dağılımları görülmektedir. Oluşan NO'ler ısıl ve hızlı NO mekanizmaları göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurulduğunda meydana gelen NO emisyonu, yanma odasının 0.20 m aksel mesafesinde en yüksek seviyesine ulaşmaktadır. NO emisyonu, türbin giriş sıcaklığı 873 K'e artırıldığında 0.25 m, 973 K'e artırıldığında ise 0.26 m aksel mesafede en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. NO emisyonları, düşük türbin giriş sıcaklığı değerlerinde, yanma odasının yakıcıya yakın bölümlerinde meydana gelmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla NO oluşum bölgesi, yanma odası çıkışına doğru kaymaktadır. Yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değerleri, 773, 873, 973 K türbin giriş sıcaklıkları için sırasıyla 20.85 ppm, 26.93 ppm ve 30.77 ppm olmaktadır.

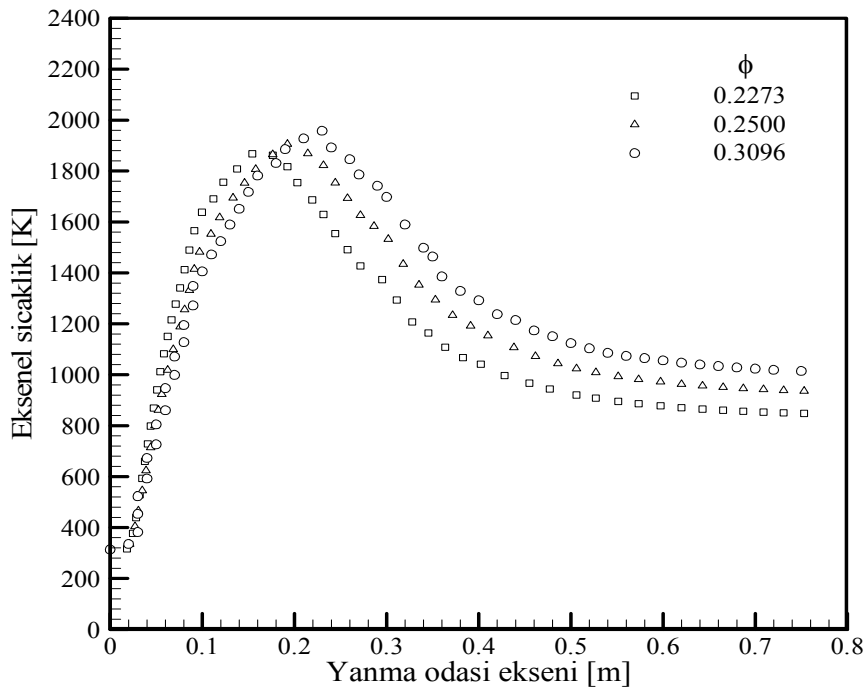


Şekil 6.17 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 100  $CH_4$ )

### 6.3.2 % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> Karışım Yakıtı Sayısal Simülasyonu

#### 6.3.2.1 Sıcaklık Dağılımları

Şekil 6.18’de, gaz türbininde yakıt olarak % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı kullanıldığı durumda, yanma odası eksenindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu yakıt karışımı şartlarında yapılan sayısal simülasyonda, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken yanma odası ekseninde belirlenen maksimum sıcaklık, 1881.6 K’dir. Bu sıcaklık değeri, yanma odasının 0.16 m aksenal mesafesinde meydana gelmiştir. Türbin giriş sıcaklığının 873 K olduğu şartlarda maksimum aksenal sıcaklık, 0.19 m aksenal mesafede 1906.24 K, türbin giriş sıcaklığının 973 K olduğu şartlarda ise 0.23 m aksenal mesafede 1957.85 K’dir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu duruma karşılık gelen 0.2273 yakıt fazlalık katsayısında, türbin giriş sıcaklığı 847.97 K’dir. Yakıt fazlalık katsayısı 0.25 olduğunda türbin giriş sıcaklığı 936.11 K iken 0.3096 olduğunda 1014.69 K’dir. Yakıt fazlalık katsayısının 0.2273’ten 0.3096’ya artışı yanma odasının belirlenen çıkış sıcaklığını % 19.66 oranında artırmıştır.



Şekil 6.18 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 10 H<sub>2</sub>-% 90 CH<sub>4</sub>)

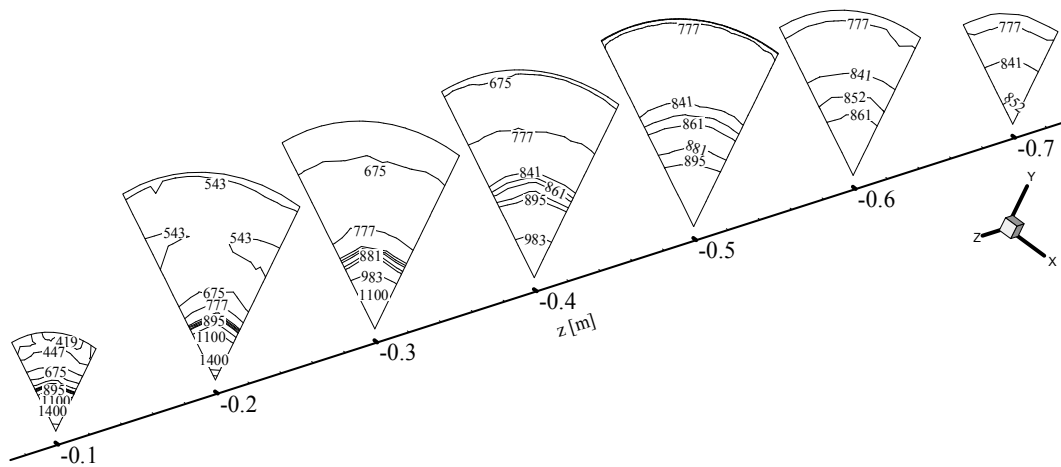
Şekil 6.19, 6.20 ve 6.21’de, gaz türbininde % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı kullanılması durumunda yanma odasının aksenal olarak farklı düzlemlerinde (z=0.1 m, z=0.2 m, z=0.3 m, z=0.4 m, z=0.5 m, z=0.6 m ve z=0.7 m) meydana gelen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu durumda, z=0.1 m aksenal, r=0 m radyal mesafedeki

sıcaklık 1641.72 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede 1138.11 K'dir.  $z=0.2$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafede oluşan sıcaklık değeri 1772.37 K,  $r=0.01$  m radyal mesafede 1297.91 K'dir.  $z=0.3$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri 1348.37 K,  $r=0.01$  m'de ise 1144.42 K olmuştur.

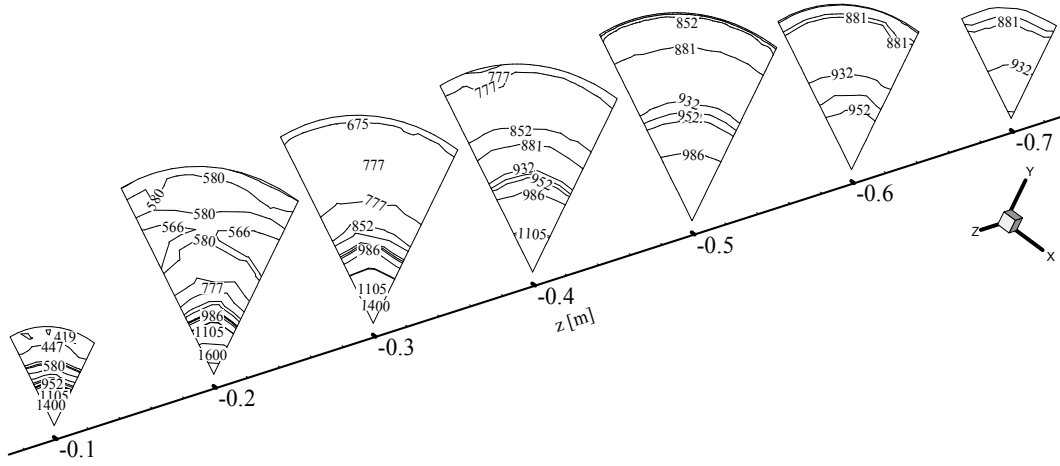
Türbin giriş sıcaklığının 873 K olduğu durumda,  $z=0.1$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık 1502.5 K,  $r=0.01$  m'de 1142 K'dir.  $z=0.2$  aksel ve  $r=0$  m radyal mesafede oluşan sıcaklık değeri 1894.81 K,  $r=0.01$  m'de ise 1400.84 K'dir.  $z=0.3$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri 1543.02 K,  $r=0.01$  m'de ise 1290.85 K'dir.

Türbin giriş sıcaklığının 973 K'e artırıldığı durumda,  $z=0.1$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık 1409.73 K,  $r=0.01$  m'de 1147.75 K olmuştur.  $z=0.2$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafede oluşan sıcaklık değeri 1896.99 K,  $r=0.01$  m'de 1452.88 K'dir.  $z=0.3$  m aksel ve  $r=0$  m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri 1709.49 K,  $r=0.01$  m'de 1416.84 K'dir.

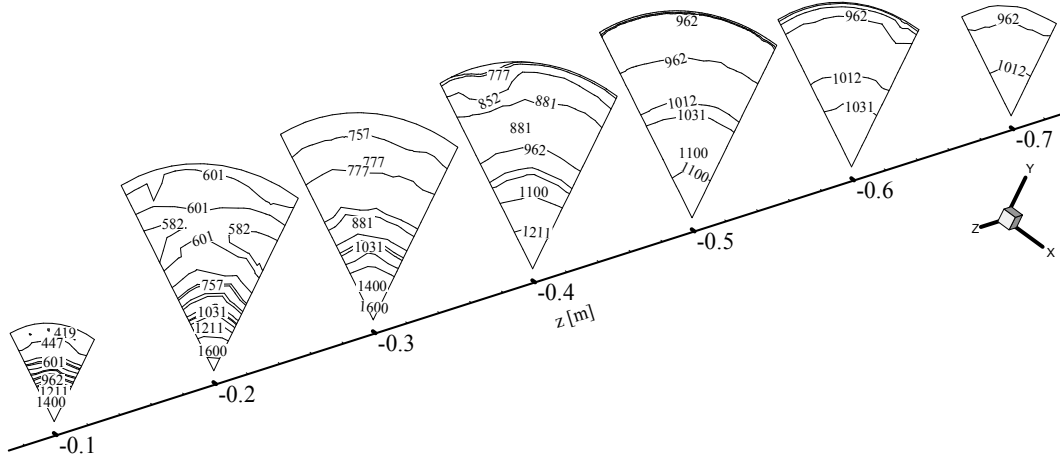
Ele alınan bu yakıt karışımı şartlarında, yakıt debisinin artışı ve dolayısıyla türbin giriş sıcaklığının artışı, oluşan alev bölgesini yine yanma odası çıkışına doğru kaydırmaktadır. Türbin giriş sıcaklığının artırılması ile radyal doğrultuda oluşan sıcaklık değerleri, yanma odasında saf metan yakıtı kullanılması durumunda elde edilen sıcaklık değerlerine göre yaklaşık % 1 civarında azalmıştır. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar değerlendirildiğinde, gaz türbininde % 10 hidrojen içeren karışım yakıtı kullanıldığı durumda, saf metana göre yanma odasının  $z=0.1$ ,  $z=0.2$ ,  $z=0.3$  m ve  $r=0$  m noktalarında ( $T(z,r)$ ) belirlenen sıcaklık değerleri sırasıyla % 0.68, % 1.54 ve % 1.73 oranlarında artmıştır.



Şekil 6.19 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2273$ , % 10 H<sub>2</sub>- % 100 CH<sub>4</sub>)

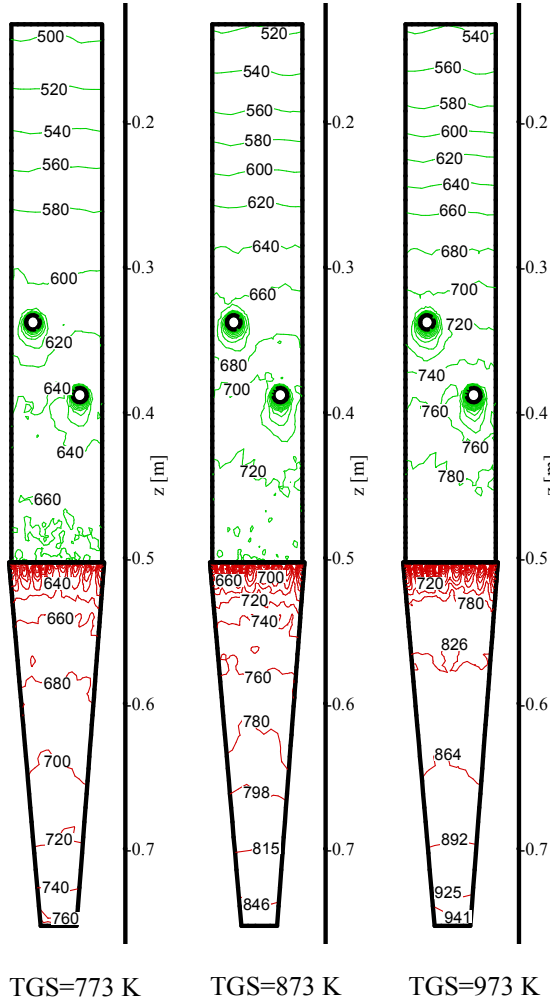


Şekil 6.20 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.2500$ , % 10 H<sub>2</sub>- % 100 CH<sub>4</sub>)



Şekil 6.21 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi= 0.3096$ , % 10 H<sub>2</sub>- % 100 CH<sub>4</sub>)

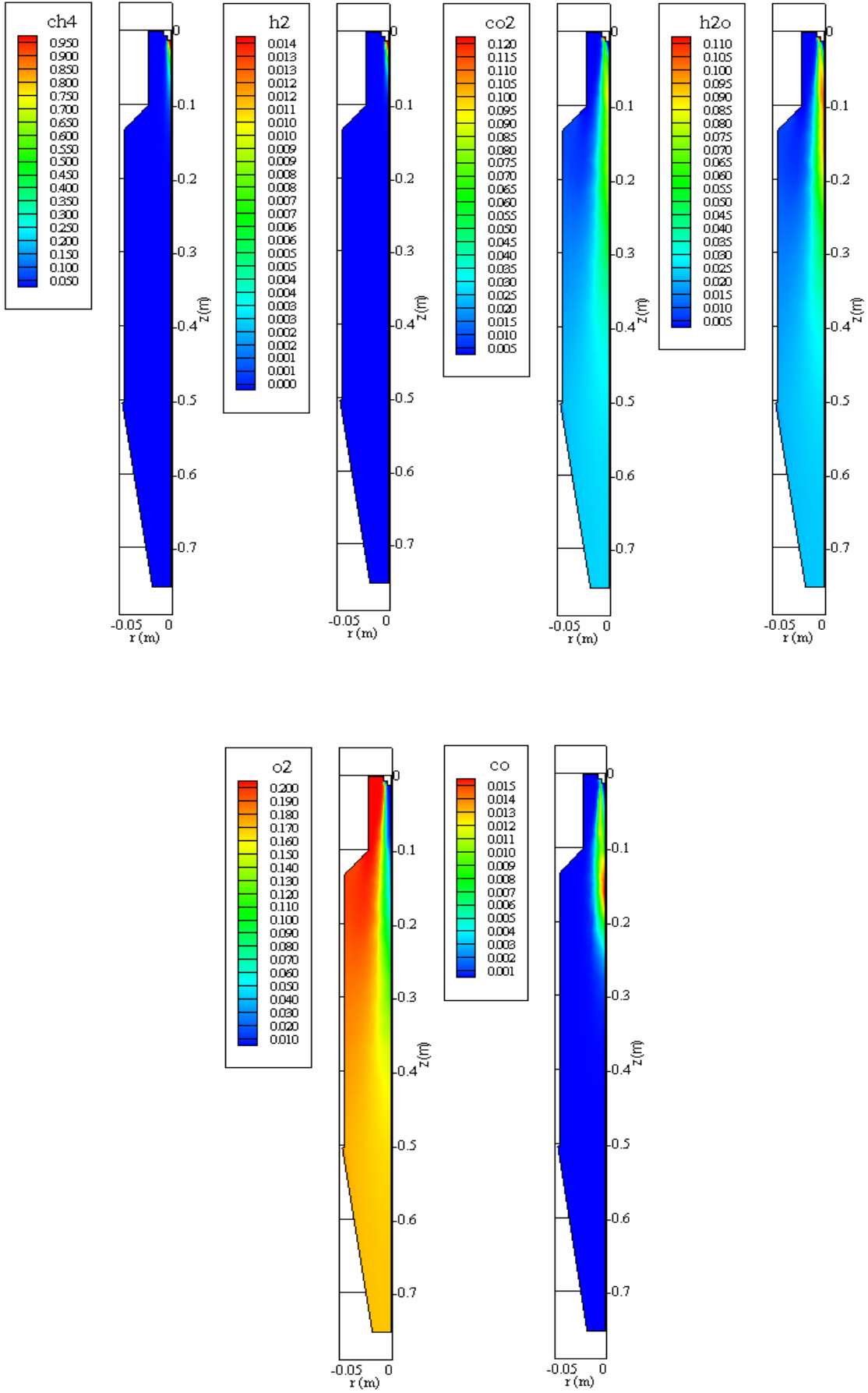
Şekil 6.22'de gaz türbininde % 10 H<sub>2</sub> - % 100 CH<sub>4</sub> karışım yakıtı kullanıldığında farklı türbin giriş sıcaklıklarına göre yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurularak, yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, sıcaklık değerlerinin yaklaşık 500 ile 760 K arasında değiştiği görülmektedir. Deneysel çalışmada türbin giriş sıcaklığı 873 K'e çıkartıldığında, yanma odası duvarının son bölümlerinde sıcaklık değerleri yaklaşık 850 K'e çıkmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 973 K'e artırıldığında, yanma odası son bölümündeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 950 K'e yükselmektedir.



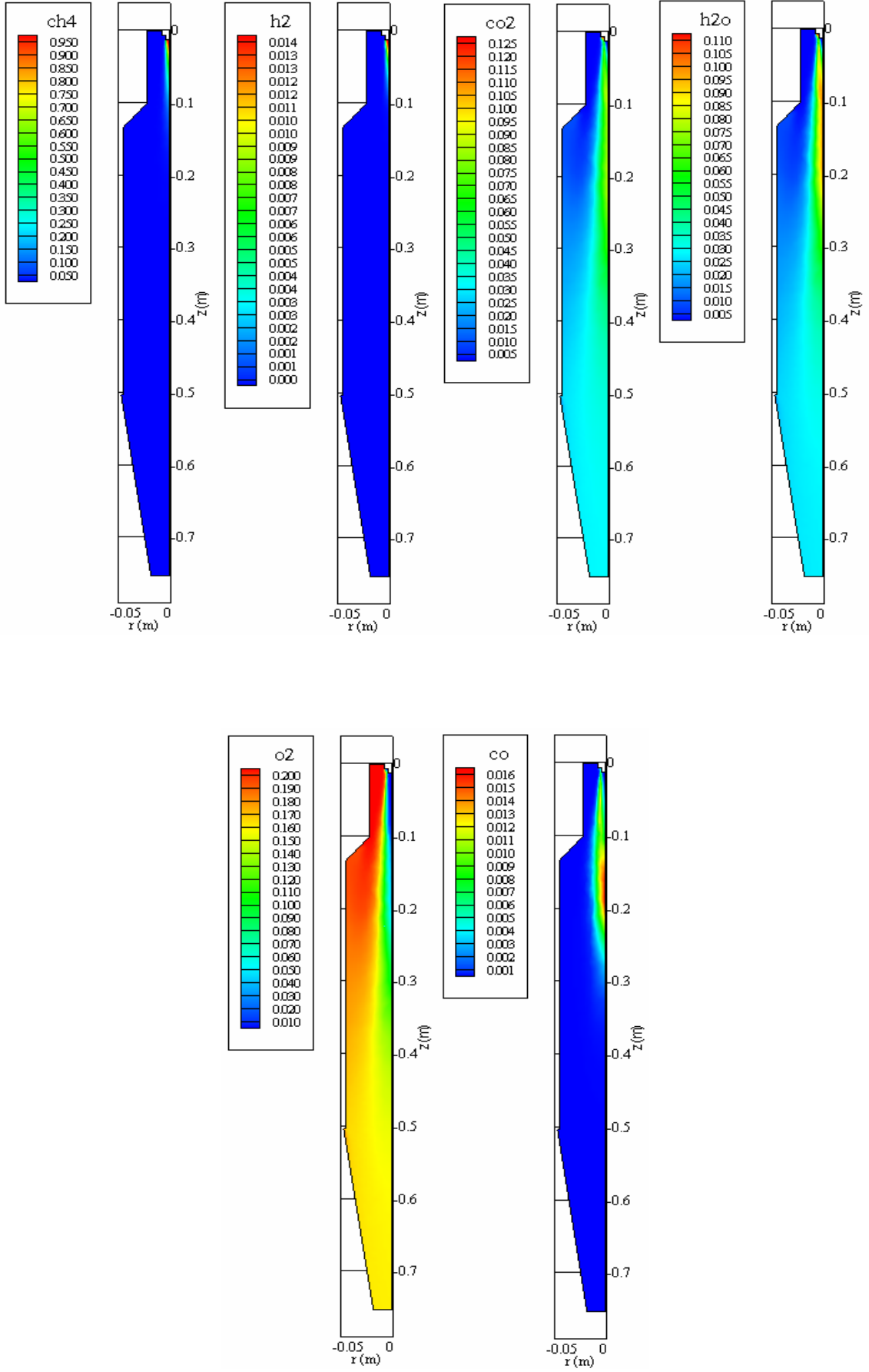
Şekil 6.22 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub>)

### 6.3.2.2 Kimyasal Bileşen Dağılımları

Gaz türbininde % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> karışım yakıtının kullanıldığı durumda meydana gelen kütle kesirleri dağılımları, farklı türbin giriş sıcaklığı şartları için Şekil 6.23, 6.24 ve 6.25'te gösterilmiştir. Burada önceki şekillerden farklı olarak H<sub>2</sub> kütle kesirleri de görülmektedir. Tüm türbin giriş sıcaklığı şartlarında, metanın kütle kesri % 1 değerinin altına 0.23 m yanma odası aksenal mesafesinde düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken, hidrojenin kütle kesri 0.031 m'lik aksenal mesafede % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K ve 973 K olduğunda ise yaklaşık 0.034 m'de hidrojenin kütle kesri % 1 değerinin altına düşmektedir. CO emisyonu kütle kesri, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken yanma odasının aksenal olarak 0.16 m'lik mesafesine kadar artmakta, sonra azalarak 0.20 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda bu değer, 0.17 m'lik mesafeye kadar artmakta, 0.23 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmekte, 973 K olduğunda ise 0.18 m'lik mesafeye kadar artmakta ve 0.25 m'lik mesafeden sonra % 1 değerinin altına düşmektedir.

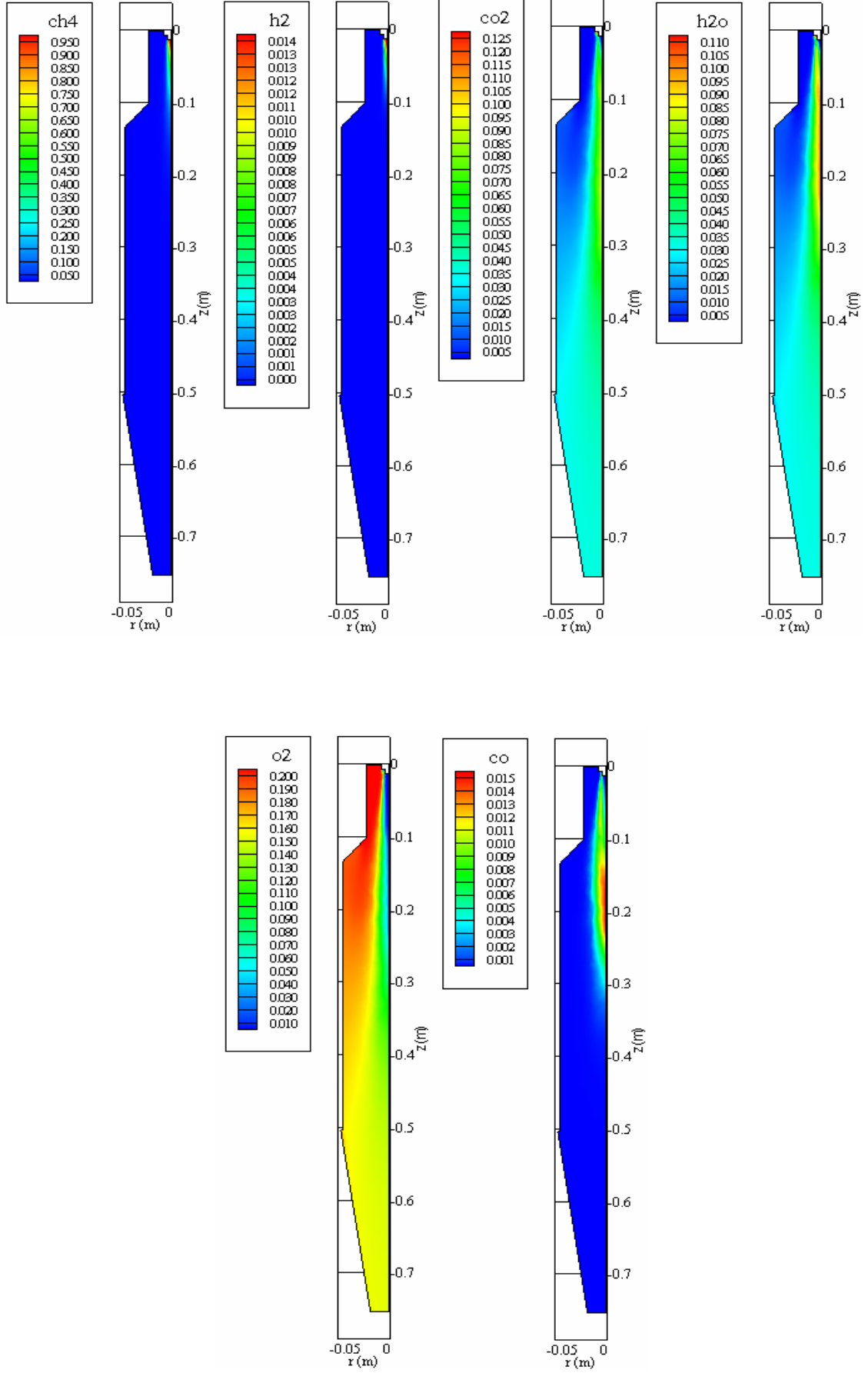


Şekil 6.23 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 10 H<sub>2</sub>-% 90 CH<sub>4</sub>, TGS=773 K)



Şekil 6.24 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 10 H<sub>2</sub>-% 90 CH<sub>4</sub>, TGS=873 K)



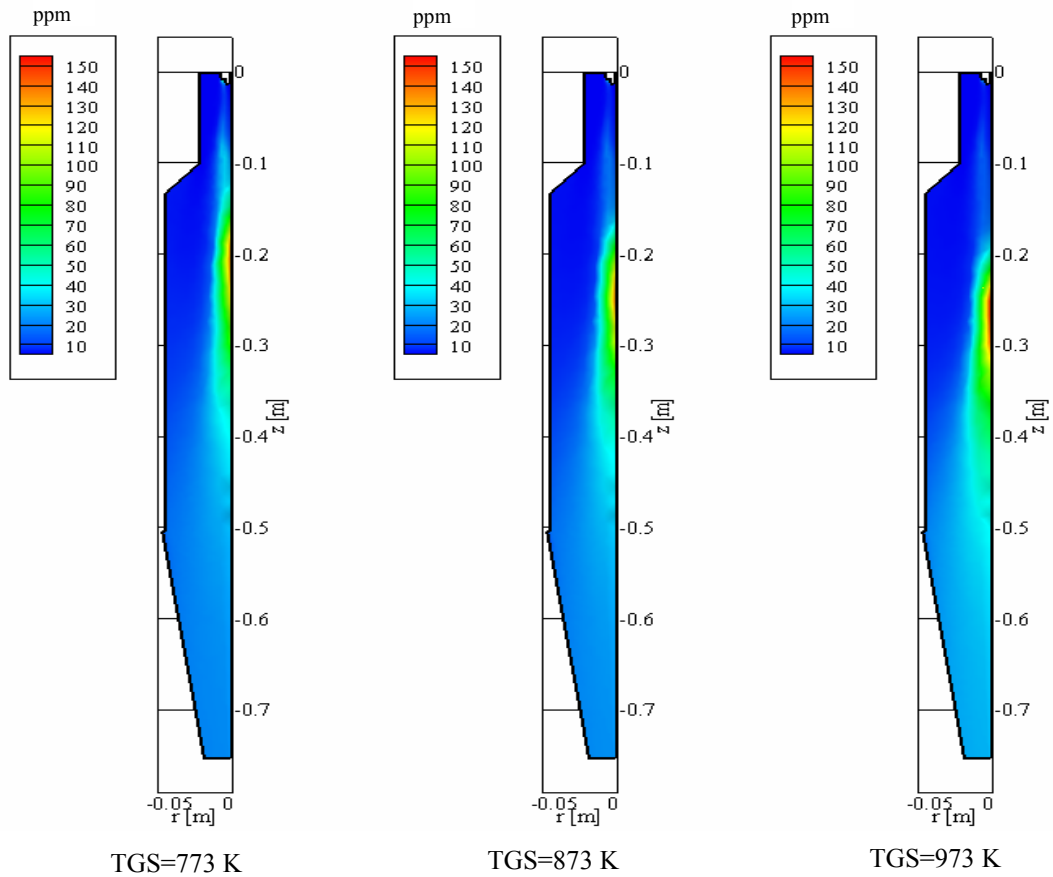


Şekil 6.25 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 10 H<sub>2</sub>-% 90 CH<sub>4</sub>, TGS=973 K)

Türbin giriş sıcaklığı arttıkça, CO'in yanma odası içerisindeki kütle kesri dağılım bölgesi, yanma odası çıkışına doğru uzamakta radyal doğrultuda genişlemektedir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri, yanma odasının aksenal olarak 0.20 m aksenal mesafesinde % 9 değerine çıkmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 100 K artırıldığında 0.20 m aksenal mesafede H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri % 8 olmakta, 973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında ise % 8.5 kütle kesri değerine ulaşmaktadır. CO<sub>2</sub> kütle kesirleri tüm giriş sıcaklığı şartlarında yanma odasının aksenal olarak 0.1 m aksenal mesafesinde maksimum değerine ulaşmaktadır. Yakıta eklenen hidrojen miktarındaki artış, toplam karbon miktarını azalttığı için, oluşan CO<sub>2</sub>'in kütle kesirlerini etkileyerek azaltmakta, H<sub>2</sub>O miktarını ise artırmaktadır.

### 6.3.2.3 NO Emisyonu Dağılımı

Şekil 6.26'da gaz türbininde % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> karışım yakıtının kullanılması durumunda farklı türbin giriş sıcaklıkları için yanma odasında belirlenen NO emisyonu dağılımları görülmektedir.



Şekil 6.26 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub>)

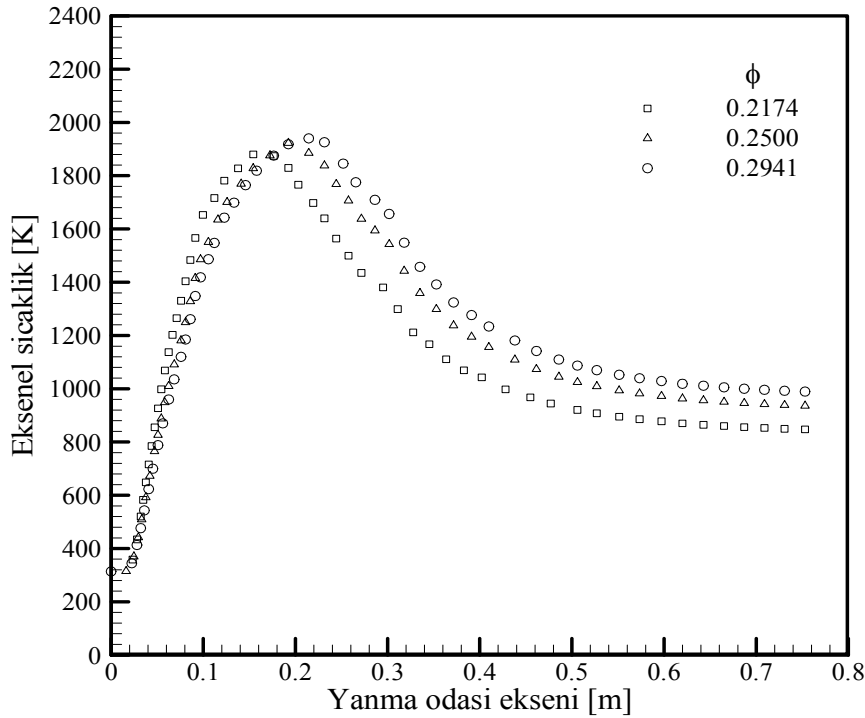
Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurulduğunda meydana gelen NO emisyonu, yanma odasının 0.20 m aksenal mesafesinde en yüksek seviyesine

ulaşmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 873 K'e artırıldığında 0.25 m, 973 K'e artırıldığında 0.26 m aksenal mesafede en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. NO emisyonları, düşük türbin giriş sıcaklığı değerlerinde yanma odasının yakıcıya yakın bölümlerinde meydana gelmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile oluşum bölgesi yanma odası çıkışına doğru kaymaktadır. Bu yakıt karışımı şartlarında yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değerleri, 773, 873, 973 K türbin giriş sıcaklıkları için sırasıyla 22.04 ppm, 22.33 ppm ve 27.97 ppm olmaktadır.

### 6.3.3 % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> Karışım Yakıtı Sayısal Simülasyonu

#### 6.3.3.1 Sıcaklık Dağılımları

Farklı türbin giriş sıcaklığı değerlerine göre, % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> yakıt karışımının kullanıldığı durumda gerçekleştirilen sayısal simülasyon için, yanma odası içerisindeki aksenal sıcaklık dağılımları Şekil 6.27'de görülmektedir.



Şekil 6.27 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 20 H<sub>2</sub>-% 80 CH<sub>4</sub>)

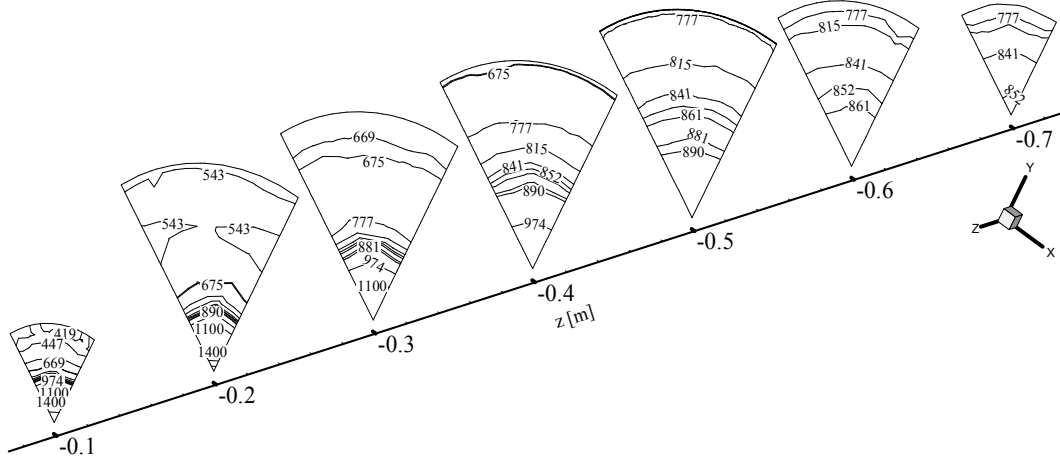
773 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında meydana gelen aksenal maksimum sıcaklık değeri, yanma odasının 0.16 m aksenal mesafesinde 1891.97 K olarak belirlenmiştir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olacak şekilde yakıt debisi artırıldığında, maksimum aksenal sıcaklık değeri 1923.23 K olmuş, bu sıcaklık yanma odasının 0.19 m aksenal mesafesinde meydana gelmiştir.

973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında, yanma odası ekseninde oluşan maksimum aksel sıcaklık değeri 1953.23 K olmuş ve bu değer 0.22 m aksel mesafede meydana gelmiştir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlara karşılık gelen 0.2174 yakıt fazlalık katsayısında, türbin giriş sıcaklığı 847.298 K'dir. Yakıt fazlalık katsayısı 0.25 olduğunda türbin giriş sıcaklığı 935.762 K iken, 0.2941 olduğunda 989.313 K'dir. Yakıt fazlalık katsayısının 0.2174'ten 0.2941'e artışı, yanma odası çıkış sıcaklığını % 16.76 oranında artırmıştır.

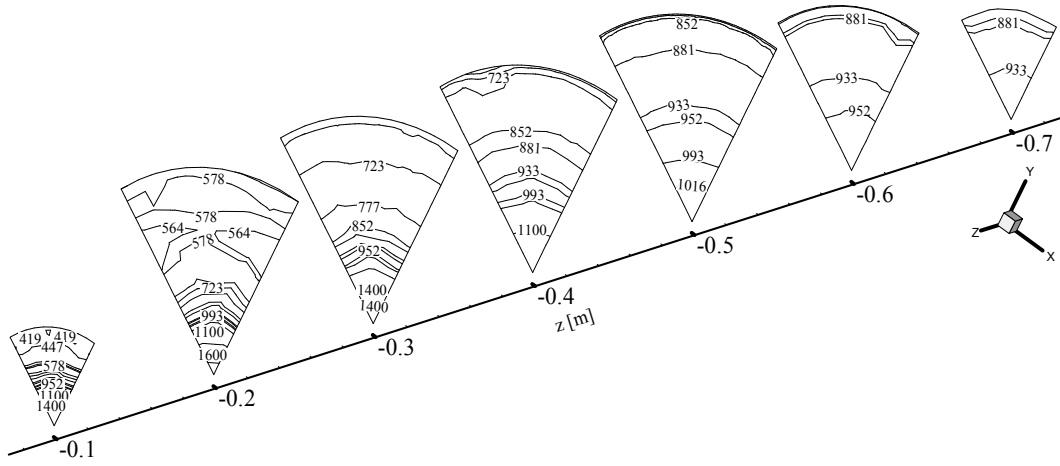
Şekil 6.28, 6.29 ve 6.30'da, gaz türbininde % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı kullanılması durumunda yanma odasının aksel olarak farklı düzlemlerinde (z=0.1 m, z=0.2 m, z=0.3 m, z=0.4 m, z=0.5 m, z=0.6 m ve z=0.7 m) meydana gelen sıcaklık dağılımları görülmektedir. % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı için türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu durumda, z=0.1 m aksel ve r=0 m radyal mesafedeki sıcaklık, 1656.82 K, r=0.01 m'de 1149.68 K'dir. z=0.2 m aksel ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri, 1784.3 K, r=0.01 m'de 1300.75 K'dir. z=0.3 m aksel ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri, 1354.97 K, r=0.01 m'de 1146.86 K olarak belirlenmiştir.

Türbin giriş sıcaklığının 873 K olduğu durumda z=0.1 m aksel ve r=0 m radyal mesafedeki sıcaklık 1509.25 K, r=0.01 m'de 1172.43 K'dir. z=0.2 m aksel ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri 1911.51 K, r=0.01 m'de 1407.54 K'dir. z=0.3 m aksel ve r=0 m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değerleri, 1553.01 K, r=0.01 m'de 1294.86 K'dir.

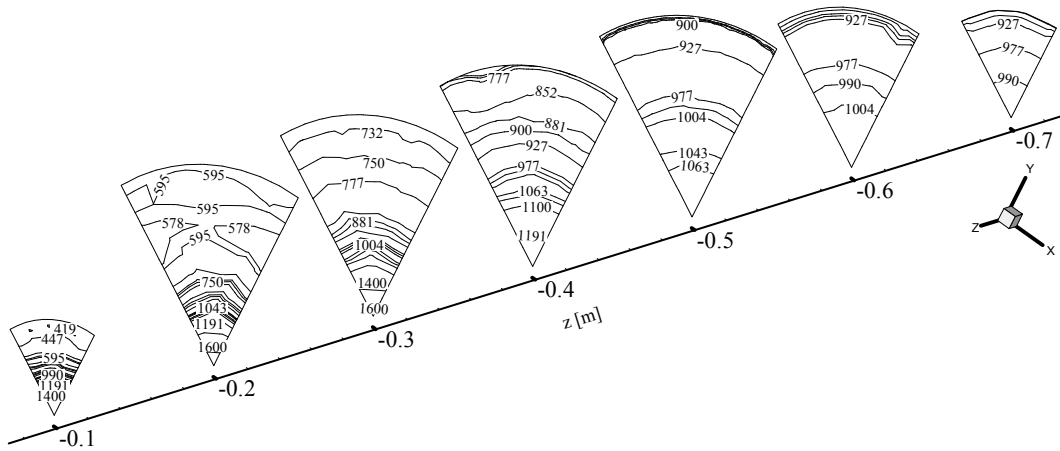
Türbin giriş sıcaklığı 973 K'e artırıldığında, z=0.1 m aksel ve r=0 m radyal mesafedeki sıcaklık 1441.17 K, r=0.01 m'de 1187.12 K'dir. z=0.2 aksel ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri 1923.7 K, r=0.01 m'de 1449.38 K'dir. z=0.3 m aksel ve r=0 m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değeri, 1667.71 K, r=0.01 m'de ise 1381.07 K olarak belirlenmiştir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K'den 873 K'e çıkarılması yanma odasının z=0.1 m ve r=0 m noktasındaki sıcaklığı % 8.90 azaltmış, r=0 m ve z=0.2 m ile r=0 m ve z=0.3 m noktalarındaki sıcaklıkları sırasıyla, % 7.12, % 14.61 oranında artırmıştır. Yakıt karışımı içerisindeki hidrojen yüzdesinin % 10'dan % 20'ye çıkarılması göz önünde bulundurulmuş bu noktalardaki sıcaklıkları artırmıştır.



Şekil 6.28 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi = 0.2174$ , % 20  $H_2$  - % 80  $CH_4$ )

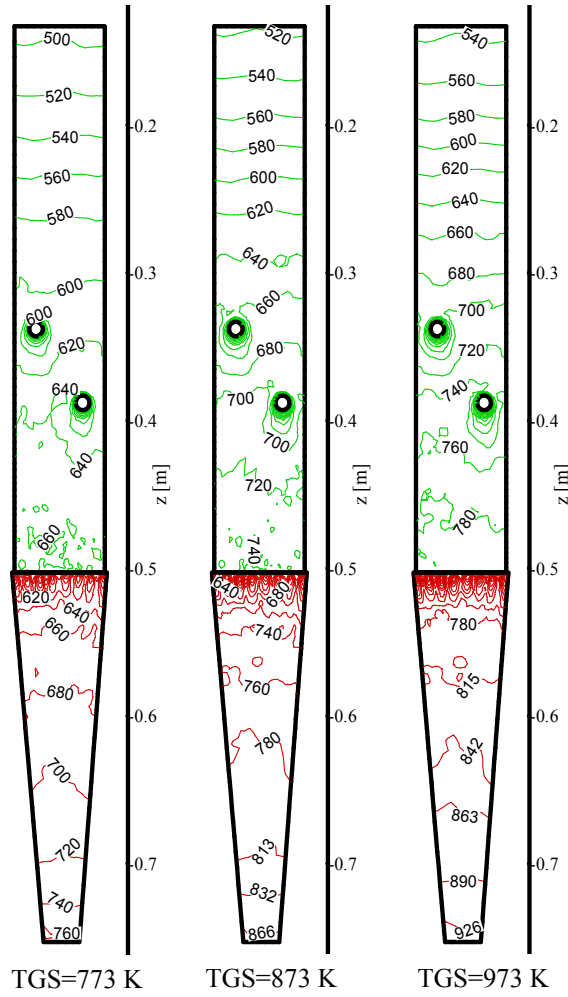


Şekil 6.29 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi = 0.2500$ , % 20  $H_2$  - % 80  $CH_4$ )



Şekil 6.30 Yanma odasının farklı düzlemlerinde z eksenini doğrultusunda oluşan sıcaklık dağılımları (K) ( $\phi = 0.2941$ , % 20  $H_2$  - % 80  $CH_4$ )

Şekil 6.31’de, gaz türbininde % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> karışım yakıtı kullanıldığında, farklı türbin giriş sıcaklıklarına göre yanma odası duvarında meydana gelen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurularak, yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, sıcaklık değerlerinin yaklaşık 500 ile 760 K arasında değiştiği görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K’ e çıkartıldığında, yanma odası duvarının son bölümlerinde sıcaklık değerleri, yaklaşık 860 K’ e çıkmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 973 K’ e artırıldığında, yanma odası son bölümündeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 930 K’ e yükselmektedir.

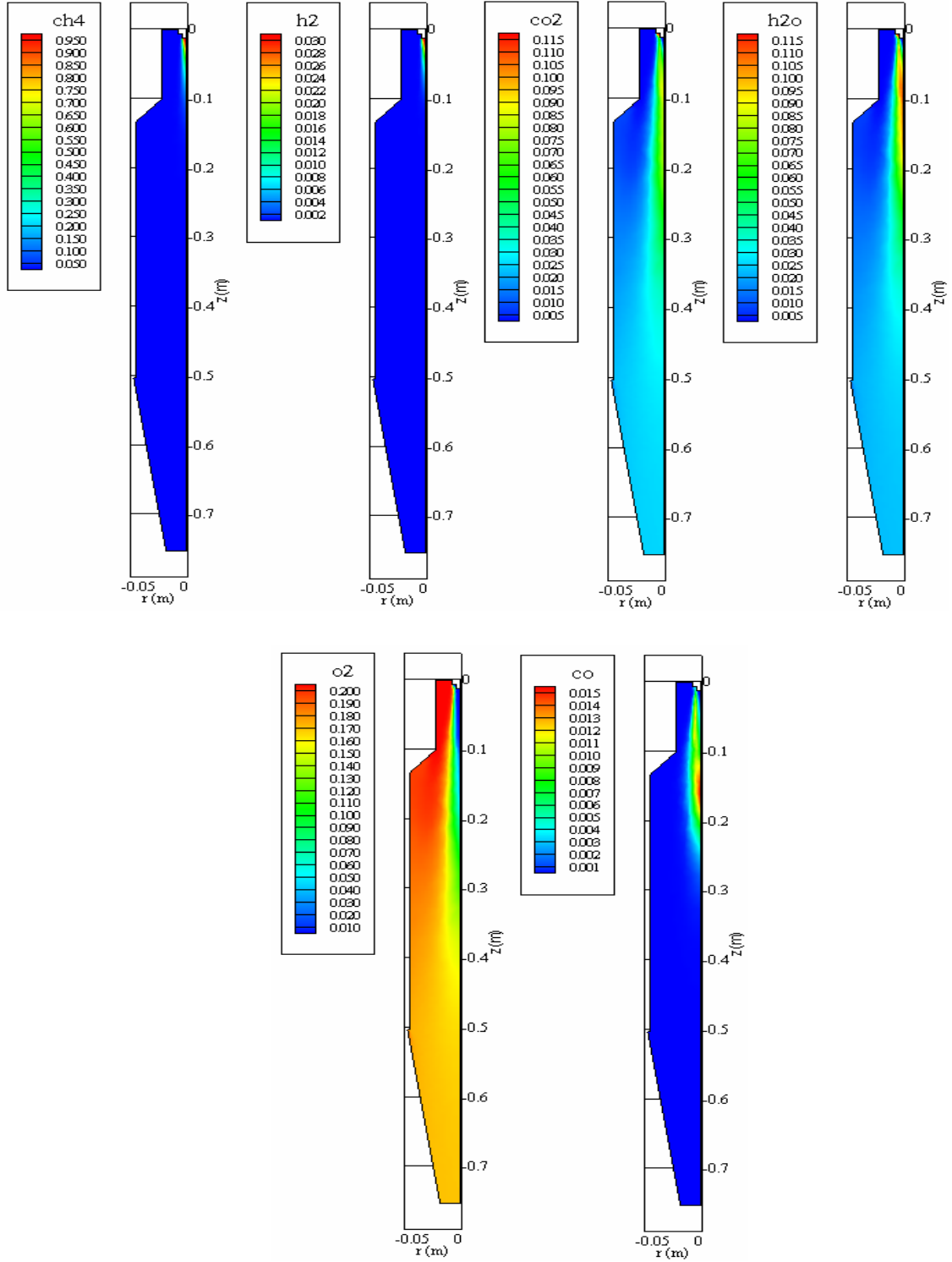


Şekil 6.31 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub>)

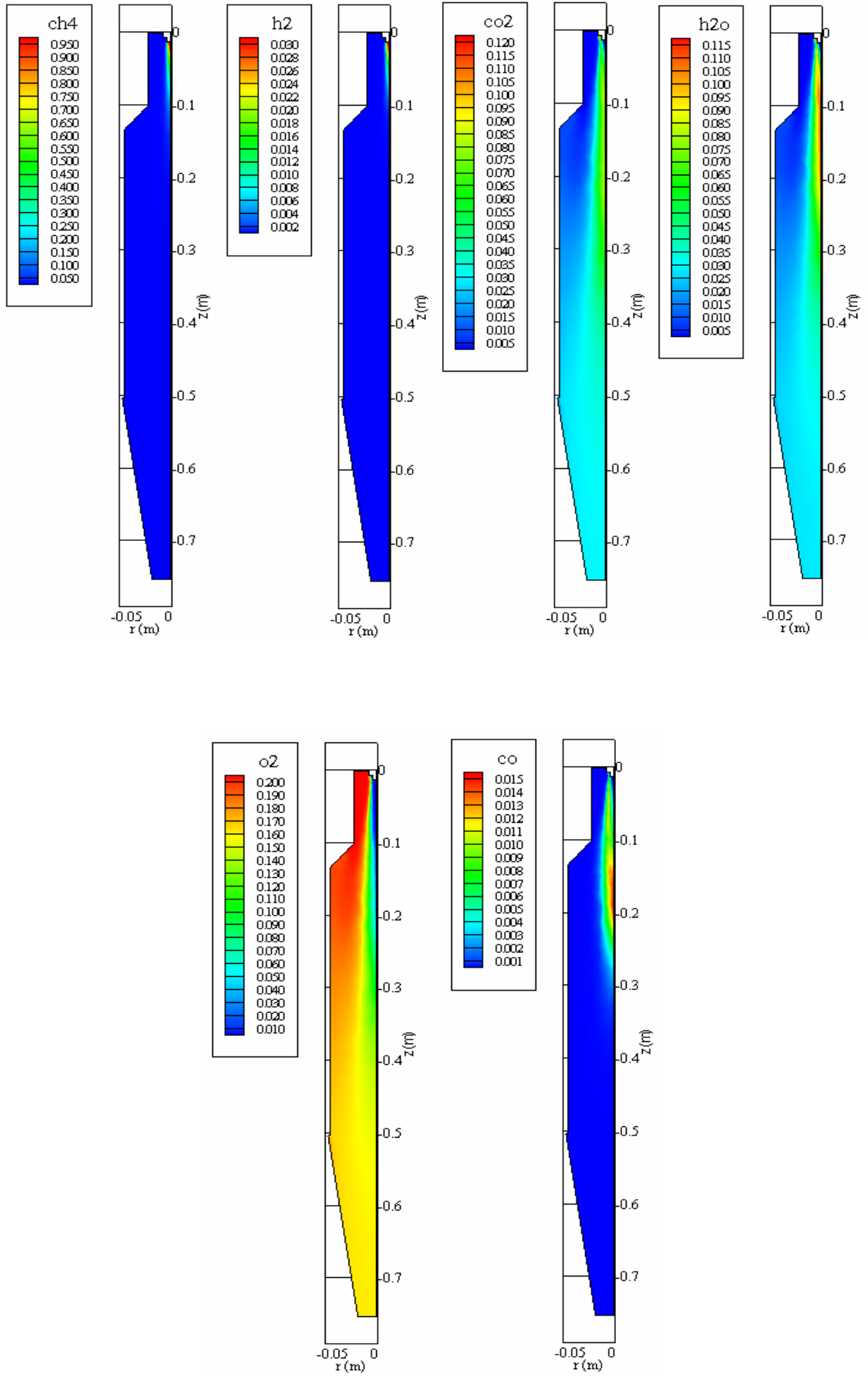
### 6.3.3.2 Kimyasal Bileşen Dağılımları

Gaz türbininde, % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> karışım yakıtının kullanıldığı durumda meydana gelen kütle kesri dağılımları, farklı türbin giriş sıcaklığı şartları için, Şekil 6.32, 6.33 ve 6.34’te gösterilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken metanın kütle kesri % 1 değerinin altına, 0.17 m yanma odası aksenal mesafesinde, türbin giriş sıcaklığı 873 K iken 0.20 m aksenal

mesafede, 973 K iken ise 0.21 m aksenal mesafede düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken hidrojenin kütle kesri % 1 değerinin altına, 0.054 m yanma odası aksenal mesafesinde, türbin giriş sıcaklığı 873 K iken 0.062 m aksenal mesafede, 973 K iken ise 0.064 m aksenal mesafede düşmektedir.

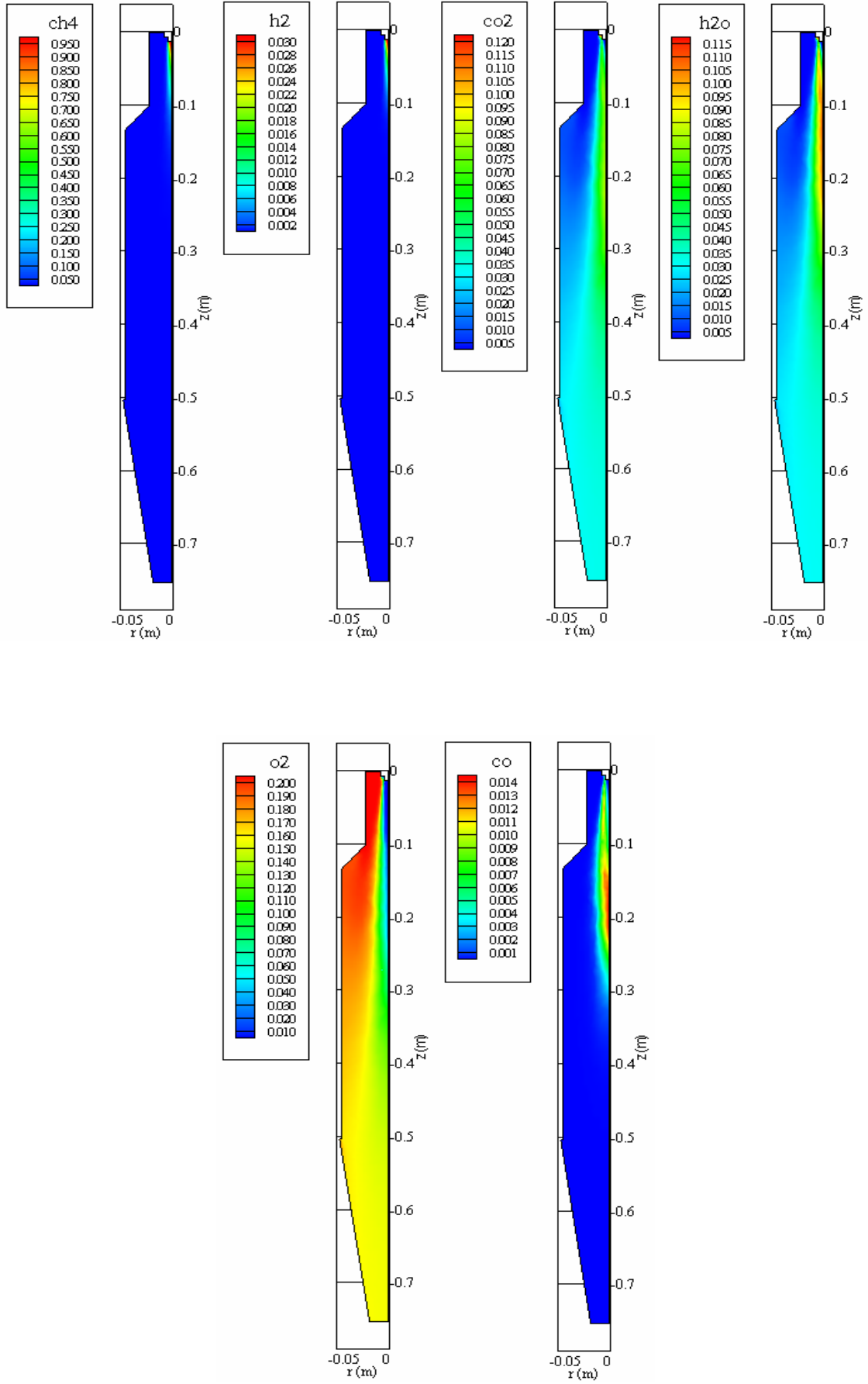


Şekil 6.32 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 20  $\text{H}_2$ -% 80  $\text{CH}_4$ , TGS=773 K)



Şekil 6.33 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 20 H<sub>2</sub>-% 80 CH<sub>4</sub>, TGS=873 K)



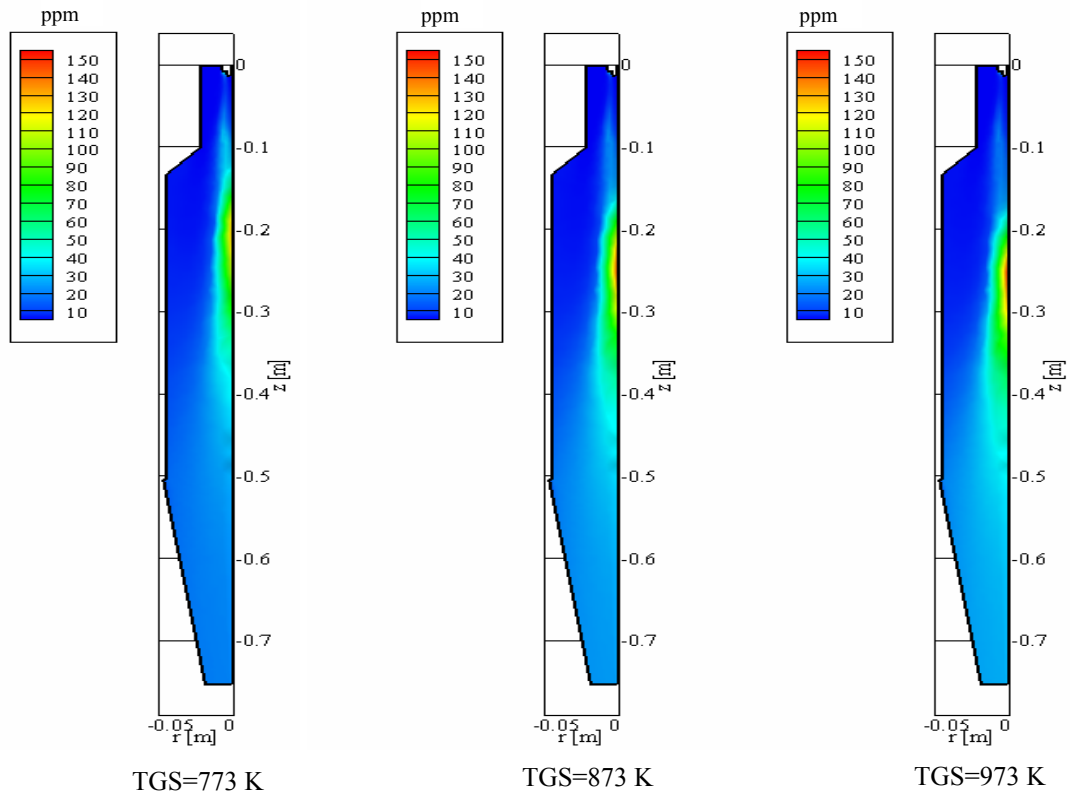


Şekil 6.34 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 20 H<sub>2</sub>-% 80 CH<sub>4</sub>, TGS=973 K)

CO emisyonu kütle kesri, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken yanma odasının aksenal olarak 0.16 m'lik mesafesine kadar artmakta, sonra azalarak 0.20 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda bu değer, 0.19 m'lik mesafeye kadar artmakta, 0.23 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmekte, 973 K olduğunda ise 0.20 m'lik mesafeye kadar artmakta ve 0.24 m'lik mesafeden sonra % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça, CO'in yanma odası içerisindeki kütle kesri dağılım bölgesi yanma odası çıkışına doğru uzamaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri, yanma odasının aksenal olarak 0.20 m aksenal mesafesinde % 8.3 değerine çıkmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 100 K artırıldığında, 0.20 m aksenal mesafede H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri % 9.9 olmakta, 973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında ise % 10.3 kütle kesri değerine ulaşmaktadır. CO<sub>2</sub> kütle kesirleri, yanma odasının 0.20 m aksenal mesafesinde sırasıyla türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda % 7.6, 873 K olduğunda % 8.3, 973 K olduğunda ise % 8.6'dır.

### 6.3.3.3 NO Emisyonu Dağılımı

Şekil 6.35'te gaz türbininde % 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub> karışım yakıtı kullanılması durumunda farklı türbin giriş sıcaklıkları için yanma odasında belirlenen NO emisyonu dağılımları görülmektedir.



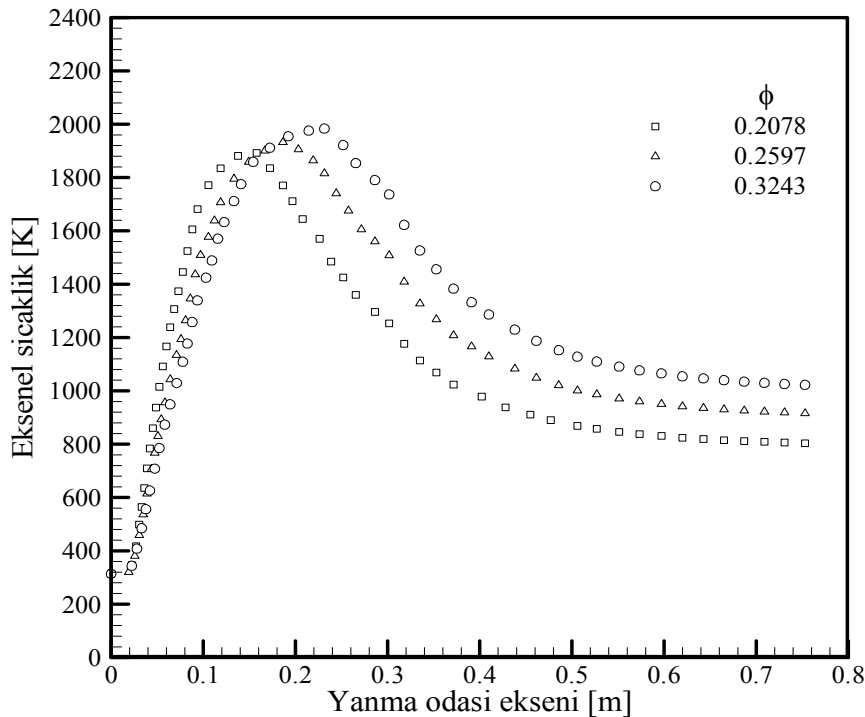
Şekil 6.35 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub>)

Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurulduğunda meydana gelen NO emisyonu, yanma odasının 0.20 m aksenal mesafesinde en yüksek seviyesine ulaşmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 873 K'e artırıldığında 0.25 m, 973 K'e artırıldığında 0.25 m aksenal mesafede en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. NO emisyonları düşük türbin giriş sıcaklığı değerlerinde yanma odasının yakıcıya yakın bölümlerinde meydana gelmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile oluşum bölgesi yanma odası çıkışına doğru kaymaktadır. Yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değerleri 773 K, 873 K, 973 K türbin giriş sıcaklıkları için sırasıyla 20.30 ppm, 24.26 ppm ve 25.20 ppm olmaktadır.

### 6.3.4 % 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> Karışım Yakıtı Sayısal Simülasyonu

#### 6.3.4.1 Sıcaklık Dağılımları

Şekil 6.36'da, yanma odasında yakıt olarak % 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı kullanıldığı durumda, yanma odası ekseninde belirlenen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu oranlarda karışım yakıt kullanılıp, türbin giriş sıcaklığı 773 K olacak şekilde yakıt debisi ayarlandığında, yanma odası ekseninde belirlenen maksimum sıcaklık değeri 1901.79 K olmuş ve bu sıcaklık değeri yanma odasının 0.15 m aksenal mesafesinde meydana gelmiştir.



Şekil 6.36 Yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (% 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub>)

Türbin giriş sıcaklığının 873 K olduğu şartlarda aksenal maksimum sıcaklık değeri, yanma

odasının 0.19 m aksenal mesafesinde 1938.37 K olarak belirlenmiştir. 973 K'deki türbin giriş sıcaklığı şartlarında ise maksimum aksenal sıcaklık, yanma odasının 0.22 m aksenal mesafesinde 2005.27 K olmuştur. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlara karşılık gelen 0.2078 yakıt fazlalık katsayısında türbin giriş sıcaklığı 803.672 K'dir. Yakıt fazlalık katsayısı 0.2597 olduğunda türbin giriş sıcaklığı, 915.45 K iken 0.3243 olduğunda ise 1022.34 K'dir. Yakıt fazlalık katsayısının 0.2078'den 0.3243'e artışı yanma odası çıkış sıcaklığını % 27.20 oranında artırmıştır.

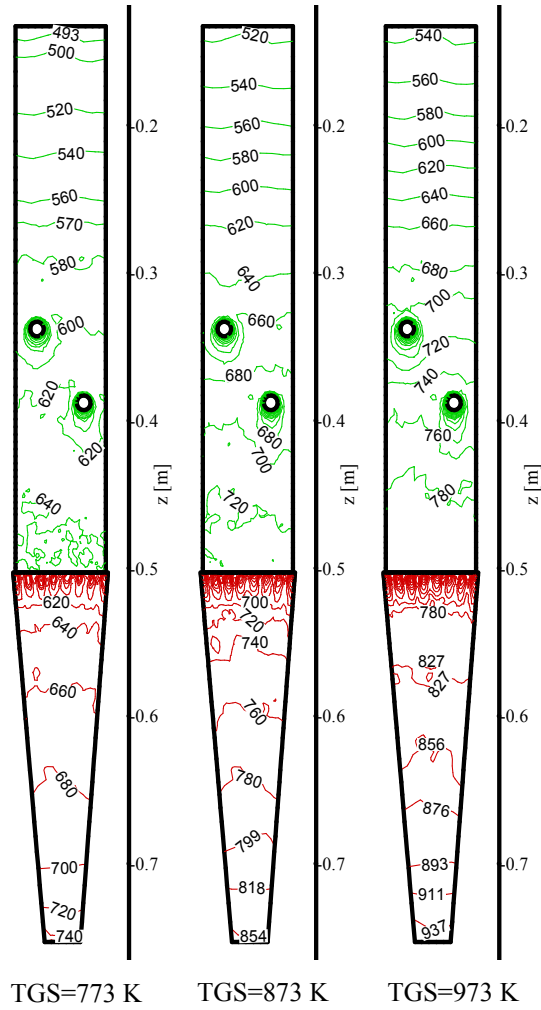
% 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı için türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu durumda, z=0.1 m aksenal ve r=0 m radyal mesafedeki sıcaklık 1742.43 K, r=0.01 m'de 1138.39 K'dir. z=0.2 m aksenal ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri 1690.42 K, r=0.01 m'de 1232.41 K olarak belirlenmiştir. z=0.3 m aksenal ve r=0 m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değerleri 1261.24 K, r=0.01 m'de 1073.92 K'dir.

Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğu durumda z=0.1 m aksenal ve r=0 m radyal mesafedeki sıcaklık 1532.47 K, r=0.01 m'de 1188.87 K'dir. z=0.2 m aksenal ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri 1915.56 K, r=0.01 m'de 1394.88 K'dir. z=0.3 m aksenal ve r=0 m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değerleri, 1518.76 K, r=0.01 m'de 1265.66 K olmuştur.

Türbin giriş sıcaklığı 973 K'e artırıldığında z=0.1 m aksenal ve r=0 m radyal mesafedeki sıcaklık 1402.5 K, r=0.01 m'de 1245.52 K'dir. z=0.2 m aksenal ve r=0 m radyal mesafede oluşan sıcaklık değerleri 1957.37 K, r=0.01 m'de 1492.35 K'dir. z=0.3 m aksenal ve r=0 m radyal mesafede belirlenen sıcaklık değerleri 1748.5 K, r=0.01 m'de ise 1440.01 K olmuştur. Türbin giriş sıcaklığının 773 K'den 873 K'e çıkarılması yanma odasının z=0.1 m ve r=0 m noktasındaki sıcaklığı % 12.04 oranında azaltırken, z=0.2 m, z=0.3 m noktalarındaki sıcaklıkları sırasıyla % 13.31 ve % 20.41 oranlarında artırmıştır. Kullanılan karışım yakıtlarında hidrojen oranının % 10'dan % 30'a çıkarılması, özellikle z=0.1 m z=0.2 m ve z=0.3 m aksenal mesafelerde eksen üzerinde meydana gelen sıcaklık değerlerini artırmıştır.



Şekil 6.40'da, gaz türbininde % 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> karışım yakıtı kullanıldığında, farklı türbin giriş sıcaklıklarına göre yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurularak, yanma odası duvarındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, sıcaklık değerlerinin yaklaşık 490 ile 740 K arasında değiştiği görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K'e çıkartıldığında, yanma odası duvarının son bölümlerinde sıcaklık değerleri yaklaşık 854 K'e çıkmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 973 K'e artırıldığında ise yanma odası son bölümündeki sıcaklık değerleri yaklaşık 940 K'e yükselmektedir.

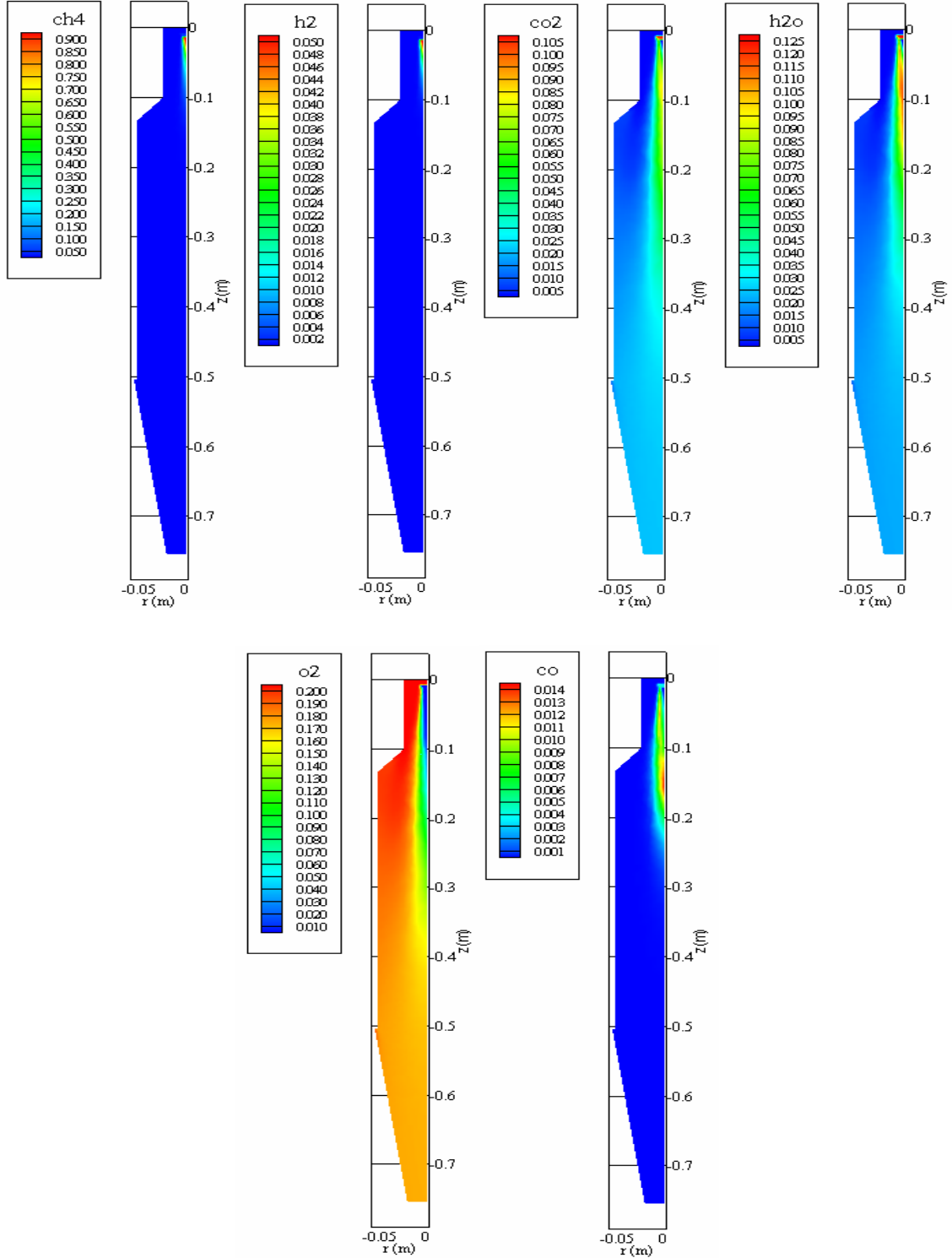


Şekil 6.40 Yanma odası duvar sıcaklığı dağılımları (K) (% 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub>)

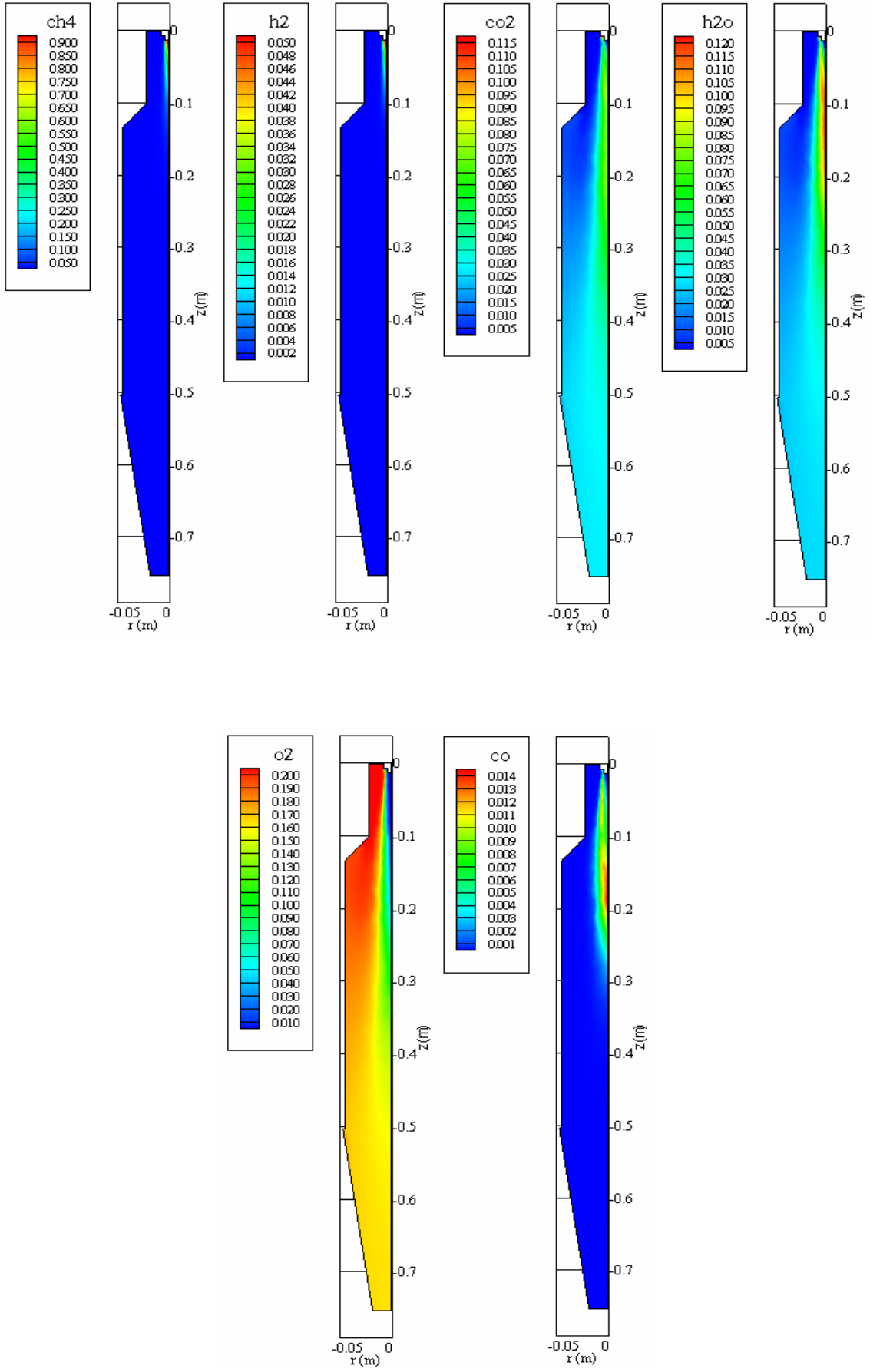
#### 6.3.4.2 Kimyasal Bileşen Dağılımları

Gaz türbininde, % 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> karışım yakıtının kullanıldığı durumda meydana gelen kütle kesirleri dağılımları, farklı türbin giriş sıcaklığı şartları için Şekil 6.41, 6.42 ve 6.43'te gösterilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken metanın kütle kesri % 1 değerinin altına, 0.16 m yanma odası aksel mesafesinde, türbin giriş sıcaklığı 873 K iken 0.19 m'de, 973 K iken

0.22 m’de düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken hidrojenin kütle kesri % 1 değerinin altına 0.066 m yanma odası aksenal mesafesinde, türbin giriş sıcaklığı 873 K iken 0.080 m aksenal mesafede, 973 K iken ise 0.097 m aksenal mesafede düşmektedir.

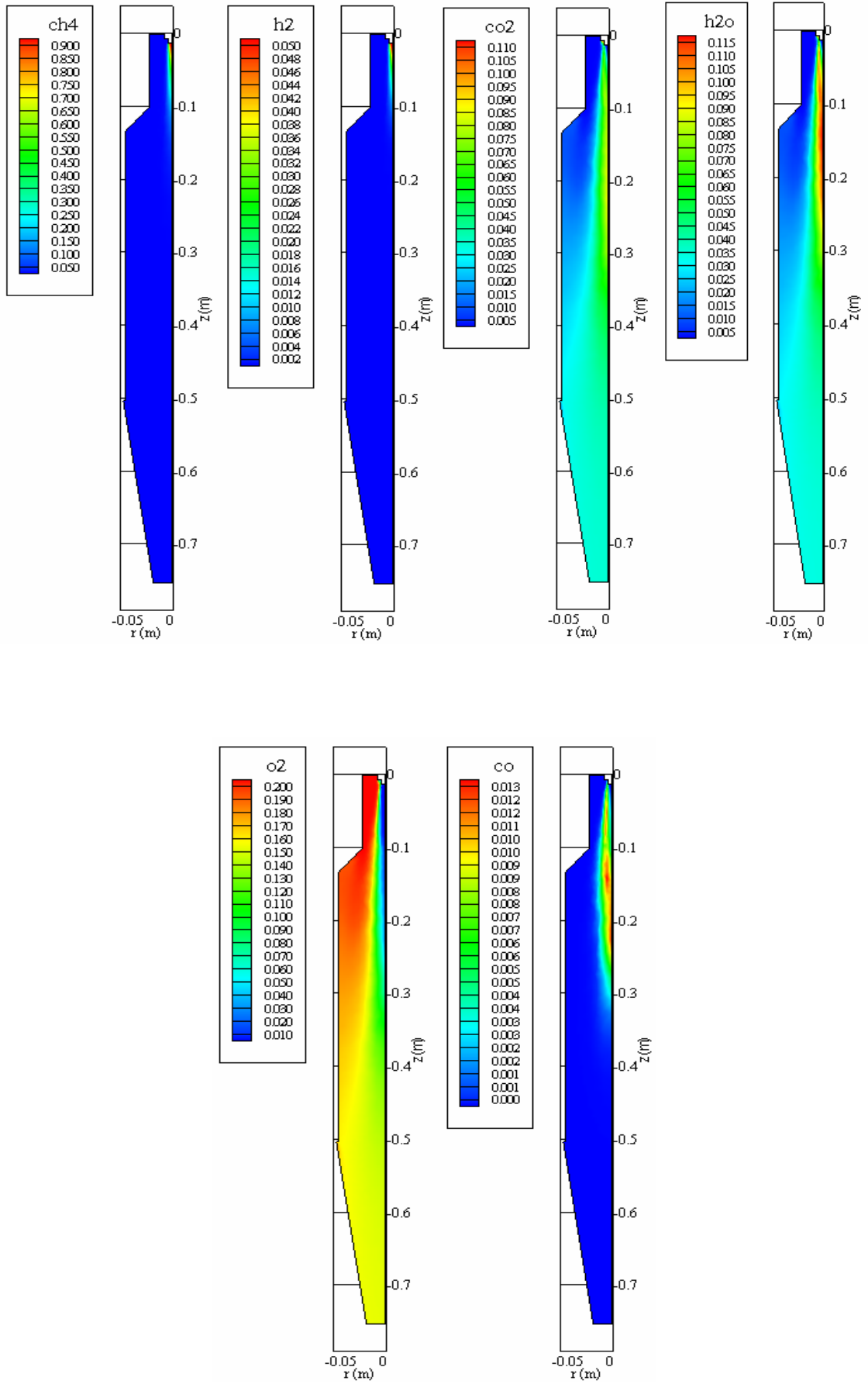


Şekil 6.41 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 30 H<sub>2</sub>-% 70 CH<sub>4</sub>, TGS=773 K)



Şekil 6.42 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 30 H<sub>2</sub>-% 70 CH<sub>4</sub>, TGS=873 K)



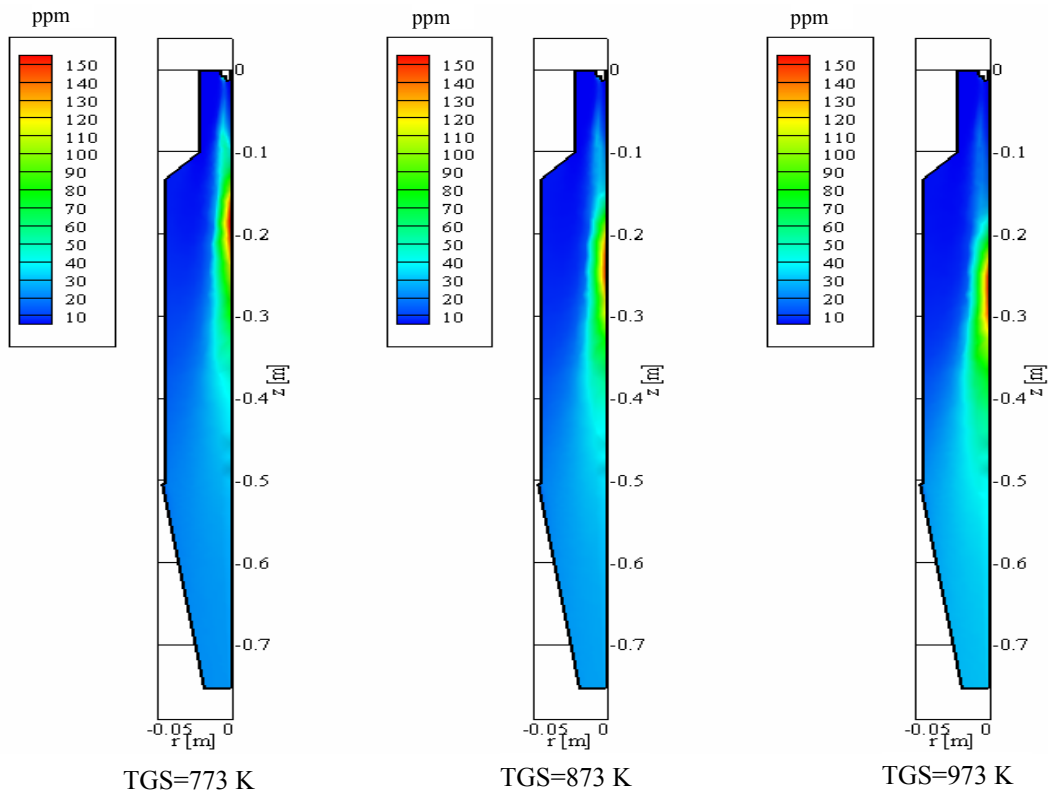


Şekil 6.43 Yanma odasında kimyasal bileşen dağılımları (% 30 H<sub>2</sub>-% 70 CH<sub>4</sub>, TGS=973 K)

CO emisyonu kütle kesri, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken yanma odasının aksenal olarak 0.14 m'lik mesafesine kadar artmakta, sonra azalarak 0.18 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda bu değer, 0.18 m'lik mesafeye kadar artmakta, 0.21 m'lik mesafede % 1 değerinin altına düşmekte, 973 K olduğunda ise 0.22 m'lik mesafeye kadar artmakta ve 0.25 m'lik mesafeden sonra % 1 değerinin altına düşmektedir. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça, CO'in yanma odası içerisindeki kütle kesri dağılım bölgesi yanma odası çıkışına doğru uzamaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri, yanma odasının aksenal olarak 0.20 m aksenal mesafesinde % 8 olmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 100 K artırıldığında, 0.20 m aksenal mesafede H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri % 10.1 olmakta, 973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında ise % 11.1 kütle kesri değerine ulaşmaktadır. CO<sub>2</sub> kütle kesirleri, yanma odasının 0.20 m aksenal mesafesinde sırasıyla türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda % 6.7, 873 K olduğunda % 7.9, 973 K olduğunda ise % 8.5'dir.

### 6.3.4.3 NO Emisyonu Dağılımı

Şekil 6.44'te gaz türbininde % 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub> karışım yakıtı kullanılması durumunda farklı türbin giriş sıcaklıkları için yanma odasında belirlenen NO emisyonu dağılımları görülmektedir.



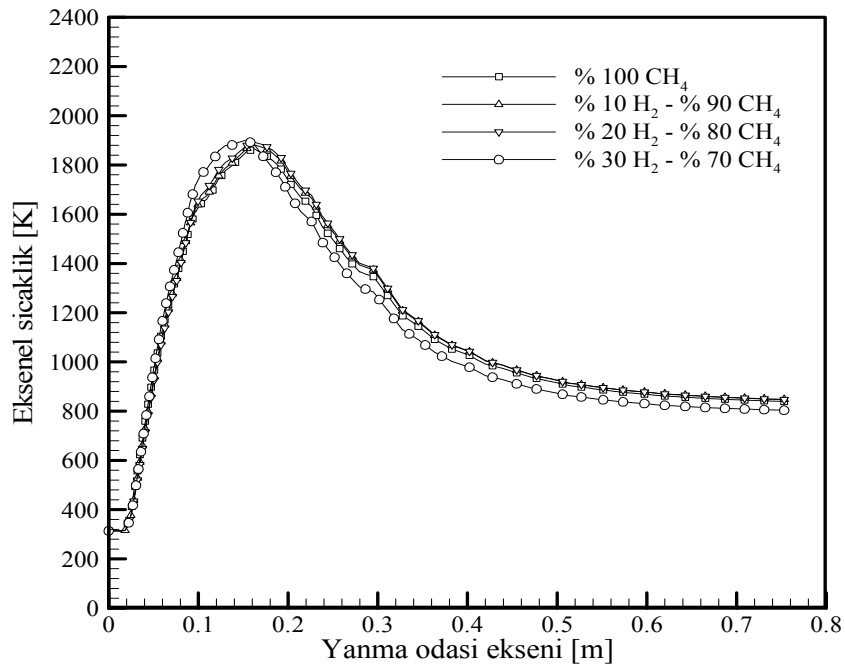
Şekil 6.44 Yanma odasında NO emisyonu dağılımları (% 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub>)

Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurulduğunda meydana gelen NO emisyonu, yanma odasının 0.18 m aksenal mesafesinde en yüksek seviyesine ulaşmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 873 K'e artırıldığında 0.23 m, 973 K'e artırıldığında 0.26 m aksenal mesafede en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. NO emisyonları, düşük türbin giriş sıcaklığı değerlerinde, yanma odasının yakıcıya yakın bölümlerinde meydana gelmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile oluşum bölgesi yanma odası çıkışına doğru kaymaktadır. Yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değerleri, 773 K, 873 K, 973 K türbin giriş sıcaklıkları için sırasıyla 23.34 ppm, 25.60 ppm ve 30.34 ppm olmaktadır.

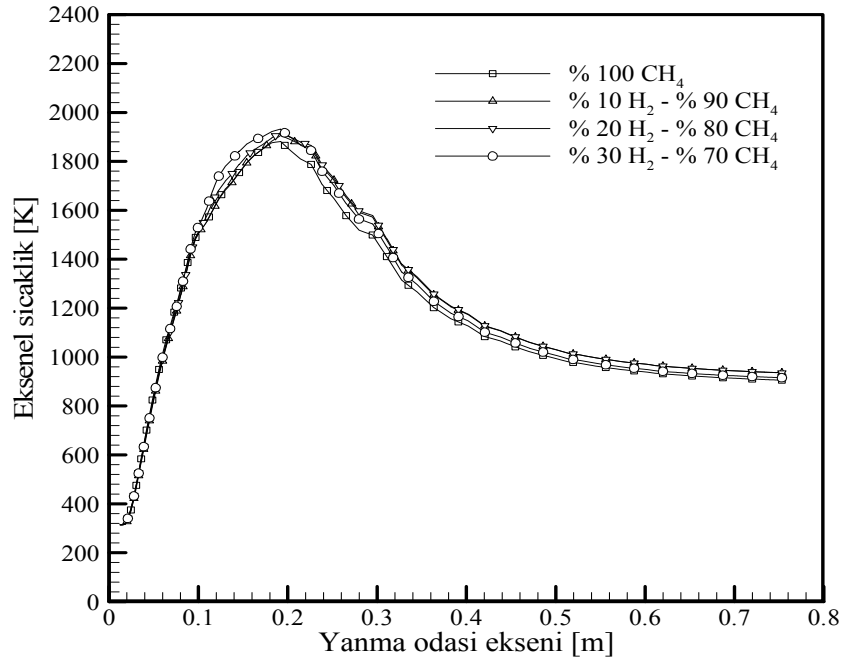
### 6.3.5 Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

#### 6.3.5.1 Sıcaklık Dağılımları

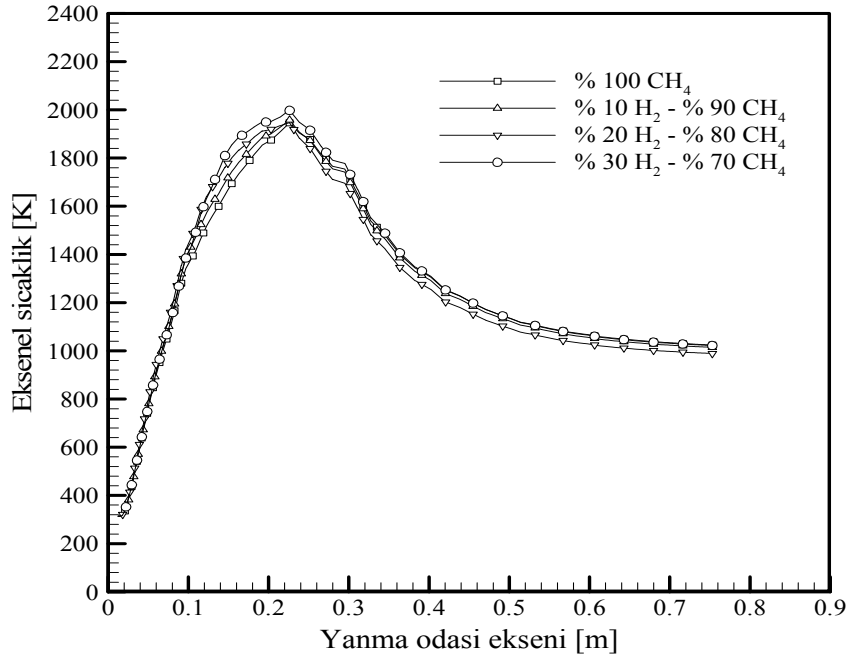
Yanma odasındaki yakıt fazlalık katsayısı, reaktif akışın sıcaklığını kontrol eder. Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi, gerek saf yakıt metan gerekse karışım yakıtlar için yakıt debisi değiştirilerek oluşturulan karışım, fakir karışımdır. Şekil 6.45, 6.46 ve 6.47'de, gaz türbininde saf ve karışım yakıtlar kullanılması durumunda, yakıt karışımı içindeki hidrojen oranına göre yanma odası ekseninde meydana gelen sıcaklık dağılımları görülmektedir.



Şekil 6.45 Farklı yakıt karışımları için yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (TGS= 773 K)



Şekil 6.46 Farklı yakıt karışımları için yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (TGS= 873 K)



Şekil 6.47 Farklı yakıt karışımları için yanma odası ekseninde sıcaklık dağılımları (TGS= 973 K)

Bu şekillerden görülebileceği gibi, her bir türbin giriş sıcaklığı şartlarında yapılan simülasyonda, yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı arttıkça, yanma odası eksenini boyunca oluşan maksimum sıcaklık değeri artmaktadır. Ayrıca yakıt karışımı içerisindeki hidrojen

oranı arttıkça, oluşan alev yapısı değişerek, alevdeki maksimum sıcaklık değerleri yanma odasının ön bölümlerine doğru, yani yakıcıya doğru kaymaktadır.

Kullanılan yakıt karışımı içindeki hidrojen oranının oluşan alev yapısına etkisi, Şekil 6.19, 6.20, 6.21, 6.28, 6.29, 6.30, 6.37, 6.38 ve 6.39 birlikte değerlendirilerek incelendiğinde, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken, saf metan yakıtının kullanıldığı durumdan % 10 hidrojen içeren karışım yakıt kullanıldığı duruma geçişte yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel,  $r=0$  m radyal mesafesinde oluşan sıcaklık değeri % 0.68 oranında,  $r=0.01$  m radyal mesafede ise % 1.25 oranında artmıştır.  $z=0.2$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 1.54,  $r=0.01$  m'de ise % 1.19 oranında artmıştır.  $z=0.3$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 1.73,  $r=0.01$  m'de ise % 1.40 oranında artmıştır.

Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda, yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel,  $r=0$  radyal mesafesinde oluşan sıcaklık değeri, % 0.4 oranında azalmış,  $r=0.01$  m radyal mesafede ise % 2.55 oranında artmıştır.  $z=0.2$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 2.11,  $r=0.01$  m'de ise % 2.54 oranında artmıştır.  $z=0.3$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 4.86,  $r=0.01$  m'de ise % 4.17 oranında artmıştır.

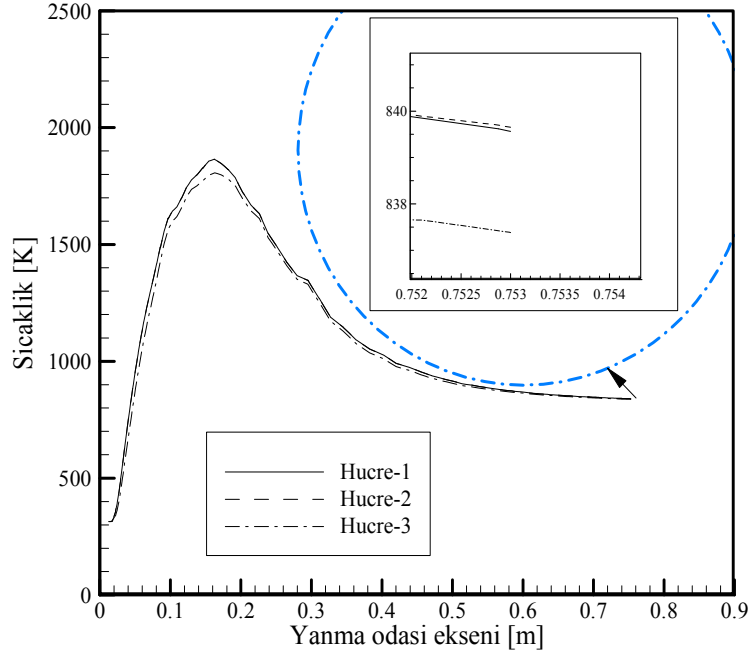
Türbin giriş sıcaklığı 973 K olduğunda, yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel,  $r=0$  radyal mesafesinde oluşan sıcaklık değeri % 3.65 oranında,  $r=0.01$  m radyal mesafede ise % 4.67 oranında artmıştır.  $z=0.2$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 1.47,  $r=0.01$  m'de ise % 7.11 oranında artmıştır.  $z=0.3$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 0.76,  $r=0.01$  m'de ise % 0.86 oranında azalmıştır.

% 100 metan yakıtının kullanıldığı duruma göre yakıt karışımı içindeki hidrojen oranının % 30'a çıkarılarak, alevdeki eksenel ve radyal doğrultudaki sıcaklık değişimleri incelendiğinde ise, türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda, yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel,  $r=0$  radyal mesafesinde oluşan sıcaklık değeri % 6.85 oranında,  $r=0.01$  m radyal mesafede ise % 1.27 oranında artmıştır.  $z=0.2$  m eksenel düzlemde ve  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 3.15,  $r=0.01$  m'de ise % 3.91 oranında azalmıştır.  $z=0.3$  m eksenel düzlemde,  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 4.83,  $r=0.01$  m'de ise % 4.84 oranında azalmıştır. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda, yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel,  $r=0$  m radyal mesafesinde oluşan sıcaklık değeri % 1.58 oranında,  $r=0.01$  m radyal mesafede ise % 6.76 oranında artmıştır.  $z=0.2$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 3.23,  $r=0.01$  m'de ise % 2.11 oranında artmıştır.  $z=0.3$  m eksenel düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 3.21,  $r=0.01$  m'de ise % 2.14 oranında artmıştır. Türbin giriş sıcaklığı 973 K olduğunda, yanma odasının  $z=0.1$  m eksenel,  $r=0$  radyal mesafesinde oluşan sıcaklık değeri % 3.11 oranında,  $r=0.01$  m radyal

mesafede ise % 13.59 oranında artmıştır.  $z=0.2$  m aksenal düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 4.70,  $r=0.01$  m'de ise % 3.60 oranında artmıştır.  $z=0.3$  m aksenal düzlemde  $r=0$  m radyal mesafedeki sıcaklık % 1.49,  $r=0.01$  m'de ise % 0.75 oranında artmıştır. Buradan görüldüğü gibi, gaz türbininde metan yakıtına eklenen hidrojen oranı arttıkça, belirlenen sıcaklık değerleri oldukça değişmektedir.

Alev tüpü duvar sıcaklıkları üzerine hidrojen oranının etkisi Şekil 6.13, 6.22, 6.33 ve 6. 40 birlikte incelenerek ele alındığında, alev tüpü duvarında çok fazla sıcaklık değişimlerinin meydana gelmediği görülmektedir. Her bir yakıt durumu ele alındığında, türbin giriş sıcaklığının artışı ile alev tüpü duvar sıcaklıkları artmaktadır. Alev tüpü için belirlenen maksimum sıcaklık değeri alev tüpü malzemesi için maksimum kabul edilir çalışma sıcaklığı seviyeleri (1100 K) (Lefebvre, 1999) altındadır.

Yanma odasındaki hücre yoğunluğunun simülasyon sonucuna etkisini incelemek amacıyla üç farklı hücre sayısı test edilmiştir. Şekil 6.48'de bu test ile ilgili sonuçlar görülmektedir. Bu işlemde, % 100 metan yakıtının kullanıldığı ve türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu durum göz önüne alınmıştır. Şekil 6.48'de Hücre-1, 51811, Hücre-2, 145821 ve Hücre-3, 193673 adet hücreyi ifade etmektedir. Ele alınan tüm hücre sayıları için inceleme yapıldığında, Şekil 6.48'den de görüldüğü gibi, benzer sıcaklık dağılımlarının elde edildiği görülmektedir. Yanma odası çıkışındaki sıcaklık değeri üç hücre sayısı için incelendiğinde, çok farklı sonuçların oluşmadığı tespit edilmiştir. Yanma odası çıkışındaki kütle ağırlıklı ortalama sıcaklık değeri, Hücre-1 durumu değerlendirilerek işlem yapıldığında 823.21 K, Hücre-2 durumu ele alındığında 824.92 K, Hücre-3 durumunda ise 825.02 K olarak belirlenmiştir. Herhangi bir problemde hesaplama hacminde oluşturulan hücre sayısı hesaplama zamanını etkilemektedir. Bu nedenle bu çalışmada göz önünde bulundurulan tüm şartlarda hücre sayısı 51811 olarak alınmıştır.



Şekil 6.48 Belirlenen sıcaklık dağılımlarının hücre yoğunluğuna bağlılığı

### 6.3.5.2 Kimyasal Bileşen Dağılımları

Yanma odası içerisinde bulunan kimyasal bileşenlerin kütle kesri dağılımları, hem türbin giriş sıcaklığından hem de yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranından etkilenmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken saf metan yakıtının kullanıldığı durum ile % 10 hidrojen içeren yakıt karışımının kullanıldığı durum karşılaştırıldığında, metanın kütle kesri dağılım bölgesi çok fazla etkilenmemektedir. Yakıt karışımındaki hidrojen oranı % 20'ye çıkarıldığında, metanın kütle kesrinin % 1'in altına düştüğü bölge yakıcı bölümüne doğru yaklaşmaktadır. Eklenen hidrojen oranı % 30'a çıkarıldığında, yakıcı bölümüne doğru kayma yaklaşık 0.07 m olmuştur. Yakıt karışımındaki hidrojen oranının % 10'dan % 30'a çıkarılması, hidrojenin kütle kesrinin % 1'in altına düştüğü bölgeyi 0.035 m yanma odası çıkışına doğru kaydırmıştır. Türbin giriş sıcaklığının 973 K olduğu durumda yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranının % 10'dan % 20'ye çıkarılması, hidrojenin kütle kesrinin % 1 değerinin altına düştüğü bölgeyi 0.063 m yanma odası çıkışına doğru kaydırmıştır.

Yanma odasında metanın yanma işleminin simülasyonu iki basamaklı reaksiyon mekanizması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla yanma odasında CO emisyonunun olduğu göz önünde bulundurulmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda ve yakıt olarak saf metan kullanıldığında CO'nun kütle kesri, yanma odasının 0.15 m aksenal mesafesine kadar artmakta daha sonra azalarak 0.19 m aksenal mesafeden sonra % 1 değerinin altına

düşmekteydi. Bu türbin giriş sıcaklığı şartlarında, metana % 10 oranında hidrojen eklenmesi CO'nun kütle kesri artış bölgesini, yanma odasının 0.16 m ekensel mesafesine kaydırmaktadır. Diğer yakıtlarla karşılaştırıldığında H<sub>2</sub>, yanma prosesi üzerinde önemli etkilere sahiptir. Stokiometrik hidrojen/hava karışımının alev hızı 200 cm/s iken metan/hava karışımının alev hızı 40 cm/s'dir. Hidrojen alev içerisindeki diğer radikalleri etkilemekte, böylece karışımdaki diğer kimyasal bileşenlerin oksidasyon oranı değişmektedir. Yakıtta hidrojen eklenmesi CO'nun oksidasyon oranını artırır ve sonuçta CO emisyonu azalır. CO'nun kütle kesrinin % 1 değerinin altına düştüğü bölge ise 0.20 m ekensel mesafeden sonra başlamaktadır. Yakıt karışımındaki hidrojen oranının % 10'dan % 30'a çıkarılması CO'nun maksimum kütle kesri değerine ulaştığı bölgeyi 0.02 m yakıcı bölümüne doğru kaydırmıştır. Türbin giriş sıcaklığı 973 K iken, yakıtta eklenen hidrojenin oranının % 10'dan % 30'a çıkarılması CO emisyonunun kütle kesrinin en yüksek değerine ulaştığı bölgeyi 0.04 m yanma odası çıkışına doğru kaydırmıştır. Her iki haldede CO'nun kütle kesri 0.25 m ekensel mesafeden sonra % 1 değerinin altına düşmektedir. Bu durum, yanma odasına gönderilen hidrojen oranının artışı ve bunun sonucu olarak, oksijenin hidrojene karşı yüksek afinitesinin etkisiyle önce, H<sub>2</sub>O'nun oluşması şeklinde açıklanabilir. Yakıtta eklenen hidrojen oranındaki artışının sonucu olarak, yanma ürünleri içerisindeki H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri artmış CO<sub>2</sub>'nin kütle kesri ise azalmıştır.

### 6.3.5.3 NO Emisyonu Dağılımları

Bu çalışmada NO emisyonu modellemesi, ısı NO ve hızlı NO mekanizmaları göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Modelleme, Fluent programında bulunan bir son işlemci kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Gaz türbininde ele alınan tüm şartlarda, gerek saf yakıt metan gerekse karışım yakıt kullanılıp, türbin giriş sıcaklığı artırıldığında oluşan NO emisyonu miktarı artmaktadır. Bu durum yanma odası içerisinde meydana gelen doruk sıcaklıkların artması ve ısı NO oluşum mekanizmasının sıcaklıkla daha etkili hale gelmesinden kaynaklanmaktadır. Gaz türbininde yakıt olarak metan kullanıldığında, türbin giriş sıcaklığının 773 K'den 973 K'e çıkartılması oluşan NO emisyonunu % 47.57 oranında artırmıştır.

Türbin giriş sıcaklığı 773 K iken, gaz türbininde karışım yakıtı kullanıldığında ve karışım içerisindeki hidrojen oranı % 10 olduğunda oluşan NO emisyonunun en yüksek seviyeye ulaştığı bölge, saf metan yakıtı kullanıldığı duruma göre çok fazla değişiklik göstermemiştir. Türbin giriş sıcaklığı arttırıldığında belirlenen NO emisyonlarının maksimum değerine ulaştığı bölgelerde de çok fazla değişiklik meydana gelmemiştir. Türbin giriş sıcaklığının 773



K olduğu ve % 10 hidrojen içeren karışım yakıt kullanıldığında yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değeri aynı şartlarda saf metan yakıtının kullanıldığı duruma göre % 5.7 artmıştır. Türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğunda belirlenen NO emisyonu değeri saf metanın kullanıldığı duruma göre % 17.19, türbin giriş sıcaklığı 973 K olduğunda ise % 9.09 oranında azalmıştır. Bu değişim belirlenen sıcaklık değerlerindeki farklılıklar nedeniyle meydana gelmektedir. Yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı % 20 ve türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda maksimum NO emisyonunun meydana geldiği bölge, önceki durumlara göre çok fazla farklılık göstermezken yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değerlerinde de önemli değişiklikler meydana gelmemiştir. Yakıt karışımı içindeki hidrojen oranının % 10'dan % 20'ye çıkartılması, türbin giriş sıcaklığı 873 K olduğu şartlarda yanma odası çıkışında belirlenen NO emisyonu değerini % 8.64 artırmıştır. Türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu ve % 10 hidrojen içeren karışım yakıtı göz önünde bulundurularak yapılan sayısal simülasyon ile % 30 hidrojen içeren karışım yakıtı için yapılan sayısal simülasyonda belirlenen NO emisyonu değeri arasında % 5.04 oranında fark bulunmaktadır. Yanma odası içerisinde oluşan NO emisyonu değerleri oluşan sıcaklık alanlarından ve oksijen konsantrasyonlarından etkilenmektedir. Dolayısıyla farklı yakıt fazlalık katsayılarında ve dolayısıyla farklı türbin giriş sıcaklıklarında meydana gelen NO emisyonu değerleri farklı olmaktadır. Gaz türbininde NO emisyonlarının oluşumunda etkili mekanizma, ısıl NO mekanizmasıdır. Ayrıca simülasyonda göz önünde bulundurulan hızlı NO mekanizmasında yakıtın yanma kimyasına bağlıdır ve dolayısıyla kimyasal yapının değişmesi bu mekanizmayı etkilemektedir. Sayısal simülasyonla belirlenen NO emisyonu değerleri, kullanılan tüm yakıt şartlarında türbin giriş sıcaklığı arttıkça artmıştır. Genel olarak, saf metan yakıtının kullanıldığı durum ile karışım yakıtının kullanıldığı durumlar karşılaştırıldığında, NO emisyonunu değerleri tüm türbin giriş sıcaklığı şartlarında göze çarpan oranlarda değişiklik göstermemiştir. Bu durum düşük yakıt fazlalık katsayılarında oluşan düşük doruk yerel sıcaklıklar nedeniyle açıklanabilir. Bölüm 6.2.2'de açıklandığı gibi, yüksek yerel sıcaklıkların meydana geldiği ve yüksek yakıt fazlalık katsayılarında yapılan sayısal simülasyonda yakıt fazlalık katsayısının artışıyla oluşan NO emisyonları büyük ölçüde artmaktadır. Gaz türbinin sayısal simülasyonunda, yanma odasında meydana gelen maksimum yerel doruk sıcaklık 2005.24 K olup, bu sıcaklık % 30 hidrojen içeren yakıt karışımının simülasyonunda belirlenmiştir. Bu sıcaklık değerinin meydana geldiği sayısal simülasyonda yanma odası çıkışında meydana gelen toplam NO emisyonu 30.34 ppm'dir. Bu değer diğer şartlar için belirlenen emisyon değerleri arasında maksimum olanıdır.

### 6.3.5.4 Modelleme Sabiti A'nın Değiştirilmesi

Bu çalışmada, Eddy Dissipation Yanma Modeli kullanılmıştır. Bu model, yanma simülasyonlarında güçlü ve nümerik olarak stabil olduğu için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Yanma odası içerisinde oluşan sıcaklık dağılımları kullanılan modelde göz önünde bulundurulmuş varsayımlara göre farklılık göstermektedir. Bu varsayımlar, maksimum yanma sıcaklığını ve yanma bölgelerinin boyutunu etkilemektedir. Denklem 4.36 ve 4.37'de görülen A sabitini, çeşitli araştırmacılar değiştirip, yaptıkları çalışmalarda kurdukları modelleri değerlendirmişlerdir (Ma ve vd., 1999, Ng N.C., 2003). Ma ve vd. (1999). Çalışmalarında reaksiyon sabiti A değerini, 1.5 ile 4 arasında değiştirmişlerdir. Ng N.C (2003), çalışmasında A sabitini 4 ve 1.5 olarak varsaymış, bu sabitin 4 değerinden 1.5 değerine düşürülmesi ele aldığı yanma odasında belirlenen maksimum sıcaklık değerlerini bariz bir şekilde azaltırken yanma odası çıkış sıcaklığında çok önemli bir değişiklik olmamıştır.

Bu çalışmada reaksiyon sabiti, 4 ile 1.5 değerleri arasında değiştirilerek çözümler tekrarlanmıştır. Gaz türbininde yakıt olarak saf metanın kullanıldığı ve türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu şartlar göz önünde bulundurularak, simülasyon farklı A değerleri için gerçekleştirildiğinde, yanma odası içindeki maksimum ve yanma odası çıkışındaki ortalama sıcaklık değerleri Çizelge 6.3'te verilmiştir. Model sabiti 1.5 olarak seçildiğinde yanma odasındaki maksimum sıcaklık değeri, 924.95 K, yanma odası çıkış sıcaklığı ise 822 K olarak belirlenmiştir. Model sabiti A değerinin, sabit olarak alınan 4 değerinden daha düşük sayılar seçilmesi yanma odasında oluşan maksimum sıcaklık değerlerini oldukça düşürürken, yanma odası çıkış sıcaklığı değerlerinde bariz değişiklikler meydana getirmemiştir. Bu bulgular, Ng Nam (2003) tarafından elde edilen bulgularla benzer eğilimler göstermektedir. Bu çalışmada yapılan simülasyonda, A değeri 4 olarak seçilmiştir. Her ne kadar türbin giriş sıcaklığı üzerinde bu parametrenin değiştirilmesinin etkisi olmasa da, maksimum sıcaklık değerlerinde çok farklı sonuçlar vermiştir. Metanın 0.2230 yakıt fazlalık katsayısında adyabatik alev sıcaklığı 845 K'dir. Bu sıcaklık değeri A sabitinin 1.5 olduğu durumda belirlenen maksimum sıcaklık değerine yakındır. Oysa A model sabiti 4 olduğunda ve bu yakıt fazlalık katsayısında belirlenen maksimum sıcaklık değeri 1865.34 K'dir. Belirlenen bu değer ise metan-hava karışımının 0.2230 yakıt fazlalık katsayısı şartlarındaki adyabatik alev sıcaklığı değerinden yüksek, stokiometrik şartlardaki adyabatik alev sıcaklığı (2210 K) değerinden düşüktür. Buna benzer bulgular, Gabler C.H. (1996) tarafından yapılan çalışmada da görülmektedir. Çalışmada yüksek sıcaklıkların meydana geldiği bölgeler deneylerle doğrulanmıştır. Ele alınan bu çalışmada, düşük model sabiti değerlerinde makul NO

emisyonu belirlenmesi yapılamamıştır.

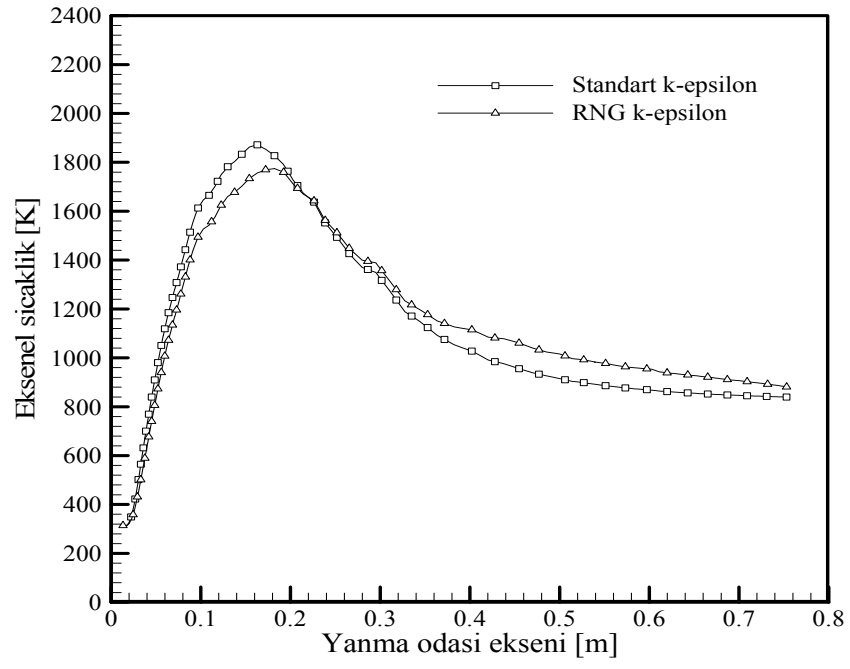
Çizelge 6.3 Model sabitinin sıcaklık değerlerine etkisi

Model Sabiti	Maksimum Sıcaklık (K)	Yanma odası çıkışındaki ortalama sıcaklık (K)
A=1.5	924.95	822.00
A=2	1187.52	822.04
A=2.5	1407.31	823.16
A=3	1538.25	823.19
A=3.5	1746.14	823.20
A=4	1865.34	823.21

#### 6.3.5.5 Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması

Bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal simülasyonda, türbülans modellemesi standart k- $\epsilon$  ve RNG k- $\epsilon$  türbülans modelleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Standart k- $\epsilon$  türbülans modeli, yanma simülasyonlarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Gaz türbini simülasyonlarında bu modelin kullanıldığı çalışmalara, Lau (1995) ve Gulati (1995) tarafından yapılan çalışmalar örnek olarak verilebilir.

Kullanılan iki türbülans modelinin karşılaştırılmasını yapmak amacıyla, gaz türbininin saf metan yakıtı kullanılarak çalıştırıldığı ve türbin giriş sıcaklığının 773 K olduğu göz önünde bulundurularak yapılan sayısal simülasyonda belirlenen sıcaklık dağılımı, örnek olarak verilmiştir. Şekil 6.49'da, iki model kullanılarak elde edilen yanma odası eksenindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi, her iki türbülans modelinde yanma odası çıkışında belirlenen sıcaklık değerleri birbirine yakın değerdedir. De Champlain vd. (1994) tarafından difüzyon esaslı yanma işleminin 3 boyutlu modellenmesinin gerçekleştirildiği çalışmada da, RNG k- $\epsilon$  ve standart k- $\epsilon$  türbülans modelleri benzer sonuçlar vermiştir. Standart k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanıldığında yanma odası çıkışında belirlenen sıcaklık değeri daha düşüktür. Gaz türbininin çalışma şartları göz önüne alınarak yapılan sayısal simülasyonda, yanma odası çıkışında belirlenen sıcaklık değeri bu modelde daha tutarlı sonuçlar vermiştir. Dolayısıyla tüm yakıtlar için yapılan sayısal simülasyonda standart k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır.



Şekil 6.49 Farklı türbülans modellerine göre sıcaklık dağılımları (% 100 CH<sub>4</sub>, TGS=773 K)

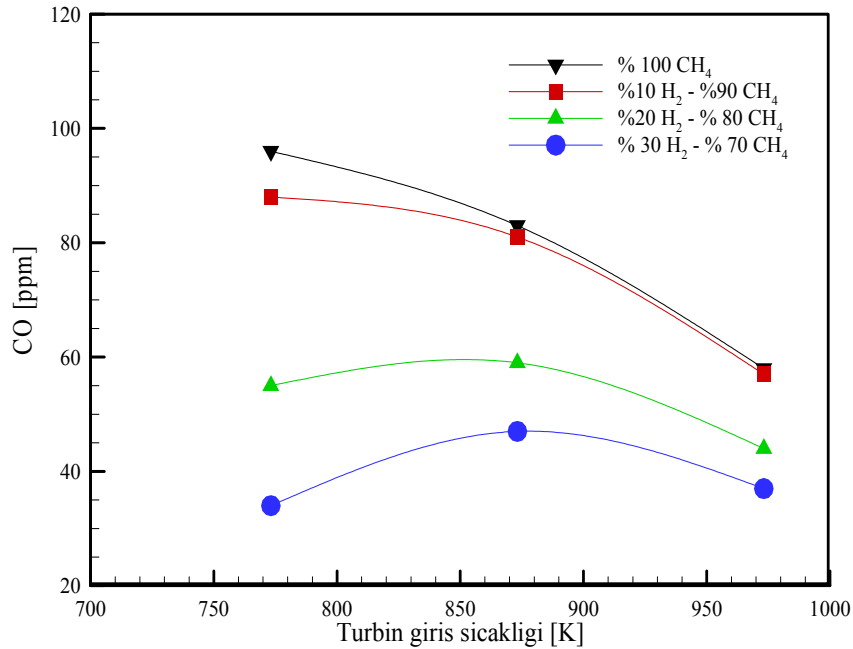
## 7. DENEYSEL SONUÇLAR

### 7.1 Giriş

Bu bölümde, ele alınan gaz türbininde kullanılan yakıt ve yakıt karışımları için, çeşitli işletme şartlarında elde edilen deneysel sonuçlar sunulmuştur. Gaz türbini yüksüz şartlarda çalıştırılıp, fakir karışım şartlarında alev teşekkül edilerek, deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı farklı sıcaklık aralıklarında yakıt debisi değiştirilerek ayarlanmıştır. Yanma odasına metan ve metan hidrojen-karışım yakıtları kullanıldığında aktarılan, ısıl güç değerleri hesaplanmıştır. Sistemde ölçülebilen emisyon değerleri ile ilgili elde edilen sonuçlar bu bölümde verilmiştir.

#### 7.1.1 CO Emisyonu

Şekil 7.1, kullanılan yakıt ve yakıt karışımları için farklı türbin giriş sıcaklığına göre oluşan, CO emisyonundaki değişimi göstermektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi, yakıt olarak metan kullanıldığında, 773 K türbin giriş sıcaklığında 96 ppm CO emisyonu oluşurken, türbin giriş sıcaklığı 973 K'e artırıldığında CO emisyonu azalarak 58 ppm'e düşmüştür.



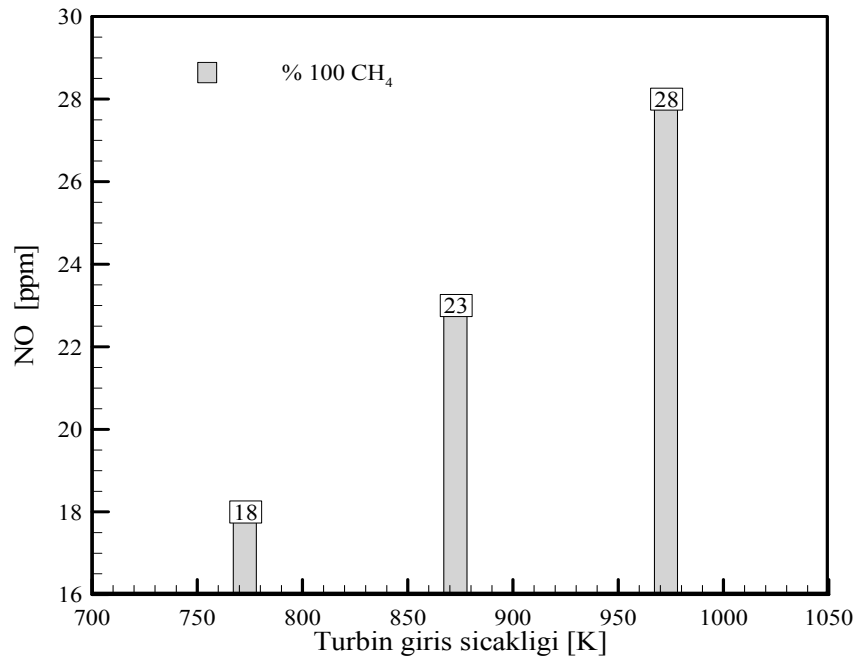
Şekil 7.1 CO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi

CO emisyonu, yakıt olarak % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> karışım yakıtı kullanıldığında, % 100 CH<sub>4</sub> kullanıldığı duruma göre tüm çalışma şartlarında azalmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 773 K

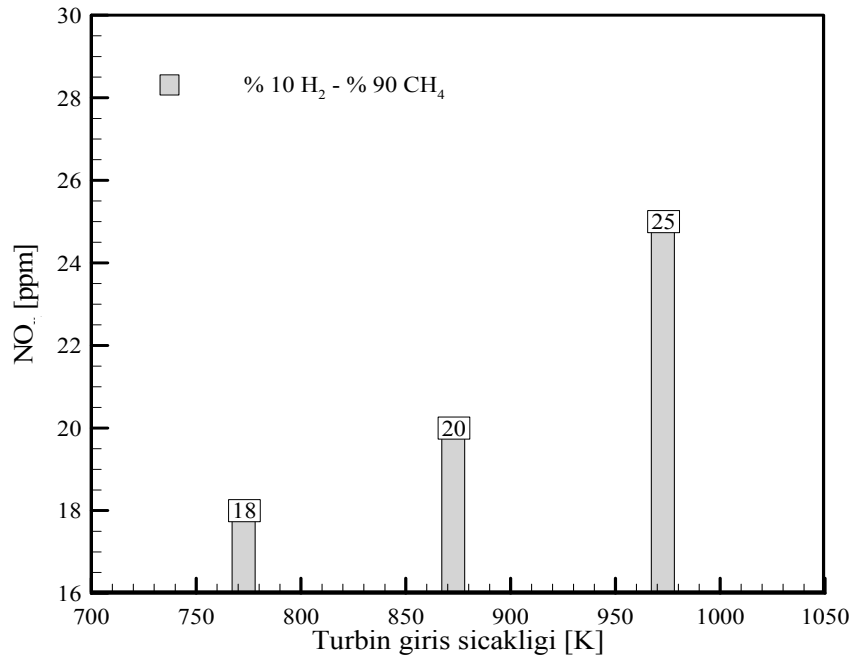
iken ölçülen CO emisyonu 88 ppm, 973 K iken ise 57 ppm'dir. Yakıt karışımı içerisindeki hidrojen miktarı arttıkça oluşan CO emisyonu değeri azalmaktadır.

### 7.1.2 NO Emisyonu

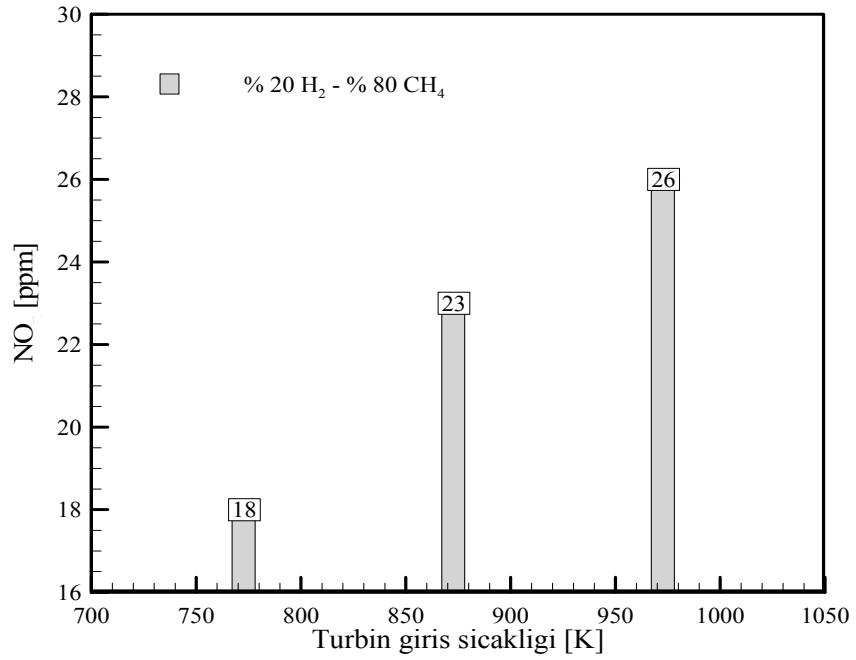
Şekil 7.2, 7.3, 7.4 ve 7.5'te, gaz türbinde 773 K, 873 K ve 973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında % 100 CH<sub>4</sub> ve farklı oranlardaki H<sub>2</sub> - CH<sub>4</sub> yakıt karışımları için NO emisyonu değişimleri görülmektedir. Bu değişimler değerlerin daha açık bir şekilde ifade edilebilmesi için bar grafik şeklinde gösterilmiştir. Şekil 7.2'de, yakıt olarak % 100 metan kullanıldığı durumda türbin giriş sıcaklığına göre, NO emisyonu oluşumu görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda, oluşan NO emisyonu 18 ppm iken, türbin giriş sıcaklığı 973 K'e çıkarıldığında artarak 28 ppm olmuştur. Gaz türbininde, % 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub> yakıt karışımı kullanıldığında 773 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında oluşan NO emisyonu değeri 18 ppm, 973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında ise 25 ppm olmuştur. Şekil 7.4'te görüldüğü gibi, yakıt karışımındaki hidrojen yüzdesi % 20'ye çıkarıldığında, türbin giriş sıcaklığı 773 K iken, ölçülen NO emisyonu değeri yine 18 ppm'dir. Bu türbin giriş sıcaklığı şartlarında, yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı % 30'a çıkarıldığında ise NO değeri 19 ppm yükselmiştir. Yakıt karışımındaki hidrojen oranı % 30 iken, türbin giriş sıcaklığı 973 K'e çıkarıldığında oluşan NO emisyonu 28 ppm olarak ölçülmüştür. Bu değişim şekil 7.5'te görülmektedir.



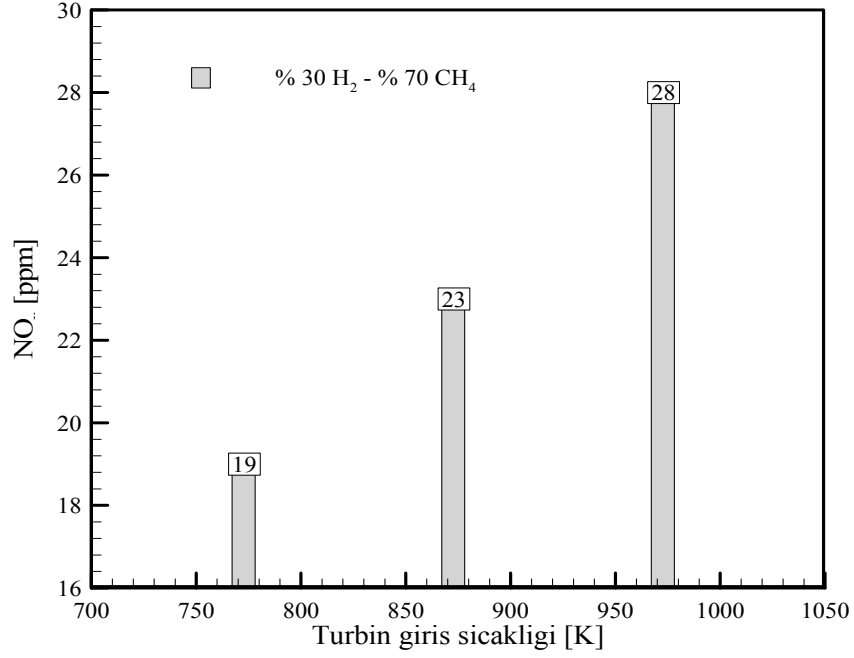
Şekil 7.2 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 100 CH<sub>4</sub>)



Şekil 7.3 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 10 H<sub>2</sub> - % 90 CH<sub>4</sub>)

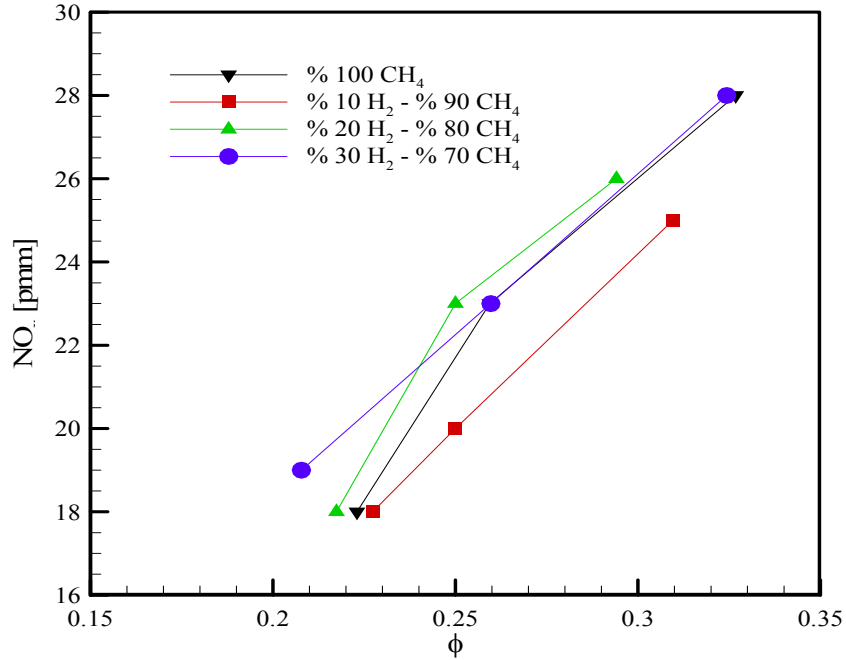


Şekil 7.4 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 20 H<sub>2</sub> - % 80 CH<sub>4</sub>)



Şekil 7.5 NO emisyonunun türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (% 30 H<sub>2</sub> - % 70 CH<sub>4</sub>)

Şekil 7.6'da, kullanılan her bir yakıt ve yakıt karışımı için, NO emisyonunun yakıt fazlalık katsayısına göre değişimi görülmektedir. Buradan görüldüğü gibi tüm şartlar değerlendirildiğinde yakıt fazlalık katsayısı 0.2078 ile 0.3268 arasında değişmektedir. Yakıt fazlalık katsayısının artışı ile NO emisyonu değerleri artmaktadır.



Şekil 7.6 Yakıt fazlalık katsayısına göre NO emisyonu değişimi



### 7.1.3 Yanma Odası Isıl Gücü

Isıl Güç (Yakıt Isıl Gücü), bir yanma sisteminde birim zamanda yakılan yakıt miktarının, yakıtın alt ısıl değeriyle çarpılması sonucu bulunan değerdir. Bu çalışmada ele alınan gaz türbininde kullanılan saf yakıt ve karışım yakıtlar için ısıl güç değeri, aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q = m_y \cdot LHV \text{ (kW)} \quad (7.1)$$

Karışım yakıtları için,

$$LHV_{kar} = LHV_M \cdot Y_M + LHV_H \cdot (1 - Y_M) \text{ (kJ/kg)} \quad (7.2)$$

$$Q_{kar} = m_{ykar} \cdot LHV_{kar} \text{ (kW)} \quad (7.3)$$

Burada, LHV, alt ısıl değer; Y yakıtın kütle kesri; m ise kütleli debidir. Çizelge 7.1'de saf metan ve hidrojenin alt ısıl değerleri görülmektedir.

Çizelge 7.1 Metan ve hidrojenin alt ısıl değerleri

Yakıt	Alt ısıl değer (MJ/kg)
Metan	50.10
Hidrojen	119.90

Denklem 7.1, 7.2 ve 7.3 kullanılarak, çalışmada göz önünde bulundurulmuş yakıt ve yakıt karışımları için hesaplanan ısıl güç değerleri, Çizelge 7.2'de görülmektedir. Gaz türbininde yakıt olarak saf metan kullanıldığında ve türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda hesaplanan ısıl güç değeri 38.52 kW'dır. Yakıt karışımı içerisinde, hidrojenin hacimsel yüzdesi % 10 iken teşekkül edilen alev şartlarında, yine türbin giriş sıcaklığı 773 K olduğunda hesaplanan ısıl güç değeri 40.33 kW'dır. Türbin giriş sıcaklığı 973 K olarak ayarlanıp, saf metan yakıtı yakıldığında hesaplanan ısıl güç değeri 87.140 kW'dır. Bu şartlarda yakıt fazlalık katsayısı Çizelge 6.2'den de görülebileceği gibi 0.3268'dir. Gaz türbininde bu türbin giriş sıcaklığı şartlarında ve % 30 hacimsel oranda hidrojen içeren karışım yakıt kullanıldığında hesaplanan ısıl güç 87.34 kW, yakıt fazlalık katsayısı ise 0.3243'dir. Yaklaşık aynı yakıt fazlalık katsayılarında oluşturulan iki alev için (% 100 CH<sub>4</sub> / 973 K türbin giriş sıcaklığı ve % 30 H<sub>2</sub> - % 100 CH<sub>4</sub> / 973 K türbin giriş sıcaklığı) yanma odasına aktarılan ısıl güç aynıdır. Kullanılan

saf ve karışım yakıt için, aynı ısı gücü şartlarında emisyon açısından bir değerlendirme yapılabilir. Karışım yakıt ve saf yakıt için yanma odasına aynı ısı gücünü aktarıldığı şartlarda, hidrojen içeren karışım yakıtının kullanılması, CO miktarında önemli miktarda azalmaya neden olmuştur. NO emisyonlarında ise göze çarpan bir değişim meydana gelmemiştir.

Yanma odasına aynı ısı gücünü aktarıldığı şartlardaki simülasyon sonuçlarına göre, yanma odası çıkışındaki CO<sub>2</sub> emisyonunun kütle kesrinde % 11.51 oranında azalma olmuştur. Bu şartlarda H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri de % 7.48 artmıştır.

Çizelge 7.2 Farklı türbin giriş sıcaklıkları için ısı gücü değerleri

Yakıt	Türbin giriş sıcaklığı	Isıl güç
	(K)	(kW)
% CH <sub>4</sub>	773	38.52
	873	52.15
	973	87.17
% 10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub>	773	40.33
	873	66.98
	973	92.61
% 20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub>	773	40.30
	873	67.87
	973	94.44
% 30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub>	773	41.20
	873	68.83
	973	87.34

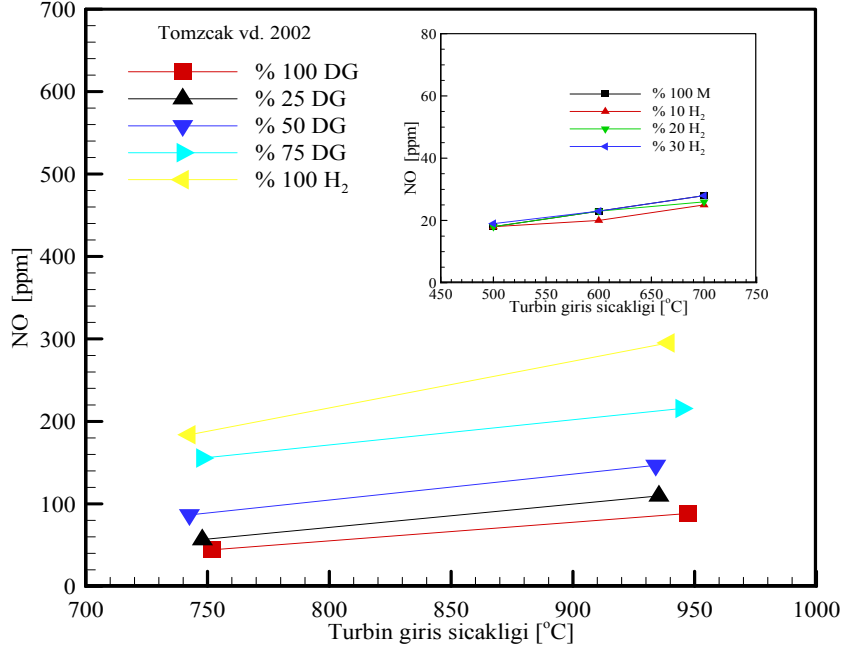
## 8. SONUÇLARIN LİTERATÜRLE KARŞILAŞTIRILMASI

Gaz türbinlerinde hidrojen-hidrokarbon karışım yakıtlarının kullanılması ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği tekniği kullanarak yanma ve emisyon modellemesiyle ilgili yapılan çalışmalar, literatürde sınırlı sayıda bulunmaktadır. Yapılan çalışmaların birçoğu, ya sıfır boyutlu teorik çalışmalar ya da gaz türbini yanma odasını tam olarak yansıtmayan deneysel çalışmalardır. Ele alınan çalışmada göz önünde bulundurulmuş olan sistem, bu çalışmanın amacına yönelik olarak daha önceki çalışmalarda kullanılmamıştır. Bu nedenle, yürütülen bu çalışmada elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar literatürde az sayıda bulunan çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Hidrojen ve hidrojen-hidrokarbon karışım yakıtlar, hidrokarbon esaslı yakıtlardan (doğalgaz gibi) farklı yanma karakteristikleri gösterirler. Hidrokarbon yakıtta hidrojen eklendiğinde, alevin fiziksel yapısı, stabilitesi, emisyon özellikleri etkilenir. Bu çalışmada elde edilen sayısal simülasyon sonuçlarında, yanma odası sıcaklık dağılımları ve kimyasal bileşen dağılımları belirlenmiştir. Deneysel çalışmada ise, farklı yakıt karışımları için emisyon değerleri (NO, CO) ve yanma odası çıkış sıcaklığı değeri belirlenmiştir.

Tomzack vd. (2002) tarafından yapılan çalışmada, doğalgaz-hidrojen yakıt karışımı incelenmiş, yakıt karışımındaki hidrojen oranı arttıkça alev boyunun küçüldüğü belirtilmiştir. Çalışmada, NO emisyonu artarken CO emisyonu azalmıştır. Tomzack vd.'nin yaptığı çalışma ile bu çalışmada elde edilen NO emisyonlarının, türbin giriş sıcaklığına göre değişimi farklı yakıt karışımları için Şekil 8.1'de görülmektedir. İçteki grafik, bu çalışmada elde edilen sonuçları göstermektedir. Her iki çalışmada da, türbin giriş sıcaklığının artması ile NO emisyonu değişim karakteristiği benzer eğilim göstermektedir.

Halter vd. (2007) tarafından, gaz türbinleri için hidrojen içerikli yakıt karışımlarının uygunluğunu araştırmak amacıyla, laminer alev yayılımı sağlayan deney düzeneği ve yüksek basınçlı türbülanslı alev şartları sağlayan deney düzeneği kullanarak, metan/hava alevine hidrojen eklenmesinin (yakıtta hacimsel olarak % 0, % 10 ve % 20 hidrojen eklenmesi durumlarında) etkisinin incelendiği çalışmada, yakıtta hidrojen eklenmesiyle ortalama alev yüksekliğinin azaldığı, alev yüzey yoğunluğunun arttığı belirlenmiştir. Ele alınan bu çalışmada ise, yüksek sıcaklıktaki yanma bölgesi hidrojen eklendikçe yakıcı ön bölümüne doğru kaymıştır. NO emisyonu değerleri, eklenen hidrojen oranı arttıkça, kısmen yükselmiş, CO emisyonu ise azalmıştır.



Şekil 8.1 Türbin giriş sıcaklığına göre NO emisyonu değişimi

Juste (2006) tarafından gerçekleştirilen çalışmada kerosen-hidrojen karışım yakıtları kullanılmış, düşük yakıt fazlalık katsayılarında NO emisyonu değerlerinde çok fazla değişiklik olmadığı, ancak CO emisyonu değerlerinde azalma olduğu belirlenmiştir. Temel yakıt olarak metanın kullanıldığı bu çalışmada ise, düşük yakıt fazlalık katsayılarında, karışıma eklenen hidrojen oranı arttıkça, oluşan NO emisyonu seviyelerinde önemli bir artış görülmemiştir. Ancak, CO emisyonu seviyeleri oldukça azalmıştır.

Bozza vd. (2004) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, doğalgaz reformasyonu ile elde edilen hidrojen, karışım yakıtı olarak kullanılmış, doğalgaza hidrojen eklenmesiyle adyabatik alev sıcaklığının arttığı, ısıl NO oluşumunun yüksek sıcaklıklara bağlı olması nedeniyle, NO miktarının arttığı belirlenmiştir. Metan-hidrojen karışımlarının kullanıldığı bu çalışmada ise, göz önünde bulundurulmuş tüm şartlarda, yakıtta eklenen hidrojen miktarı arttıkça, oluşan yerel doruk sıcaklıklar artmaktadır. NO emisyonu değerleride hidrojen oranı arttıkça artmaktadır.

Choudhuri ve Gollahalli (2002), hidrojen-hidrokarbon karışımı difüzyon alevinde, yanma karakteristikleri ve alev yapısının belirlenmesi amacıyla gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada, CO emisyonu, yakıt karışımı içerisindeki doğalgaz yüzdesinin artışı ile artmakta, NO emisyonu ise azalmaktadır. Ele bu alınan çalışmada, yakıt karışımı içerisindeki metan oranı azaldıkça, NO emisyonu çok keskin değişimler olmamak kaydıyla artmaktadır.

İlbaş vd. (2005), model bir yakıcıda, türbülanslı ön karışimsız hidrojen ve hidrojen/metan

alevlerinin sayısal simülasyonunu, HAD kodu Fluent kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, hidrojen yakıtına metan eklenmesinin alev sıcaklıklarını azalttığı, dolayısıyla NO emisyonunu azalttığı belirlenmiştir. Düşük yakıt fazlalık katsayılarında gerçekleştirilen bu çalışmada yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranının artışı alev sıcaklıklarını artırmakta alev uzunluğu ve yapısını değiştirmektedir.

Morris vd. (1998) tarafından yapılan çalışmada, yakıt olarak doğalgaz kullanılan önkarişimli yanma sistemine sahip büyük ölçekli bir gaz türbininde, yakıtta % 12'ye kadar varan oranlarda hidrojen eklenerek emisyon değerleri araştırılmıştır. Bu çalışmada elde edilen bulgulara benzer olarak, yakıtta eklenen hidrojen miktarı arttıkça, CO emisyonunun azaldığı, NO emisyonu seviyelerinde ise kayda değer değişikliğin olmadığı tespit edilmiştir. Buna karşın, önkarişimli yanma sisteminde alev tepmesi meydana gelmiş ve çalışmada difüzyon esaslı yanma sisteminin seçilmesi gerekliliği vurgulanmıştır.

Maughan vd. (1993) yüksek basınçlı difüzyon esaslı bir yanma odasında, doğalgaza hidrojen eklenmesinin etkisini incelemişler ele alınan bir sıcaklıkta doğalgaza hidrojen eklenmesiyle, bu çalışmada elde edilen sonuçlara benzer olarak, CO emisyonunun azaldığını göstermişlerdir.

Phillips ve Roby (1999) tarafından gerçekleştirilen çalışmada ön karişimli yanma esasına göre çalışan bir yanma odasında hacimsel olarak % 10 hidrojen, temel yakıt doğalgaza eklendiğinde verilen bir NO emisyonu seviyesinde CO emisyonunun azaldığını gözlemlemişler ve bu durumu hidrojenin etkisi nedeniyle meydana gelen radikal (H, O, OH vb.) seviyelerindeki artışa yorumlamışlardır. Ek OH radikallerinin varlığı alev içindeki CO'nin oksidasyon oranını artırmakta ve daha düşük seviyelerde CO oluşmasına neden olmaktadır.

Coppens vd. (2006) tarafından yapılan çalışmada, bu çalışmada elde edilen sonuçlara benzer olarak, fakir karışım şartlarında, metan yakıtına hidrojen eklenmesinin NO oluşumu üzerinde çok büyük etkiye sahip olmadığı, hidrojen oranının artışıyla yakıcı girişinde sıcaklık artışlarının meydana geldiği belirlenmiştir.

Wicksall ve Agrawal (2006) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, farklı oranlarda ele alınan CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> karışım yakıtları, ön karişimli alev şartları sağlanarak yakılmıştır. Çalışmada alev uzunluğu, emisyon değerleri, adyabatik alev sıcaklığı göz önünde bulundurularak değerlendirilmiştir. Adyabatik alev sıcaklığı arttıkça, alev uzunluğunun azaldığı, düşük adyabatik alev sıcaklığı şartlarında NO emisyon seviyelerinde çok fazla bir değişim olmadığı, CO emisyonunun ise azaldığını belirlemişlerdir. Yüksek adyabatik alev sıcaklığı şartlarında

ise bu emisyon değerleri oldukça artmaktadır. Yakıtta eklenen hidrojen miktarı arttıķça, düşük adyabatik alev sıcaklığı şartlarındaki NO emisyonu değerlerinde, önemli bir değişiklik olmamaktadır. CO emisyonunda ise azalmalar meydana gelmektedir. Alevin difüzyon alevi şeklinde stabilize olduğu bu çalışmada ise, Wicksall ve Agrawal tarafından elde edilen sonuçlardaki eğilimlere benzer sonuçlara ulaşılmıştır. Bu da oluşturulan modelin gerek literatür gerekse deneysel sonuçlara uyan değerler verdiğini göstermektedir.

## 9. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, silindirik yanma odalı bir gaz türbininde metan ve metan-hidrojen karışım yakıtlarının yanma işlemi deneysel olarak incelenmiş, yanma odası için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği esaslı modelleme tekniği kullanarak yanma işlemi modellenmiştir. Çalışmada önce, 10 kW ısı güce sahip bir yakıcıda saf metanın yanma işlemi modellenmiş, 0.6 ile 1 arasında değişen yakıt fazlalık katsayılarında meydana gelen sıcaklık dağılımları ve NO emisyonu değerleri incelenmiştir. Sonra, ele alınan gaz türbininde, saf yakıt olarak  $CH_4$ , karışım yakıtı olarak  $CH_4-H_2$  karışımları (hacimsel olarak % 10, % 20, % 30 hidrojen içeren) deneysel şartlarda yakılmıştır. Gaz türbini yüksüz şartlarda çalıştırılarak, yanma odasında alev oluşturulmuş ve farklı türbin giriş sıcaklığı şartlarında çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada, emisyon değerleri prob esaslı ölçüm yöntemi kullanılarak ölçülmüştür. Daha sonra, deneysel şartlar göz önünde bulundurularak, Fluent Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Programı kullanılarak, gaz türbini yanma odasının sayısal modeli oluşturulmuştur. Yanma modeli, metan için iki basamaklı, hidrojen için bir basamaklı yanma reaksiyonu ve Eddy Dissipation Model kullanılarak oluşturulmuştur. Çalışmada NO emisyonu modellenmesi, Fluent programında bulunan son işlemci kullanılarak gerçekleştirilmiştir. NO modellenmesinde ısı NO ve hızlı NO mekanizmaları dikkate alınmıştır. Bu çalışmada elde edilen başlıca sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

- 10 kW ısı güce sahip düz girişli yanma odasının sayısal simülasyonunda, yakıt fazlalık katsayısının artışıyla, oluşan NO emisyonu miktarı artmakta, yüksek yakıt fazlalık katsayılarında meydana gelen NO seviyelerinde, büyük artışlar meydana gelmektedir.
- Gaz türbini yanma odasının sayısal simülasyonunda, yakıt olarak metan kullanıldığında, yanma odası içinde meydana gelen maksimum sıcaklık değeri 1927 K'dir. Bu sıcaklık değeri, türbin giriş sıcaklığının 973 K olduğu şartların göz önünde bulundurulduğu sayısal simülasyonda belirlenmiştir. Yakıt karışımı içinde % 30 hidrojenin bulunduğu simülasyonda, yanma odasındaki maksimum sıcaklık 2005 K'dir. Bu sıcaklık değeri de yine, türbin giriş sıcaklığının 973 K olduğu simülasyon şartlarında belirlenmiştir.
- Türbin giriş sıcaklığı arttıkça, yanma odası içerisinde, gerek aksenel gerekse radyal doğrultudaki sıcaklıklarda büyük değişiklikler meydana gelmektedir. Yanma odasına gönderilen yakıt debisi arttıkça, yüksek sıcaklıktaki alev bölgesi yanma odası çıkışına

doğru kaymaktadır.

- Sayısal simülasyonda maksimum NO emisyonu, % 30 H<sub>2</sub> içeren karışım yakıtının kullanıldığı, 973 K türbin giriş sıcaklığı şartlarında belirlenmiştir.
- Gaz türbininde kullanılan yakıt ve yakıt karışımları için, tüm türbin giriş sıcaklığı şartlarında yapılan simülasyonda, NO oluşumunun sıcaklığa bağlı olması nedeniyle türbin giriş sıcaklığının artışıyla, belirlenen NO emisyonu miktarları artmıştır.
- Saf yakıt metana eklenen hidrojen miktarındaki artışla, belirlenen NO emisyonu seviyelerinde dikkate değer bir artış görülmemiştir.
- Genel olarak sayısal simülasyonda, saf metan yakıtının kullanıldığı duruma göre, karışım yakıt içerisindeki hidrojen oranı arttıkça, yanma odası çıkışında belirlenen CO<sub>2</sub>'nin kütle kesri azalmakta, H<sub>2</sub>O'nun kütle kesri ise artmaktadır.
- Sayısal çalışmada kullanılan türbülans modelleri, yani standart k-ε ve RNG k-ε türbülans modelleri, yanma odası sıcaklık dağılımlarında benzer sonuçlar vermiştir.
- Model sabiti A değerinin 4'ten 1.5'e düşürülmesi, yanma odası çıkış sıcaklığı değerlerinde fazla bir değişiklik meydana getirmezken, alev iç bölgesindeki doruk sıcakların azalmasına neden olmuştur.
- Yanma odası duvar sıcaklığı, tüm şartlarda türbin giriş sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Gaz türbininde hidrojen içeren karışım yakıtların kullanımı, yanma odası duvar sıcaklıklarında dikkate değer değişikliklere neden olmamıştır.
- Göz önünde bulundurulan genel haldeki kimyasal reaksiyon mekanizmaları nedeniyle, deneysel çalışma şartlarında gerçekleştirilen sayısal simülasyonda, belirlenen türbin giriş sıcaklıkları ölçülen türbin giriş sıcaklıklarından daha yüksek olmuştur.
- Simülasyon sonuçları, yakıt karışımı içerisindeki hidrojen miktarının artışıyla alev yapısının değişimine işaret etmektedir. Yakıt karışımındaki hidrojen miktarının artışıyla, yüksek sıcaklık bölgeleri yakıcıya doğru kaymaktadır.
- Tüm türbin giriş sıcaklığı şartları değerlendirildiğinde, metanın kütle kesri dağılım bölgesi, yanma odası eksenini boyunca maksimum 0.30 m'lik mesafeye kadar, hidrojenin kütle kesri dağılım bölgesi ise 0.097 m'lik mesafeye kadar uzamaktadır.
- Gaz türbininde kullanılan tüm yakıt şartlarında, yanma odasına aktarılan ısı gücü



değerleri, 38.52 ile 94.44 kW arasında değişmektedir.

- Ele alınan yakıt ve yakıt karışımları için, yakıt fazlalık katsayısı arttıkça, yanma odası çıkış sıcaklığı ve NO emisyonu değerleri artmaktadır.
- Deneysel çalışmada, gaz türbininde karışım yakıtlar kullanıldığında ve yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı arttıkça, CO emisyonları önemli oranlarda azalmaktadır. NO emisyonları ise % 100 metan yakıtının kullanıldığı durumda elde edilen değerleri geçmemek kaydıyla, karışımdaki hidrojen miktarı arttıkça artmaktadır.
- Yanma odası çıkışında ölçülen sıcaklık değerleri ile belirlenen değerler arasındaki hata payları % 1.83 ile % 10.87 arasında değişmektedir.
- Yanma odası çıkışında ölçülen NO emisyonu değerleri ile belirlenen değerler arasındaki hata payları % 5.48 ile % 22.84 arasında değişmektedir.
- Sıcaklık ve NO emisyon değerleri incelendiğinde, belirlenen simülasyon sonuçları ile deneysel çalışma sonuçlarının uyumlu olduğu görülmektedir.
- Mevcut gaz türbininde, ele alınan oranlarda hidrojen-metan karışım yakıtı kullanılmasında, yakıt sevk sisteminin ayarlanması dışında, ek bir düzenleme yapılmasına gerek olmadığı tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, silindirik yanma odalı gaz türbininde, düşük türbin giriş sıcaklığı ve düşük basınç şartları altında ve ayrıca yüksüz şartlarda, belirli oranlarda hidrojen içeren karışım yakıtları yakılmış, deneysel çalışma şartları göz önünde bulundurularak sayısal simülasyon gerçekleştirilmiştir. Simülasyonda, sıcaklık dağılımlarının ve NO emisyonlarının belirlenmesine odaklanılmıştır. Gerçekleştirilen bu çalışma yüksek basınç şartlarının sağlandığı büyük ölçekli bir gaz türbini ele alınarak genişletilebilir. Böylece, basıncın NO emisyonu ve sıcaklık dağılımlarına etkisi incelenebilir. Yüksek yakıt fazlalık katsayılarında çalışılarak yanma odasında kalma zamanının NO emisyonu üzerine etkisi incelenebilir. Simülasyonda, detaylı kimyasal reaksiyonlar kullanılarak ara bileşenlerdeki (O, OH, H vb.) değişimler göz önünde bulundurulabilir. Daha gelişmiş yöntem ve cihazlar (lazer esaslı) kullanılarak yanma odası gaz konsantrasyonları ve alev hacmi belirlenebilir. Bu çalışma, düşük kalorifik değerleri yakıtlar içinde tekrarlanabilir ve emisyon değerleri belirlenebilir. Azot içeren yakıtlar kullanılarak, yakıt kaynaklı azot oksit oluşumu incelenebilir. Gaz türbinlerinde hidrojen kullanımının maliyet değerlendirmesi yapılabilir. Hidrojen kullanılarak azaltılan CO<sub>2</sub> için, çevresel maliyet hesabı yapılabilir.

**KAYNAKLAR**

Adouane, B., Hoppesteyn, P., Jong, W., Wel, M., Hein, K.R.G. ve Spliethoff, H., (2002), "Gas turbine combustor for biomass derived LCV gas, a first towards fuel-NO<sub>x</sub> modeling and experimental validation, Applied Thermal Engineering, vol. 22, pp. 959-970.

Andrews, G.E., Bradley, D., (1972), "Determination of burning velocities: A critical review" Combustion and Flame, Vol.18/1, pp. 133-153.

Bauer, C.G. ve Forest T.W., (2001), "Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fuelled vehicles, Part I: effect on S.I. engine performance", International Journal of Hydrogen Energy, vol.26, pp: 55-70.

Bebar, L., Kermes, V., Stehlik, P., Canek, J. ve Oral, J., (2002), "Low NO<sub>x</sub> burners-prediction of emissions concentration based on design, measurements and modelling", Waste Management, vol.22, pp. 443-451.

Bozza, F., Cameretti, M.C., Tuccillo, R., (2004), "The employment of hydrogenated fuels from natural gas reforming: gas turbine and combustion analyses", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 126, pp: 489-497.

Brewster, S., Cannon, S., Farmer, J., Meng, F., (1999), "Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines", Progress in Energy and Combustion Science, vol. 25, pp. 353-385.

Çengel, Y.A., "Heat Transfer, A Practical Approach", 2nd Edition, WCB/McGraw-Hill, 2002.

Chiesa, P., Lozza, G., Mazzocchi, L., (2005), "Using hydrogen as gas turbine fuel", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 127, pp: 73-80.

Choudhuri, A.R. ve Gollahalli, S.R.,(2002), "A numerical study of the structure of the methane-hydrogen blended fuel turbulent jet flames", 37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, IECEC 2002 Paper No.20052, pp: 422-429.

Choudhuri, A.R. ve Gollahalli, S.R.,(2000), "Combustion characteristics of hydrogen-hydrocarbon hybrid fuels", International Journal of Hydrogen Energy, vol.25, pp. 451-462.

Coppens, F.H.V., Ruyck, J.D., Konnov, A.A., (2006), "Effects of hydrogen enrichment on adiabatic burning velocity and NO formation in methane+air flames", Experimental Thermal and Fluid Science, doi:10.1016 /j.expthermflusci.2006.04.012

Cozzi, F. ve Coghe, A., (2006), "Behavior of hydrogen-enriched non-premixed swirled natural gas flames", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 31, no: 6, pp. 669-677.

Cussons Instruction Manuel, P9005 Gas Turbine Unit, Serial No. 156, Cussons Ltd. 102 Great Clowes Street, Manchester, M7 9RH, England.

Datta, A. ve Som, S.K., (1999), "Combustion and emission characteristics in a gas turbine combustor at different pressure and conditions" Applied Thermal Engineering, vol. 19, pp. 949-967.

Datta, A. (2000), "Influence of inlet flow conditions on the performance of a swirl-stabilized combustor burning liquid fuel spray", International Journal of Energy Research", vol.24., pp. 373-390.

Derive, C., Madet, D., Roche, M., (1987), "Hydrogen in gas turbines", International Journal

of Hydrogen Energy, vol. 7, pp:501-504.

EIA/ Annual Energy Outlook (2000), IEA Publications - 9, rue de la Fédération - 75739 Paris Cedex 15.

Fenimore, C.P., (1971), "Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames", Thirteenth symposium on combustion, The combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 373-379.

Flamme, M., (2001) "New combustion systems for gas turbine", Applied Thermal Engineering, vol. 24, pp. 1551-1559.

Fluent User Guide, (2003), Fluent Inc. Centerra Resource Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766.

Frassoldati, A., Frigerio, S., Colombo, E., Inzoli, F. ve Faravelli, T., (2005), "Determination of NO<sub>x</sub> emissions from strong swirl confined flames with an integrated CFD-based procedure", Chemical Engineering Science", vol. 60, pp. 2851-2869.

Gabler, H.C., Yeter, R., and Glassman, I., (1996), "A numerical investigation of asymmetric and symmetric fuel injection in whirl flames", Proceedings of the 1996 Fall technical Meeting of the Eastern States Section of the Combustion Institute, Hilton Head.

Gökalp, İ. ve Lebas, E., (2004), "Alternatives fuels for industrial gas turbines (AFTUR), Applied Thermal Engineering", vol. 24, pp. 1665-1663.

Gulati, A., Tolpadi, A., Vandeusen, G. and Burrus, D.L., (1995), " Effect of dilution air on the scalar flowfield at combustor sector exit, Vol. 11, pp. 1162-1169.

Haglund, F. ve Sing, S., (2006), "Design of aero gas turbines using hydrogen", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 128, pp: 754-764.

Halter, F., Chauveau, C., Gökalp, I., (2007), "Characterization of the effects of hydrogen addition in premixed methane/air flames", International Journal of Hydrogen Energy, doi:10.1016/j.ijhydene.2006.11.033.

Hinze, J.O., Turbulence. McGraw-Hill Publishing Co., New York, 1975.

Hua, J., Wu, M. ve Kumar, K., (2005a), "Numerical simulation of combustion of hydrogen-air mixtures micro-scaled chambers. Part I: Fundamental study", Chemical Engineering Science", vol.60, pp. 3497-3506.

Hua, J., Wu, M. ve Kumar, K., (2005b), "Numerical simulation of combustion of hydrogen-air mixtures micro-scaled chambers. Part II: CFD analysis for a micro combustor", Chemical Engineering Science", vol.60, pp. 3507-3515.

IPCC TAR- Synthesis Report Climate Change (2001), Summary for Policymakers, Wembley, United Kingdom, 24-29 September.

International Energy Annual, (2004), IEA Publications - 9, rue de la Fédération - 75739 Paris Cedex 15.

İğci, A.A., (2004), "Paralel iki levha arasındaki periyodik tam gelişmiş türbülanslı akış ve ısı transferi probleminin sayısal analizi" Doktora Tezi, K.T.Ü.

İlbas, M., (2005), "The effect of thermal radiation and radiation models on hydrogen-hydrocarbon combustion modelling", International Journal of Hydrogen Energy, vol.30, pp. 1113-1126.

- İlbaş, M., Yılmaz, İ., Kaplan, Y., (2005), "Investigation of hydrogen and hydrogen-hydrocarbon composite fuel combustion and NO<sub>x</sub> emission characteristics in a model combustor", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 30, pp:1139-1147.
- Jiang, L.-Y. ve Campbell, I., (2005), "A critical evaluation of NO<sub>x</sub> modelling in a model combustor", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, pp: 483-491.
- Juste, G. L., (2006), "Hydrogen injection as additional fuel in gas turbine combustor", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol 31, no:14, pp. 2112-2121.
- Karbasi, M. ve Wierzba, I., (1998), "The effects of hydrogen addition on the stability limits of methane jet diffusion flames", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 23, pp:123-129.
- Kato, S. ve Nomura, N., (1997), "Hydrogen gas-turbine characteristics and hydrogen energy system schemes", *Energy Conversion and Management*, vol. 38, no:10-13, pp. 1319-1326.
- Kim, H.Y., Shin, M.S., Jang, D.S., Choi, Y.C. ve Lee, J.G., (2005), "Numerical study for the combustion characteristics of Orimulsion fuel in a small-scale combustor", *Applied Thermal Engineering*, vol.25, pp. 2998-3012.
- Lefebvre, A. H., (1999), *Gas Turbine Combustion*, Philadelphia : Taylor & Francis, 1999.
- Lau, JHW., (1995), "Comparison of PDF and eddy dissipation combustion model applied to propane jet flame", *Combustion and Flame*, vol.102, pp.209-215.
- Ma, C.Y., Mahmud, T., Gaskell, P.H., Hampartsoumian, E., (1999), "Numerical prediction of a turbulent diffusion flame in a cylindrical combustor using eddy-dissipation and flamelet combustion models", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, 213, pp.697-703.
- Magnussen, B. F., and Hjertager, B. H., 1976, "On Mathematical Models of Turbulent Combustion With Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," *Proc. 16th Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 719-729.
- Mahallawy, F. ve Habik S., (2002), *Fundamentals and technology of combustion*, ISBN: 0-8-044106-48, Elsevier.
- Maughan, J.R., Bowen, J.H., Kimura, S.G., Cooke, D.H., Joshi, G., (1993), "Evaluation of reducing gas turbine emissions through hydrogen-enhanced steam-injected combustion," GRI Contract Number: 5091-293-2188.
- Mellor, A. M., (1990), "Design of Modern Gas Turbine Combustor," Academic Press, London.
- Morris, J.D., Symonds, R.A. , Ballard, F.L., Banti, A., (1998), ASME Paper 98-GT-359.
- Nascimento, M.A.R., Lora, E.S., Correa P.S.P., Andrade R. V., Rendon M. A., Venturini O. J., Ramirez G.A.S., (2007), "Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: Modelling and experimental evaluation", *Energy*, doi:10.1016/j.energy.2007.07.014
- Nevers, N., (1995), *Air pollution Control Engineering*, McGraw-Hill Chemical Engineering Series, Singapore, ISBN 0-07-113273-2.
- Ng Nam, C., (2003), *CFD Simulation of a Gas Turbine Combustor*", MSc Thesis, Carleton University, Canada.

- Nomura, M., Tamaki, H., Morishita, T., Ikeda, H., and Hatori, K., (1981), "Hydrogen combustion test in a small gas turbine" *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 6, 1981, pp. 397-412.
- Ohno, Y., Zhao D., Furuhashi, T., Yamashita, H., Arai, N., Hisazumi, Y., (2000), "Combustion characteristics and NO<sub>x</sub> formation of a gas turbine system with steam injection and two-stage combustion", *IJPGC*, 15046.
- Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer And Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1980.
- Peschka, W., (1987), "Hydrogen combustion in tomorrow's energy technology", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol.12, no.7, pp. 481-499.
- Pilavachi, P.A., (2002), "Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power", *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, pp:2003–2014.
- Phillips, J. N. and Roby, R. J., (1999), "Enhanced gas turbine combustor performance using H<sub>2</sub>-enriched natural gas", *ASME Paper 99-GT-115*.
- Porpatham, E., Ramesh, A., Nagalingam, B., (2007), Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, vol.32, pp.2057- 2065.
- Price, G.R., Goldin, G.M., (2002), "CFD predictions and field measurements of NO<sub>x</sub> emissions from LM 1600 gas turbine during part load operation", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol.124, pp: 276-283.
- Ren, J.Y., Qin, W., Egolfopoulos, F. N., Tsotsis, T. T., (2001), "Strain-rate effects on hydrogen-enhanced lean premixed combustion", *Combustion and Flame*, vol. 124, pp:717-720.
- Sampath, P. ve Shum, F., (1985), "Combustion performance of hydrogen in a small gas turbine combustor", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 10, no:12, pp. 829-837.
- Sayangdev, N. ve Aggarwal, S.K., (2004), "Fuel effects on NO<sub>x</sub> emission in partially premixed flames", *Combustion and Flame*, vol.139, pp. 90-105.
- Schefer, R.W. (2001), "Combustion of hydrogen-enriched methane in lean premixed swirl burner", *Proceeding of the 2001 DOE Hydrogen Program Review*, NREL/CP-570-30535.
- Schefer, R.W. (2002), "Reduced turbine emissions hydrogen-enriched fuels" *Proceedings of the 2002 U.S. DOE Hydrogen Program Review*, NREL/CP-610-32405.
- Sawyer, W., (1972) "Gas turbine in utility power generation", *Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook*, Chapter 17, pp. 312-318.
- Sharma, N.Y. ve Kom, S.K., (2004), "Influence of fuel volatility and spray parameters on combustion characteristics and NO<sub>x</sub> emission in a gas turbine combustor", *Applied Thermal Engineering*", vol. 24, pp. 885-903.
- Sheriff, S.A., Barbir, F., Veziroğlu, T.N., (2005), "Towards a hydrogen economy", *The Electricity Journal*, vol. 18-6., pp. 62-76.
- Sierens, R. ve Rosseel E., (2000), "Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 122, pp: 135-140.

- Shudo, T. ve Mizuide T., (2002), "NO<sub>x</sub> emission characteristics in rich-lean combustion of hydrogen", JSAE Review, vol. 23, pp: 9-14.
- Ströhle, J. ve Myhrvold T., (2006), "Reduction of a detailed reaction mechanism for hydrogen combustion under the gas turbine conditions", Combustion and Flame, vol. 144, pp:547-557.
- TerMaath, C.Y., Skolnik, E.G., Schefer, R.W., Keller, J.O., (2006), "Emissions reduction benefits from hydrogen addition to midszie gas turbine feedstocks", International Journal of Hydrogen Energy, vol.31, pp. 1147-1158.
- Tomczak, H.J., Benelli, G., Carrai, L., Cecchini, D., (2002), "Investigation of a gas turbine combustion system with mixtures of natural gas and hydrogen", IFRF Combustion Journal, art. no:200207, ISSN 1562-479X.
- Turns, S., (1996), "An Introduction to Combustion", McGraw-Hill, Newyork.
- Ültanır, M. Ö, "21. Yüzyıla girerken Türkiye'nin enerji stratejisinin değerlendirilmesi" TÜSİAD raporu, Aralık 1998.
- Van der Schoor, F. ve Verplaetsen, F., (2007), "The upper flammability limit of methane/hydrogen/air mixtures at elevated pressures and temperatures", International Journal of Hydrogen Energy, doi:10.1016/j.ijhydene.2006.11.053.
- Vaynente, D. ve Vervisch, L., (2002), Turbulent combustion modelling, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 28, pp:193-266.
- Veziroğlu, T.N., Barbir F., (1998), Hydrogen energy technologies, Emerging Technology Series, UNIDO, Vieana.
- Wang, L., Haworth, D.C., Turns, S.R. ve Modest, M.F., (2005), "Interactions among soot, thermal radyasyon, and NO<sub>x</sub> emissions in oxygen-enriched turbulent nonpremixed flames: a computational fluid dynamics modeling study", Combustion and Flame, vol.141, pp.170-179.
- Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R.W., (2001), Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulations, Experiments, Pollution Formation, ISBN 3-540-67751, 3rd Ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.
- Westenberg, A. A., (1971), "Kinetics of NO and CO in lean, premixed hydrocarbon-air flames," Combust. Sci. Technol., 4, pp. 59-64.
- Wicksall, D.M. ve Agrawal, A.K., "Acoustics measurements in a lean premixed combustor operated on hydrogen/hydrocarbon fuel mixtures", doi: 10.1016/j.ijhydene.2006.07.008.
- Wierzba, I. ve Ale, B.B., (2000), "Rich flammability of limits fuel mixtures involving hydrogen at elevated temperatures", International Journal of Hydrogen Energy, vol. 25, pp:75-80.
- Wierzba, I. ve Wang, Q., (2006), "The flammability limits of H<sub>2</sub>-CO-CH<sub>4</sub> mixtures in air at elevated temperatures", International Journal of Hydrogen Energy, vol.31, pp:485-489.
- World Energy Outlook 2004, International Energy Agency, 9, rue de la fédération, 75739 paris cedex 15, France.
- Yakhot, V. and Orszag, S. A., (1986), "Renormalization group analysis of turbulence: I. basic theory", Journal of Scientific Computing, vol.1, pp.1-51.
- Yang, W. ve Blasiak, W., (2005), "Numerical simulation of properties of a LPG flame with

high-temperature air”, International Journal of Thermal Science”, vol.44, pp. 973-985.

Zamanuer, B., Gilbank, P., Bissieres, D. ve Berat, C., (2002), “Numerical simulation of the reactive two-phase flow in a kerosen/air tubular combustor”, Aerospace Science and Technology”, vol. 6, pp. 521-529.

Zevehoven, R., Kilpinen, Pia., (2002), “Control of pollutants in flue gases and fuel gases”, ISBN 951-22-5527-8.

### **Tez Çalışmasından Üretilen Yayınlar**

Gökçek, M., Bekdemir, Ş., “Silindirik bir yanma odasında yanma karakteristikleri ve NO<sub>x</sub> oluşumunun sayısal incelenmesi” III. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi 24-26 Mayıs 2006, Muğla, Türkiye.

**EKLER**

1. Deneysel çalışmada kullanılan gaz ve gaz karışımları için analiz sertifikası
2. Kimyasal bileşenlerin termal özellikleri için polinomal katsayılar
3. Yanma odası duvarında konvektif ısı transfer katsayısının hesaplanması



### EK 1 Yanma Odası Duvarında Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Yanma odası duvarında ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında, Çengel (2002)'de önerilen metot kullanılmıştır.

Nusselt sayısı, türbülanslı akış bağıntısından aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)}$$

Burada Re ve Pr, sırasıyla Reynolds ve Prandtl sayılarıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Re_D = \frac{\rho u D_h}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

f, sürtünme faktörüdür ve türbülanslı akış için aşağıdaki ifade kullanılarak belirlenebilir.

$$f = 0.184 Re^{-0.2}$$

406 K için havanın özellikleri kullanılarak, yanma odası ile yanma odası dış çerçevesi arasındaki (casing) havanın hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

Burada A göz önünde bulundurulmuş akış için tesir kesitidir. Nu için düzeltme faktörü (F) aşağıdaki denklemdeki gibidir.

$$F = 0.86 \left( \frac{D_i}{D_o} \right)^{-0.16}$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k}$$

Burada  $D_h$  hidrolik çaptır.

$$D_h = D_o - D_i$$

Konvektif ısı transfer katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$h = \frac{Nu \lambda}{D_h}$$

Çalışma şartları göz önünde bulundurularak hesaplanan ısı taşınım katsayıları Çizelge E. 1'de verilmiştir.

Çizelge E. 1 Alev tüpü duvarı için tahmin edilen ısı taşınım katsayıları

Yakıt	TGS (K)	h (W/m <sup>2</sup> K)
	773	93.07
% CH <sub>4</sub>	873	105.89
	973	133.74
	773	97.70
%10 H <sub>2</sub> - % 90 CH <sub>4</sub>	873	126.94
	973	146.25
	773	97.70
%20 H <sub>2</sub> - % 80 CH <sub>4</sub>	873	128.65
	973	154.42
	773	109.48
%30 H <sub>2</sub> - % 70 CH <sub>4</sub>	873	134.59
	973	137.95

EK 2 Kimyasal Bileşenlerin Sıcaklığa Bağlı Termal Özelliklerinin Polinomal Fonksiyon Katsayıları

Çizelge E. 2 Kimyasal bileşenlerin termal özellikleri için polinomal katsayılar

	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
$C_p$	$4.03585 \cdot 10^2$ <sup>a</sup>	9.05734	$-1.44200 \cdot 10^{-2}$	$1.58052 \cdot 10^{-5}$	$-6.34305 \cdot 10^{-9}$
$CH_4$	$8.72467 \cdot 10^2$ <sup>b</sup>	5.30547	$-2.00829 \cdot 10^{-3}$	$3.51665 \cdot 10^{-7}$	$-2.33391 \cdot 10^{-11}$
$\lambda$	$3.32000 \cdot 10^{-2}$	0	0	0	0
$\mu$	$1.08700 \cdot 10^{-5}$	0	0	0	0
$C_p$	13602.45 <sup>a</sup>	3.402317	-0.003358423	$-3.907953 \cdot 10^{-7}$	$1.705345 \cdot 10^{-9}$
$H_2$	12337.53 <sup>b</sup>	2.887275	-0.000232356	$-3.807379 \cdot 10^{-8}$	$1.705345 \cdot 10^{-9}$
$\lambda$	0.08269088	0.0003561521	$1.072322 \cdot 10^{-8}$	$-4.40516 \cdot 10^{-12}$	$3.263276 \cdot 10^{-16}$
$\mu$	$3.773319 \cdot 10^{-6}$	$1.932317 \cdot 10^{-8}$	$-3.231968 \cdot 10^{-12}$	$-3.231968 \cdot 10^{-16}$	$-3.231968 \cdot 10^{-20}$
$C_p$	$8.34827 \cdot 10^2$	$2.92958 \cdot 10^{-1}$	$-1.49564 \cdot 10^{-4}$	$3.41389 \cdot 10^{-7}$	$-2.27836 \cdot 10^{-10}$
$O_2$	$9.60752 \cdot 10^2$	$1.59413 \cdot 10^{-1}$	$-3.27089 \cdot 10^{-5}$	$4.61277 \cdot 10^{-9}$	$-2.95283 \cdot 10^{-13}$
$\lambda$	$3.92175 \cdot 10^{-3}$	$8.08121 \cdot 10^{-5}$	$-1.35409 \cdot 10^{-8}$	$2.22044 \cdot 10^{-12}$	$-1.41614 \cdot 10^{-16}$
$\mu$	$7.87943 \cdot 10^{-6}$	$4.92495 \cdot 10^{-8}$	$-9.85155 \cdot 10^{-12}$	$1.52741 \cdot 10^{-15}$	$-9.42567 \cdot 10^{-20}$
$C_p$	$4.29929 \cdot 10^2$	1.87447	$-1.96649 \cdot 10^{-3}$	$1.29725 \cdot 10^{-6}$	$-3.99996 \cdot 10^{-10}$
$CO_2$	$8.41377 \cdot 10^2$	$5.93239 \cdot 10^{-1}$	$-2.41517 \cdot 10^{-4}$	$4.52273 \cdot 10^{-8}$	$-3.15313 \cdot 10^{-12}$
$\lambda$	$1.45000 \cdot 10^{-2}$	0	0	0	0
$\mu$	$1.37000 \cdot 10^{-5}$	0	0	0	0
$C_p$	$1.10160 \cdot 10^3$	$-4.80700 \cdot 10^{-1}$	$1.09600 \cdot 10^{-3}$	$-6.03400 \cdot 10^{-7}$	$7.12600 \cdot 10^{-11}$
$CO$	$\lambda$	$2.50000 \cdot 10^{-2}$	0	0	0
$\mu$	$1.75000 \cdot 10^{-5}$	0	0	0	0
$C_p$	$1.56308 \cdot 10^3$	1.60376	$-2.93278 \cdot 10^{-3}$	$3.21610 \cdot 10^{-6}$	$-1.15683 \cdot 10^{-9}$
$H_2O$	$1.23323 \cdot 10^3$	1.41052	$-4.02914 \cdot 10^{-4}$	$5.54277 \cdot 10^{-8}$	$-2.94982 \cdot 10^{-12}$
$\lambda$	$-7.96800 \cdot 10^{-3}$	$6.88133 \cdot 10^{-5}$	$4.49046 \cdot 10^{-8}$	$-9.09994 \cdot 10^{-12}$	$6.17331 \cdot 10^{-16}$
$\mu$	$-4.41894 \cdot 10^{-6}$	$4.68764 \cdot 10^{-8}$	$-5.38943 \cdot 10^{-12}$	$3.20286 \cdot 10^{-16}$	$4.91918 \cdot 10^{-22}$
$C_p$	$9.79043 \cdot 10^2$	$4.17964 \cdot 10^{-1}$	$-1.17628 \cdot 10^{-3}$	$1.67439 \cdot 10^{-6}$	$-7.25630 \cdot 10^{-10}$
$N_2$	$8.68623 \cdot 10^2$	$4.41630 \cdot 10^{-1}$	$-1.68723 \cdot 10^{-4}$	$2.99679 \cdot 10^{-8}$	$-2.00439 \cdot 10^{-12}$
$\lambda$	$4.73711 \cdot 10^{-3}$	$7.27194 \cdot 10^{-5}$	$-1.12202 \cdot 10^{-8}$	$1.45490 \cdot 10^{-12}$	$-7.87173 \cdot 10^{-17}$
$\mu$	$7.47331 \cdot 10^{-6}$	$4.08369 \cdot 10^{-8}$	$-8.24463 \cdot 10^{-12}$	$1.30563 \cdot 10^{-15}$	$-8.17794 \cdot 10^{-20}$

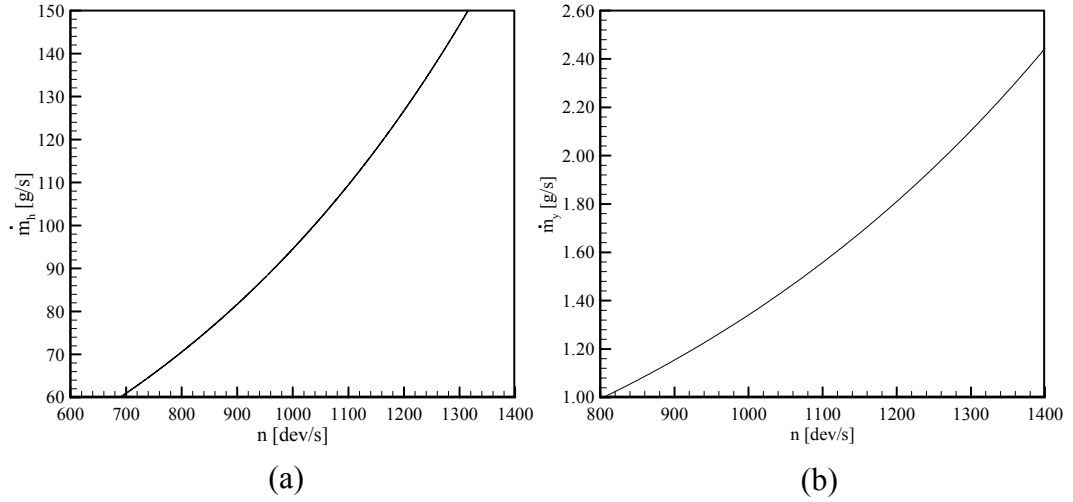
<sup>a</sup> Polinomal fonksiyonlar  $\psi(T)=a_0+a_1T+a_2T^2+a_3T^3+a_4T^4$  şeklinde tanımlanmaktadır.

<sup>a</sup> Bu özellikler 300-1000K sıcaklık aralığında geçerlidir. <sup>b</sup> Bu özellikler 1000-5000K sıcaklık aralığında geçerlidir.

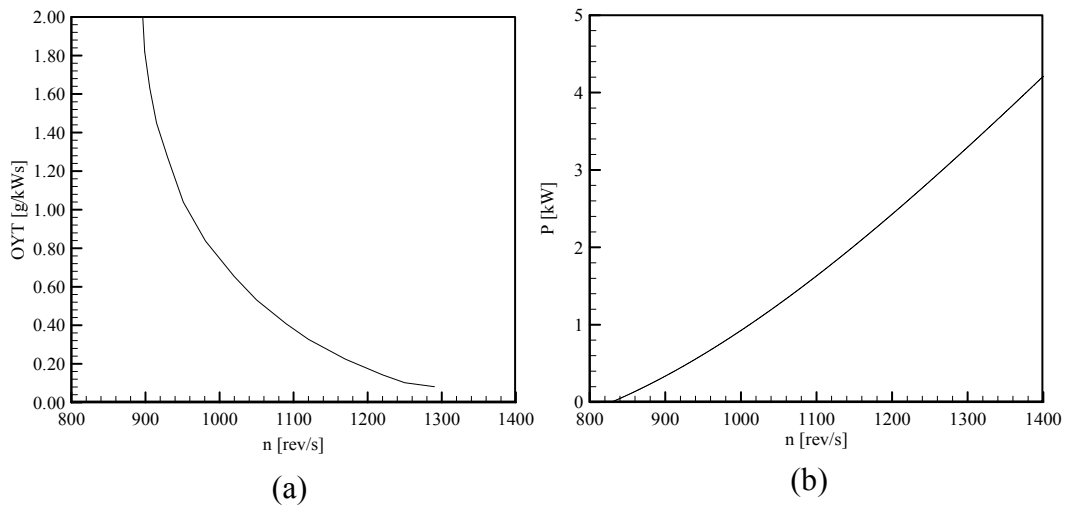
## EK 3 Gaz Türbini Karakteristik Eğrileri

Şekil E.1, E.2 ve E.3'te 4 kW<sub>e</sub> gücündeki gaz türbini sisteminin dizayn şartlarındaki karakteristik eğrileri görülmektedir. Şekil E.1(a) ve (b)'de görüldüğü gibi, yakıt olarak propan kullanıldığında gaz jeneratör 1400 dev/s çalışırken yanma odasına sevk edilen hava miktarı 150 g/s, yakıt debisi ise yaklaşık 2.4 g/s'dir. Şekil E.2 (a) ve (b) özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve gücün devir sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Gaz türbini 1400 d/s devirde 4 kW güc üretmektedir.

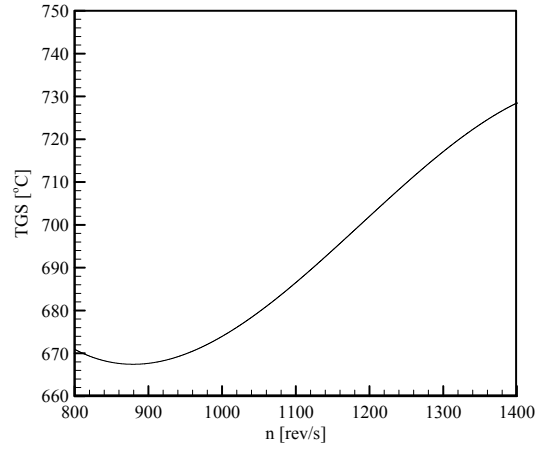
İlgili sistem aynı yakıtın kullanıldığı durumlarda çalıştırılarak karakteristik eğriler oluşturulmuştur. Şekil E.3'te yanma odası çıkışında ya da türbin girişinde yanmış gaz sıcaklığının devir sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı (TGS), 800-1400 dev/s hız aralığında yaklaşık olarak 665-730 °C sıcaklık aralığında değişmektedir.



Şekil E.1 Hava debisi-devir sayısı değişimi (a) ve yakıt debisi-devir sayısı değişimi (b)



Şekil E.2 Özgül yakıt tüketimi-hız değişimi (a) ve gaz türbini güç-hız değişimi (b)



Şekil E.3 Gaz türbini türbin giriş sıcaklığı-hız değişimi

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	14.10.1976	
Doğum yeri	Kayseri	
Lise	1990-1993	Kayseri Atatürk Lisesi, Matematik Bölümü
Lisans	1994-1998	Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2001	Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora	2002-2008	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programı

**Çalıştığı kurumlar**

1999-2002	Niğde Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
2002-Devam ediyor	YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi