T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNLERİNDE AMONYAK YAKITININ PERFORMANS PARAMETRELERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Alper ÇİFTÇİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman
Doç. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN

Ocak, 2024

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNLERİNDE AMONYAK YAKITININ PERFORMANS PARAMETRELERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Alper ÇİFTÇİ tarafından hazırlanan tez çalışması 25.01.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Hasan Kayhan
KAYADELEN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Veysi BAŞHAN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan GAZ TÜRBİNLERİNDE AMONYAK YAKITININ PERFORMANS PARAMETRELERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerinde ve sonuçlarında çarpıtma ve/veya sahtecilik olmadığını, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Alper ÇİFTÇİ

İmza

Ailem ve
Nişanlıma ♥

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması süresince beni sabırla yönlendiren, değerli tecrübelerini ve bilgisini benimle paylaşan, samimi ve güler yüzlü tavırlarıyla her zaman yanımda olan değerli tez danışmanım Doç. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN'e, hem teknik hem teorik bilgi birikimi ile bana yardımcı olan, sadece teknik bilgileri kazanmamı değil, aynı zamanda dostça bir ortamda bilgi ve birikimlerini aktaran Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR'a, desteklerini esirgemeyen ve her daim yanımda olup bana moral veren arkadaşlarım Sercan ERBAŞ, İbrahim ARAÇ , Umar BARAHODJIEV ve Aziz KARYAGDYYEV'a, sonsuz sabır ve destekleri ile yanımda olan aileme, anneannem Naciye PEKER ve annem Fisun PEKER'e, hayatıma bu süreçte dahil olup her daim manevi desteğini esirgemeyen nişanlım Tuğba ERKAN ve değerli ailesi/aileme çok teşekkür ederim.

Alper ÇİFTÇİ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

TABLO LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xviii

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1

1.2 Tezin Amacı ve Katkısı 4

1.3 Genel Kavramlar 4

1.3.1 Kompresör 5

1.3.2 Yanma Odası 10

1.3.3 Türbin 16

1.4 Alternatif Yakıt Olarak Amonyak 18

2 YANMANIN SAYISAL MODELLENMESİ 21

2.1 Yönetici Denklemler 21

2.2 Yanmada Türbülanslı Akış Modellenmesi 23

2.3 Yanmanın Modellenmesi 27

2.4 Radyasyon Modeli 29

3 EMİSYONLAR VE ANALİTİK YAKLAŞIM 30

3.1 NO_x Oluşumu 30

3.1.1 Termal NO_x Emisyonu ve Mekanizması 31

3.1.2 Ani (Prompt) NO_x Emisyonu 32

3.1.3 Yakıt Kaynaklı NO_x Emisyonu 33

3.2 CO Oluşumu 33

3.3 HC Oluşumu 34

3.4 PM Oluşumu 34
3.5 CO_2 Oluşumu 34
3.6 Analitik Yaklaşım 35
3.6.1 NO_x Emisyonlarına İlişkin Analitik Yaklaşımlar 36
3.6.2 CO Emisyonlarına İlişkin Analitik Yaklaşımlar 38

4 TERMODİNAMİK ANALİZ VE SONUÇLARI 40
4.1 Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi 41
4.1.1 Kompresörün Termodinamik Modellenmesi 42
4.1.2 Yanma Odasının Termodinamik Modellenmesi 43
4.1.3 Türbinin Termodinamik Modellenmesi 50
4.1.4 Performans Parametreleri 51
4.2 Termodinamik Analizin Sonuçları 52

5 YANMA ODASININ SAYISAL MODELLENMESİ 62
5.1 HAD Modellerinin Deneysel Veri ile Doğrulanması 62
5.2 Model Yanma Odası Geometrisi 70
5.3 Yanma Odasının Operasyon Şartlarının Belirlenmesi 72
5.4 Çözüm Ağının Belirlenmesi 76
5.5 Sınır Şartları 78
5.6 Sayısal Analiz ve Sonuçları 80
5.6.1 Sayısal Analiz Süreci 80
5.6.2 Sayısal Analiz Sonuçları 82
5.6.3 HAD ile Emisyon Hesaplarına Analitik Yaklaşım 88

6 SONUÇ 92

KAYNAKÇA 99

SİMGE LİSTESİ

T_{ady}	Adyabatik Alev Sıcaklığı
T_f	Alev Sıcaklığı $[K]$
$EINO_x$	Azotoksit Emisyon İndeksi
P_r	Bağıl Basınç
p	Basınç
P_{rc}	Basınç Oranı
t_{res}	Bekleme Süresi
I	Birim Tensörü
V_e	Buharlaşan Yakıt Hacmi
$\mathbf{I}_\lambda$	Dalga Boyu
$\vec{J_j}$	Diffüzyon Katsayısı
s	Entropi $[kj/kg]$
ϕ	Eşdeğerlik Oranı
R	Gaz Sabiti
τ	Gerilme Tensörü
d_o	Girdap Üreticisinin Çapı
d_h	Girdap Üreticisinin Kök Çapı
d_h	Girdap Üreticisinin Kök Çapı
AF	Hava/Yakıt Oranı
u	Hız
q	Isı Enerjisi
$\dot{Q}$	Isı Gücü
k_{eff}	İletkenlik Katsayısı

$EICO$	Karbonmonoksit Emisyon İndeksi
K	Kimyasal Reaksiyon Hız Sabiti
w_c	Kompresör İşi
δ	Kronecker Delta Tensörü
Y_i	Kütle Fraksiyonu
$\dot{m}_a$	Kütlesel Hava Debisi [kg/s]
$T_{3,maks}$	Maksimum Türbin Giriş Sıcaklığı [K]
C_γ	Mikro Yapıların Kütle Fraksiyon Sabiti
γ^*	Mikro Yapıların Kütle Fraksiyonu
X_i	Mol Fraksiyonu
M_w	Mol Kütlesi
n	Mol Sayısı
∇	Nambla Operatörü
w_net	Net İş
T_{ort}	Ortalama Türbin Giriş Sıcaklığı [K]
h	Özgül Entalpi
v	Özgül Hacim
c_p	Özgül Isı Kapasitesi [kj/kg]
e	Özgül İç Enerji
ω	Özgül Türbülans Yıkım Hızı [rad/s]
SFC	Özgül Yakıt Tüketimi
PF	Patern Faktörü
$\mathbf{K}_\lambda$	Radyasyon Absorpsiyon Yoğunluğu
λ	Radyasyon Yoğunluğu
$\dot{R}_i$	Reaksiyon Hızı
Φ	Skaler Büyüklük
σ	Stefan-Boltzmann Sabiti
AF_s	Stokiyometrik Hava/Yakıt Oranı
FA_s	Stokiyometrik Yakıt/Hava Oranı

θ	Swirl Açısı
S	Swirl Sayısı
TIT	Türbin Giriş Sıcaklığı
w_t	Türbin İşi
P_k	Türbülans Kinetik Enerji Üretim Terimi
k	Türbülans Kinetik Enerjisi [m^2/s^2]
σ_ϵ	Türbülans Modelinin Katsayısı
σ_k	Türbülans Modelinin Katsayısı
C_μ	Türbülans Modelinin Katsayısı
$C_{\epsilon 1}$	Türbülans Modelinin Katsayısı
$C_{\epsilon 2}$	Türbülans Modelinin Katsayısı
τ_t	Türbülans Viskozitesi
ε	Türbülans Yıkım Enerjisi [m^2/s^3]
R_u	Üniversal Gaz Sabiti
S_h	Üretilen Enerji
FA	Yakıt/Hava Oranı
t_e	Yakıtın Buharlaşma Süresi
V_c	Yanma/reaksiyon Bölgesi Hacmi
F	Yanmaya Katılan Hava Oranı
$\mathbf{I}_\lambda^{\mathbf{rad}}$	Yansıyan Radyasyon Yoğunluğu
$\vec{\mathbf{g}}$	Yer Çekimi İvmesi
ρ	Yoğunluk
ϵ_λ	Yüzeyin Emisivitesi
t	Zaman
J^*	Zaman Ölçeği
C_t	Zaman Ölçeği Sabiti

KISALTMA LİSTESİ

CPU	Central Processing Unit (Merkezi İşlem Birimi)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (Alman Havacılık ve Uzay Merkezi)
DNS	Direct Numerical Simulation (Direkt Sayısal Simülasyon)
EDC	Eddy-Dissipation Concept (Girdap Dağılım Konsepti)
EPA	United States Environmental Protection Agency (Birleşmiş Milletler Çevre Koruma Ajansı)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HC	Hidrokarbon
ICS	International Chamber of Shipping (Uluslararası Deniz Ticaret Odası)
LES	Large Eddy Simulation (Büyük Girdap Simulasyonu)
LHV	Lower Heating Value (Alt Isıl Değeri)
PAH	Polisiklik Aromatik Hidrokarbonlar
PM	Partiküler Madde
ppmv	Parts Per Million by Volume (Hacimce Milyonda Bir Parçacık)
PSR	Perfectly Stirred Reactor (Mükemmel Karışımlı Reaktör)
RAM	Random Access Memory (Rastgele Erişim Belleği)
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model (Reynolds Gerilim Modeli)
RSTE	Reynolds Stress Transport Equations (Reynolds Gerilim Taşınımı Denklemleri)
SFC	Spesific Fuel Consumption (Özgül Yakıt Tüketimi)
SI	Spark Ingition (Buji Ateşleme)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Basit gaz türbini çevrimi 5
Şekil 1.2 Farklı türbin giriş sıcaklıklarında termik verimin basınç oranına bağlı değişimi 6
Şekil 1.3 Basınç oranının yıllara göre değişimi 6
Şekil 1.4 Kompresör tiplerine göre basınç-debi özelliklerinin karşılaştırılması 7
Şekil 1.5 Santrifüj kompresörde hız ve basınçtaki değişim 8
Şekil 1.6 Eksenel Kompresör 9
Şekil 1.7 Eksenel kompresör boyunca hız ve basınçtaki değişim 10
Şekil 1.8 Silindirik yanma odası örneği 11
Şekil 1.9 Boru tipi yanma odası 12
Şekil 1.10 Dairesel tip yanma odası 13
Şekil 1.11 Boru-dairesel tip yanma odası 14
Şekil 1.12 Yanma tipine göre yanma odası tipleri 16
Şekil 1.13 Türbin giriş sıcaklıklarının yıllara göre değişimi 17
Şekil 1.14 Türbin giriş sıcaklığının ve malzeme sıcaklık dayanımının yıllara göre değişimi 17
Şekil 1.15 Hidrojen taşıyıcılarının hacimsel ve ağırlık bazında H_2 yoğunlukları 18
Şekil 1.16 Çeşitli yakıtların enerji yoğunlukları 19
Şekil 3.1 Dünyadaki CO_2 emisyonlarının yıllara değişimi 35
Şekil 3.2 CO ve NO_x emisyonlarının sıcaklığa bağlı değişimi 35
Şekil 3.3 Birincil bölgedeki OH radikalleri 38
Şekil 4.1 Termodinamik model için esas alınan Brayton çevrimi tesis şeması 40
Şekil 4.2 Termik verimin amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında) 53
Şekil 4.3 Özgül ısı kapasitesinin amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında) 54
Şekil 4.4 Net işin amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında) 54
Şekil 4.5 Yanma odasına giren ısıl gücün amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında) 55
Şekil 4.6 Yanma odasına giren gücün basınç oranı ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında) 56

Şekil 4.7 Özgül yakıt tüketiminin ve termik verimin basınç oranı ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında) 56
Şekil 4.8 Net işin farklı amonyak katkı oranları için basınç oranı ile değişimi 57
Şekil 4.9 %0 NH_3 ve %100 NH_3 durumunda türbin işi ve kompresör işinin basınç oranı ile değişimi 58
Şekil 4.10 Net işin termik verim ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında) 58
Şekil 4.11 Eşdeğerlik oranının basınç oranı ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında) 59
Şekil 4.12 Yakıt/hava oranının farklı amonyak katkı oranları için basınç oranı ile değişimi 59
Şekil 4.13 Yanmaya katılan havanın toplam havaya oranının amonyak katkısı oranı ile değişimi 60
Şekil 4.14 Farklı basınç oranlarında amonyak katkı oranının CO ve NOx emisyonları üzerindeki etkisi 61
Şekil 5.1 a) Brülörün kesit alanının şematik diyagramı ve b) Hesaplama bölgesinin izometrik görünümü 63
Şekil 5.2 Çözüm ağının genel gösterimi ve brülörün çevresindeki detaylı gösterimi 63
Şekil 5.3 Sıcaklık dağılımı 64
Şekil 5.4 Simetri ekseni üzerindeki sıcaklık dağılımı 65
Şekil 5.5 Simetri ekseni üzerindeki CH_4 kütle fraksiyonu 65
Şekil 5.6 Simetri ekseni üzerindeki CO_2 kütle fraksiyonu 66
Şekil 5.7 Simetri ekseni üzerindeki CO kütle fraksiyonu 66
Şekil 5.8 Sırasıyla CH_4, CO, CO_2 ve H_2O türlerinin kütle fraksiyon dağılımları 67
Şekil 5.9 Simetri ekseni üzerindeki OH kütle fraksiyonu 68
Şekil 5.10 Simetri ekseni üzerindeki NO kütle fraksiyonu 68
Şekil 5.11 Sırasıyla OH, O ve NO emisyonlarının kütle fraksiyon dağılımları 69
Şekil 5.12 Model yanma odasının ölçüleri 70
Şekil 5.13 Model yanma odasının üç boyutlu görüntüsü 71
Şekil 5.14 Model yanma odasının iki boyutlu görüntüsü 71
Şekil 5.15 Seyreltme deliklerinin iki boyutlu hale getirilmesindeki yaklaşım . 72
Şekil 5.16 ϕ=1 ve %100 metan için akış hattının görselleştirilmesi 73
Şekil 5.17 ϕ=0.6 ve %100 metan için akış hattının görselleştirilmesi 74
Şekil 5.18 Yakıtın karışım odasında dağılması 74
Şekil 5.19 Yanma odasındaki CO dağılımı 75
Şekil 5.20 Yanma odasındaki sıcaklık ve CO_2 dağılımı 76
Şekil 5.21 Ağ yapısı (yukarıdan aşağıya kabadan inceye) 77

Şekil 5.22 Eksen üzerindeki sıcaklık dağılımları 77
Şekil 5.23 x=50mm mesafede swirl hız değerleri 78
Şekil 5.24 Varsayılan ve değiştirilen gevşeme faktörleri 81
Şekil 5.25 Yanma odası birincil yanma bölgesindeki amonyak katkı oranına bağlı maksimum NO kütle fraksiyonları ve yakınsamayan değerler 82
Şekil 5.26 Farklı amonyak katkı oranlarında eksen doğrultusunda CO_2 kütle fraksiyonundaki değişim 82
Şekil 5.27 Farklı amonyak katkı oranlarında eksen doğrultusunda sıcaklığın değişimi 83
Şekil 5.28 Farklı amonyak katkı oranlarında eksen doğrultusunda NO emisyonlarının kütle fraksiyon cinsinden değişimi 84
Şekil 5.29 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası çıkışında CO_2 emisyonlarının kütle fraksiyon cinsinden değişimi 84
Şekil 5.30 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası çıkışında NO emisyonlarının kütle fraksiyon cinsinden değişimi 85
Şekil 5.31 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde sıcaklık dağılımı 85
Şekil 5.32 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde CO kütle fraksiyonları dağılımı 86
Şekil 5.33 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde OH kütle fraksiyonları dağılımı 87
Şekil 5.34 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde NO kütle fraksiyonları dağılımı 87
Şekil 5.35 Yanma odası çıkışındaki farklı amonyak katkı oranlarında maksimum ve ortalama sıcaklık değerleri ve patern faktörü 88
Şekil 5.36 $EINO_x$ değerlerinin amonyak katkı oranlarına bağlı HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması 89
Şekil 5.37 $EINO_x$ değerlerinin amonyak katkı oranlarına bağlı HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması (birinci durum) 90
Şekil 5.38 $EINO_x$ değerlerinin amonyak katkı oranlarına bağlı HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması (ikinci durum) 90

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Yakıtların Karşılaştırması 19
Tablo 3.1 Genişletilmiş Zel'dovich reaksiyon mekanizması için hız sabitleri 32
Tablo 4.1 Denge sabiti K_i için sıcaklığa bağlı fonksiyonun katsayıları . . . 49
Tablo 5.1 Sınır şartları 64
Tablo 5.2 Çözüm ağı çalışması 76
Tablo 5.3 Model yanma odası için sınır şartları 79
Tablo 5.4 Model yanma odası için sınır şartları 79
Tablo 5.5 $EINO_x$ değerlerinin HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması 91

ÖZET

GAZ TÜRBİNLERİNDE AMONYAK YAKITININ PERFORMANS PARAMETRELERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Alper ÇİFTÇİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN

Sanayi devriminden sonra hidrokarbon yakıtlardan kaynaklı karbon salınımları tüm dünyada ve ülkemizde artmaya başlamıştır. Özellikle enerji sektörü ve taşımacılık sektörü bu karbon salınımında büyük bir paya sahiptir. Karbon salınımı sera etkisine sebep olarak küresel ısınma gibi büyük bir probleme sebep olmaktadır. İçten yanmalı motorlar sebebiyle ortaya çıkan sera gazları arasındaki en büyük pay CO_2'ye aittir. CO_2 hidrokarbon yanmasının doğal bir sonucudur ve karbonsuz yakıt kullanımı dışında kaçınılmaz olarak ortaya çıkmaktadır. Bununla beraber uygunsuz işletme, eski tip motorların kullanımı ve uygunsuz yakıt seçimi, motorlarda tam yanma gerçekleşmesinin önüne geçmekte olup CO, HC, ve SO_x gibi diğer kirletici gaz emisyonlarına sebep olmaktadır. Bu tür emisyonların azaltılması için egzoz gazlarının atmosfere salınmadan önce yakalanarak depolanması veya baca gazı yıkama (scrubbing) gibi tedbirler alınabilir. Ancak bu tedbirler işletme maliyetini arttırmakta ve ek iş gücü gerektirmektedir. Bunların dışında uygun yakıt seçimi yanma öncesi alınan önemli ve birincil tedbir olarak vurgulanmalıdır. Bu sayede karbon içermeyen alternatif bir yakıt seçilerek karbon emisyonları sıfıra indirilebilir. Karbon içermeyen yakıtlardan biri olan ve bunun yanında kolay ulaşılabilir bir kimyasal bileşik olan amonyak karbon salınımı problemini ortadan kaldırabilecek alternatif yakıt olarak düşünülmektedir. Amonyak, karbon içermeyen diğer bir yakıt olan hidrojene göre depolanması daha kolay, maliyeti daha düşük ve daha güvenlidir; ancak amonyak bu olumlu özelliklerinin yanı sıra yanma hızının düşük olması ve pistonlu motorlarda vuruntuya sebep olması gibi olumsuz özelliklere de

sahiptir. Aynı zamanda amonyak yanma sonucu oluşan ürünlerinin sıcaklıkları diğer hidrokarbon yakıtlara göre daha düşüktür. Bu durum termal NO_x emisyonlarını azaltmaktadır.

Amonyağın yakıt olarak kullanılması ile ilgili çalışmalara 1870'li yıllarda başlanmış, 2000'li yıllara kadar yavaş bir seyir izleyerek devam etmiştir. Günümüzde ise hidrokarbon yakıtlara alternatif yakıt arayışı arttığından karbon içermeyen yakıt olan amonyağa olan ilgi artmış, bu alanda yapılan çalışmalar büyük bir hız kazanmıştır. Bu çalışmalar genel olarak amonyağın yanma karakteristiği, içten yanmalı motorlarda performansa olan etkileri ve NO_x emisyonlarına olan etkileri kapsamaktadır.

Denizcilik sektörü, küresel karbon emisyonlarının önemli bir kaynağıdır. Bu sebeple Uluslararası Deniz Ticaret Odası (ICS) 2030 yılına kadar binlerce sıfır karbonlu geminin inşa edilmesi ve 2050 yılına kadar çoğunlukla tüm gemilerin sıfır karbonlu hale gelmesi gerektiğini belirtmektedir. Kasım 2021 tarihinde ICS tarafından yayınlanan "Denizcilik İçin Sıfır Emisyon Raporu" sonrasında gemilerde alternatif güç aktarım sistemleri ve alternatif yakıtlar üzerine yapılan araştırmalar günümüzde hız kazanmıştır.

Buna paralel olarak bu çalışmada, gaz türbinlerinde sera gazı emisyonlarını azaltmak amacıyla alternatif yakıt olarak amonyak kullanımının etkileri incelenmiştir. Bu amaçla gaz türbinlerinde doğal gazın ana bileşeni olan metana farklı oranlarda amonyak katkısının performans ve emisyonlara etkileri incelenmiş, farklı amonyak katkı oranlarında sistemin termodinamik analizi ve emisyon analizleri yapılmıştır. Emisyonlar nümerik hesaplama ve modellenen iki boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli ile elde edilmiş, elde edilen bu emisyon değerleri literatürdeki yarı-ampirik modellerinden alınan sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Hesaplama maliyetini azaltmak amacıyla nümerik hesaplamalar sırasında amonyak-metan karışımlarında kullanılan Konnov mekanizması uygun bir biçimde sadeleştirilerek kullanılmıştır. Adı geçen sadeleştirilmiş mekanizma üzerinde türbülans etkilerini de değerlendirebilmek, kimyasal etkilerle türbülans etkilerinin birbirleriyle etkileşimini sağlamak amacıyla Eddy Dağılım Konsepti (EDC) yanma modeli kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak standart $k - \varepsilon$ modeli ve radyasyon modeli olarak ise P-1 modeli kullanılmıştır.

Bu çalışma, gaz türbinlerinde alternatif yakıt uygulamasına yönelik termodinamik ve sayısal analizler içerdiğinden gaz türbinlerinde alternatif yakıt çözümleri için yapılacak olan araştırmalara ışık tutması amaçlanmıştır. Ayrıca, denizcilik sektöründe giderek yaygınlaşması ön görülen amonyak yakıtının yine denizcilik sektöründe geleceğin tahrik sistemleri olarak ön görülen gaz türbinlerinde kullanımına yönelik olduğundan yenilik getiren bir çalışma olacağı ve sektörün geleceğine de ışık tutması temenni edilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbinleri, yanma, yanma odası, alternatif yakıtlar, amonyak, termodinamik analiz, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, türbülans

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF AMMONIA FUEL ON PERFORMANCE PARAMETERS OF GAS TURBINES

Alper ÇİFTÇİ

Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN

After the industrial revolution, carbon emissions from hydrocarbon fuels have started to increase all over the world. The largest share in carbon emissions belongs to the energy sector and the transport sector. Carbon emissions cause major problems such as global warming, greenhouse effect and human health problems. Improper operation, use of older engines and inappropriate fuel selection prevent complete combustion in internal combustion engines and cause toxic gas emissions such as CO, HC, and SO_x. These can be avoided by taking appropriate measures such as capture and storage of exhaust gases or scrubbing of flue gas. On the other hand, CO_2 which is responsible from the greenhouse effect and has the highest porsion among the exhaust gas species being natural result of hydrocarbon combustion is unavoidable unless carbon-free fuels are used.

Using carbon-free fuels should be emphasised as an important and primary measure taken before the combustion process. In this way, carbon emissions can be reduced to zero by choosing a carbon-free alternative fuel. This will also minimize the operating cost and obviate the need for additional labor force because expensive methods such as carbon capture and storage and scrubbing of flue gas would be unnecessary.

Ammonia is an easily accessible chemical compound which can be used as a convenient carbon-free fuel being easier to store, less costly and safer than hydrogen. However, it has some negative properties such as low combustion rate and its knocking behaviour in piston engines. At the same time, temperature of products of ammonia combustion is lower than that of other hydrocarbon fuels. This helps to lower thermal NO_x emissions in the combustion chamber.

Studies on the use of ammonia as a fuel started in the 1870s and continued slowly until the 2000s. Nowadays, as the search for alternative fuels to hydrocarbon fuels has increased, interest in ammonia has increased and studies in this field have gained great speed. These studies generally cover the combustion characteristics of ammonia, its effects on the performance of internal combustion engines and its effects on NO_x emissions.

The maritime sector is a significant source of global carbon emissions. For this reason, the International Chamber of Shipping (ICS) states that thousands of zero-carbon ships should be built by 2030 and mostly all ships should become zero-carbon by 2050. Following the "Zero Emission Report for Shipping" published by ICS in November 2021, research on alternative power transmission systems and alternative fuels in ships has accelerated today.

In parallel this study investigates the effects of using ammonia as an alternative fuel to reduce greenhouse gas emissions in gas turbines. For this purpose, the effects of ammonia on performance and emissions mixed to methane at different ratios is investigated in gas turbine engines. Thermodynamic analysis and emission analyses of the system were performed at different ammonia additive ratios. Emissions were obtained by numerical calculation by using two-dimensional computational fluid dynamics model. These emission values were verified by comparing with the results obtained from semi-empirical models in the literature. In order to reduce the computational cost, the Konnov mechanism used in the numerical calculations for ammonia-methane mixtures was simplified in a suitable way. The Eddy Dissipation Concept (EDC) combustion model was used to evaluate the turbulence effects on the simplified mechanism and to ensure the interaction of chemical and turbulence effects. The standard $k - \varepsilon$ model was used as the turbulence model and the P-1 model was used as the radiation model.

Since this study includes thermodynamic and numerical analyses for alternative fuel applications, it is aimed to shed light on the research to be carried out for alternative fuel solutions in gas turbines. In addition, due to the widespread interest on the ammonia fuel and gas turbine propulsion systems in the maritime sector this study is hoped to be an innovative study and shed light on the future of the sector.

Keywords: Gas turbines, combustion, combustion chamber, alternative fuels, ammonia, thermodynamic analysis, computational fluid dynamics, turbulence

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Dünyada ve Türkiye'de yakıt kaynaklı CO_2 emisyonu yıldan yıla artmaktadır. Taşımacılık sektöründe kullanılan fosil yakıtlar, yüksek oranlarda karbon içeren hidrokarbon yakıtlardır. Yine taşımacılık sektörüne ait sera gazı emisyonları ise global sera gazı emisyonlarının toplamının %16.2'si civarındadır. Taşımacılık sektöründe genellikle deniz yolu tercih edilmesine rağmen deniz yolu sera gazı emisyonları hava yolu ve kara yolu taşımacılığına göre daha düşüktür. Bunun sebebi denizcilik sektöründe uygulanan sıkı regülasyonlardır. Sera gazları atmosferin sıcaklığını artırarak küresel ısınmaya sebebiyet verir. Sera gazı salınımları arasında CO_2 salınımı %74.4 oranında olup birinci sırada gelmektedir ve bu oran büyüyen ticaret hacmi ile doğru orantılı bir şekilde yıldan yıla artış göstermektedir [1, 2].

Uygunsuz işletme, eski tip motor kullanımı, uygunsuz yakıt seçimi sebebiyle motorlarda tam yanma gerçekleşmeme durumu gibi sebeplerle CO_2 ile beraber CO, HC, SO_x salınımları da meydana gelmektedir. Yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının atmosfere salınımı öncesi alınan yakalama, depolama, bertaraf teknolojileri gibi tedbirler ve yanma odasında alınan işletme tedbirleri sayesinde bu emisyonlar azaltılmaya çalışmaktadır. Ek işletme maliyeti ve ek iş gücü gerektiren bu tedbirlerin yanında yanma öncesi alınabilecek diğer bir tedbir ise uygun yakıt seçimidir [3].

Karbon içermeyen yakıtların kullanılması gemilerde sera gazlarının önemli ölçüde azaltılmasını sağlar. Kolay ulaşılabilir ve karbon içermeyen bir yakıt olan NH_3 kullanımı karbon salınımı problemini çözmesiyle beraber depolama ve taşınması nispeten daha güvenli olan bir yakıttır [4].

Starkman vd. [5] tek silindirli dizel motor üzerinde deneyler yapmışlardır ve bu çalışma dizel motorlarda amonyak kullanımına ilişkin en eski çalışmalardan biridir. Burada, saf amonyak bir dizel püskürtücü kullanılarak doğrudan yanma odasına

püskürtülür. Oktan sayısı fazla olduğu için dizel yakıt gibi kendi kendine yanamaz. Bu problemi çözmek için silindir kapağına buji eklenmiştir. Püskürtme ve ateşleme ilerlemesi, amonyak için yeniden optimize edilmiştir. Uygulamada saf amonyak kullanımı ile gücün %10 azaldığı, yakıt tüketiminin ve is (soot) emisyonunun arttığı tespit edilmiştir. Söz konusu çalışmada, güçteki azalmanın ve yakıt tüketimindeki artışın amonyağın eksik yanma özelliğinden kaynaklandığı yorumu yapılmıştır. Bu çalışmada, dizel çevriminin hesaplanabildiği bir model kullanılarak amonyak kullanımına ilişkin teorik bir araştırma yapılmıştır. Sayısal çalışmanın sonunda deneysel sonuçlara benzer sonuçlar bulunmuştur.

Dört silindirli, turbo şarjlı bir dizel motorda amonyak Reiter ve Kong [6] tarafından deneysel olarak araştırılmış ve yakıt/hava oranının yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri belirlenmiştir. İlgili çalışmada, emme manifoldundan emilen havaya amonyak buharı püskürtülmüş ve söz konusu hava ve amonyak karışımında yanmayı başlatmak için silindire dizel yakıt püskürtülmüştür. Emme manifoldundaki havaya amonyak püskürtmek için bir yakıt enjeksiyon sistemi kullanılmıştır. En iyi yakıt tüketiminin elde edildiği çalışma durumunun %60 dizel %40 amonyak karışımı olduğu belirlenmiştir. Isı üretim analizinin de yapıldığı çalışmada; amonyak ilavesiyle tutuşma gecikmesinin arttığı, yanma sonrası sıcaklıkların düştüğü ve yanma sürecinin genleşme sürecine doğru uzadığı tespit edilmiştir. Dizel yakıt ile eklenen enerji %60'ı aştığında yani karışımdaki amonyak oranı düştüğünde yanmanın bozulduğu ve bazı durumlarda amonyağın yanma sınırına ulaşamadığı tespit edilmiştir. CO ve HC emisyonlarının yakıt/hava oranının artmasıyla arttığı belirlenmiştir. %40 dizel, %60 amonyak karışım durumlarında NO_x emisyonlarında artış gözlemlenmiştir. Karışımdaki dizel yakıt oranının %60'ın altında olduğu durumlarda is (soot) önemli ölçüde azalırken, dizel oranı %60'ı aştığında is (soot) artmıştır.

XIAO Hua [7], amonyak/metan yanma performansını iyileştirmek için oksijenle zenginleştirilmiş yanma kullanarak metanla amonyak yanmasının sayısal bir çalışmasını sunmuştur. Bu çalışmada amonyak/metan yanmasının oksijenle zenginleştirilmiş koşullar altındaki yanma özellikleri araştırılmıştır. Yanma hızı hesaplamalarında simülasyon verileri, oksijence zengin koşullar altındaki amonyak/metan yanmasının yanma hızını önemli ölçüde artırabildiği, nihai emisyon seviyelerinde ise önemli bir artış olmadığı gösterilmiştir. Ayrıca, yüksek basınç koşulları altında emisyonların 10 ppmv'nin altında olduğu göstermiştir. Sayısal yanma analizlerinde kullanılmak üzere daha düşük hesaplama maliyetine sahip alev kimyası modelleri üretmek amacıyla, bu oksijence zengin amonyak/metan alevi simülasyonlarında literatürde oldukça yaygın olarak kullanılan Konnov mekanizması uygulanmıştır ve kullanılan

mekanizmanın hesaplama maliyeti açısından uygun olduğu görülmüştür. NO ve CO emisyonlarının üretim alanını daha doğru bir şekilde tespit edebilmek için, özellikle alev bölgesinde bazı türlerin reaksiyon hızlarının iyileştirilmesine önem verilmesi gerektiği ortaya koyulmuştur.

Pochet vd. [8], düşük sıcaklıktaki yanma koşullarında amonyak tutuşma gecikmesini hem deneysel hem de sayısal olarak hidrojen ilaveli ve hidrojen ilavesiz durumlar için incelemiştir. Bu çalışmada deneysel veriler ile simülasyon verilerinin karşılaştırması yapılmıştır. Saf amonyak ve NH_3/H_2 karışımları için elde edilen tutuşma gecikmesi, düşük sıcaklıkta yanma koşullarında çalışan motorlar için uygunluğunu kanıtlanmıştır. Bununla birlikte, tutuşma gecikmesinde önemli bir artış elde etmek için hidrojen ilavesinin hacimce %10'dan fazla olması gerektiği vurgulanmıştır. 0.35 eşdeğerlik oranında hem deneysel hem de sayısal olarak daha küçük bir tutuşma gecikmesi gözlemlenmiş ancak eşdeğerlik oranının tutuşma gecikmesi üzerinde önemli bir etkisi ölçülmemiştir.

Xinlu Han yaptığı çalışmada [9] amonyağın yanma özelliklerini anlamak için ısı akışı yöntemini kullanarak NH_3/hava, NH_3/H_2/hava, NH_3/CO/hava ve NH_3/CH_4/hava laminer alev hızlarını deneysel olarak araştırmıştır. Bu çalışmada kinetik model olarak GRI-Mech 3.0, Okafor ve San Diego olarak isimlendirilmiş üç adet kinetik mekanizma kullanılmıştır. NH_3/hava alevleri için deneysel sonuçlar literatür verileriyle iyi bir uyum göstermiş ve amonyağın hidrojen ile karıştırılmasının amonyak bazlı yakıt karışımlarının yanma hızını artırmada etkin bir metot olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan kinetik mekanizmaların hiçbiri, ölçülen koşulların çoğu için laminer yanma hızını doğru bir şekilde tahmin edememiştir. Bu, mevcut mekanizmaların amonyak içeren NH_3/hava, NH_3/H_2/hava, NH_3/CO/hava ve NH_3/CH_4/hava karışımlarının yanma modelleri için özellikle uygun olmadığını göstermiş olup, deneysel veriler ile kullanılan mekanizmaların sonuçları arasındaki tutarsızlığın kaynağının azot içeren reaksiyonlarının hız parametrelerindeki hata ile ilgili olduğu düşünülmüştür.

Charles Lhuilliera vd. [10] yaptıkları deneysel çalışmada ön karışımlı NH_3/H_2/hava karışımları ile doldurulmuş yeni bir buji ateşlemeli motorun performansını, yanma özelliklerini ve emisyonlarını değerlendirmiştir. Çok çeşitli hidrojen yakıt fraksiyonlarında ve eşdeğerlik oranlarında gaz halindeki amonyak karışımları iki farklı motor yükünde test edilmiş. Özellikle yakıta hacimce %20'ye kadar hidrojen karıştırmanın motorun çalışma kararlılığını iyiletirerek vuruntuyu önlediğini ortaya koymuştur. Aynı zamanda stokiyometriye yakın karışım oranlarında en iyi güç çıktısını sağlamıştır. Daha yüksek hidrojen fraksiyonları, silindir duvarı ısı kayıpları sebebiyle termik verimliliğin azalmasına neden olmuştur. Yanma prosesinin süresi

laminer yanma hızı ile doğrudan ilgilidir, bu nedenle yakıta hidrojen ilavesi yanma prosesi süresini kısaltmıştır. Elde edilen yeni deneysel veri tabanı, çeşitli hidrojen fraksiyonlarında, farklı eşdeğerlik oranlarında ve farklı giriş basınçlarında amonyak yanma karakteristiğini değerlendirmek için sağlanmıştır. NH_3'ün modern buji ateşlemeli motorlar için tasarım değişikliği gerektirmeyen veya çok az değişiklik gerektiren yakıt olduğu sonucuna varılmıştır.

1.2 Tezin Amacı ve Katkısı

Bu tezin amacı gaz türbinlerinde doğalgazı temsilen CH_4 yakıtı ile farklı oranlarda amonyak karışımının performans parametreleri ve emisyonlar üzerindeki etkilerini göstermektir. Böylelikle amonyağın alternatif yakıt olarak gaz türbinlerinde kullanımına dair çalışmalar yapacak olan gelecekteki araştırmacılara temel bir referans sağlamaktır.

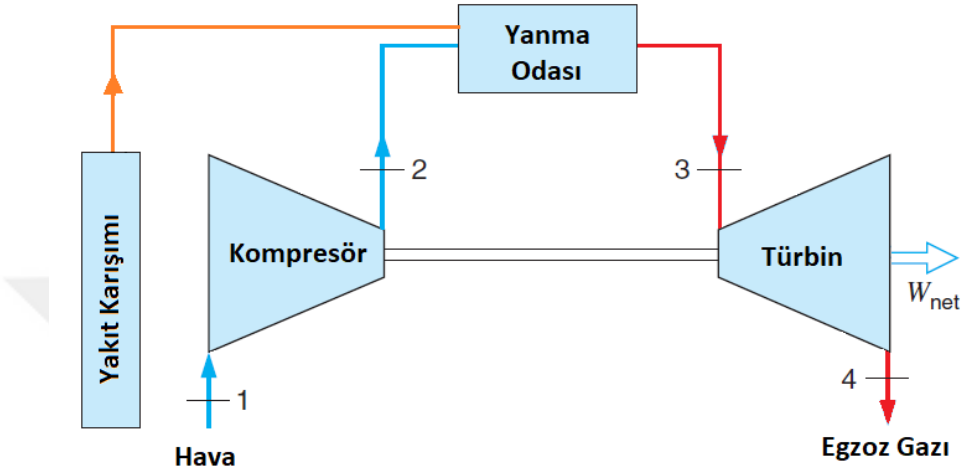
Bu tez, farklı yakıt karışımlarının gaz türbinlerinde performans parametrelerine etkilerini incelemek için bir termodinamik model önermekte ve düşük işlem gücüne sahip bilgisayarlarda sayısal hesaplama maliyetini düşürmek amacıyla yanma odasını iki boyuta indirgeyerek yanma odası model tasarımında gelecekteki araştırmacılara yol gösterici bir çalışma ortaya koymaktadır.

1.3 Genel Kavramlar

Bu bölümde gaz türbinlerinde kullanılan kavramlar ve sistem elemanları açıklanacaktır. Kavramların açıklanması, termodinamik analizin anlaşılabilmesi için önemlidir. Sistem elemanları olam kompresör kısmı, türbin kısmı ve yanma odası kısmı hakkında genel bilgiler verilecektir. Ayrıca yanma odasından bahsedilirken yanma verimini etkileyen faktörlere, yanma çeşitlerine ve yanma odası tiplerine değinilecektir.

Gaz türbinleri, gazların termodinamik çevrimi üzerine kurulu çalışan makinelerdir. Bu çevrim, gazın sıkıştırılması, sabit basınçta yanma prosesi ve genleştirilmesi gibi aşamalardan oluşur. Gaz türbinlerinde kullanılan termodinamik çevrimler arasında Brayton çevrimi en yaygın olanıdır. Termodinamik çevrim havanın sıkıştırılmasıyla başlar, sıkıştırılmış havanın içerisini yakıt enjeksiyonu sonucu karışım yüksek sıcaklıklarda yanar ve bu yanma sonucu açığa çıkan gazlar türbin kanatlarına doğru yönlendirilir. Türbin kanatlarındaki hareket enerjisi, türbinin bağlı olduğu şaftı tahrik ederek kompresör tahriğini bu şafttan alır ve son olarak egzoz gazları atmosfere verilir [11].

Brayton çevrimi ilk defa 1870'li yıllarda George Brayton tarafından geliştirilmiş pistonlu motorlarda kullanılmak için öne sürülmüştür. Bugün ise bu çevrim, sıkıştırma-genişleme pistonları tarafından değil bir kompresör ve bir türbinden oluşan gaz türbinlerinde kullanılır. Gaz türbinleri yaygın olarak, Şekil 1.1'de görüldüğü üzere açık çevrim esasına göre çalışırlar [12]. Aşağıda gaz türbinlerinin ana komponentleri ile ilgili temel bilgilere yer verilmiştir.



Şekil 1.1 Basit gaz türbini çevrimi

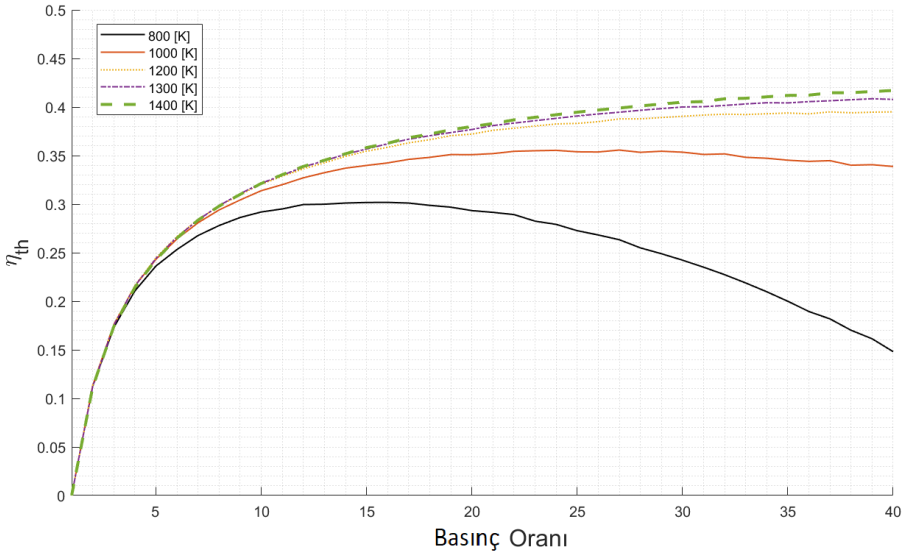
1.3.1 Kompresör

Kompresörler, gazların basıncını artırmak için kullanılan mekanik bileşendir. Gaz türbinlerinde, havanın sıkıştırılması ve basınçlandırılması işlemini gerçekleştirmek için kompresörlerden yararlanılır [13, 14].

Gaz türbinlerinde, yanma odasına doğru miktarda ve doğru termodinamik özeliklerde hava sağlanması gerekir. Yanma odasına giren havanın termodinamik özelikleri türbinin verimliliğini ve ömrünü doğrudan etkiler. Yanma odasında hava ile buluşan yakıt yanarak türbine girer. Yanma sonucu meydana gelen sıcak gazlar türbine girerek genişler ve iş üretir. Bu işin bir kısmı aynı şaft üzerinde bulunan kompresörü tahrik etmekte kullanılır. Basınç oranının artması, kompresör işini artırsa da yanma odasında giren ısı enerjisi miktarını düşürür. Bu durum özgül yakıt tüketimini düşürürken, sistemin termik veriminde de artışa sebep olmaktadır [11, 12].

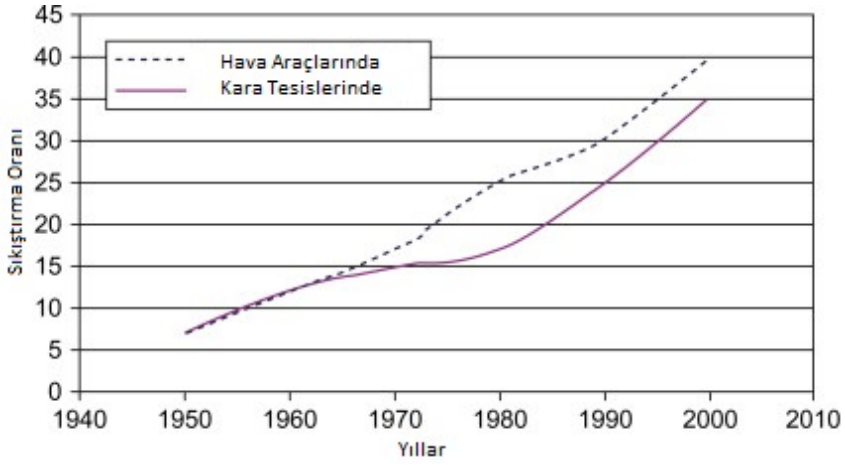
Şekil 1.2'de kompresör giriş sıcaklığı 15°C, kompresör ve türbin verimi sırasıyla 0.87 ve 0.89 olduğu bir gaz türbininin termik verim-basınç oranı grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere düşük türbin giriş sıcaklıklarında belli basınç oranlarından sonra termik verim düşmeye başlamaktadır [15]. Bunun sebebi olarak sıkışan gazın

sıcaklığındaki artış gösterilebilir. Sıcaklığı artan gazın sıkıştırılması için daha fazla enerji gerekir. Daha büyük bir sıkıştırma işi için türbinde üretilen işin daha büyük bölümü kompresörde kullanılır ve sıkıştırma işi arttıkça net iş düşer. Net işteki düşüş termik verimde bir azalmaya yol açmaktadır [12].



Şekil 1.2 Farklı türbin giriş sıcaklıklarında termik verimin basınç oranına bağlı değişimi

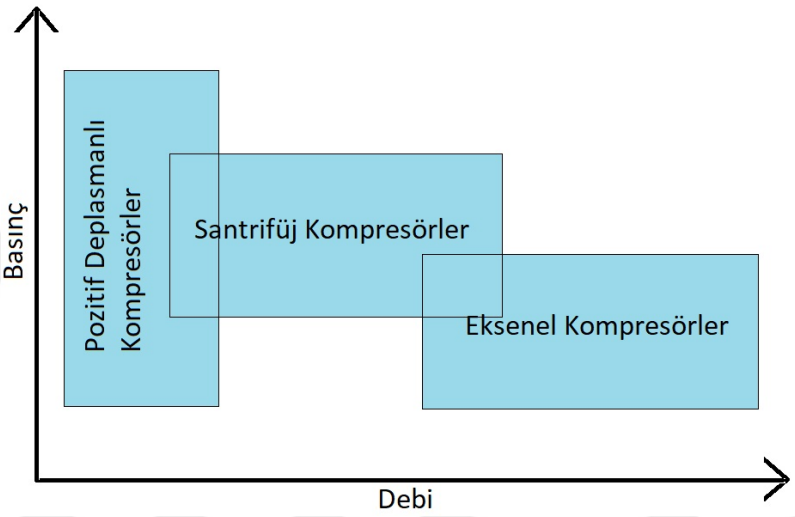
Kompresörler üzerine yapılan çalışmalar basınç oranlarını yıldan yıla artırmaktadır. Basınç oranındaki bu artış, yıllara göre Şekil 1.3'de gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Basınç oranının yıllara göre değişimi [15]

Kompresörler, Şekil 1.4'de gösterildiği üzere üç kategoriye ayrılır [15]:

- Pozitif deplasmanlı kompresörler, düşük debi ve yüksek basınç için kullanılır.
- Eksenel kompresörler, yüksek debi ve düşük basınç ile kullanılır.
- Santrifüj kompresörler debi ve basınç açısından, pozitif deplasmanlı kompresörler ile eksenel kompresörler arasında yer alır.

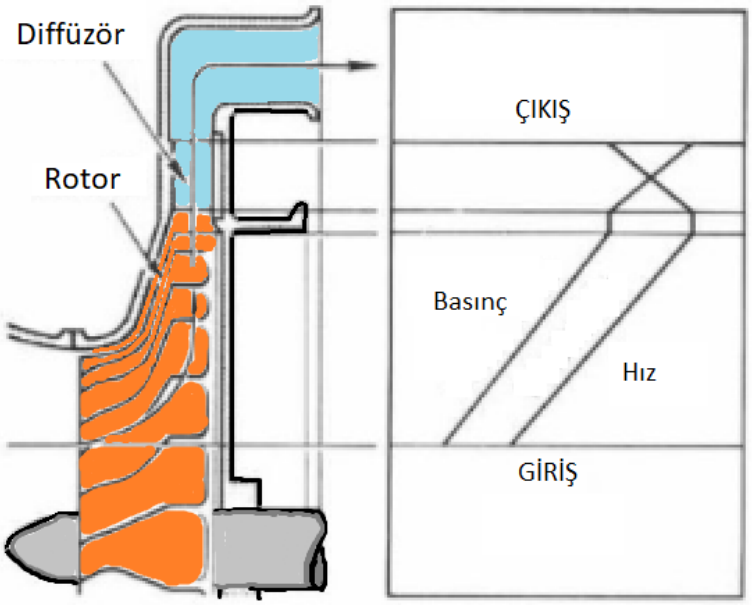


Şekil 1.4 Kompresör tiplerine göre basınç-debi özelliklerinin karşılaştırılması

Sürekli akış prensibine göre çalışan gaz türbinlerinde santrifüj ve eksenel kompresörler kullanılmaktadır.

1.3.1.1 Santrifüj Kompresörler

Santrifüj kompresörde, hızla dönen kompresör kanatları tarafından akışkana hız kazandırılır. Akışkanın hızı, Şekil 1.5'de gösterildiği üzere kısmen sabit difüzörlere çarparak basınca dönüştürülür. Difüzör, rotordan sonra gelen sabit kanatlardan oluşur. Sabit kanatlar arasındaki boşluklar, kinetik enerjiyi basınca dönüştürmek için girişten çıkışa doğru genişler. Santrifüj kompresörde, hava akışı eksenel olarak kompresöre girer ve bir difüzörde radyal doğrultuda çıkar [16].

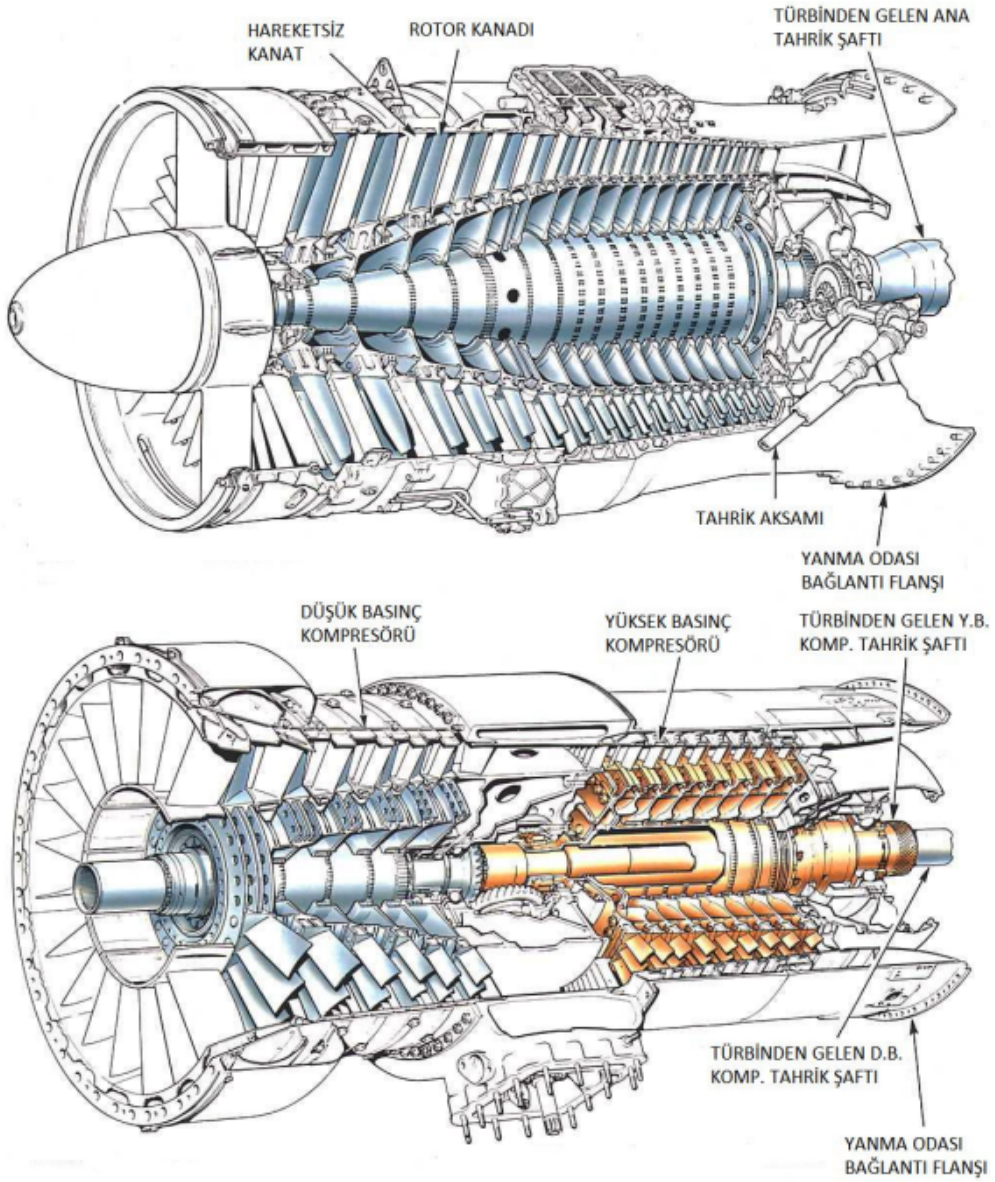


Şekil 1.5 Santrifüj kompresörde hız ve basınçtaki değişim [16]

Santrifüj kompresörlerin basınç oranı dörtten az olan tesislerde kullanılması avantajlıdır. Bu tesislerde çoğunlukla tek kademeli santrifüj kompresörler kullanılır. Santrifüj kompresörler ihtiyaç doğrultusunda çok kademeli de tercih edilebilir. Bu tür durumlarda, birinci kademe impellerinde basınç bir miktar artırılır ve ikinci kademe impellerinde hava sıkıştırılır, böylece gerekli basınç elde edilir. Dolayısıyla, birinci kademenin çıkış basıncı, ikinci kademenin giriş basıncını belirler. Santrifüj kompresörlerin 2-10 arasındaki basınç oranlarında verimleri 0.75-0.84 civarındadır. Bu nedenle, dörtten daha yüksek basınç oranları gerektiğinde santrifüj kompresörler yerine eksenel kompresörler kullanılmalıdır. Eksenel kompresörler, basınç oranı 8 civarlarında verimleri 0.88 dolaylarında olmaktadır. Ancak basınç oranları arttıkça verimleri düşmektedir [17].

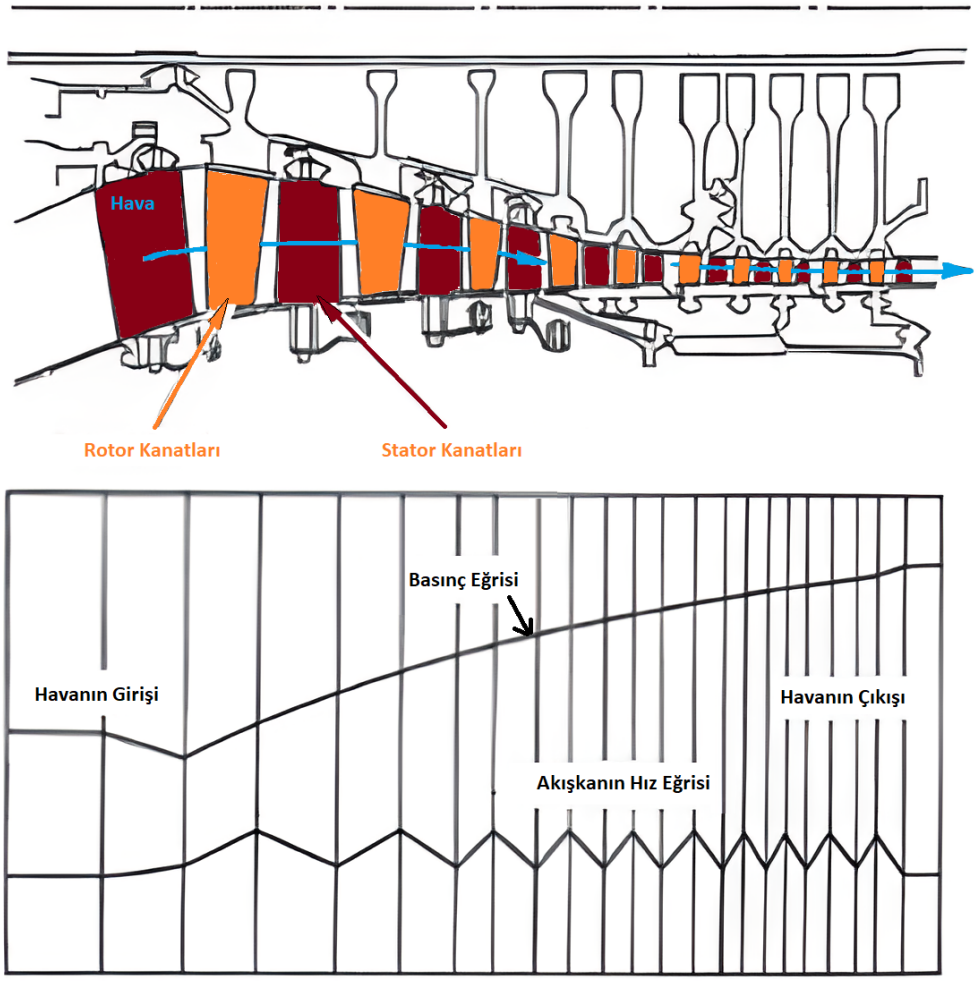
1.3.1.2 Eksenel Kompresörler

Şekil 1.6'da gösterilen eksenel kompresör tarafından akışkan öncelikle dönen hareketli kanat dizisi (rotor) tarafından hızlandırılır ve ardından sabit kanatlı bir dizi (stator) tarafından sıkıştırılır. Statorda gerçekleşen diffüzyon, rotorda kazanılan kinetik enerjiyi basınç artışına dönüştürür. Kompresör boyunca akışkanın hızı ve basıncı arasındaki değişim Şekil 1.7'de gösterilmiştir. Bir rotor dizisi ve bir stator dizisi kompresörde bir kademeyi oluşturur. Bir kompresör genellikle birden fazla kademeden oluşur [13, 14].



Şekil 1.6 Eksenel Kompresör [16]

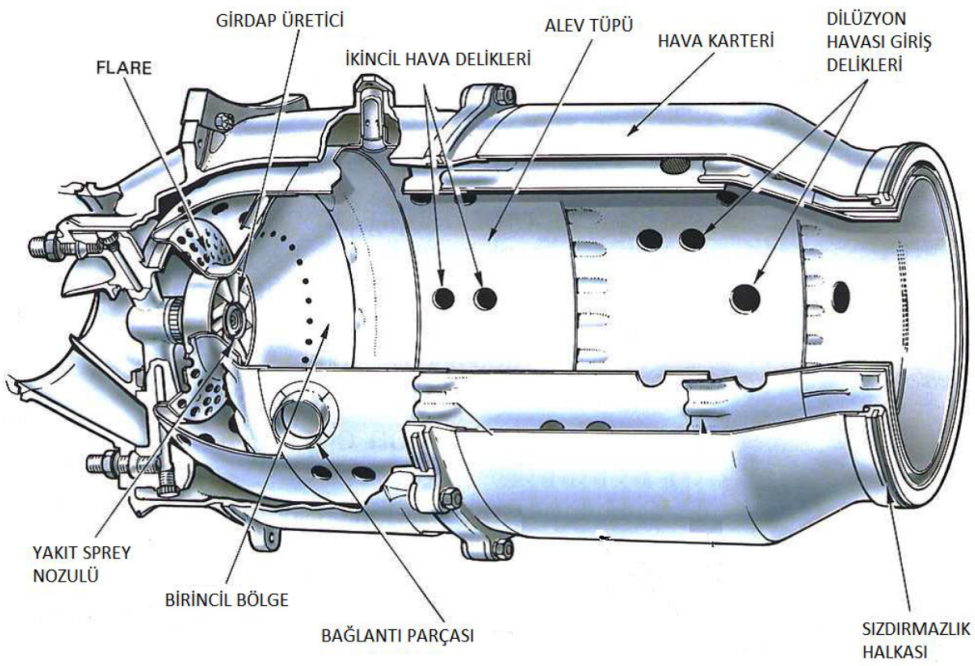
Kanat veriminin yüksek olması için havanın rotor kanadına giriş açısının sıfıra yakın olması gerekmektedir. Rotor kanatları, kompresör ekseni etrafında döndüklerinden dolayı kompresöre eksene sıfır derece farkla giren havanın kanada göre bağıl açısı sıfırdan farklıdır. Hava akışının istenen bağıl açıyla birinci kademe rotor kanatlarına girmesini sağlamak için girişte sabit kanat dizisi (inlet guide vane) kullanılır [18].



Şekil 1.7 Eksenel kompresör boyunca hız ve basınçtaki değişim [16]

1.3.2 Yanma Odası

Yanma odaları Şekil 1.8'de görüldüğü gibi yapısal basitliklerine rağmen karmaşık tasarım parametrelerine sahiptir. Ön tasarımı ve geliştirilmesi teorik altyapıya dayansa da, nihai tasarımlar genellikle deneysel çalışmaların ve zamanla kazanılan deneyimlerin bir sonucudur. Yanma odasının temel görevi, yakıt ile havayı buluşturması ve kimyasal enerjinin üretilmesine ortam sağlamaktır. Bu enerjiyi taşıyan iş akışkanının istenilen şartlarda türbin kanatlarına girmesini sağlamaktadır. Aynı zamanda yanma sırasında emisyonların kontrol altına alınması bu bileşende gerçekleşmektedir [16].



Şekil 1.8 Silindirik yanma odası örneği [16]

Yanma odalarında istenen yüksek yanma verimine sahip olması ve basınç kayıplarının düşük olmasıdır. Genellikle yanma verimi %99, basınç kayıpları ise %2 ila %8 arasında olmaktadır. Bu değerlerin genel çevrim verimi üzerindeki etkisinden ziyade yanma üzerinde etkisi kritiktir. Yanma odası yüksek sıcaklık ve basınç değerlerinde güvenli bir şekilde çalışmasını sürdürmeli, türbin girişinde istenen uygun sıcaklık aralıklarını ve sıcaklık dağılımını sağlamalı ve işletme ömrü boyunca minimum emisyon salınımı yapmalıdır. Yanma odası tasarımı sırasında kapladığı hacim ile ağırlık oranı ve yanma odası çapı gibi geometrik özellikler etkili olsa da son zamanlarda yanma odasında yapılacak tasarımdaki iyileştirmelerin yanma karakteristiği üzerinde emisyonları azaltacak yönde etkileri araştırılmaktadır [18].

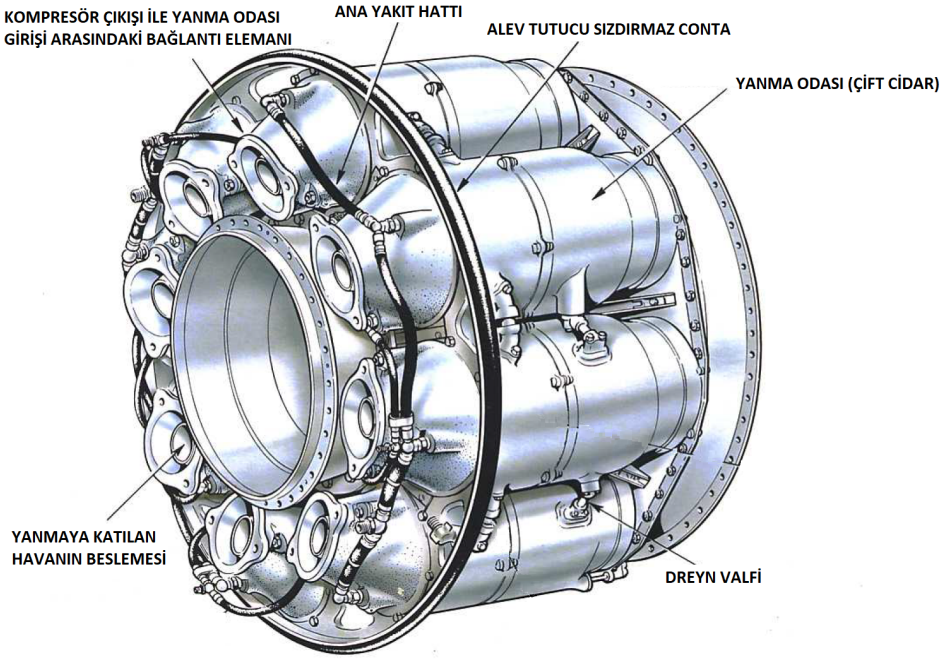
Yanma odası çalışma şartları ise kompresör çıkışındaki havanın sıcaklıkları basit gaz türbinleri için 400-800 K arasında değişirken, rejeneratörlü gaz türbinleri için 650-850 K düzeyindedir. Türbin giriş sıcaklıkları sanayi tipi ağır gaz türbinlerinde 920-1100 K, uçak gaz türbinlerinde ise 1100-1600 K civarındadır ve bu değerleri artırmak Şekil 1.2'de görüldüğü üzere termik verimi de artırmaktadır. Bunun için malzeme teknolojisi ve soğutma teknolojileri üzerinde çalışmalar yapılmaktadır [19].

1.3.2.1 Yanma Odası Tipleri

Gaz türbinlerinde kullanılan üç temel yanma odası tipi bulunmaktadır. Bunlar;

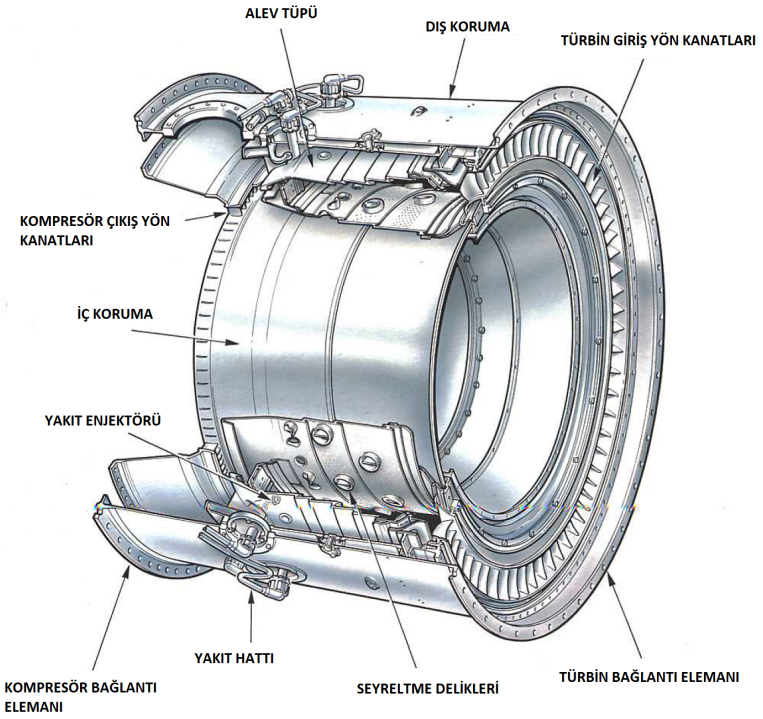
- Boru tipi yanma odaları (Can olarak da bilinir.)
- Dairesel yanma odaları (Annular olarak da bilinir.)
- Boru-dairesel tipte yanma odaları (Can-Annular olarak da bilinir.)

Şekil 1.9'da görüleceği üzere yanma odaları ve dış çeperi silindirik yapıdadır ve her bir yanma odasının kendine ait dış çeperi mevcuttur. Bu çeper ile yanma odası arasında temiz hava bulunmaktadır. Her bir yanma odası arası bağlantı da söz konusudur ve bu bağlantı sayesinde yanma basınçları eşitlenir, ateşleme bir diğerinden bir diğerine aktarılarak yanma başlatılır. Tek bir yanma odası yada çoklu yapıda yanma odalarının olduğu gaz türbinleri mevcuttur. Yapısal mukavemeti sağlam ve basit yapılıdırlar. Ancak yer kaplamaları ve ağır olmaları sebebiyle havacılıkta pek rastlanmamaktadır. Kompresör hava girişleri aerodinamik açıdan pek verimli değildir [16].



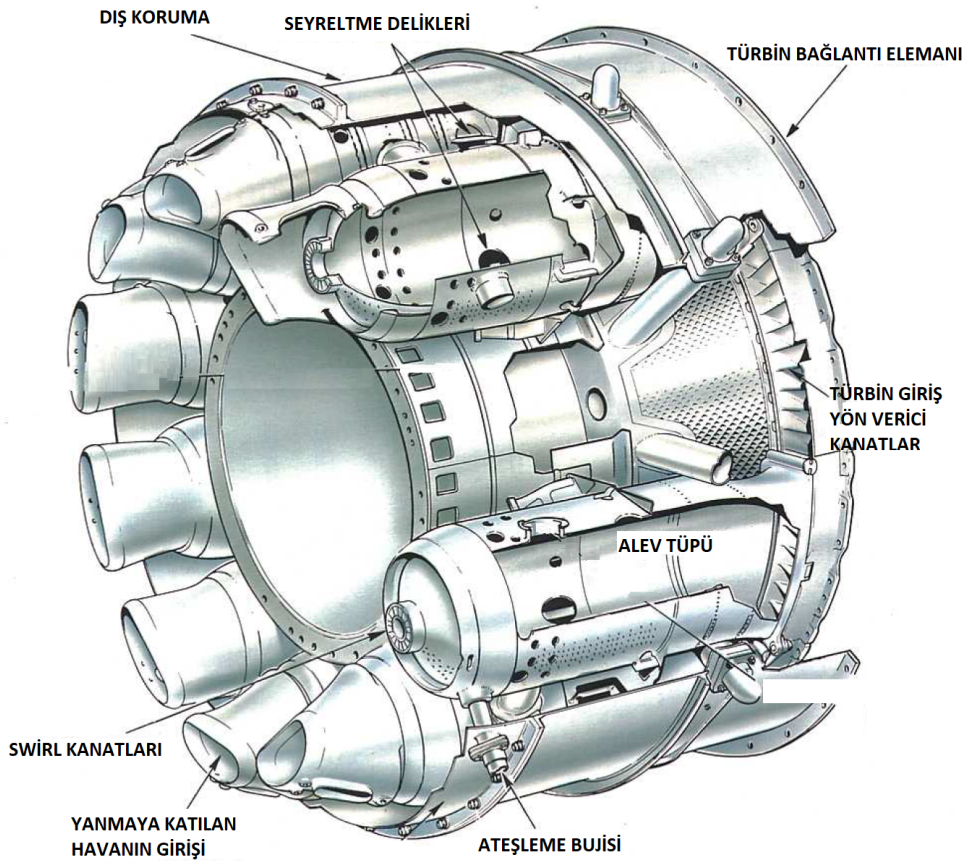
Şekil 1.9 Boru tipi yanma odası [16]

Şekil 1.10'da görüleceği üzere dairesel yanma odaları, tek bir yanma odası ve eş merkezli dış çeper ile arasında ortak hava kanalına sahiptirler. Yanma verimi boru tipine göre daha yüksektir. Hafif ve daha az yer kapladıklarından dolayı havacılıkta kullanılırlar. Ancak üretim ve bakım maliyetleri yüksektir [16].



Şekil 1.10 Dairesel tip yanma odası [16]

Şekil 1.11'de görülen yanma odaları ise boru tipi ve dairesel tip yanma odasından ortak özellikler almıştır. Yanma odaları boru tipindeki gibi ayrı ayrıdır fakat tek bir eş merkezli dış çeper ile aralarında hava dolaşmaktadır yani temiz hava hatları ortaktır. boru tipi çok odalı benzerlerinden daha küçüktür. Yapısal mukavemeti iyidir. Aerodinamik açıdan verimsizdir [16].



Şekil 1.11 Boru-dairesel tip yanma odası [16]

1.3.2.2 Yanma Odası Tasarımını Etkileyen Faktörler

Bu bölümde yanma odası tasarımını etkileyen faktörlerin sistem veriminden ziyade yanmadan beklenen ile ilgili olduğundan bahsedilecektir. Bu istenenler patern faktörü, yanma verimi, emisyonlar ve entropi üretimi olmak üzere dört ana hedef altında bahsedilebilir. Burada bahsedilen patern faktörü, yanma odası çıkışındaki gazın homojen sıcaklık dağılımını ölçen bir parametredir. Türbin girişinde egzoz gazları homojen olmamakta ve lokal maksimum sıcaklıkların konumları türbin kanatlarına zarar vermektedir. Denklem 1.1'de görüldüğü üzere patern faktörü, sıfır ile bir arasında olması istenmektedir. Sıfıra yaklaştıkça maksimum sıcaklığın ortalama türbin giriş sıcaklığına yaklaştığı görülmektedir ve bu durum homojen sıcaklık dağılımını işaret etmektedir.

$$PF = \frac{T_{3,\text{maks}} - T_{3,\text{ort}}}{T_{3,\text{ort}} - T_2} \tag{1.1}$$

Burada patern faktörü birimsiz bir katsayıdır ve $T_{3,maks}$, $T_{3,ort}$ ve T_2 sırasıyla türbin girişindeki maksimum sıcaklığı, ortalama sıcaklığı [K] ve yanma odası girişindeki sıcaklığı [K] ifade etmektedir. Patern faktörü etkileyen bir önemli parametre de swirl (swirl) sayısıdır. Girdap açısı verilmiş hava giriş kanatları birincil bölgede devridaim bölgesi oluşmasına sebep olmaktadır ve bu sayede yakıt birincil bölgede hava ile daha iyi karışımı oluşturarak yanmaktadır. Girdap sayısı Denklem 1.2'de verilmiştir ve bu sayı 0.6 değerinden büyük olduğu sürece devridaim bölgesi oluşmaktadır [20].

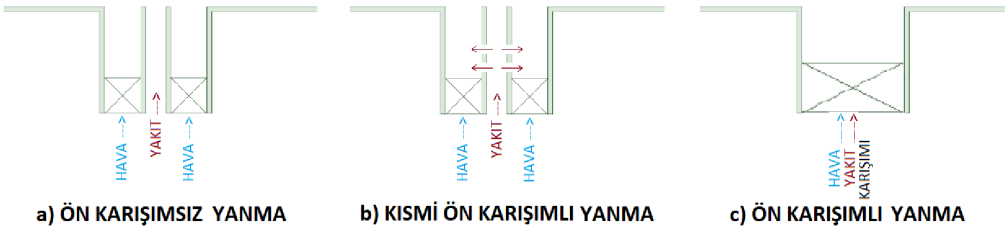
$$\mathrm{S} = \frac{2}{3}\left[\frac{1-(d_h/d_o)^3}{1-(d_h/d_o)^2}\right]\tan\theta \tag{1.2}$$

Burada d_h, d_o ve θ sırasıyla hava giriş kanatlarının iç (kök) çapı, dış çapı ve girdap açısıdır. Bunun yanında emisyonların düşük olması, yanma veriminin yüksek olması ve entropi üretiminin düşük olması istenmektedir. Entropi üretiminin düşük olması daha kaliteli bir enerji dönüşümü olduğunu ve dönüşüm sırasında kayıpların az olduğunu göstermektedir. Bu dört ana hedef istenilen çalışma şartlarına uygun şekilde optimize edilmelidir [21].

1.3.2.3 Yanmanın Tipine Göre Yanma Odası Çeşitleri

Gaz türbini yanma odalarında yakıt ve oksitleyicinin yanmaya dahil olma biçimine göre üç farklı yanma odası çeşidi bulunmaktadır. Gaz türbini yanma odalarında kullanılan farklı yanma çeşitleri Şekil 1.12'de gösterilmektedir. Kırmızı oklar yakıtı gösterirken, mavi oklar ise oksitleyici olarak kullanılan havayı temsil etmektedir. Difüzyon yanması, yakıt ve oksitleyicinin yanma odasına ayrı ayrı girerek, karışım ve yanmanın yanma odasında gerçekleştiği durumlarda meydana gelen yanma çeşididir. Yanma, yakıt ile ortamda bulunan oksitleyici gaz arasında ara yüzeyde karışmış olan yakıt/hava bölgesinde meydana gelir. Türbülans bu tip yanmada önemlidir çünkü türbülans yakıtın atomizasyonunu ve/veya oksitleyici ile karışma hızını artırmaktadır [22].

Ön karışımlı yanma için, yakıt ve oksitleyici yanma bölgesine girmeden önce tamamen karıştırılır. Ön karışımlı yanmada alev çekirdeğinden başlayan ve alevin giderek genişlemesiyle ilerleyen alev cephesi yanmış gaz karışımını yani egzoz gazını arkasında bırakarak ilerler. Yanmış ve yanmamış bölge birbirinden ince bir reaksiyon bölgesi ile ayrılmaktadır. Ön karışımlı yanma, düşük NO_x emisyonları sağlamasına rağmen yüksek reaktif yakıtlarda flashback (alevin ters yönde ilerlemesi) ve alev stabilizasyonunun bozulması gibi durumlar sebebiyle güvenlik açısından risk teşkil etmektedir [23].



Şekil 1.12 Yanma tipine göre yanma odası tipleri

Kısmi ön karışımlı yanma, ön karışımlı ve ön karışımlı olmayan yanma arasında bir yerde bulunur. Kısmi ön karışım durumunda alevin flashback riski daha azdır, ön karışımlı yanma durumuna göre daha güvenlidir. Ayrıca yanma verimi bakımından difüzyon yanmasına göre daha verimlidir. Bu yüzden de son yıllarda yanma hızı yüksek bir yakıt olan hidrojenin araştırılmasında kullanılmaktadır. Kısmi ön karışımlı yanma odalarında, Şekil 1.12'de görüldüğü üzere yakıt genellikle brülör içinde ana girişten gelen oksitleyicinin üzerine enjekte edilir ve karışım yanma odası içerisinde gerçekleşmek yerine brülör içerisinde kısmen gerçekleşir.

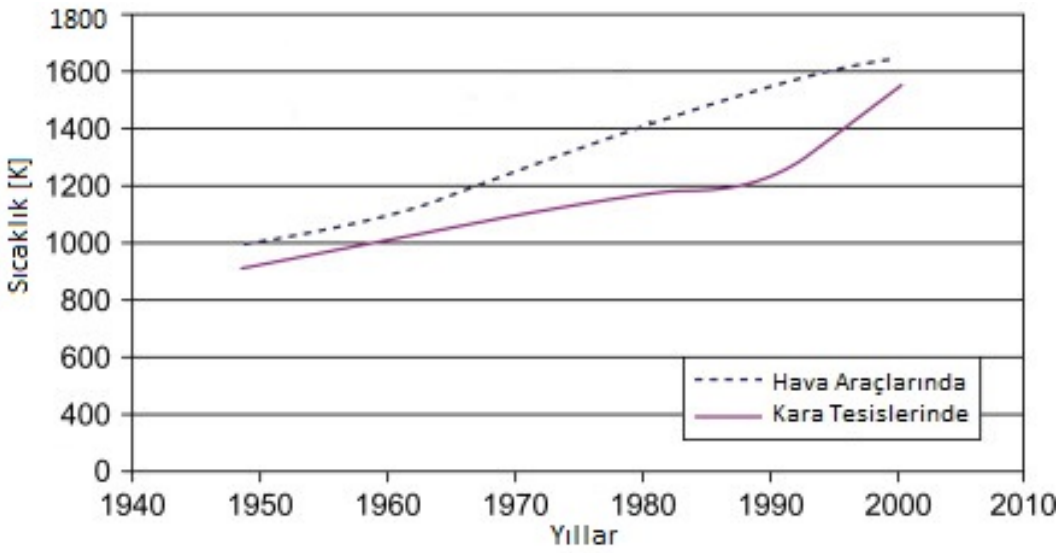
1.3.3 Türbin

Türbin kısmı, kompresörlerin aksi prensibi ile çalışan bileşendir. Türbinler, yanma odasından çıkan gazların basınç enerjisini kinetik enerjiye çeviren mekanik cihazlardır [13, 14]. Gaz türbinlerinde, türbine giren yanmış gazlar genişler ve bu genişleme sırasında hızları artar. Hızlanan yanmış gazlar rotor kanatlarına çarparak iş üretir ve üretilen bu işin bir kısmı aynı şaft üzerinde bulunan kompresörü ve onun yardımcı elemanlarını tahrik etmede kullanılır [11, 12].

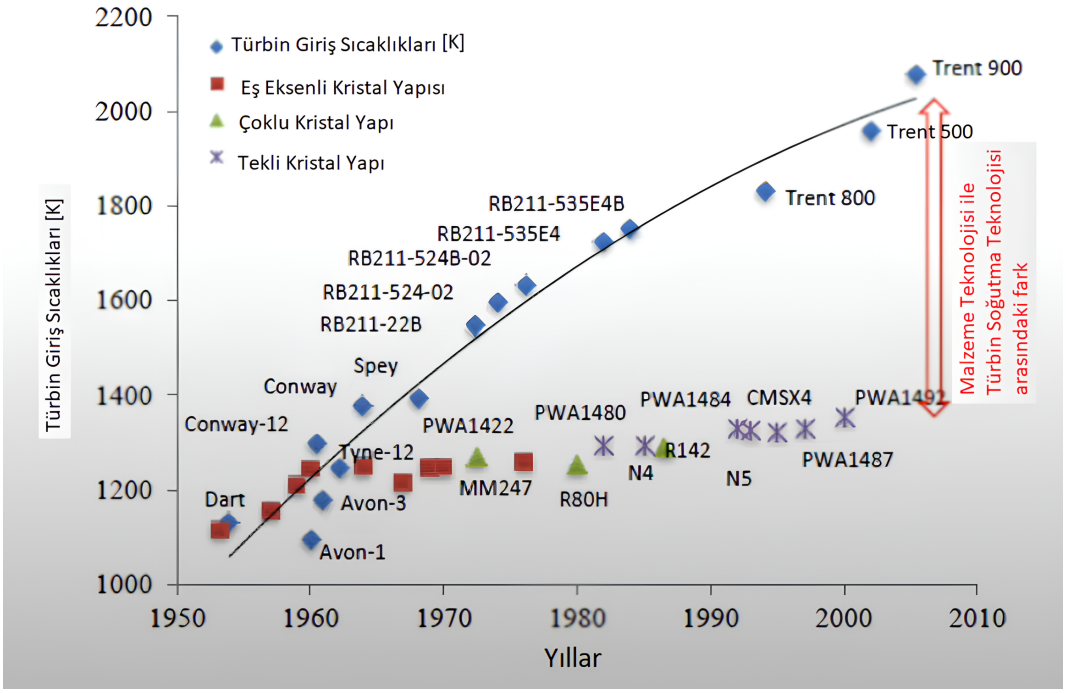
Türbin kanatlarında kullanılan malzemelerin gelişimi sayesinde kanatların sıcaklığa dayanıklılığı Şekil 1.13'de görüldüğü üzere yıldan yıla artmaktadır. Buna bağlı olarak türbin giriş sıcaklıkları da giderek artmakta, böylece aynı basınç oranlarında görüldüğü üzere termik verimde de artış gözlemlenmektedir. Bu durum Şekil 1.2'de görülebilir [15].

Türbin giriş sıcaklığı, türbin devri gibi tasarım parametreleri, türbin kanat malzemesine ve kanat soğutma teknolojilerine bağlıdır. Yanmış gazlardan kaynaklı sıcaklık termal gerilmelere ve türbin devrinden kaynaklı merkezkaç kuvvet ise malzemeyi çekme gerilmesine maruz bırakmaktadır. Şekil 1.14'de görüldüğü üzere kanat malzemesi üzerine ve kanat soğutma teknolojileri üzerine çalışmalar sürdürülmektedir. Bu çalışmalar dolaylı yoldan gaz türbinlerinde termik verim

üzerinde olumlu etkilere sahiptir [16, 24].



Şekil 1.13 Türbin giriş sıcaklıklarının yıllara göre değişimi [15]

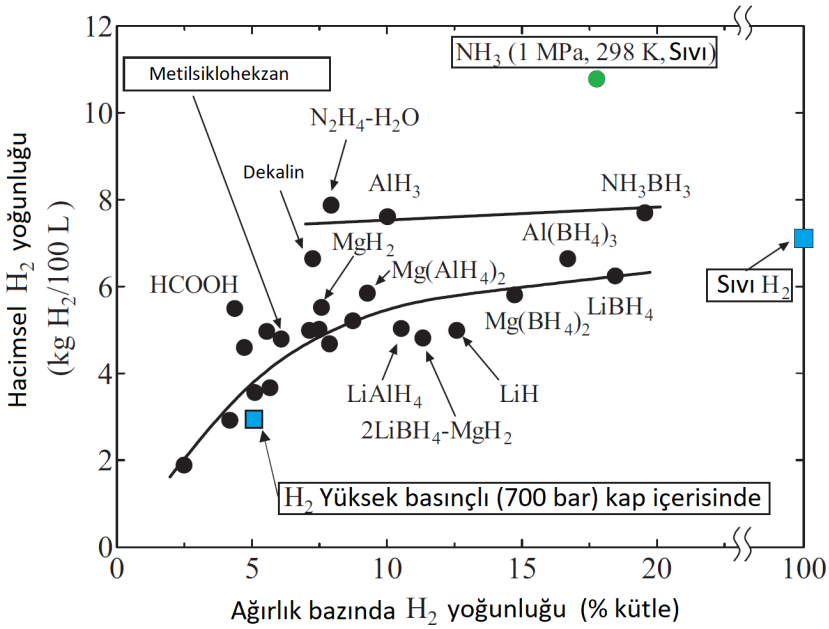


Şekil 1.14 Türbin giriş sıcaklığının ve malzeme sıcaklık dayanımının yıllara göre değişimi [24]

Görüldüğü üzere malzemelerin sıcaklığa karşı dayanımı yıllara göre artışı türbin giriş sıcaklığındaki artıştan azdır. Bu durum bize kanat soğutma teknolojilerinin malzeme teknolojilerinden daha hızlı geliştiğini göstermektedir.

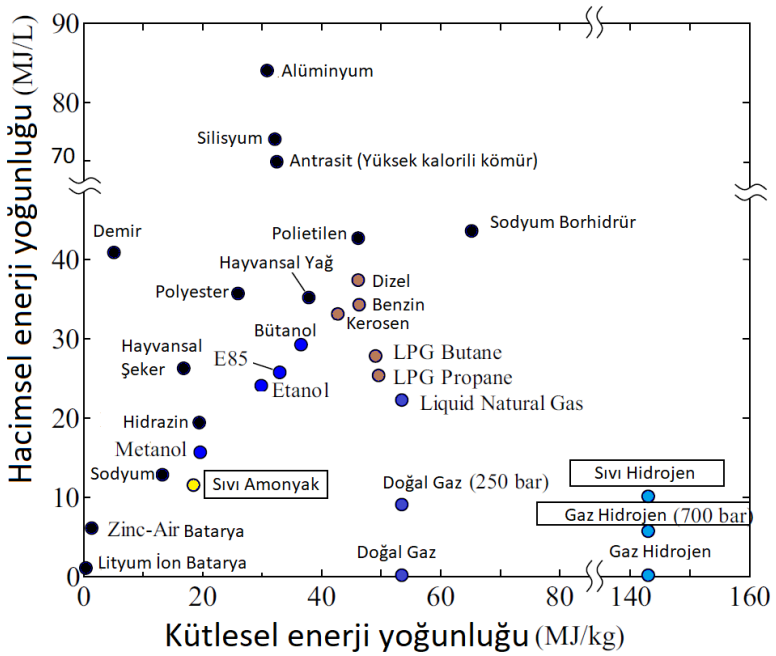
1.4 Alternatif Yakıt Olarak Amonyak

Amonyak, günümüzde karbon içermeyen yakıtlar arasında dikkat çekici bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Bunun sebebi hidrojen gibi diğer alternatif yakıtlara kıyasla bir dizi avantaja sahip olmasıdır. Yenilenebilir enerjiden yararlanılarak üretilen hidrojen kullanılarak üretilen yeşil amonyak (green ammonia), sera gazı emisyonlarını azaltmada potansiyel bir enerji taşıyıcısı olarak görülmektedir. Uluslararası Enerji Ajansı, amonyağı ekonomik açıdan maliyeti düşük ve önemli bir enerji potansiyeline sahip bir yakıt olarak tanımlamıştır. Bunun yanı sıra, amonyağın termal özellikleri ve Şekil 1.15'de görüldüğü üzere birim hacminde saf hidrojenden daha fazla H_2 içermesi amonyağın cazip bir hidrojen taşıyıcısı olarak kullanılmasını sağlamaktadır [25].



Şekil 1.15 Hidrojen taşıyıcılarının hacimsel ve ağırlık bazında H_2 yoğunlukları [25]

Aynı zamanda amonyağın kütlesel enerji yoğunluğu Şekil 1.16'da görüldüğü üzere sıvı ve gaz haldeki hidrojen ve doğalgazdan düşük olmasına rağmen hacimsel olarak enerji yoğunluğu bu yakıtlarınkinden daha fazladır. Bu durum bize depolama açısından nispeten daha az yer kaplayacağını göstermektedir [26].



Şekil 1.16 Çeşitli yakıtların enerji yoğunlukları [25]

Amonyağın taşıma ve depolama özellikleri, Tablo 1.1'de görüldüğü üzere özellikle kaynama noktası propan ile benzerlik göstermektedir. Bu durum mevcut propan altyapısının amonyak için kullanılmasına izin vererek amonyağın taşınması ve depolamanması konusunda kolaylık sağlamaktadır [27]. Hidrojene bakacak olursak kaynama noktası çok düşük sıcaklıkta ve yüksek basınçta olduğundan sıvılaştırarak saklamak için yüksek miktarda enerji harcanmasına sebep olmaktadır. Bu sebeple amonyak, hidrojen depolaması açısından da kritik öneme sahiptir.

Tablo 1.1 Yakıtların Karşılaştırması [27]

Yakıt	NH_3	H_2	CH_4	C_3H_8
Kaynama Sıcaklığı [$°C$] (1 atm)	-33.4	-253	-161	-42.1
Kaynama Basıncı [bar] ($25°C$)	9.9	-	-	9.4
LHV [MJ/kg]	18.6	120	50	46.4
Yanabilirlik ϕ Aralığı	0.63-1.4	0.1-7.1	0.5-1.7	0.51-2.5
Adyabatik Alev Sıcaklığı [$°C$]	1800	2110	1950	2000
Laminer Alev Hızı [m/s]	0.07	2.91	0.37	0.43
Tutuşma Sıcaklığı [$°C$]	650	520	630	450

Yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanılarak üretilmiş hidrojen ile sentezlenen amonyak, yeşil amonyak olarak adlandırılır. Amonyak, karbon yakalama ve depolama (CCS) teknolojisi sayesinde diğer enerji kaynaklarıyla üretildiği durumda da CO_2 emisyonuna sebep olmaksızın üretilebilmektedir. Bu sayede, amonyak fosil yakıtların yerine geçerek gaz türbinleri, endüstriyel fırınlar, jeneratörler, havacılık ve gemi tahrik sistemleri gibi yanma sistemlerinde kullanıldığı takdirde

küresel bazda sera gazı emisyonlarını azaltma konusunda etkin bir potansiyele sahiptir. Ayrıca, amonyağın hidrokarbon yakıtlar ile beraber kullanılması düşük CO_2 emisyonları sağlamaktadır. Bu sayede sıfır karbon bir topluma doğru geçiş aşamasında önemli bir rol oynamaktadır. [28].

Amonyak düşük yanıcılığı sebebiyle tutuşma riski bakımından diğer yakıtlara göre daha güvenli bir yakıttır. Bu avantajlarının yanı sıra, amonyağın uzun mesafelere iletilmesi ve depolanması zehirli bir kimyasal olması sebebiyle bazı zorluklar içermektedir. Yanıcılığının düşük olması güvenlik açısından olumlu bir durumken bu durum yanma sırasında bir takım problemler sebep olmaktadır. Yanma hızlarının düşük olması sebebiyle iyileştirmeye yönelik çalışmalar sürdürülmektedir. Amonyağın farklı yakıtlar ile karıştırılarak kullanımı, havadan daha yüksek oranda oksijen içeren bir oksitleyiciyle yakılması ve amonyak kırma (decomposition) prosesleri bu çalışmalara örnek olarak gösterilebilir [29].

2
YANMANIN SAYISAL MODELLENMESİ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), akışkanların hareketleri ve etkileşimleri hakkında matematiksel modeller ve sayısal yöntemler kullanarak analiz yapmak için kullanılan bir akışkanlar mekaniği dalıdır. HAD, endüstride birçok alanda kullanılır. Örneğin, havacılık, gemi yapımı, otomotiv, enerji, biyomedikal mühendisliği, inşaat mühendisliği, meteoroloji, su kaynakları yönetimi ve çevre mühendisliği gibi alanlarda uygulanır. HAD, gerçek dünya problemlerinin çözümüne yardımcı olur ve yeni teknolojilerin geliştirilmesine katkıda bulunur.

HAD için kullanılan akışkanların hareketleri ve etkileşimlerini matematiksel olarak ifade eden denklemler kütlenin, momentumun, enerjinin ve kimyasal türlerin korunumu gibi temel denklemlerdir. Kullanılan denklemler karmaşık mühendislik problemlerini çözmek için kullanılan yönetici denklemlerdir.

Bu bölümde, problemin çözümünde kullanılan yönetici denklemlerden, türbülans modellerinden, reaktif akışın modellenmesinden, yanma odası geometrisinin modellenmesinden, kullanılan model için sınır şartlarından ve sayısal çözüm yöntemlerinden sırasıyla bahsedilmiştir.

Gaz türbin uygulamaları deneysel olarak araştırılması maliyetli sistemler olduğundan bilgisayar destekli doğrulanmış simülasyon modelleri kullanılarak sayısal çalışılması daha az maliyetli olacağından HAD simülasyonları başvurulan yaygın yöntemlerdendir. Bu çalışmada kullanılan HAD programı olarak ANSYS Fluent kullanılmıştır. Bu bölümde açıklanan denklemler için farklı bir referans belirtilmedikçe kaynak [30, 31]'den yararlanılmıştır.

2.1 Yönetici Denklemler

Akışkan içerisindeki kütle, zaman içerisinde değişmediği için kütlenin korunumu denklemleri kullanılarak hesaplanır. Kütlenin korunumu, kütle hareketi ve yoğunluk değişikliklerini hesaplamak için kullanılır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{\mathbf{u}}) = 0 \tag{2.1}$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, $\vec{\mathbf{u}}$ ise hız vektörünü ifade eder.

Navier-Stokes denklemleri ise, sıvıların ve gazların hareketini tanımlayan temel denklemlerdir. Bu denklemler, akışkanın hızı, basıncı, yoğunluğu ve viskozitesi gibi parametreleri içerir. Navier-Stokes denklemleri, akışkan dinamiği problemlerinin çözümü için önemlidir.

$$\frac{\partial (\rho \vec{\mathbf{u}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{\mathbf{u}} \vec{\mathbf{u}}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \vec{\mathbf{g}} \tag{2.2}$$

Burada p akışkanın basıncını, $\vec{\mathbf{g}}$ yerçekimi vektörünü ifade eder. $\boldsymbol{\tau}$ ifadesi ise viskoz gerilme tensörünü ifade eder. Bu tensör, akışkan içerisindeki viskoz kuvvetlerin etkilerini hesaplamak için kullanılır.

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \vec{\mathbf{u}} + \nabla^T \vec{\mathbf{u}} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\nabla \cdot \vec{\mathbf{u}} \right) \mathbf{I} \tag{2.3}$$

Burada μ akışkanın viskozitesini ifade eder. $\mathbf{I}$ ise birim tensördür.

Sıcaklık, entalpi gibi değerlerin de hesaplanabilmesi için reaktif akışlarda enerjinin korunumu denkleminin de çözülmesi gerekmektedir.

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right) + \nabla \cdot \left(\rho \vec{\mathbf{u}} \left(h + \frac{v^u}{2} \right) \right) = \\ &\nabla \cdot \left([k_{eff} \nabla T] + \left[- \sum_j h_j \overrightarrow{J_j} \right] + [\tau_{eff} . \vec{\mathbf{u}}] \right) + S_h \end{aligned} \tag{2.4}$$

Burada eşitliğin sağ tarafındaki köşeli parantez içerisinde belirtilmiş olan terim sırasıyla iletim, tür difüzyonu ve viskoz dağılım terimleridir. S_h terimi de enerji kaynağını ifade etmektedir ve reaktif akışlarda bu terim kimyasal enerjiden kaynaklı üretilen ısı enerjisidir. k_{eff} ve $\vec{J_j}$ sırasıyla iletkenliği ve her bir j ürününün difüzyon akısını ifade etmektedir. Buradaki difüzyon ve viskoz dağılım etkilerini çözmek daha hassas sonuçlar verecektir. Çözüme dahil edilmeyebilirler. Genel bir ifade ile enerji denklemi Denklem 2.5'de gösterilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \nabla \cdot (\rho \vec{\mathbf{u}} H) = \nabla \cdot \left(\frac{k_{eff}}{C_p} \nabla H \right) + S_h \tag{2.5}$$

Buradaki H değeri Denklem 2.6'daki gibi ifade edilir.

$$H = \sum_j Y_j H_j \tag{2.6}$$

Buradaki Y_j ifadesi j kimyasal türün kütle fraksyionunu ifade etmektedir.

$$h_j = \int_{T_{ref,j}}^{T} C_{p,j} dT + h_j^0 \tag{2.7}$$

Burada h_j^0 referans sıcaklıktaki türlerin oluşum entalpisidir.

Yanma sürecindeki kimyasal tepkimeler, kimyasal türlerin korunumu denklemleri kullanılarak hesaplanır. Kimyasal türlerin korunumu denklemleri, kimyasal reaksiyonların hızını, ürünlerin oluşumu ve tüketimi, yanma hızlarını ve diğer benzer parametreleri hesaplamak için kullanılır.

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho Y_i \vec{\mathbf{v}}) = -J_k \dot{R}_i \tag{2.8}$$

Burada Y_i daha önce bahsedildiği gibi kimyasal türlerin kütle fraksiyonunu, $\dot{R}_i$ ise kimyasal tepkimelerin hızını ifade eder. J_k değeri kütle difüzyon akısıdır.

$$J_k = -\nabla(\rho D_k Y_k) \tag{2.9}$$

Burada D_k kütle difüzyon katsıyısıdır.

2.2 Yanmada Türbülanslı Akış Modellenmesi

Gaz türbinlerinde yanma odası içerisinde türbülans istenir çünkü Türbülans, yakıt ve oksijenin daha iyi karışmasını sağlar. Yanma odası içinde türbülans olması, yakıtın daha homojen bir şekilde dağılmasını ve oksijen ile daha etkili bir şekilde reaksiyona girmesini sağlar. Bu, yanmanın daha verimli olmasını ve daha düşük emisyon seviyelerini destekler. Ayrıca yanma odasındaki sıcak gazların daha

homojen dağılmasını sağlayarak yanma odasının daha kararlı olmasını ve alevin daha istikrarlı bir şekilde oluşmasını sağlar. Bu durum emisyon kontrolünü kolaylaştırır. İyi bir karışım ve etkili yanma, daha düşük emisyon seviyelerine yol açar ve NO_x gibi zararlı emisyonların oluşumunu azaltmaya yardımcı olur [32].

Yanmada türbülanslı akışın modellenmesi için birçok farklı yaklaşım kullanılabilir. Bunlar arasında Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemleri, Large Eddy Simulation (LES) ve Direct Numerical Simulation (DNS) gibi yaklaşımlar yer alır [33]. RANS denklemleri, türbülanslı akışın ortalamasını hesaplayarak akış özelliklerini modeller. Bu yöntem, hesaplama süresini kısaltırken yanma prosesinin gerçekçi bir şekilde modellenmesine olanak sağlar. Ancak, yanma prosesinin tüm özelliklerini modelleyemez. LES, türbülanslı akışın büyük ölçekli yapılarını hesaplar ve küçük ölçekli yapıları modeller. Bu yöntem, türbülanslı akışın daha doğru bir şekilde modellenmesine olanak sağlar ancak hesaplama süresi daha uzundur. DNS ise tüm türbülanslı yapıları hesaplar. Bu yöntem, en doğru sonuçları verir ancak hesaplama süresi en uzun olan yöntemdir. Ayrıca, türbülanslı akışın modellenmesinde kullanılan farklı yöntemler arasında birleştirme veya hibritleştirme de yer almaktadır. Bu yöntemler, RANS, LES veya DNS gibi farklı yöntemleri bir arada kullanarak, her yöntemin avantajlarından yararlanmayı amaçlar [34].

Gaz türbinleri gibi karmaşık geometriler içeren problemlerde genellikle başvurulan RANS denklemleridir. RANS denklemleri çözüm süresinin daha kısa olması ve kararlı akış durumlarında çözüme ulaşmanın daha kolay olması bakımından sıklıkla tercih edilirler. RANS yaklaşımında türbülanslı akış Denklem 2.10'da görüldüğü üzere ortalama ve ortalamadan sapan (fluctuation) akışın toplamından meydana gelmektedir [30].

$$\Phi = \overline{\Phi} + \Phi' \tag{2.10}$$

Burada Φ hız, basınç, enerji ve kimyasal tür gibi skaler büyüklükleri ifade eden genel bir ifadedir. $\overline{\Phi}$ ortalama akış değeri ve Φ' dalgalı akış değeridir. Süreklilik ve momentum denklemleri bu yaklaşıma göre tekrar düzenlenirse RANS denklemleri türetilmiş olacaktır ve kararlı akış için Denklem 2.11'da gösterilmiştir [31, 33, 35].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{2.11a}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}(-\rho\overline{u_i' u_j'}) \tag{2.11b}$$

Burada $(-\rho\overline{u_i' u_j'})$ terimi Reynolds gerilmeleridir ve türbülansın etkisini ifade eder. Reynolds gerilmeleri modellenerek çözülebilmesi için iki yaklaşım vardır. Boussinesq Hipotezi ve Reynolds gerilim taşınımı denklemidir (Reynolds Stress Transport Equations, RSTE). Boussinesq Hipotezi Spalart-Allmaras Modelinde, $k-\varepsilon$ modellerinde ve $k-\omega$ modellerinde kullanılır. Bu yaklaşımın avantajı, türbülanslı viskozitenin μ_t hesaplanmasında daha düşük hesaplama maliyetine sahiptir. RSTE ise Reynolds gerilme tensöründeki her bir terim için taşınım denklemlerini çözmektir. İki boyutlu akışlarda beş ek denklemin, üç boyutlu akışlarda ise yedi ek denklemin çözülmesi gerektiği anlamına gelir. Türbülans modellemesinde ne kadar daha doğru tahminlerde bulunsa da hesaplama maliyeti daha yüksektir [30].

Sonuç olarak, yanmada türbülanslı akışın modellenmesi, yanma prosesinin verimliliği için önemlidir. Doğru bir yöntem seçimi ile, türbülanslı akışın özellikleri ve yanma hızı hesaplanarak, daha verimli bir yanma sağlanabilir [36].

Yanma simülasyonlarında en yaygın kullanılan türbülans modelleri Reynolds Gerilim Modeli (RSM) ve k-ε modelleridir. Lebre're vd. çalışmalarında, içten yanmalı motorların modellenmesinde RSM'nin diğer türbülans modellerine göre deneysel verilere daha çok uyum sağladığını göstermiştir [37].

Türbülanslı akışların modellenmesinde kullanılan RSM, türbülanslı akışta stres tensörlerini modeller ve bu tensörlerin türbülanslı akış üzerindeki etkilerini hesaplar. RSM, türbülanslı akışın özelliklerini daha doğru bir şekilde modellerken, hesaplama süresi de diğer türbülans modellerine göre uzundur. RSM, sadece türbülanslı akışın ortalamalarını hesaplamak yerine, türbülanslı akışın çeşitli bileşenleri arasındaki etkileşimleri de hesaplar. Bu etkileşimler, türbülanslı akışın özelliklerini daha doğru bir şekilde modeller ve daha gerçekçi sonuçlar verir. RSM, türbülanslı akışın en önemli bileşenleri olan Reynolds gerilmeleri ve diğer ikincil gerilmelerin hesaplanması için kullanılır. RSM'nin matematiksel ifadesi oldukça karmaşıktır. Bununla birlikte RSM, Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemlerinin eş zamanlı olarak çözülmesiyle hesaplanır. RANS denklemleri, türbülanslı akışın ortalamalarını hesaplar ve bu ortalamaları kullanarak türbülanslı akışın özelliklerini modeller. RSM, türbülanslı akışın gerilme tensörlerinin doğru

bir şekilde hesaplanması için RANS denklemlerine ek olarak birkaç ek denklem kullanılır [33, 35].

He vd. çalışmalarında türbülans modellerinin tahmin ettiği değerlerin deneysel sonuçlarla olan uyumlarını göstermişlerdir. Çalışmada GRI-Mech 3.0 kimyasal mekanizması ve yanma modeli olarak Girdap Dağılım Konsept modeli (EDC) kullanılmıştır. RSM tarafından tahmin edilen sıcaklık ve ürün gibi profiller diğer türbülans modellerine göre deneysel verilere daha yakın şekilde uyumlu bulunmuştur ancak hesaplama süresi de k-epsilon modeline göre uzundur. Standart k-epsilon türbülans modeli de RSM kadar olmasa da yakın sonuçlar vermektedir ve çözüm süresi RSM'den daha kısadır [38].

Bu çalışmada hesaplama maliyetlerinin düşük olması ve sonuçların yeterli doğrulukta olmasından dolayı standart k-ε türbülans modeli ile Reynolds gerilme teriminin çözümü yapılacaktır. Bu modelde Denklem 2.11b'deki Reynolds gerilme terimi ortalama hız gradyanları ile orantılı olduğu kabul edilir ve bu yaklaşım Boussinesq Hipotezi olarak bilinir ve Denklem 2.12'de ifade edilmiştir [39].

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \rho\frac{2}{3}k\delta_{ij} \tag{2.12a}$$

$$k = \frac{1}{2}\sum_i \overline{u_i'^2} \tag{2.12b}$$

Burada, u_i ortalama hız bileşenleri, μ_t türbülans viskozitesi, δ_{ij} Kronecker delta tensörü (Eğer $i = j$ ise δ_{ij} = 1, aksi halde δ_{ij} = 0), u_i' değişken hızlar ve k terimi de türbülans kinetik enerjisi olarak tanımlanır. Burada türbülans viskozitesi, türbülans hızı ve uzunluk ölçeği ile orantılı olduğu kabul edilir. Hız ve uzunluk ölçekleri türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans dağılım oranı ε ile Denklem 2.13'deki şekilde ifade edilebilir [33, 35].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2.13}$$

Burada C_μ değeri sabit ve 0.09 değerini almaktadır. iki adet k ve ε denklemleri çözülerek türbülans viskozitesi değeri hesaplanır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{2.14a}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{2.14b}$$

Buradaki P_k değeri türbülans kinetik enerji üretim terimidir ve Denklem 2.15'de verilmiştir. $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ değerleri de model sabitleridir ve sırasıyla 1.0, 1.3, 1.44 ve 1.97 değerlerini alırlar.

$$P_k = -\rho\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \tag{2.15}$$

2.3 Yanmanın Modellenmesi

Kimyasal türlerin korunumundaki $\dot{R}_i$ reaksiyon hızlarının hesaplanması için üç farklı yaklaşım kullanılabilir. Bu yaklaşımlar doğrudan sonlu reaksiyon kinetiğinin kullanımı, Eddy Dissipation modeli ve Eddy Dissipation Concept (EDC) modelidir.

Doğrudan sonlu reaksiyon kinetiği kullanımı, türbülansın kinetik hızlar üzerindeki etkisi göz ardı edilir. Tepkime hızları genel sonlu hız kimyasına doğrudan dayalı olarak belirlenir. EDC modeli, reaksiyon hızlarının esas olarak türbülans tarafından kontrol edildiği varsayılır ve kimyasal zaman ölçeklerinin etkisi yok sayılır. Bu yaklaşım, yüksek CPU maliyeti gerektiren Arrhenius kimyasal kinetik hesaplamalarından kaçınır. CPU maliyeti açısından daha ucuz olmasına rağmen, gerçekçi sonuçlar sadece basit ısı salınım mekanizmaları ve kimyasal zaman ölçeklerinin türbülans zaman ölçeklerine göre belirgin şekilde daha hızlı olduğu durumlarda elde edilir. EDC modeli ise detaylı kimyasal kinetiği türbülanslı alevlere entegre eder ve hem türbülans hem de kinetik zaman ölçeklerini dikkate alır. Ancak, detaylı kimyasal kinetik hesaplamalarda yüksek CPU maliyeti gerektirir [30].

Kimyasal türlerin korunumundaki reaksiyon hız terimi mekanizmadaki her bir reaksiyon hızının toplamı olarak hesaplanır.

$$\dot{R}_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_R} \widehat{R}_{i,r} \tag{2.16}$$

Bu çalışmada EDC modeli kullanılacaktır. EDC modeli, türbülans etkilerinin ihmal edilemediği akışlara uygulanan bir yanma modelidir. EDC temel olarak, türbülanslı enerjinin büyük girdap yapılarından küçük girdap yapılarına aktarıldığını ve sonunda en küçük ölçeklerde ısı enerjisine dönüşerek ısı olarak dağıldığını belirten bir hipoteze dayanmaktadır. Model, akışkan alanını iki kısma ayırır. Bunlar türbülanslı mikro yapılar (fine structure) içinde bir reaksiyon bölgesi ve bu bölgeyi çevreleyen reaksiyonların meydana gelmediği bir akışkan bölgesidir. Kimyasal reaksiyonlar, Kolmogorov uzunluk ölçeği ile karakterize edilen bu mikro ölçekteki türbülanslı yapılar içinde moleküler düzeyde gerçekleşir. Kimyasal reaksiyonlar bu mikro ölçekler içerisinde gerçekleşirler. EDC, kimyasal reaksiyonların moleküler karışımın mevcut olduğu alanlarda meydana geldiği fikrine dayanarak, reaksiyonların yalnızca türbülanslı mikro yapılarda gerçekleştiğini varsayar [40–43].

Kütle ve enerji transferi reaksiyon bölgesini çevreleyen akış bölgesi ile gerçekleşir. Mikro yapılarda ise türlerin ortalama reaksiyon süresi bir zaman ölçeği ile tanımlanır. Bu zaman ölçeği, kimyasal reaksiyonların gerçekleşme zamanını belirler:

$$\tau^* = C_t \left(\frac{V}{\varepsilon} \right)^{1/2} \tag{2.17}$$

Burada C_t zaman ölçeği sabitidir ve varsayılan değeri 0.4082'dir. (*) üst simgesi reaksiyonun gerçekleştiği türbülanslı ince yapıları ifade eder. Hesaplama hücresinde, mikro yapıların kütle fraksiyonları aşağıdaki ifade ile gösterilir:

$$\gamma^* = C_\gamma \left(\frac{V\varepsilon}{k^2} \right)^{3/4} \tag{2.18}$$

Burada C_γ kütle fraksiyonu sabitidir ve varsayılan değeri 4.6'dır. Ortalama kimyasal reaksiyon hızı $\dot{R}_i$ aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{R}_i = (Y_i^* - \bar{Y}_i) \frac{\bar{\rho}(\gamma^*)^2}{\tau^* \left[1 - (\gamma^*)^3\right]} \tag{2.19}$$

Burada Y_i^* ve $\bar{Y}_i$ sırasıyla reaksiyonun gerçekleştiği mikro yapıların kütle fraksiyonunu ve i türünün ortalama kütle fraksiyonunu temsil etmektedir.

2.4 Radyasyon Modeli

P-1 gri radyasyon modeli, ışığın yansıması, absorpsiyonu ve yayılması gibi radyasyon olaylarının modellenmesinde kullanılan bir modeldir. Bu model, gri radyasyon modeli olarak adlandırılır, çünkü ele alınan radyasyonun tüm dalga boylarını kapsayan tek bir gri dalga boyu kullanır [30].

P-1 modeli, radyasyon olaylarını modellerken aşağıdaki denklemleri kullanır:

- Radyasyon transfer denklemi:

$$\frac{dI_\lambda}{dx} = -\kappa_\lambda \rho I_\lambda + \kappa_\lambda \rho I_\lambda^{rad} \tag{2.20}$$

Burada, I_λ dalga boyu λ için radyasyon yoğunluğunu, κ_λ radyasyonun absorpsiyon katsayısını, ρ maddenin yoğunluğunu ve I_λ^{rad} yansıyan radyasyon yoğunluğunu ifade eder.

- Gray radyasyon denklemi:

$$I_\lambda^{rad} = \epsilon_\lambda \sigma T^4 \tag{2.21}$$

Burada, ϵ_λ yüzeyin yayıcılığını, σ Stefan-Boltzmann sabitini ve T yüzey sıcaklığını ifade eder.

P-1 modeli, radyasyon olaylarını modellerken, radyasyonun absorpsiyonunun ve yansımasının yanı sıra, radyasyonun ışınının yayılması da dikkate alır. Bu nedenle, P-1 modeli, ışığın yayılması, absorpsiyonu ve yansımasının tüm yönlerini hesaba katarak radyasyon olaylarını modeller.

3
EMİSYONLAR VE ANALİTİK YAKLAŞIM

Bu bölümde, yanma sürecinde kirletici gazların insan sağlığına etkileri, çevresel etkileri, kirletici gazların hangi bileşiklerden meydana geldiği ve nasıl oluştuğu açıklanmaktadır. Bu kirletici gazlar genellikle azot oksitler (NO_x), karbon monoksit (CO), hidrokarbonlar (HC), partiküller (PM) ve karbondioksit (CO_2) gibi kirletici gazlardan oluşmaktadır. Atmosferdeki NO_x, CO ve HC kirleticilerinin yaklaşık yarısı içten yanmalı motorların ürettiği emisyonlardan kaynaklanmaktadır. Bu emisyonlar, sağlık problemleri ve çevresel etkilerle ilişkilendirildiği için hava kirliliği düzeyleri ile insan sağlığı arasında güçlü bir bağlantıya sahiptir. Emisyonlar solunum yollarını tahriş eder, enflamasyonu artırır, solunum yolu hastalıklarına karşı direnci azaltır ve astım krizi ile kronik obstrüktif akciğer hastalığı gibi durumların riskini artırır. Kanser, akciğer fonksiyonunun azalması, kardiyovasküler sorunlar, astım, bronşit, amfizem ve göz tahrişi gibi insan sağlığını tehdit eden diğer etkiler de söz konusudur. Sağlık problemlerinin yanında ozon tabakasının yıldan yıla incelmesi ve sera etkisinin yıldan yıla artması gibi çevresel problemlere de yol açmaktadır [44].

3.1 NO_x Oluşumu

Azot oksitler NO ve NO_2 bileşiklerinden meydana gelir ve yanma sırasında oluşur. Atmosferde su buharı ve güneş ışınlarıyla reaksiyona girerek asit yağmurlarına sebep olan nitrik asit ve smog, ozon (O_3) oluşmasına sebep olur. Smog terimi, duman (smoke) ve sis (fog) kelimelerinin birleşiminden türetilmiştir. Bu terim, ilk defa İngiliz bilim adamı H. Des Voeux tarafından kullanılmıştır. Asit yağmuru ve smog önemli solunum sistemi sorunlarına sebep olmasının yanı sıra, ormanlara, nehirlere ve tarım bölgelerine zarar vermektedir [45].

NO_x oluşumunun global mekanizması Denklem 3.1'de ifade edilmiştir [44].

$$N_2 + O_2 \overset{k_g}{\rightleftharpoons} 2\,NO \tag{3.1}$$

NO_x oluşumu, termal NO_x, ani (prompt) NO_x veya Fenimore NO_x olarak bilinen ve yakıt kaynaklı NO_x olmak üzere üç temel sebebe dayanır [46]. NO_x kinetiği üzerine yapılan ilk büyük çalışma 1946'da Sovyet fizikçi Yakov Zel'dovich tarafından yapıldığı için termal NO_x mekanizması aynı zamanda Zel'dovich mekanizması olarak da bilinmektedir [47]. Daha sonra 1979 yılında Fenimore, hidrokarbon alevlerinde Zel'dovich termal NO_x mekanizmasının üzerinde oluşan ilave NO_x emisyonlarını açıklamak için prompt NO_x mekanizmasını önermiştir [48]. Yakıt kaynaklı NO_x emisyonları ise yakıt içerisinde bulunan azottan meydana gelir. Fosil yakıtlar genellikle kütlesel olarak % 0,5 ile % 2,0 arasında azot içerir. Yakıttan kaynaklı azot miktarının NO_x üzerinde etkisi, termal etkilere göre ihmal edilebilecek seviyelerdedir. Ancak günümüzde alternatif yakıt arayışları doğrultusunda kullanılan amonyak yakıtı içerisinde bulunan azotun kütlesel oranı % 80 civarlarındadır. Amonyaktan bünyesindeki azot miktarının NO_x üzerindeki etkisi ihmal edilemeyecek seviyelerdedir [26].

3.1.1 Termal NO_x Emisyonu ve Mekanizması

NO_x oluşumuna neden olan reaksiyonlar sıcaklığa son derece duyarlıdır. Azot molekülü N_2, bozunması için gereken enerji 945 kJ/mol olmakla beraber üçlü bir bağa sahiptir. Oksijen molekülü O_2 ise bozunması için 498 kJ/mol çift bağ çözülme enerjisine sahiptir. Bu nedenle, N_2 ve O_2 moleküllerinin bozunması ve NO_x oluşum reaksiyonlarını başlatmak için nispeten yüksek bir yanma sıcaklığı gereklidir. Bundan dolayı, NO_x oluşumlarını düşük seviyede tutabilmek için yanma odası sıcaklıklarının düşük olması istenir [49].

Termal NO_x emisyonlarının oluşumu, eşdeğerlik oranı, yanma odasındaki sıcaklık ve o sıcaklıktaki bekleme süresine (residence time) bağlıdır. Yanma odası birincil bölge boyu kısaltılarak bekleme süresi azaltılabilir ve böylece NO_x emisyonlarını önemli ölçüde azalması sağlanabilir. Fakat bununla birlikte yanma veriminin düşebileceği de unutulmamalıdır [50].

Genişletilmiş Zeldovich detaylı reaksiyon mekanizması Denklem 3.2, 3.3 ve 3.4'de ifade edilmiştir.

$$O + N_2 \underset{K_{1r}}{\overset{K_1}{\rightleftharpoons}} NO + N \tag{3.2}$$

$$N + O_2 \underset{K_{2r}}{\overset{K_2}{\rightleftharpoons}} NO + O \tag{3.3}$$

$$N + OH \underset{K_{3r}}{\overset{K_3}{\rightleftharpoons}} NO + H \tag{3.4}$$

Buradaki reaksiyon hız katsayıları, Kelvin biriminde sıcaklığa bağlı birer fonksiyon olarak Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Genişletilmiş Zel'dovich reaksiyon mekanizması için hız sabitleri [51]

Hız Sabitleri	**Sıcaklığa Bağlı Fonksiyon**
K_1	1.82E11 exp(-33370/T)
K_{1r}	3.80E10 exp(-425/T)
K_2	1.80E07 exp(-4680/T)
K_{2r}	3.80E06 exp(-20820/T)
K_3	7.10E10 exp(-450/T)
K_{3r}	1.70E11 exp(-24560/T)

İlk iki reaksiyon, Zel'dovich tarafından önerilmiştir [47]. Bunlar zincir-dallanma reaksiyonlarıdır çünkü sadece tek bir radikal tüketen bir reaksiyondan iki radikal türü oluşmaktadır. İlk reaksiyon Denklem 3.2 olarak adlandırılır ve bir oksijen atomu tarafından tetiklenen bir azot ayrışma reaksiyonudur. Bu reaksiyon 313,8 kJ/mol aktivasyon enerjisi ile endotermik olduğu için yavaştır. Bu nedenle hız sınırlayı reaksiyondur. İkinci reaksiyon ise Denklem 3.3 olarak adlandırılır ve bir azot atomu ile bir oksijen molekülü arasında gerçekleşir. Bu ekzotermik +133.0 kJ/mol bir reaksiyondur ve çok hızlıdır. Üçüncü reaksiyon Denklem 3.4 olarak adlandırılır ve bir azot atomu ile bir hidroksit radikali arasında gerçekleşir. Bu ekzotermik +206.7 kJ/mol bir reaksiyondur. Azot oksit ve bir hidrojen atomu oluşturur ve Lavoie vd. tarafından önerilmiştir [52].

3.1.2 Ani (Prompt) NO_x Emisyonu

Ani NO_x emisyonları, atmosferde bulunan azotun yakıt içindeki hidrokarbon kaynaklı CH ve C_2 radikalleri ile reaksiyonu sonucu ortaya çıkar. Metan veya

metanol gibi düşük hidrokarbon içeren yakıtların kullanılması durumunda, C_2 radikallerinin oluşumu neredeyse ihmal edilecek düzeyde olurken, daha yüksek hidrokarbon içeren yakıtların kullanılması C_2 radikallerinin oluşumuna ve buna bağlı olarak ek NO_x emisyonlarına neden olabilir. NO_x emisyonları hesaplanırken özellikle içten yanmalı motorlarda termal NO_x emisyonlarının yanında ani NO_x emisyonları da ihmal edilmemelidir [50].

3.1.3 Yakıt Kaynaklı NO_x Emisyonu

Yanma sırasında NO_x oluşumu sadece havadaki azottan kaynaklanmaz. Eğer varsa yakıt bünyesindeki azot da NO_x emisyonu oluşumuna sebep olacaktır. Yakıt içerisindeki azot miktarı hava içerisindeki azot ile karşılaştırıldığında oldukça düşüktür. Ancak fuel-oil ve kömür gibi sıvı ve katı yakıt kullanımlarında bu azot miktarı bir miktar önemli hale gelmektedir ve toplam NO_x emisyonuna katkısı ihmal edilemez. Bu yakıtlar kütlesel bazda %0.3 ile %2 arasında azot içermektedirler. Aynı zamanda yakıt kaynaklı NO_x sıcaklıktan fazla etkilenmez ve düşük sıcaklıklarda buharlaşma aşamasında yakıt damlacıkları ısındığında azot içeren bileşikler gaz fazına geçer. Bu bileşiklerin yanma bölgesinde ayrışması sonucu NO_x oluşumuna katkı sağlayan HCN, NH_3, N, CN ve NH gibi serbest radikaller meydana gelir [30, 53, 54].

3.2 CO Oluşumu

Zengin karışımlı yanmada, hidrokarbon yakıtın tamamını karbondioksite dönüştürecek kadar oksijen mevcut olmadığından karbonmonoksit oluşumu gerçekleşir. CO'nun diğer bir kaynağı ise CO_2 molekülünün yüksek yanma sıcaklıklarında bozunmasıdır [44].

CO'nun oluşumu ve yok edilmesi, hidrokarbon yanmasında başlıca reaksiyon yolu olup, hidrokarbon yakıtının karbonmonoksite parçalanmasını ve ardından karbonmonoksidin karbondioksite oksidasyonunu içerir. Yanma sırasında açığa çıkan ısının çoğu, Denklem 3.5'daki reaksiyonla verilen CO oksidasyonu sırasında açığa çıkar [44]:

$$CO + OH \rightleftharpoons CO_2 + H \tag{3.5}$$

CO egzoz akışında ve atmosferde oksijen ve azot oksitleri ile reaksiyona girerek smog oluşturur [55]. Solunduğunda, karbonmonoksit, hemoglobine oksijenden yaklaşık 200 kat daha sıkı bağlanması sonucu karboksihemoglobin meydana

getirir ve dolaşım sistemi boyunca oksijen taşınmasını ciddi oranda etkiler. Karbonmonoksitten kaynaklı zehirlenme, dünya genelindeki en yaygın ölümcül zehirlenmesidir [56]. ABD Çevre Koruma Ajansı (EPA), CO için hava kalitesi standartlarını ilk defa 1971'de belirlemiş ve sırasıyla 1991, 2000 ve 2010 yıllarında güncellemiştir [57–59].

3.3 HC Oluşumu

Hidrokarbon (HC) emisyonları, yanmamış veya kısmen yanmış gaz fazı hidrokarbonların çevreye salınması sonucu oluşur ve yer seviyesi ozonunu oluşturan kimyasal reaksiyonlara katkıda bulunur [60]. Polisiklik aromatik hidrokarbonlar (PAH), sadece karbon ve hidrojen içeren hidrokarbonlardır. PAH'lara maruz kalmanın temel insan sağlığı riski kansere yakalanmaktır. PAH'lara maruz kalımı ayrıca kardiyovasküler hastalık ile ilişkilendirilmiştir [61].

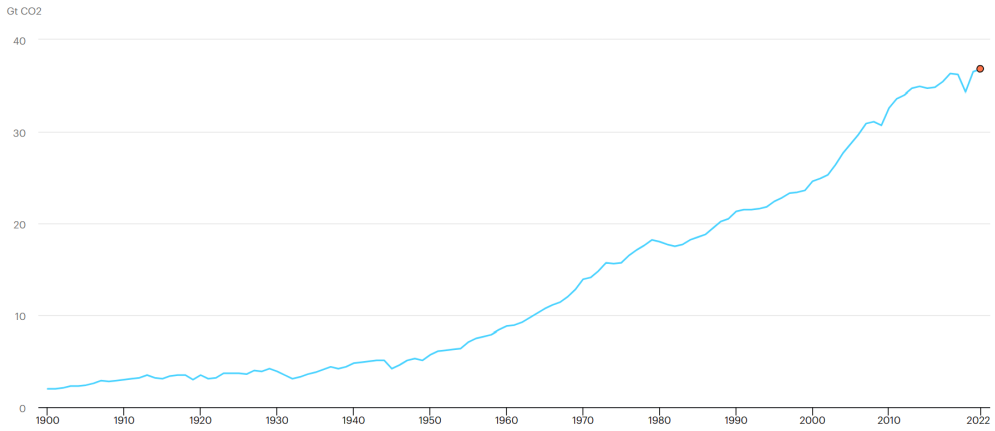
3.4 PM Oluşumu

Motorlardan salınan partiküler maddeler (PM) is veya siyah karbon olarak da adlandırılır. PM oluşumu gaz fazı hidrokarbonların yoğunlaşmasıyla başlar ve çekirdek parçacıklarının yüzey büyümesi ve birleşmesi ile devam eder. PM emisyonları solunum sırasında burun tarafından tutulamayacak kadar küçük olduğu için solunum yollarında problemlere yol açar. Küçük boyutları nedeniyle, yaklaşık 10 mikron veya daha az boyutlu partiküller (PM10), bronşiyol veya alveoller gibi akciğerlerin hayati kısımlarına nüfuz edebilir. Ayrıca, PM emisyonları kar veya buz üzerinde is birikimine sebep olduğundan güneş ışınlarının net emilimini artırarak küresel iklim değişikliğine katkı sağlar [62, 63].

3.5 CO_2 Oluşumu

Hidrokarbonlu yakıtların yanması sonucu oluşan bir yanma ürünü olan karbondioksit (CO_2) bir sera gazıdır. Olumsuz iklim değişiklerine katkısı olması sebebiyle bazı kısıtlamalar getirilmiştir. Petrol ve kömür gibi fosil yakıtlar, atmosferdeki CO_2 miktarının artmasının önde gelen sebeplerindendir. 2022 yılında yaklaşık 37 milyar ton CO_2 atmosfere salınmıştır. Yaklaşık % 60'ı yanmadan üretilen CO_2 atmosferde kalır, geri kalanı bitki fotosentezi ve okyanus suyuna difüzyon ile atmosferden uzaklaştırılır. Sanayi devriminin başlangıcından önce, CO_2'nin ortalama atmosferik konsantrasyonu yaklaşık 280 ppm kadardır. Uzun süreli hassas izleme 1960'ta başlamış olup CO_2'nin ortalama atmosferik konsantrasyonu 316 ppm olarak ölçülmüştür. Konsantrasyon 1970'te 325 ppm olup

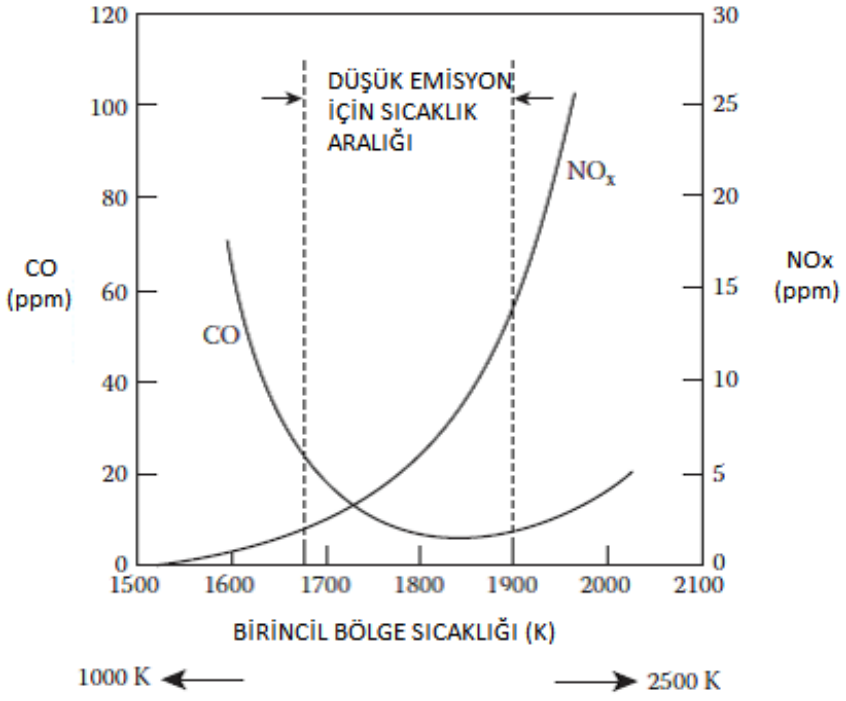
1990'da 354 ppm'ye yükselmiştir ve 2017'de konsantrasyon 405 ppm'e ulaşmış ve yılda yaklaşık 1 ila 2 ppm artırdığı gözlenmiştir [64].



Şekil 3.1 Dünyadaki CO_2 emisyonlarının yıllara değişimi [64]

3.6 Analitik Yaklaşım

Literatürde NO_x ve CO üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Çalışmalara göre NO_x ve CO emisyonlarının oluşumunun en büyük sebebi sıcaklık ve eşdeğerlik oranıdır. Şekil 3.2'de gösterildiği gibi NO_x ve CO birbirlerine zıt bir trende sahiptirler.



Şekil 3.2 CO ve NO_x emisyonlarının sıcaklığa bağlı değişimi [65]

Bu bölümde CO ve NO_x emisyonlarının literatürdeki yarı-ampirik bağıntılarla hesaplamalarından bahsedilecek olup Bölüm 5'de yapılacak olan termodinamik analiz sonuçlarından yararlanılarak emisyon hesaplamaları yapılacaktır.

3.6.1 NO_x Emisyonlarına İlişkin Analitik Yaklaşımlar

Bölüm 4.1.1'de bahsedilen Genişletilmiş Zel'dovich detaylı reaksiyon mekanizmalarından ve deneysel verilerden yola çıkılarak NO_x emisyonları için literatürde çeşitli yarı-ampirik bağıntılar türetilmiştir. Bu bağıntılar yanma odası basıncı, yakıt/hava oranı, yakıtın yanma bölgesinde bekleme süresi, birincil bölgedeki stokiyometrik orandaki adyabatik alev sıcaklığı gibi parametreler içermektedir.

Literatürde önerilmiş bazı bağıntılar sadece basınç ve sıcaklığa bağlıyken, bazı bağıntılar yanma prosesi ile ilgili daha fazla detay gerektirmektedir. Bu bağıntıların bazıları emisyon miktarlarını [ppmv] cinsinden verirken bazıları ise [g NO_x / kg Yakıt] cinsinden vermektedir [66].

Lewis, NO_x için alev sıcaklığı ve yanma odası basıncı olmak üzere iki parametreye bağlı bir bağıntı önermektedir [67, 68].

$$NO_x\,[ppmv] = (3.32E-06)\left(P^{0.5}\right)\left(e^{(0.008T_f)}\right) \tag{3.6}$$

Burada P yanma odası basıncı [Pa], T_f ise alev sıcaklığı [K] olarak tanımlanmıştır. Bu iki parametre emisyon hesabı için yeterli olmayabilir. Ancak alev sıcaklığı yakıt tipi, havadaki nem, su enjeksiyonu, güç ve karışım oranı gibi bir çok parametreye bağlı olarak düzeltilir ve bu parametrelere bağlı bir fonksiyon türetilmesi üzerine çalışma yapılırsa emisyonlar hakkında yakın sonuçlar verebilecek bir bağıntı elde edilebilir.

Rkke vd., direkt alev sıcaklığı almak yerine bu sıcaklığı meydana getirecek koşullar üzerinde durmuşlardır. Yanma odası basıncı, yakıt karışımı ve yanmaya katılan hava olmak üzere üç parametre kullanarak bir bağıntı önermişlerdir [69].

$$NO_x\,[ppmv] = (18.1)\left(P^{1.42}\right)\left(\dot{m}_a^{0.3}\right)\left(FA^{0.72}\right) \tag{3.7}$$

Burada P, m_a ve FA sırasıyla yanma odasındaki basınç [Pa], yanmaya katılan havanın kütlesel debisi [kg/s] ve yakıt/hava oranı olarak tanımlanmıştır.

Bakken vd., türbin giriş sıcaklığının da içinde bulunduğu üç parametreye bağlı bir bağıntı önermişlerdir [70].

$$NO_x\,[ppmv] = (62)\left(P^{0.5}\right)\left(FA^{1.4}\right)\left(e^{(-635/TIT)}\right) \tag{3.8}$$

Burada P, FA ve TIT sırasıyla yanma odası giriş basıncı , yakıt/hava oranı ve türbin giriş sıcaklığı olarak tanımlanmıştır.

Odgers vd., basınç, adyabatik alev sıcaklığı ve yakıtın birincil bölgede bekleme süresi olmak üzere üç parametreye bağlı bir bağıntı önermişlerdir [71].

$$EINO_x = 29\left(e^{(-21670/T_{st})}\right)\left(P^{0.66}\right)\left(1 - e^{-250t_{res}}\right) \tag{3.9}$$

Burada P yanma odası basıncı [Pa], T_{st} stoikiyometrik adiabatik alev sıcaklığı [K] ve t_{res} yakıtın birincil bölgede bekleme süresi [s] olarak tanımlanmıştır.

Lefebvre ise en fazla parametreyi içeren aşağıdaki bağıntıyı önermektedir [65].

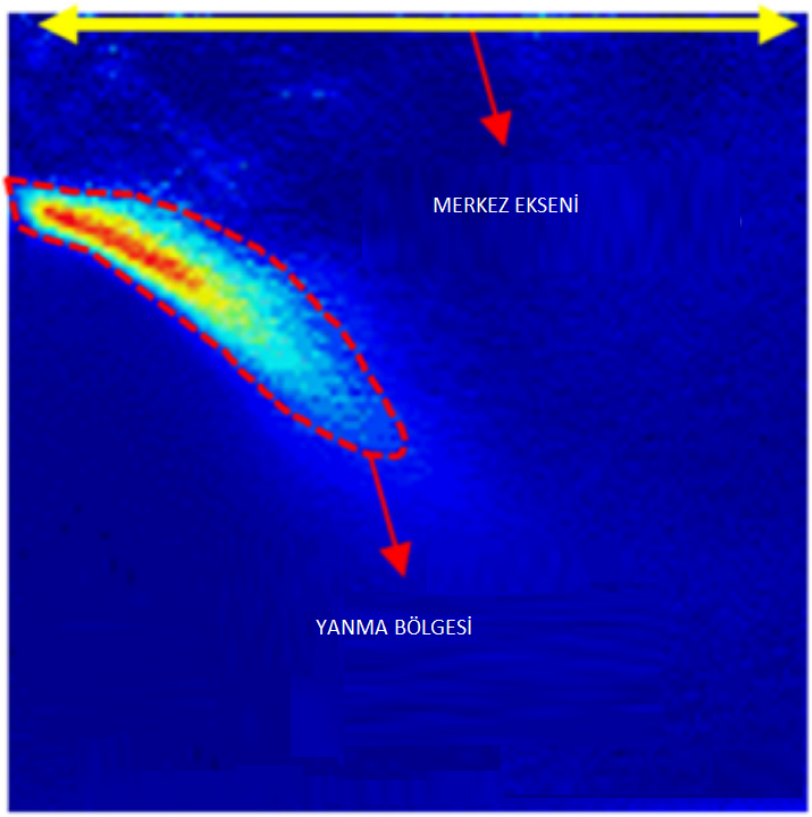
$$EINO_x = \frac{(9E-08)\left(P^{1.25}\right)(V_c)\left(e^{(0.01T_{st})}\right)}{\dot{m}_a T_{pz}} \tag{3.10}$$

Burada P, V_c, T_{st}, m_a ve T_{pz} sırasıyla yanma odası giriş basıncı [Pa], birincil bölgedeki yanma hacmi [m³], stokiyometrik orandaki adyabatik alev sıcaklığı [K], yanmaya katılan havanın kütlesel debisi [kg/s] ve birincil bölgedeki en yüksek sıcaklık [K] olarak tanımlanmaktadır.

Bu çalışmada Lefebvre'nin önerdiği Denklem 3.10'da bahsedilen yarı-ampirik förmülün diğer bir türevi olan Denklem 3.11 kulanılacaktır [72].

$$EINO_x = (0.459E-08)\left(P^{0.25}\right)(F)(t_{res})\left(e^{(0.01T_{pz})}\right) \tag{3.11}$$

Yakıtın birincil bölgede bekleme süresini sabit kabul etmek yerine yanma bölgesi hacmi V_c'ye bağlı olan Denklem 3.10 ile hesaplanabilir. Bu durumda daha doğru sonuçlar elde edilir. Yanma bölgesi hacminin büyüklüğü, Şekil 3.3'de görüldüğü üzere deneysel çalışmalarda OH radikallerinin görüntülendiği bölgenin eksen etrafında döndürülmesi ile elde edilen hacmin büyüklüğüne eşittir [66].



Şekil 3.3 Birincil bölgedeki OH radikalleri [66]

3.6.2 CO Emisyonlarına İlişkin Analitik Yaklaşımlar

Bölüm 4.6.1'de olduğu gibi CO emisyonları için literatürde çeşitli ampirik bağıntılar önerilmiştir. Bunlardan birisi Denklem 3.12'de Lefebvre'nin önerdiği yaklaşımdır [65].

$$EICO = \frac{86\,(\dot{m}_a)\,(T_{pz})\left(e^{-(0.00345T_{pz})}\right)}{(V_c - V_e)\,(\Delta P/P)^{0.5}P^{1.5}} \tag{3.12}$$

Burada V_e sıvı yakıt buharlaşmasında kullanılan hacimdir ve Denklem 3.13'den hesaplanabilir. Yakıt gaz ise bu değer sıfır alınır.

$$V_e = \frac{0.55\,(\dot{m}_{pz})\left({D_0}^2\right)}{(\rho_{pz})\,(\lambda_{eff})} \tag{3.13}$$

Daha önce de bahsedildiği üzere V_c ifadesi deneysel çalışmalarda yanma bölgesindeki alev görüntüsünün eksen etrafında integre edilerek hacmi hesaplanabilir. Bu sayede yakıt cinsi karışım oranları gibi parametrelerin etkisi de hesaba katılmış olacaktır.

Rizk ve Mongia tarafından Denklem 3.12'ye benzer bir ifade türetilmiştir [73].

$$EICO = \frac{(0.18E09)\left(e^{(7800/T_{pz})}\right)}{(t_{res} - 0.4t_e)\,(\Delta P/P)^{0.5} P^2} \tag{3.14}$$

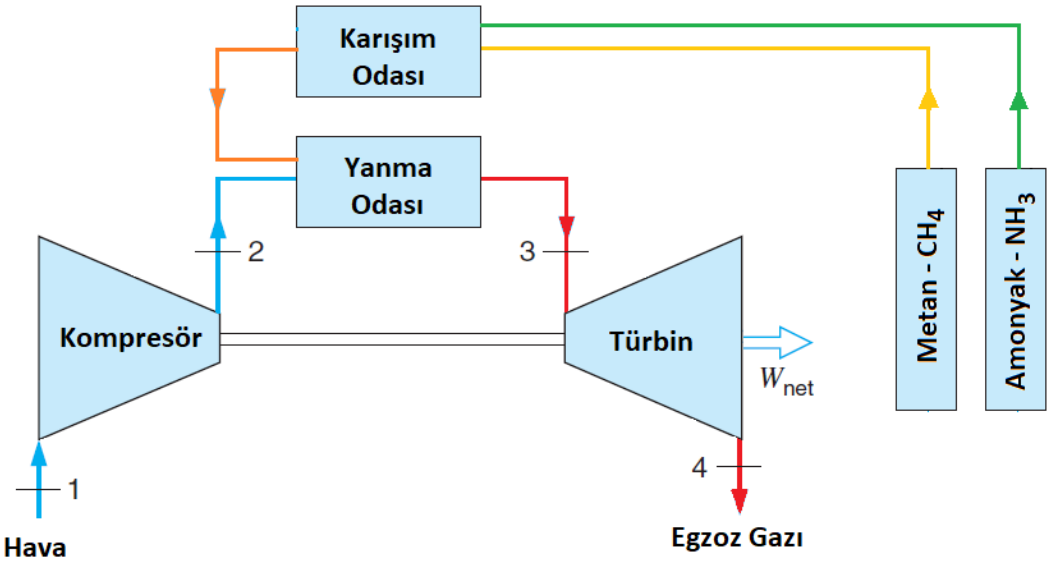
Bu çalışmada, Lefebvre'nin Denklem 3.12'ye benzer bir yaklaşımla yanma ve buharlaşma hacimleri yerine yanma ve buharlaşma sürelerinin yer aldığı Denklem 3.15 kullanılmıştır.

$$EICO = \frac{(0.333E10)\left(e^{(-0.00275T_{pz})}\right)}{F\,(t_{res} - 0.55t_e)\,(\Delta P/P)^{0.5} P^{1.5}} \tag{3.15}$$

Burada t_{res} değeri yakıtın yanma bölgesinde bekleme süresi [s], t_e ise sıvı yakıtlar için buharlaşma süresidir. Yakıt gaz karışımı ise bu değer sıfır alınabilir. $\Delta P/P$ terimi ise yüzdesel olarak basınç kaybını temsil etmektedir.

4
TERMODİNAMİK ANALİZ VE SONUÇLARI

Bu bölümde tesis şeması Şekil 4.1'de verilen Brayton çevriminin termodinamik modeli matematiksel olarak ifade edilecek, modelleme sırasında yapılan kabuller ve bu kabullerin dayandığı ilkelerden bahsedilecektir. MATLAB programı kullanılarak oluşturulan termodinamik analizde her bir yakıt karışımı için performans ve emisyon değerleri elde edilerek amonyak katkısının performans parametrelerine etkileri incelenecektir.



Şekil 4.1 Termodinamik model için esas alınan Brayton çevrimi tesis şeması [11]

Çevrimin termodinamik analizi aşağıdaki kabuller yapılarak gerçekleştirilmiştir [50].

- Çalışılan basınç aralığı kullanılan iş akışkanlarının ideal gazdan sapma eğilimi gösterdiği basınçların çok altında olduğundan termodinamik analizde kullanılan bütün gazlar ideal gaz kabul edilmiştir. Buna bağlı olarak entalpiler ve özgül ısılar sadece sıcaklığın fonksiyonudur.

- Kompresör ve türbin izantropik verimleri sırasıyla 0.87 ve 0.89 kabul edilmiştir.
- Gaz türbinlerinde yakıt olarak genellikle doğalgaz kullanılmakta ve doğalgazın kompozisyonu kaynak bazlı olarak değişkenlik gösterdiği için ana yakıt doğalgazın ana bileşeni olan metan olarak kabul edilmiş, %100 metan olarak alınmıştır.
- Metan ve amonyağın alt ısıl değerleri sırasıyla 50050 kj/kg ve 18646 kj/kg kabul edilmiştir.
- Yanmaya ve soğutmaya katılan hava, hacimsel olarak % 21 oksijen ve % 79 azot içeren kuru hava kabul edilmiştir.
- Çevre sıcaklığı ve basıncı 15°C ve 101325 Pa olarak seçilmiştir.
- Yanma odasına giren havanın sıcaklığı sıkıştırma sonu kompresör çıkış sıcaklığı kabul edilmiştir.
- Yakıt sıcaklığı 15°C olarak kabul edilmiştir.
- Türbin giriş sıcaklığı 1300°C kabul edilmiştir.
- Yanmanın mükemmel karışımlı reaktörde (PSR), % 99 verim ile gerçekliştiği kabul edilmiştir.
- Birincil yanma bölgesinde yanma bekleme süresi 2 ms olarak kabul edilmiştir.
- Yanma odası basınç kaybı %4 olarak kabul edilmiştir.

4.1 Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

MATLAB programı kullanılarak yapılacak hesaplamalara bu bölümde yer verilecektir. Gazların hal durumuna göre özgül entalpi, özgül ısı, özgül entropi değerleri Denklem 4.1'de verilen NASA polinomları ile hesaplanmıştır [74]. Öncelikle kompresöre giren havanın termodinamik özelikleri ve sıkıştırılması sonundaki termodinamik özelikleri hesaplanacaktır. Kompresörden çıkan sıkıştırılmış hava ile karışan yakıtın mükemmel karışımlı reaktörde (PSR) yandığı kabul edilerek yanma odası çıkışındaki egzoz ürünleri bulunacaktır. Yanma çıkışı, aynı zamanda türbin girişidir. Türbin giriş sıcaklığı yanma sonu sıcaklığından farklıdır. Yanma odasına giren soğutma ve seyreltme havası da dikkate alınarak türbin giriş sıcaklığına indirilen bu ürünlerinin termodinamik özelikleri hesaplanacaktır. Son olarak kompresör gücü, türbinde üretilen güç, net

iş, termal verim, özgül yakıt tüketimi, yanma odasındaki indike güç gibi değerler hesaplanacaktır.

$$\frac{c_p^\circ}{R_u} = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 \tag{4.1a}$$

$$\frac{h^\circ}{R_u T} = a + b\frac{T}{2} + c\frac{T^2}{3} + d\frac{T^3}{4} + e\frac{T^4}{5} + f\frac{1}{T} \tag{4.1b}$$

$$\frac{s^\circ}{R_u} = a\ln T + bT + c\frac{T^2}{2} + d\frac{T^3}{3} + e\frac{T^4}{4} + g \tag{4.1c}$$

Denklemlerdeki a, b, c, d, e, f ve g katsayıları CO_2, CO, H_2O gibi her bir egzoz gazı bileşeni için ilgili kaynakta ayrı ayrı verilmiştir [74]. Burada hesaplanan termodinamik özelikler molar olduğundan gaz karışımlarının mol fraksiyonları ile çarpılır ve karışımdaki nihai özeliklerin hesabı için toplanır. Bulunan termodinamik özelik molar değerdir. Kütlesel değerin hesabı için değerler gaz karışımının mol kütlesine bölünerek bulunabilir.

Kompresör ve türbin hesaplamalarında kullanılacak rölatif basınç değeri Denklem 4.2'de verilen termodinamik bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$\mathrm{Pr}(T) = \exp\left[\frac{s^\circ(T)}{R_u}\right] \tag{4.2}$$

Burada $\mathrm{s}^\circ(T)$, T sıcaklığındaki gazın molar mutlak entropi değeridir. R_u ise molar üniversal gaz sabitidir.

4.1.1 Kompresörün Termodinamik Modellenmesi

Kompresör girişindeki havanın basınç ve sıcaklık değerleri kullanılarak termodinamik özelikleri olan özgül entalpi, özgül entropi ve özgül ısı değeri Denklem 4.1'den yararlanarak hesaplanabilir. Kompresör çıkışındaki havanın özelikleri için basınç ve sıcaklık değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Basınç oranı Pr_c ve kompresör girişindeki rölatif basınç Pr_1 kullanılarak, çıkışındaki rölatif basınç değeri Pr_2 Denklem 4.3'den hesaplanabilir.

$$Pr_2(T) = (Pr_c)Pr_1 \tag{4.3}$$

Denklem 4.2'de entropi terimi yalnız bırakılarak Denklem 4.4 elde edilir. Bu

bağıntıdan kompresör çıkışındaki sıcaklığı bulmakta kullanacağımız kompresör çıkışındaki havanın entropi değeri [kj/kg] hesaplanır.

$$s^{\circ}(T) = R_u ln(Pr_2) \tag{4.4}$$

Döngü içerisinde kompresör girişindeki havanın sıcaklığı kademeli olarak artırılarak Denklem 4.1c'de yerine konularak tahmini entropi değeri hesaplanır. Döngüde hesaplanan tahmini entropi değeri Denklem 4.4'den hesaplanan entropi değerine eşit yada çok yakın bir değer aldığında döngü sonlandırılır ve izantropik sıcaklık değeri de bulunmuş olur. Son olarak gerçek sıcaklık değeri için kompresör verimi de kullanılarak Denklem 4.5'den hesaplanır.

$$T_2 = T_1 + (T_{2s} - T_1)/\eta_k \tag{4.5}$$

Burada T_{2s} kompresör çıkışı izantropik sıcaklık değeridir. Artık sıcaklık değeri de bilindiğinden kompresör çıkışındaki havanın termodinamik özeliklerinin tümü elde edilebilir. Kompresör işi ise kompresör giriş ve çıkışındaki havanın özgül entalpi değerleri kullanılarak Denklem 4.6'dan hesaplanır:

$$w_c = h_2 - h_1 \tag{4.6}$$

Buradaki entalpi değerleri kütlesel entalpi [kj/kg] değerleridir.

4.1.2 Yanma Odasının Termodinamik Modellenmesi

Yanma sistemlerinin termodinamik analizi yapılırken, çoğunlukla makroskopik yaklaşımı kullanılır. Yanma sırasında incelenen sistemi oluşturan atom ve moleküllerin özelliklerine istatistiksel yaklaşmak yerine, ölçülebilir ortalama özelikleri dikkate alınır. Bu yaklaşım yanma gibi karmaşık sistemlerin çözümünde matematiksel açıdan kolaylık sağlamaktadır. Eğer böyle bir yaklaşım, sistemi analiz etmek için kullanılırsa sadece nihai denge koşullarındaki atom ve moleküllerin özellikleri dikkate alınır. Yanma sürecinde incelenen sistemin yalnızca başlangıç ve nihai denge durumları arasındaki termodinamik özeliklerindeki değişim incelenir. İki durum arasında olanlar reaksiyon kinetiğine girmektedir. Klasik termodinamik yaklaşım hızlardan bağımsızdır [75].

Yanma problemlerinin analizi oldukça önemli bir konudur. Yanma sırasında oluşan

gaz karışımı, işlem sürecinde birçok etkene bağlı olarak değişebilir. Bu nedenle, karışımın özelliklerinin doğru bir şekilde belirlenmesi oldukça kritiktir. İdeal gazların, basınç, hacim ve sıcaklık arasındaki ilişkiyi ifade eden hal denklemine uyduğu bilinmektedir. Bu denklem, gazların davranışını anlamak için oldukça önemlidir ve birçok uygulama alanında kullanılmaktadır. Örneğin, bir yanma reaksiyonu sırasında oluşan gaz karışımının özellikleri, hal denklemi kullanılarak belirlenebilir. Hal denklemi, diğer bir ifade ile ideal gaz denklemi Denklem 4.7'de verilmiştir [76].

$$Pv = RT \tag{4.7}$$

Burada P $[Pascal]$ basıncı, v $[m^3/kg]$ özgül hacmi, R $[j/kgK]$ gaz sabitini, T [Kelvin] ise sıcaklığı ifade eder.

Yanma problemlerinde genellikle gaz karışımları ile çalışılmaktadır ve karışımın özellikleri, Gibbs-Dalton kısmi basınç yasası uygulanarak elde edilmektedir. Şöyleki n_A mole A, n_B mole B ve n_i mole i gazlarından oluşan bir gaz karışımında kap içerisindeki gazların toplam mol sayısı Denklem 4.8 ile hesaplanır [77]:

$$n_{toplam} = n_A + n_B + ... + n_i \tag{4.8}$$

Denklem 4.8'i, toplam mol sayısı n_{toplam}'a bölersek, Denklem 4.9'daki mol fraksiyonları elde edilir [77]:

$$1 = X_A + X_B + ... + X_i = \sum X_i \tag{4.9}$$

Aynı şekilde, kütlelerin toplamını da yazarsak ve toplam kütleye bölersek Denklem 4.10'daki kütle fraksiyonları elde edilir [77]:

$$1 = Y_A + Y_B + ... + Y_i = \sum Y_i \tag{4.10}$$

Gaz karışımlarının özellikleri, Gibbs-Dalton kısmi basınç yasası kullanılarak hesaplanabilir. Bu yasa, toplam basıncın, her bir bileşenin kısmi basınçlarının toplamına eşit olduğunu ifade eder. Birden fazla bileşen içeren bir gaz karışımı için, kısmi basınç yasası Denklem 4.11'deki şekilde ifade edilir [77]:

$$P_i = x_i P_{toplam} \tag{4.11}$$

Burada P_{toplam} gaz karışımının toplam basıncıdır, P_i bileşen i'nin kısmi basıncıdır ve x_i bileşen i'nin mol fraksiyonudur.

İdeal gaz karışımları için birçok özelikleri, mol veya kütle fraksiyonu ve karışımın özelik değeri ile hesaplanabilir. Örneğin, gaz karışımının herhangi bir bileşeninin özgül entalpi ve özgül entropi değerleri Denklem 4.12'de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır [77]:

$$h_i = Y_i h_{\text{karışım}} \tag{4.12a}$$

$$s_i = Y_i s_{\text{karışım}} \tag{4.12b}$$

4.1.2.1 Stokiyometri

Stokiyometrik bir reaksiyon, yakıtın tamamen yanması ve hidrokarbon bir yakıt için sadece CO_2 ve H_2O oluştuğu bir reaksiyondur. Eğer giren ürünler yakıt açısından zengin ise, yakıtın tamamen yanması için yeterli oksijen yoktur, bu da CO ve H_2 gibi ek ürünlerin oluşumuna sebep olur. Eğer karışım yakıt açısından fakir ise, oksijeni tüketmek için yeterli yakıt yoktur, bu nedenle ürün karışımında O_2 olacaktır [44].

$C_aH_bO_cN_d$ formülasyonuna sahip bir yakıtın stokiyometrik yanma reaksiyonu Denklem 4.18'de verilmiştir.

$$C_aH_bO_cN_d + a_s(O_2 + 3.76\,N_2) \longrightarrow n_1CO_2 + n_2H_2O + n_3N_2 \tag{4.13}$$

Reaksiyonu denkleştirmek için n_1, n_2, n_3 ve a_s değerlerinin bulunması gerekir. Atomlar korunduğundan Denklem 4.14'daki ifadeler yazılırarak reaksiyon denkleştirilir.

$$C : a = n_1 \tag{4.14a}$$

$$H : b = 2n_2 \tag{4.14b}$$

$$O : c + 2a_s = 2n_1 + n_2 \tag{4.14c}$$

$$N : d + 2 \times 3.76 \times a_s = 2n_3 \tag{4.14d}$$

Denklemin denkleştirilmesi ile bize sırasıyla n_1, n_2, n_3 ve a_s değerleri bulunacaktır.

$$n_1 = a \tag{4.15a}$$

$$n_2 = \frac{b}{2} \tag{4.15b}$$

$$n_3 = \frac{d}{2} + 3.76 \times a_s \tag{4.15c}$$

$$a_s = a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2} \tag{4.15d}$$

Stokiyometrik kütlesel hava-yakıt oranı AF_s ise a_s ve moleküler ağırlık ile hesaplanır.

$$AF_s = \left(\frac{m_a}{m_f}\right)_s = \frac{28.85 \times 4.76 \times a_s}{12.01a + 1.008b + 16c + 14.01d} \tag{4.16}$$

Burada havanın mol (0.21 O_2 + 0.79 N_2) ağırlığı 28.85 gr olarak hesaplanır ve sırasıyla karbon, hidrojen, oksijen, azot atomlarının mol kütleleri 12.01, 1.008, 16, 14.01'dir. Eşdeğerlik oranı ise de Denklem 4.17 ile ifade edilmiştir.

$$\phi = \frac{FA}{FA_s} \tag{4.17}$$

4.1.2.2 Kimyasal Denge

Bu bölümde, yanma sonucu denge haline ulaşmış ürünler için sayısal bir yanma modeli sunulmaktadır. Kimyasal denge yanma modeli, Olikara ve Borman tarafından hidrokarbon yakıtların yanma sonucu oluşan ürünlerinin hesaplanabilmesi için geliştirilmiştir. Denge sabiti kullanımı, ürün türlerinin Gibbs serbest enerjisinin minimizasyonuna dayanır ve aynı zamanda Olikara ve Borman, denge sabitinin hesaplanabilmesi için sıcaklığa bağlı eğri uydurmuştur [78].

Gaz türbinlerinde eşdeğerllik oranı $\phi < 3$ olduğundan dolayı yanma sonu ürünlerin hesaplanmasında on adet ürünün alınması yeterli olacaktır. Hesaplanacak ürün miktarı artırılabilir fakat bu durum hesaplama maliyetini artıracaktır. Daha fazla ürünün hesaplanması $\phi < 3$ durumu için ihmal edilebilir. Bozunum kaynaklı ve emisyonların oluşumuna sebep olan önemli ürün türleri O, H, OH ve NO ürünleridir. Denklem 4.18'de tek yakıt için hesaplanacak olan ürünler ile beraber denge halindeki reaksiyon verilmiştir [44].

$$\mathrm{C_aH_bO_cN_d} + \frac{a_s}{\Phi}(\mathrm{O_2} + 3.76\,\mathrm{N_2}) \longrightarrow \mathrm{y_1CO_2} + \mathrm{y_2H_2O} + \mathrm{y_3N_2} + \mathrm{y_4O_2} + \mathrm{y_5CO} + \mathrm{y_6H_2} + \mathrm{y_7H} + \mathrm{y_8O} + \mathrm{y_9OH} + \mathrm{y_{10}NO} \tag{4.18}$$

Denklem 4.18'de bilinmeyen sayısı 10 adettir. Ancak 10 bilinmeyen çözülebilmesi için 10 adet denkleme ihtiyaç olacaktır. C, H, O ve N denkliklerinden elimizde 4 adet denklem bulunmaktadır ve Denklem 4.19'de sırasıyla verilmiştir. Eksik kalan 6 denklem ise denge sabitlerinden elde edilecektir. Bu denge sabitleri Denklem 4.24'de verilen reaksiyonlara aittir.

$$C : a = (y_1 + y_5)N \tag{4.19a}$$
$$H : b = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \tag{4.19b}$$
$$O : c + 2a_s/\Phi = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \tag{4.19c}$$
$$N : d + 2 \times 3.76 \times a_s/\Phi = (2y_3 + y_{10})N \tag{4.19d}$$

Burada N ifadesi toplam mol sayısını ifade etmektedir ve Denklem 4.20a'daki şekilde hesaplanmaktadır. y_i (i=1,2,3...,10 için) ise ürünün mol kesrini ifade etmektedir ve Denklem 4.20b'deki şekilde hesaplanmaktadır.

$$N = \sum_{i=1}^{10} n_i \tag{4.20a}$$
$$y_i = n_i/N \tag{4.20b}$$

Toplam mol sayısı olan N ifadesinden dolayı bilinmeyen sayısı 11' çıkmıştır. Bir denkleme daha ihtiyaç olacaktır. Fazladan bir denklem ise toplam mol kesrinin bire eşit olmasından türetilerek Denklem 4.21'deki ifade ile sağlanır.

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \tag{4.21}$$

Denklem 4.19'deki N bilinmeyen ifadesi ortadan kaldırılması için H, O ve N eşitliklerinin her biri Denklem 4.19a'ya bölünerek, Denklem 4.22'deki ifadeler

türetilir.

$$d_1 = \frac{b}{a} \tag{4.22a}$$
$$d_2 = \frac{c}{a} + 2\frac{a_s}{\Phi a} \tag{4.22b}$$
$$d_3 = \frac{d}{a} + 7.52\frac{a_s}{\Phi a} \tag{4.22c}$$

Bu işlem basamaklarından sonra Denklem 4.23'de ifade edilen 4 adet denklem türetilmiştir.

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - d_1 y_1 - d_1 y_5 = 0 \tag{4.23a}$$
$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - d_2 y_1 - d_2 y_5 = 0 \tag{4.23b}$$
$$2y_3 + y_{10} - d_3 y_1 - d_3 y_5 = 0 \tag{4.23c}$$
$$\sum y_1 = 1 \tag{4.23d}$$

Geri kalan altı adet denklem daha önce de bahsedildiği gibi denge sabitinden (K_i, i=1,2,...6 için) yararlanılacaktır. Bu reaksiyonlar hidrojenin, oksijenin, suyun ve karbondioksitin ayrışmasını ve OH ve NO'nun oluşumunu içerir. Reaksiyonlar denge sabitleri ile beraber Denklem 4.24'da verilmiştir. Denge sabitinde yer alan basınç (P) teriminin birimi atm'dir.

$$\frac{1}{2}\,H_2 \rightleftharpoons H \qquad K_1 = \frac{y_7 P^{1/2}}{{y_6}^{1/2}} \tag{4.24a}$$
$$\frac{1}{2}\,O_2 \rightleftharpoons O \qquad K_2 = \frac{y_8 P^{1/2}}{{y_4}^{1/2}} \tag{4.24b}$$
$$\frac{1}{2}\,H_2 + \frac{1}{2}\,O_2 \rightleftharpoons OH \qquad K_3 = \frac{y_9}{{y_4}^{1/2}{y_6}^{1/2}} \tag{4.24c}$$
$$\frac{1}{2}\,O_2 + \frac{1}{2}\,N_2 \rightleftharpoons NO \qquad K_4 = \frac{y_{10}}{{y_4}^{1/2}{y_3}^{1/2}} \tag{4.24d}$$
$$H_2 + \frac{1}{2}\,O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad K_5 = \frac{y_2}{{y_4}^{1/2} y_6 P^{1/2}} \tag{4.24e}$$
$$CO + \frac{1}{2}\,O_2 \rightleftharpoons CO_2 \qquad K_6 = \frac{y_1}{{y_4}^{1/2} y_5 p^{1/2}} \tag{4.24f}$$

Tablo 4.1 Denge sabiti K_i için sıcaklığa bağlı fonksiyonun katsayıları [44]

K_i	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i
K_1	+4.322E-01	-1.125E+04	+2.673E+00	-7.457E-05	+2.425E-09
K_2	+3.108E-01	-1.295E+04	+3.218E+00	-7.383E-05	+3.447E-09
K_3	-1.418E-01	-2.133E+03	+8.535E-01	+3.550E-05	-3.102E-09
K_4	+1.509E-02	-4.710E+03	+6.461E-01	+2.728E-06	-1.544E-09
K_5	-7.524E-01	+1.242E+04	-2.603E+00	+2.596E-04	-1.627E-08
K_6	-4.153E-03	+1.486E+04	-4.758E+00	+1.247E-04	-9.002E-09

Her bir K sabiti, Tablo 4.1'de verilen katsayılar, Denklem 4.25'de yerine konarak hesaplanır. Fonksiyondaki sıcaklığın birimi Kelvin olmak üzere ve sıcaklık $600 < T < 4000K$ aralık şartını sağladığı sürece hata oranı düşük sonuçlar hesaplanacaktır. Bu değerler Denklem 4.24'daki denge sabitlerine eşitlenerek altı adet daha denklem türetilmiş olur.

$$\log_{10}(K_i(T)) = A_i \ln(T/1000) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2 \tag{4.25}$$

4.1.2.3 Yanma

Yanma modeli olarak kimyasal denge yanma modeli kullanılmıştır. Bu model, yanmanın yeteri kadar sürede gerçekleştiğini varsayarak yanma sonu ürünlerinin denge halindeki kompozisyonlarını hesaplamamızı sağlar.

Yanma odasındaki üretilen gücün hesabı için yanma odası çıkışındaki ürün kompozisyonuna ve termodinamik özeliklerine ihtiyacımız vardır. Denge durumundaki ürünlerin termodinamik özelikleri ise Denklem 4.1'deki NASA polinomları kullanılarak belirlenmektedir. Yanma sonu ürünleri, yanmaya katılan yakıt/hava karışımının başlangıç sıcaklığı, basınç ve eşdeğerlik oranına bağlı hesaplanmaktadır. Başlangıç sıcaklığı ve basıncı, kompresör çıkışındaki hava ile yakıtın karışımı sonucu belirlenmektedir. Eşdeğerlik oranı ise yanma odasında birincil bölgedeki eşdeğerlik oranı stokiyometrik orana yakın 1.02 alınmaktadır. Yanma sonu sıcaklık adyabatik alev sıcaklığına eşit olacaktır. Yanma odası basınç kaybı dikkate alınacak olursa yanma sonu sıcaklık Denklem 4.26'den hesaplanır.

$$T_{yanma} = T_{ady}(1 - P_k)^{(k-1/k)} \tag{4.26}$$

Türbin giriş sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığından daha düşüktür. Bunun başlıca sebebi yüksek hızla dönen türbin kanatlarının dayanabildiği bir sıcaklık

sınırının olmasıdır. Bu sebeple yüksek sıcaklıktaki yanma sonu gazlarının hava ile seyreltilmesi gerekmektedir. Bu seyreltme işlemi yanma sonu ürünlerinin sıcaklığını ve eşdeğerlik oranını düşürmektedir.

Türbin giriş sıcaklığı iki farklı şekilde hesaplanabilir. Birincisi, yanmanın birincil bölgede stokiyometride gerçekleştiği kabul edilir. Sıcaklığının adyabatik alev sıcaklığından başlayıp, türbin giriş sıcaklığına inene kadar seyreltme havasının kademeli eklenmesi ile hesaplanabilir. Döngü Denklem 4.27'deki sıcaklığın başta belirlenen türbin giriş sıcaklığına yakın olduğunda durur.

$$T_{3,tahmini} = \frac{T_{ady} C_{p,g}(\dot{m}_a + \dot{m}_f) + T_2 C_{p,a} \dot{m_{a,2}}}{C_{p,g}(\dot{m}_a + \dot{m}_f) + C_{p,a} \dot{m_{a,2}}} \tag{4.27}$$

Buradaki $C_{p,g}$ yanma sonu ürünlerin özgül ısı değeri, m_a, m_f sırasıyla yanmaya katılan hava ve yakıt debisi, $C_{p,a}$ soğutmaya katılan (kompresör çıkışındaki) havanın özgül ısı değeri, $m_{a,2}$ soğutmaya katılan havanın debisidir.

İkinci olarak, seyreltme havasını da yanmaya katıldığını varsayarak, yakıt/hava karışımındaki hava miktarını artırarak hesaplayabiliriz. Bir nevi genel eşdeğerlik oranını kademeli olarak düşürerek adyabatik alev sıcaklığının türbin giriş sıcaklığına eşit olması sağlanır. Yanma odasına giren ısı [kj/kg] da yakıtın debisi [kg/s], yakıtın alt ısıl değeri [kj/kg] ve yanma odası verimi Denklem 4.28'da yerine konarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{giren} = \frac{\dot{m}_f (LHV)}{\eta_{yanma}} \tag{4.28}$$

LHV yakıtın alt ısıl değerini ifade etmektedir. Birden fazla yakıt karışımı söz konusu ise her yakıtın kendi alt ısıl değeri yakıtların hacim fraksiyonları ile çarpılarak toplanır.

4.1.3 Türbinin Termodinamik Modellenmesi

Türbin çıkışındaki gazların termodinamik özelikleri, kompresör çıkışı için kullanılan yola benzer şekilde hesaplanacaktır. Türbin giriş sıcaklığındaki yanmış gazların türbin giriş basıncı ve sıcaklığındaki yanmış gazların termodinamik özelikleri bir önceki bölümde hesaplanmıştır. Bu yüzden s° değeri de bilindiğinden Denklem 4.2'de yerine konarak Pr_3 rölatif basınç değeri hesaplanır. Bu değer Denklem 4.29'da yerine konarak Pr_4 değeri hesaplanır.

$$Pr_4 = Pr_3 \left[\frac{P_3}{P_4}\right] \tag{4.29}$$

Burada P_4 türbinden çıkan egzoz gaz basıncı ve değeri atmosfer basıncı alınacaktır. P_3 ise yanma odası çıkış basıncı yada türbin giriş basıncı olacaktır. Burada eğer yanma odası basınç kaybı ihmal edilir ise genişleme oranı $\frac{P_3}{P_4}$ direkt basınç oranının çarpmaya göre tersi alınabilir. Daha sonra yanma odasındaki basınç kayıpları dikkate alınarak P_3 değeri Denklem 4.30'den hesaplanmaktadır.

$$P_3 = (1 - P_k)P_2 \tag{4.30}$$

Burada P_k yüzde basınç kaybı değeridir ve birimsizdir. Bu tezde basınç kaybı % 4 olarak alınmıştır. Basınç kaybını ihmal ederek sıfır aldığımız durumda görüldüğü üzere yanma odası giriş basıncı, yanma odası çıkış basıncına eşit olmaktadır. Kompresördeki hesabındaki mantıkla türbin çıkışındaki egzoz gazlarının rölatif basınç değeri kullanılarak gerçek entropi değeri Denklem 4.4'den elde edilir. Sonrasında türbin giriş sıcaklığı kademeli olarak düşürülür. Bu sıcaklık Denklem 4.1c yerine koyularak tahmini bir entropi değeri elde edilir. Bu işlem gerçek entropi değerine ulaşılana denk devam ettirilir ve türbin çıkışındaki gazların izantropik sıcaklığı (T_{4s}) bulunur. Türbin çıkışındaki gerçek sıcaklık ise türbin verimi de kullanılarak Denklem 4.31'den hesaplanır.

$$T_4 = T_3 - \eta_t(T_3 - T_{4s}) \tag{4.31}$$

Burada T_{4s} türbin çıkışındaki gazların izantropik sıcaklık değeridir. Türbin çıkışındaki egzoz gazının termodinamik özeliklerinin hepsi sıcaklık bilindiğinden bulunabilir. Türbin işi ise türbin giriş ve çıkışındaki egzoz gazlarının özgül entalpi değerleri kullanılarak Denklem 4.32'den hesaplanır.

$$w_t = h_3 - h_4 \tag{4.32}$$

4.1.4 Performans Parametreleri

MATLAB programı kullanılarak farklı NH_3 ve basınç oranlarına bağlı hesaplatılmış parametrelerine bu bölümde yer verilmiştir. Özgül net iş w_{net}, giren ve çıkan ısı enerjisinin farkından hesaplanabildiği gibi türbin işi ve kompresör iş farkı ile de hesaplanabilir. Denklem 4.33'de net iş [kj/kg] ifade edilmiştir.

$$w_{net} = w_t - w_c \tag{4.33}$$

Diğer bir önemli performans parametresi olan termik verim ise Denklem 4.34 ile hesaplanmıştır:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{giren}} \tag{4.34}$$

Burada q_{giren} değeri çevrimde dolaşan iş akışkanının her bir kilogramı başına çevrime giren ısı değeridir. Denklem 4.35'de verilen özgül yakıt tüketimi de verim ifadesinden türetilebilir:

$$SFC = \frac{3600}{\eta_{th}(LHV)} \tag{4.35}$$

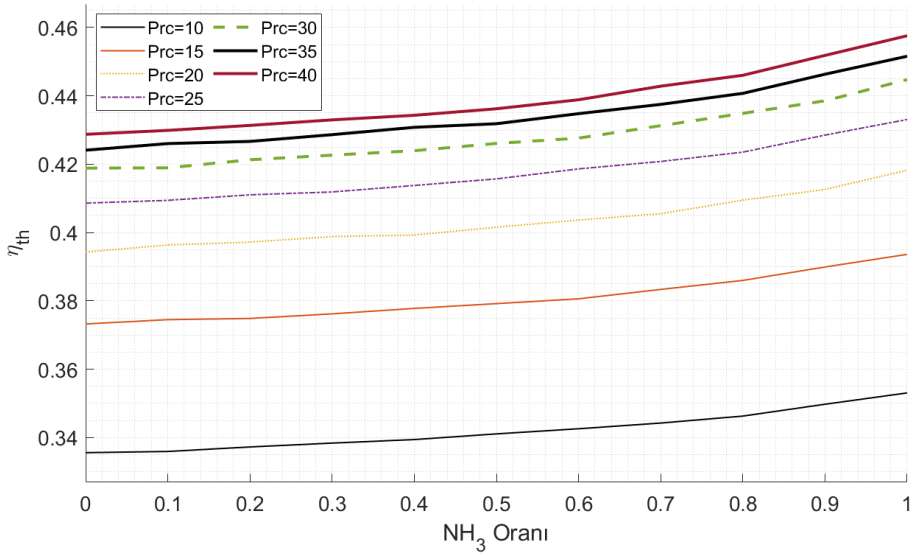
Burada özgül yakıt tüketiminin birimi [g/kWh] olarak hesaplanmıştır. LHV, alt ısıl değeridir ve birimi [kj/kg] olarak ifade edilmiştir.

4.2 Termodinamik Analizin Sonuçları

Bu bölümde MATLAB programında geliştirilen termodinamik model yardımıyla teorik sınırları görebilmek adına basınç oranı 1 ile 300 arasında performans parametreleri hesaplatılmıştır [50]. Bu bölümde performans parametrelerinin basınç oranına bağlı değişimleri, eklenen amonyak yüzdesine bağlı değişimleri ve yakıt/hava karışım oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir.

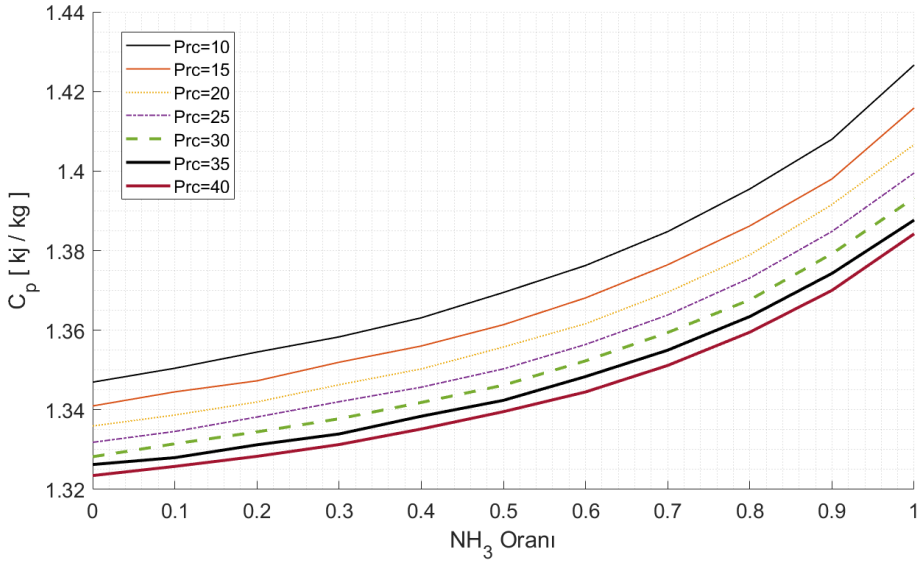
Şekil 4.2 termik verimin farklı amonyak oranlarında yakıt içerisine katılan amonyak miktarı ile değişimini göstermektedir. Aynı zamanda farklı basınç oranlarındaki değişimlere de yer verilmiştir. Termik verim, yakıt içerisindeki amonyak oranı ile artmıştır. Bunun nedeni Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'de görüldüğü üzere amonyak katkısının net işte sağladığı artışın, yanma odasına giren ısı artışından fazla olmasıdır. Amonyak katkı oranının değişmediği durumlarda termik verimin artan basınç oranı ile de artış gösterdiği görülmektedir. Bunun sebebi ise artan basınç oranı ile kompresör çıkış sıcaklığı basınç oranı ile yükselmesidir. Bu sayede istenen türbin giriş sıcaklığına daha az yakıt ile ulaşmak mümkün hale gelmekte ve böylelikle termik verim artmaktadır. Basınç oranının termik verim üzerindeki olumlu etkisi Şekil 4.7'da da görüldüğü üzere basınç oranının artışı ile giderek azalmaktadır. Buna karşın basınç oranı arttıkça amonyak katkısının termik verimi

artırıcı etkisinin giderek arttığı görülmektedir. Bu durum yüksek basınçlarda çalışan gaz türbinlerinin amonyak katkısı ile daha verimli çalışabileceğini göstermektedir. Yakıt olarak %100 amonyak kullanıldığı durumda basınç oranı 10 için termik verim %5.1 artarken, basınç oranı 40 için termik verim %7.1 artmaktadır. Bu durum Şekil 4.3'deki görüldüğü üzere amonyak egzozunun metan egzozuna göre daha yüksek C_p değerine sahip olması ile açıklanabilir. Amonyak egzozunun C_p değeri metan egzozuna göre daha yüksek olduğundan yakıt içerisindeki amonyak oranı arttıkça türbin işi de artmaktadır.



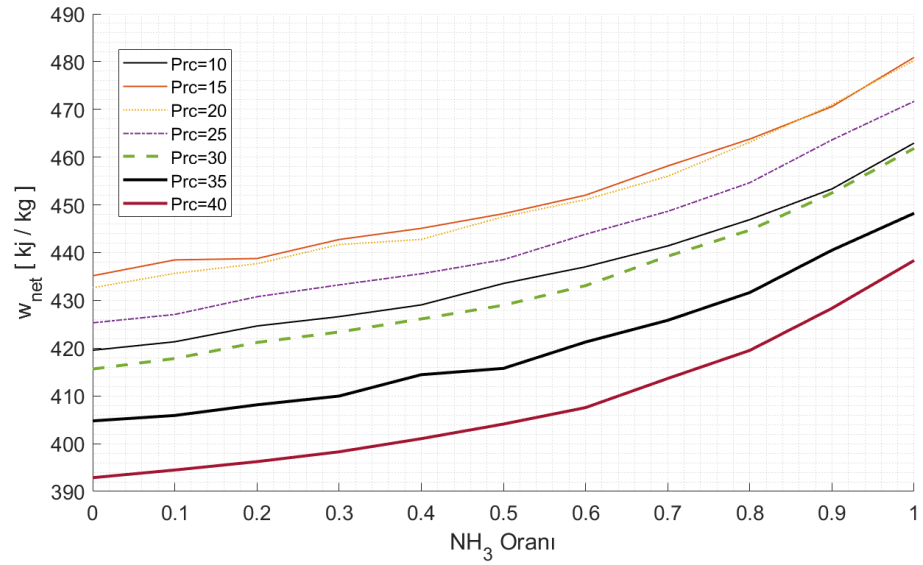
Şekil 4.2 Termik verimin amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında)

Şekil 4.4'de net işin farklı basınç oranlarında artan amonyak yüzdesi ile değişimi görülmektedir. Yakıt içerisindeki amonyak miktarı arttıkça elde edilen net iş sürekli artmıştır. Bunun sebebi yukarıda da bahsedildiği gibi yakıt içerisindeki amonyağın egzoz ürünlerinin C_p değerini arttırmasıdır. Şekil 4.3'de görüldüğü üzere egzozun C_p değeri yükselmekte ve birim egzoz gazı başına daha fazla enerji taşınabilmektedir. Bu da Şekil 4.9'de de görüldüğü üzere türbinde yapılan işi artırmaktadır.



Şekil 4.3 Özgül ısı kapasitesinin amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında)

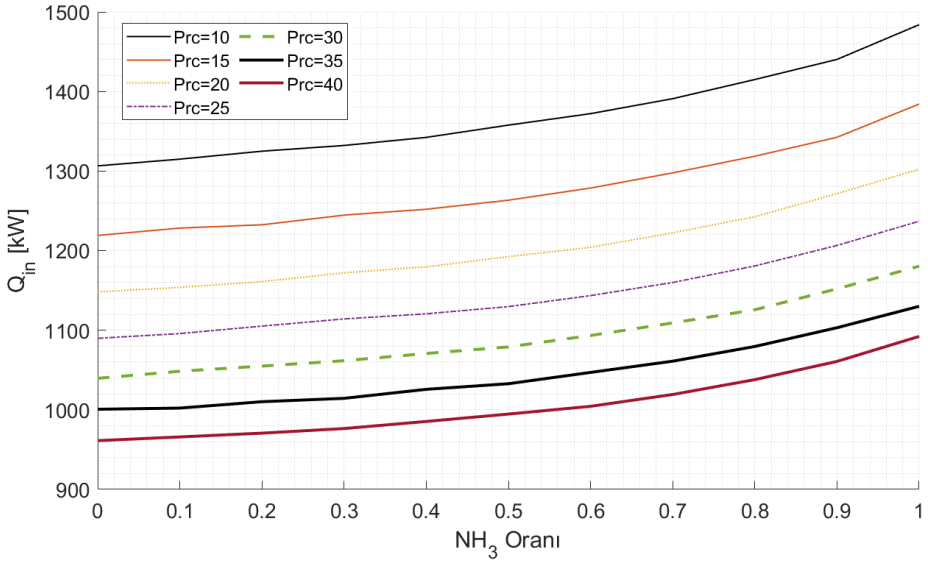
Basınç oranı ve amonyak katkısı verimde olduğu gibi net işi de artmıştır. %100 amonyak kullanıldığı durumda basınç oranı 10 için net iş %10.4 artarken, basınç oranı 40 için net iş %11.9 artmaktadır. Ancak basınç oranı arttıkça Şekil 4.8'de görüldüğü üzere net iş belli bir basınç oranından sonra düşmektedir. Maksimum net işi veren basınç oranının da şekilde görüldüğü üzere 15 ile 20 arasında olmaktadır.



Şekil 4.4 Net işin amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında)

Şekil 4.5'de görüldüğü üzere yanma odasına giren ısıl gücün artan amonyak katkısı ile arttığı ancak artan basınç oranı ile azaldığı görülmektedir. Daha önce

de bahsedildiği üzere amonyak katkısındaki artış egzoz ürünlerinin özgül ısısını artırmaktadır. Ürünlerin özgül ısısındaki artış sebebiyle ürünler açığa çıkan enerji miktarını üzerine almakta ve yanma odası sıcaklığını düşürmektedir. Alev sıcaklığı düştüğünden dolayı seyreltme havası miktarı da düşecektir ancak kompresörden sağlanan toplam hava miktarı sabit olduğundan bu durum yanmaya katılan hava miktarında artışa sebep olacaktır. Eşdeğerlik oranını korumak adına artan hava miktarı ile beraber sisteme yakıt ile verilmesi gereken ısıl güç sürekli artmaktadır. Amonyak katkısı ile yakıt enerjisinden kaynaklı ısıl gücün artış miktarı, artan basınç oranı ile bir miktar azalmaktadır. Yanma odasındaki ısıl güç %100 amonyak durumunda basınç oranı 10 durumunda %13.8 artarken, basınç oranı 40 durumunda %13.6 artırmaktadır.

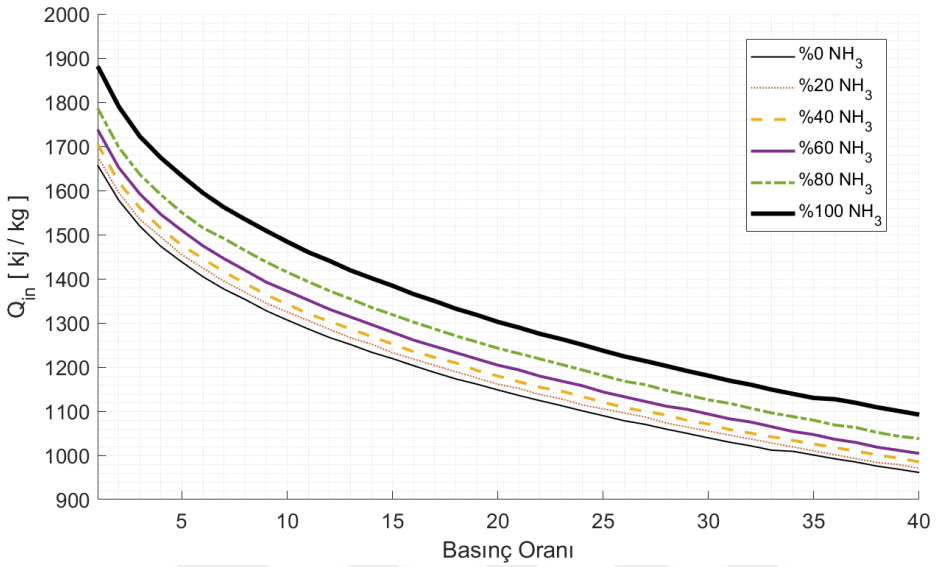


Şekil 4.5 Yanma odasına giren ısıl gücün amonyak katkı oranı ile değişimi (farklı basınç oranlarında)

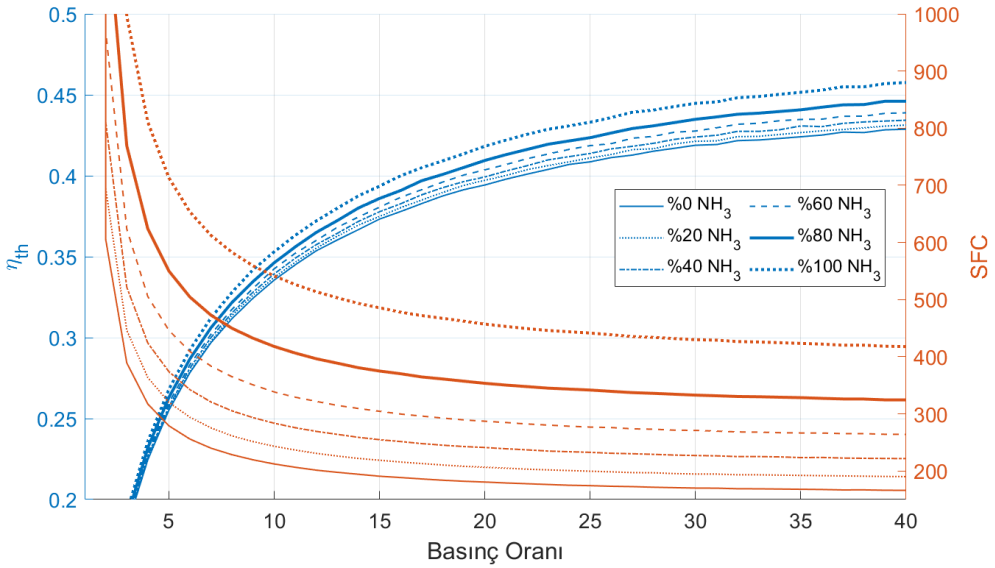
Şekil 4.6'de yanma odasına giren ısıl gücün basınç oranının artması ile düştüğü farklı amonyak katkıları için gösterilmiştir. Basınç oranı arttıkça kompresör çıkış sıcaklığının artması çevrim için gereken ısıl gücü düşürmektedir. Yani türbin giriş sıcaklığına erişmek için gerekli olan enerji miktarı düşmektedir.

Şekil 4.7 özgül yakıt sarfiyatının ve termik verimin basınç oranı ile değişimini göstermektedir. Basınç oranı arttıkça termik verimdeki artış giderek yavaşlamakta, buna bağlı olarak özgül yakıt tüketimindeki düşüş ise giderek azalmaktadır. Basınç oranının artmasından kaynaklanan termik verimdeki bu artış özgül yakıt tüketimini düşürmektedir. Denklem 4.35'da görüldüğü üzere farklı amonyak katkı miktarlarının her biri için özgül yakıt sarfiyatı (SFC) basınç oranının artması ile düşmektedir. Amonyak katkısı arttıkça alt ısıl değeri düşmektedir. Türbin işinin

artan amonyak oranı ile arttığı ve buna bağlı olarak termik verimin arttığından daha önce bahsedilmişti. Bu durumda artan termik verimin özgül yakıt sarfiyatını düşüreceği öngörülsede amonyak katkısı ile beraber Denklem 4.35'de paydada bulunan ısıl değerdeki yüksek düşüş özgül yakıt sarfiyatını (SFC) artırmaktadır.



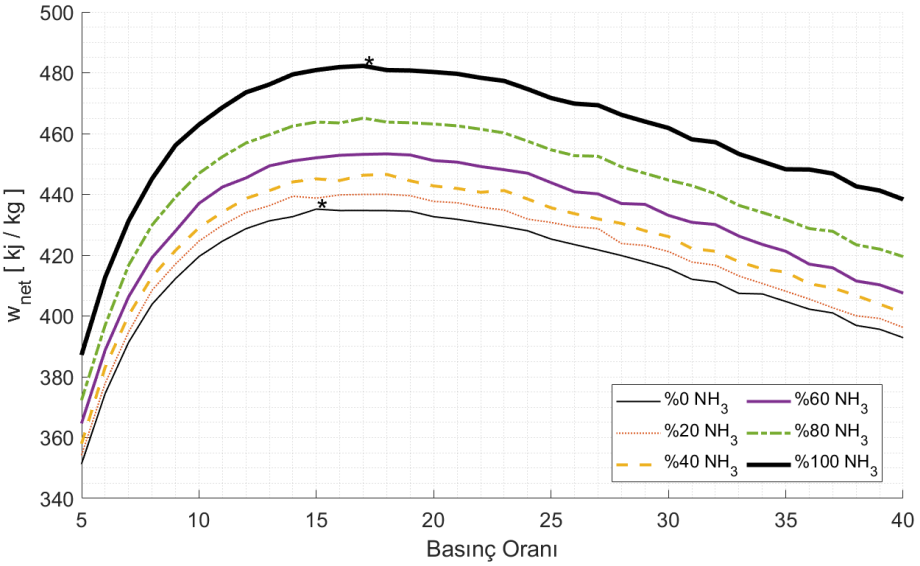
Şekil 4.6 Yanma odasına giren gücün basınç oranı ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında)



Şekil 4.7 Özgül yakıt tüketiminin ve termik verimin basınç oranı ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında)

Şekil 4.8'de farklı amonyak katkısı oranlarında, net işin basınç oranına bağlı değişimi gösterilmektedir. Belli bir basınç oranından sonra kompresör işi türbin işine göre daha fazla artacağından net işi maksimum yapan belli bir basınç oranı

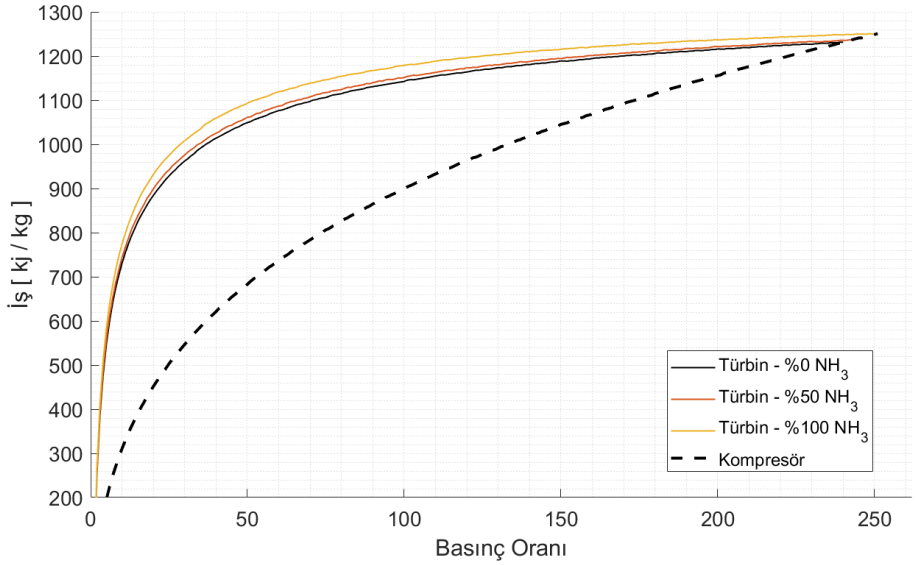
olacaktır. %100 metan ve %100 amonyak durumları için net işin maksimum olduğu basınç oranları grafik üzerinde gösterilmiştir. Maksimum net işin daha önce de Şekil 4.4'den yola çıkarak yaklaşık olarak 15 ile 20 basınç oranlarının arasında olacağından bahsedilmiştir. Şekil 4.8'de maksimum net işi veren basınç oranları yıldız işareti (*) ile gösterilmiştir. %100 metan kullanıldığında maksimum net işi veren basınç oranı 16, %100 amonyak kullanıldığında ise 20 olduğu görülmektedir. Görüldüğü üzere amonyak katkısı arttıkça maksimum net işin elde edildiği basınç oranı artmaktadır.



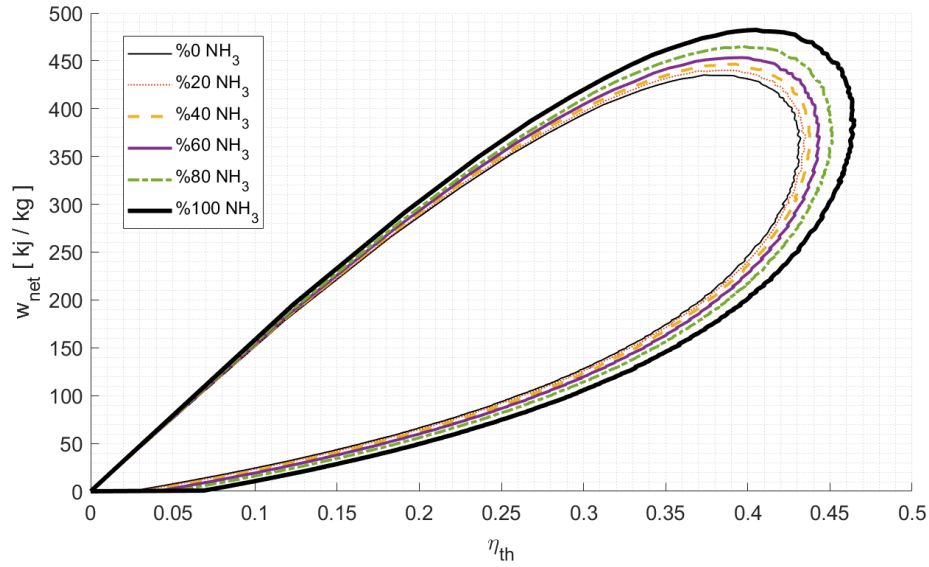
Şekil 4.8 Net işin farklı amonyak katkı oranları için basınç oranı ile değişimi

Şekil 4.9 türbin ve kompresör işlerinin farklı amonyak katkısı durumlarında basınç oranına göre değişimini göstermektedir. Kompresör işi sadece basınç oranına bağlı olup yakıt miktarından bağımsız olduğundan tüm amonyak katkı miktarlarında aynı olacak, bu sebeple sadece türbin işi değişmektedir. Buradan da görüleceği üzere amonyak katkısı arttıkça türbin işi de artmaktadır. Türbin işindeki artış kompresör işindeki artışa yetişemediğinden net iş basınç oranı arttıkça bir yere kadar artmakta, daha sonra basınç oranındaki artış ile beraber düşmektedir.

Şekil 4.10'da net işin farklı amonyak miktarlarında termik verime bağlı değişimi gösterilmiştir. Eğrilerin kapanması için basınç oranı sürekli olarak artırılmıştır. Daha önce bahsedildiği gibi verim ve net işin amonyak katkısı artışı ile arttığı bu grafikte de açıkça görülebilmektedir.



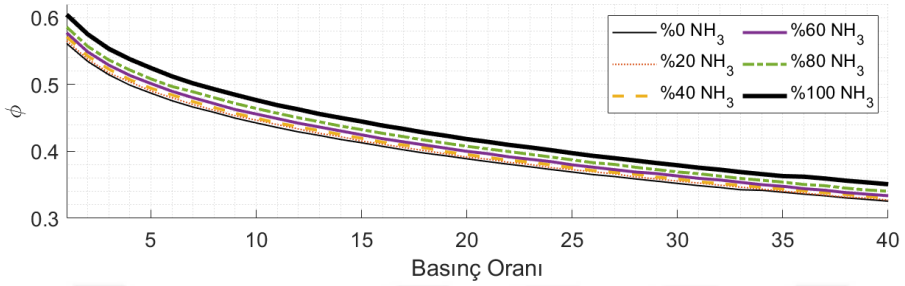
Şekil 4.9 %0 NH_3 ve %100 NH_3 durumunda türbin işi ve kompresör işinin basınç oranı ile değişimi



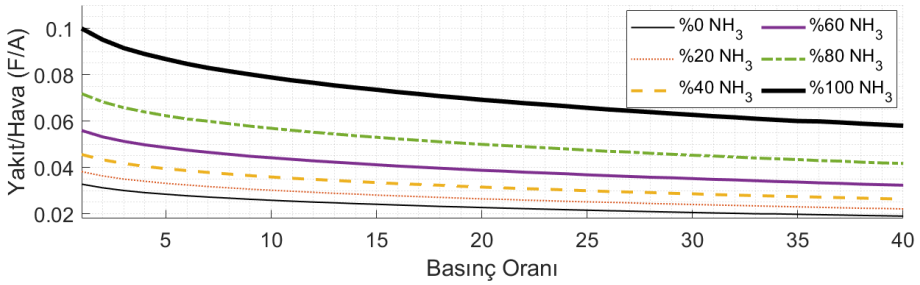
Şekil 4.10 Net işin termik verim ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında)

Şekil 4.11'da ve Şekil 4.12'de eşdeğerlik oranının ve yakıt/hava oranının farklı amonyak katkısı miktarları için basınç oranına bağlı değişimleri gösterilmiştir. Buradaki eşdeğerlik oranları yakıt miktarının tüm emme havasına oranlanması ile elde edilen genel eşdeğerlik oranları olduğuna dikkat edilmelidir. Eşdeğerlik oranı, yakıt/hava oranı ile doğru orantılı olduğundan iki grafiğin basınç oranına göre trendi aynıdır. Eşdeğerlik oranı ve yakıt/hava oranı basınç oranı arttıkça düşmektedir ve bunun sebebi basınç oranı ile yanma odası giriş sıcaklığının artmasıdır. Artan amonyak miktarlarında ise eşdeğerlik oranı ve yakıt/hava oranı

giderek artmaktadır. Bunun sebebi yakıta katılan amonyak miktarının artması ile egzoz gazı içerisindeki H_2O miktarının artmasına bağlı olarak egzoz gazının özgül ısı kapasitesinin yükselmesi ve yanma odasından çekilen ısı miktarının artmasıdır. Bu sebeple istenilen sıcaklıklara çıkabilmek için yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülmesi gerekmektedir. Bu sebeple eşdeğerlik oranı ve yakıt/hava oranı artmaktadır.



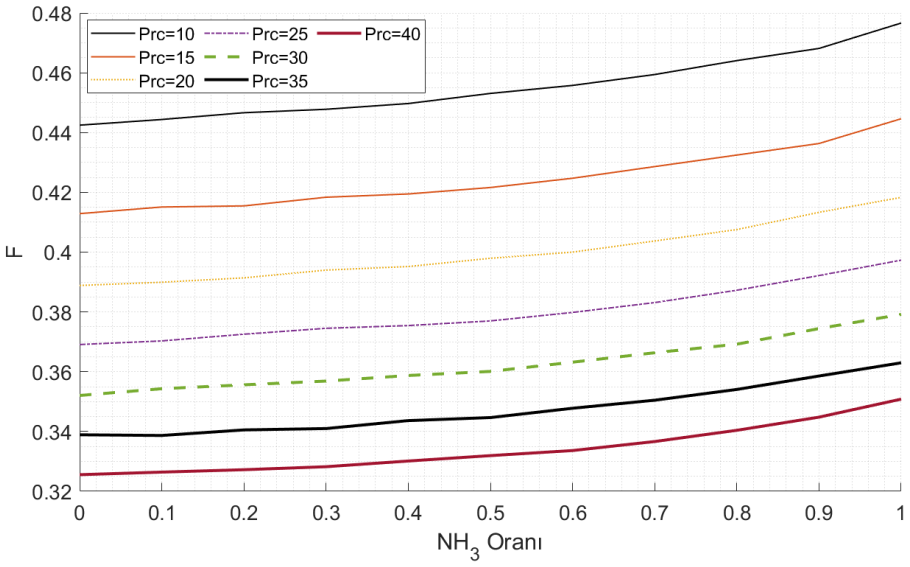
Şekil 4.11 Eşdeğerlik oranının basınç oranı ile değişimi (farklı amonyak katkı oranlarında)



Şekil 4.12 Yakıt/hava oranının farklı amonyak katkı oranları için basınç oranı ile değişimi

Şekil 4.13'de yanmaya katılan hava miktarının farklı basınç oranlarında amonyak katkı oranlarına göre değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere amonyak katkısı arttıkça havanın yanmaya ayrılan kısmı da artmaktadır. Bunun sebebi daha önce Şekil 4.5 için yanma odasına giren ısıl güç miktarının artışı ile izah edilmişti. Yakıt içerisindeki amonyak oranı arttıkça yakıtın alt ısıl değeri düşmekte buna bağlı olarak yakıt debisi artmakta debinin artmasıyla orantılı olarak ısıl güçte bir artış gözlemlenmektedir. Amonyak katkısı ile beraber egzoz gazlarının özgül ısı artışına bağlı olarak gerçekleşen alev sıcaklığındaki düşüş sebebiyle yanmış gazları soğutmak için gerekli hava miktarı da azalmakta, toplam hava miktarı da sabit olduğundan yanma için ayrılan hava oranı da artacaktır. Yanma havası miktarındaki bu artış yakıt miktarını da artıracak, sonuç olarak çevrimde dolaşan iş akışkanının debisi artacaktır. Yani çevrimde debi iki etkiden dolayı önemli oranda artmaktadır. Bunların birincisi amonyağın düşük alt ısıl değeri sebebiyle daha

fazla yakıt püskürtülmesi, ikincisi ise amonyağın stokiyometrik hava/yakıt oranı metanın yaklaşık üçte biri (17.12/6.05) olduğundan yanmaya katılan birim hava kütlesi başına daha fazla yakıt püskürtülmesidir. Bu iki etki birleşerek çevrimde dolaşan kütle debisini önemli oranda artırmakta bu da ısıl güç ve türbin gücünde kayda değer artışlar sağlamaktadır. Basınç oranının artması ile kompresör çıkış sıcaklığı artacağından yanma odasında verilmesi gereken yakıt miktarı azalacağı için yanmaya katılan hava miktarı azalacaktır. Böylece emme havasının soğutmaya ayrılan kısmı artacaktır.

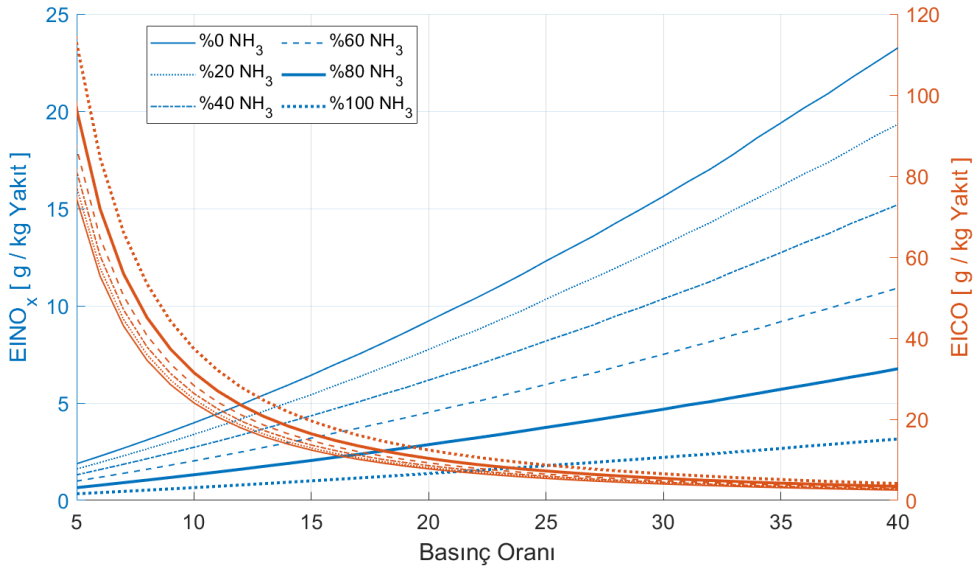


Şekil 4.13 Yanmaya katılan havanın toplam havaya oranının amonyak katkısı oranı ile değişimi

Şekil 4.14'de farklı amonyak katkı oranlarında CO ve NO_x emisyonlarının basınç oranına göre değişimi gösterilmiştir. Bölüm 3'de verilen bilgiler doğrultusunda NO_x emisyonları, alev sıcaklığına karşı hassastırlar. Bu nedenle basınç oranının artmasıyla sıkıştırma sonu sıcaklığı da artacağından dolayı alev sıcaklığı yükselmiş bu sebeple NO_x miktarları basınç oranının artmasıyla birlikte artmıştır. Amonyak katkısı ise alev sıcaklıklarını düşürdüğünden NO_x emisyonlarında azalma gözlemlenmiştir. Amonyak katkısı yanma sonu gazlarının özgül ısısını artırdığından CO emisyonlarını bir miktar artırdığı, basınç oranındaki artış ise alev sıcaklıklarını artırdığından CO emisyonlarını önemli miktarda azalttığı görülmektedir.

Denklem 3.15'e göre yanma odasındaki sıcaklık düşüşü ve yanmaya katılan hava oranındaki düşüş CO emisyonlarını artıracağı görülse de yakıt karışımı içerisindeki karbon miktarının amonyak katkısı ile azalmasından dolayı CO emisyonları azalacaktır. Bu yarı-ampirik bağıntı hidrokarbon yakıtlar için önerildiğinden

bünyesinde karbon atomu ihtiva etmeyen NH_3 için elde edilecek sonuçların doğruluğu tartışmalıdır. Benzer durumun NO_x emisyonları için de geçerli olacağı düşünülse de benzer bağıntı termal NO_x emisyonlarının hesabı için geçerli olduğundan yakıt bünyesindeki azotun termal NO_x miktarına etkisi olmamasından dolayı ve aynı zamanda yakıt kaynaklı NO_x termal NO_x miktarına göre nispeten çok daha düşük miktarda oluşacağından dolayı bağıntının NO_x emisyonları için vereceği sonuçlar CO emisyonlarına göre vereceği sonuçlara göre gerçek değerlere çok daha yakın olacağı aşikardır.



Şekil 4.14 Farklı basınç oranlarında amonyak katkı oranının CO ve NOx emisyonları üzerindeki etkisi

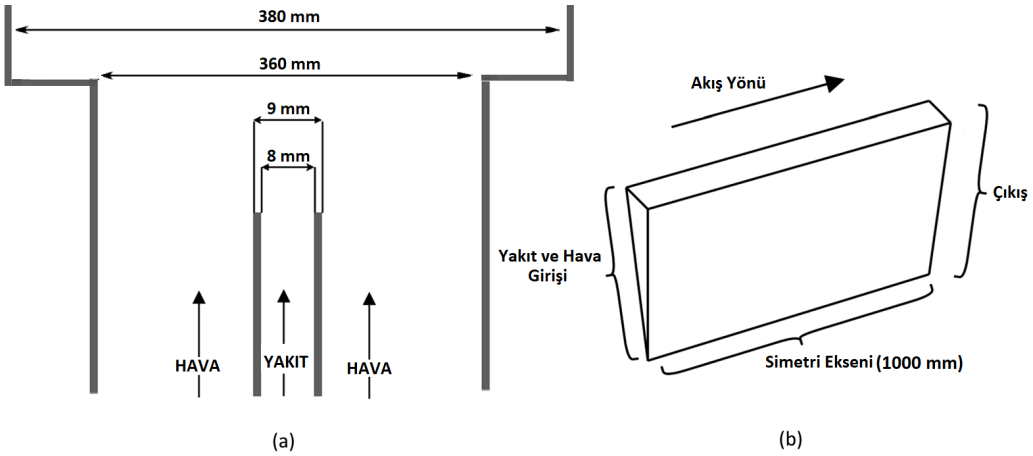
5
YANMA ODASININ SAYISAL MODELLENMESİ

Bu bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak model yanma odasındaki sıcaklık dağılımı belirlenecek, egzoz gazı ürünlerinin ve emisyonların miktarları hesaplanacak ve bir önceki bölümde elde edilen veriler ile kıyaslanarak her iki yaklaşımdan elde edilen sonuçlar üzerinden yorumlamalar yapılacaktır. HAD için literatürden hesaplama maliyeti de gözeterek literatürdeki deneysel verilere en yakın doğru sonucu veren türbülans modeli, yanma modeli, radyasyon modeli ve kimyasal mekanizmalar seçilmiştir.

HAD için seçilmiş olan kimyasal mekanizma ve modeller, öncelikle DLR "Flame A" alevinin deneysel verileri ile karşılaştırılarak doğrulaması yapılacaktır [79–81]. Sonrasında bu çalışmada önerilen model gaz türbini yanma odası için hesaplamalar yapılacaktır. HAD yardımı ile hesaplanan sıcaklık profilleri, kimyasal tür profilleri ve NO_x emisyonları gösterilecektir. HAD yardımıyla elde edilen CO ve NO_x emisyonları Bölüm 3'de bahsi geçen analitik yaklaşımlar ile karşılaştırılacaktır.

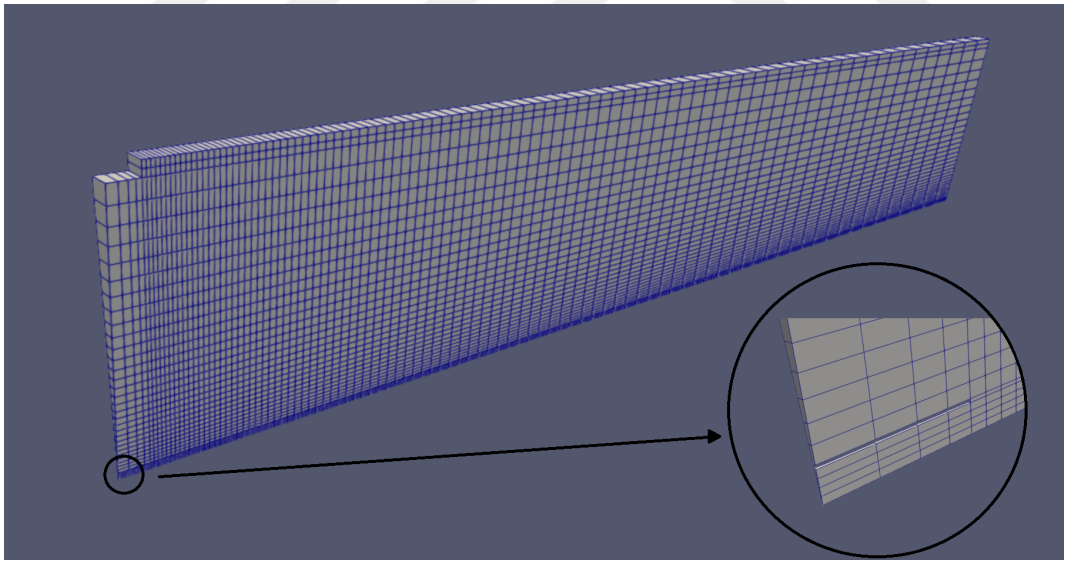
5.1 HAD Modellerinin Deneysel Veri ile Doğrulanması

Bu bölümde HAD için oluşturulan türbülans ve yanma modellerinin literatürde yaygın olarak bilinen deneysel "Flame A" alevi ile elde edilmiş veriler kullanılarak doğrulaması yapılacaktır. Deneysel çalışmalarda kullanılan brülörün şematik çizimi Şekil 5.1'de gösterilmektedir. Yakıt girişinin iç çapı 8 mm, dış çapı 9 mm'dir. Deneyde kullanılan ön karışımlı yakıt azotla seyreltilmiş olup karışımın hacimsel oranları %22.1 CH_4, %33.2 H_2 ve %44.7 N_2 olacak şekilde ayarlanmıştır. Yakıt hızı $U_{jet} = 42.2$ m/s (Re=15200) olarak alınmıştır. Neredeyse durgun havayı modellemek adına hava hızı 0.3 m/s seçilmiştir ve hava içerisinde hacimsel oranda % 0.8 nem (H_2O) içermektedir. Hesaplanan hacmin çapı 380 mm ve uzunluğu 1000 mm'dir. İncelenen durum eksen simetrik bir problem olduğundan hesaplanacak hacim iki boyutlu eksen simetrik olarak modellenmiştir.



Şekil 5.1 a) Brülörün kesit alanının şematik diyagramı ve b) Hesaplama bölgesinin izometrik görünümü

Bu problemin çözümünde dört kenarlı hücreler ile bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Yanma merkez bölgede gerçekleştiğinden yakıcı duvarlarının yanmaya etkisinin olmadığı varsayılıp duvar sınır şartları kayan sınır şartı olarak belirlenmiştir. Akış alanının da simetrisi alınarak hesaplama maliyeti düşürülmüştür. Eksen simetri sınır şartı tanımlanmıştır. Çözüm ağının genel görseli ve brülöre yakın olan tarafı ayrıntısı Şekil 5.2'de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Çözüm ağının genel gösterimi ve brülörün çevresindeki detaylı gösterimi

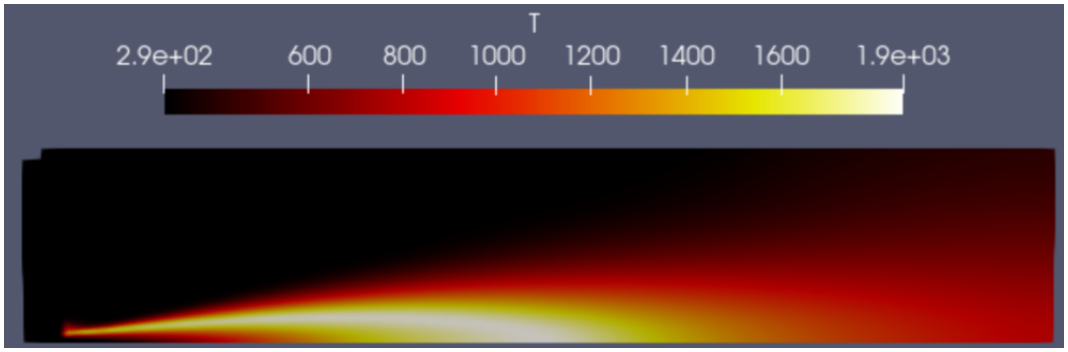
DLR A ve DLR B olmak üzere iki adet test şartı mevcuttur. B alevi daha yüksek jet hızına sahip, sönme koşuluna yakın ve bazı lokal sönmelere sahip bir alev durumunu temsil etmektedir. Bu çalışmada B alevine göre daha düşük hızlara sahip A alevi referans alınmıştır. Şekil 5.1'de gösterilen hesaplama bölgesinin sınır şartları yani giriş hızları, sıcaklıkları ve mol fraksiyonları değerleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Sınır şartları

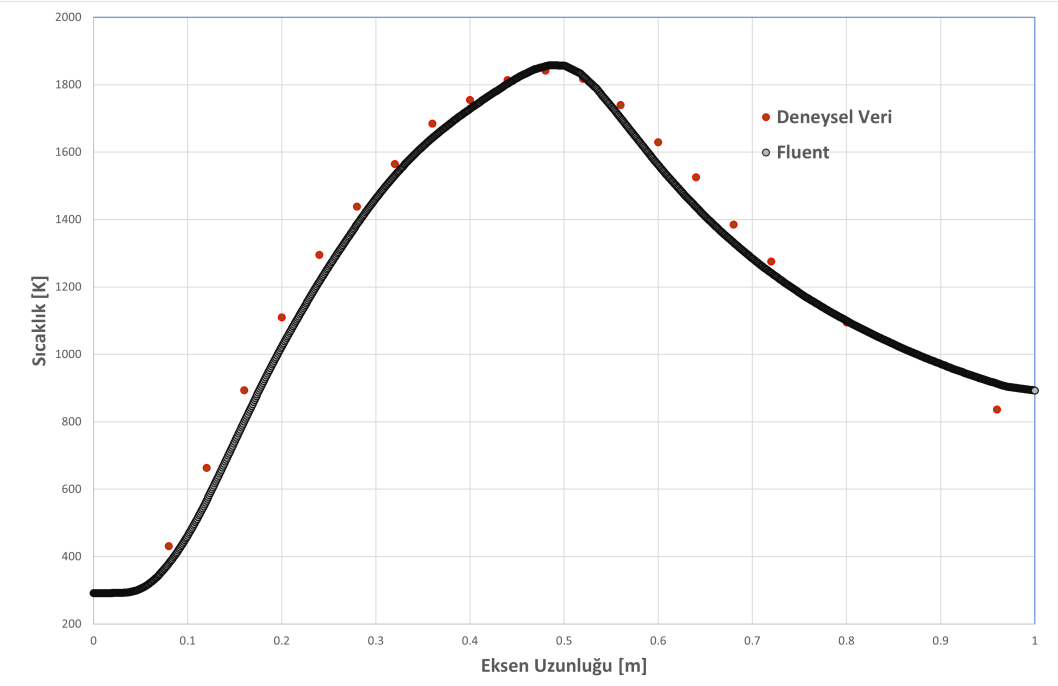
Sınır Şartı	Hız [m/s]	Sıcaklık [K]	CH_4	H_2	N_2	O_2	Nem (H_2O)
Yakıt Girişi	42.2	292	0.221	0.332	0.447	0	0
Hava Girişi	0.3	292	0	0	0.784	0.208	0.008

Metan ve hidrojen yanmasında kullanılacak olan reaksiyon mekanizması detaylı bir reaksiyon mekanizması olan Gri-mech 3.0 mekanizmasıdır [82]. Bu mekanizma 53 türü ve 325 reaksiyon basamağını içermektedir. Hesaplamalar Ansys Fluent kullanılarak yapılmıştır. Türbülans modeli olarak tüm simülasyonlarda k-ε modeli kullanılmıştır. Radyasyon etkileri dahil edilmiş ve model olarak P-1 modeli kullanılmıştır. Çözümleme zamandan bağımsız kararlı (steady) çözümleme olarak yapılmıştır. Çözücü algoritması olarak COUPLED algoritması kullanılmıştır. Bu algoritma daha verimli bir algoritma olmakla birlikte RAM ihticayının fazla olması gibi bir dezavantajı vardır.

Şekil 5.1'deki simetri ekseni üzerindeki değerler Sandia laboratuvarı tarafından sağlanan deneysel veriler ile karşılaştırılıp modeller doğrulanmıştır. Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'de sırasıyla simetri ekseni üzerindeki sıcaklık dağılımının deneysel veriler ile uyumu ve çözüm alanındaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Şekil 5.4'de görüldüğü gibi deneysel veriler HAD sonuçları ile mükemmele yakın bir tutarlılığa sahiptir. Şekil 5.3'de ise Şekil 5.4 ile paralel olarak maksimum sıcaklığın 1900 K civarında olduğu ve difüzyon alevi olduğundan dolayı maksimum sıcaklığın alevin dış bölgesinde (Şekil 5.11' de görüldüğü gibi OH radikallerinin en yoğun olduğu reaksiyon bölgesinde) olduğu görünmektedir.

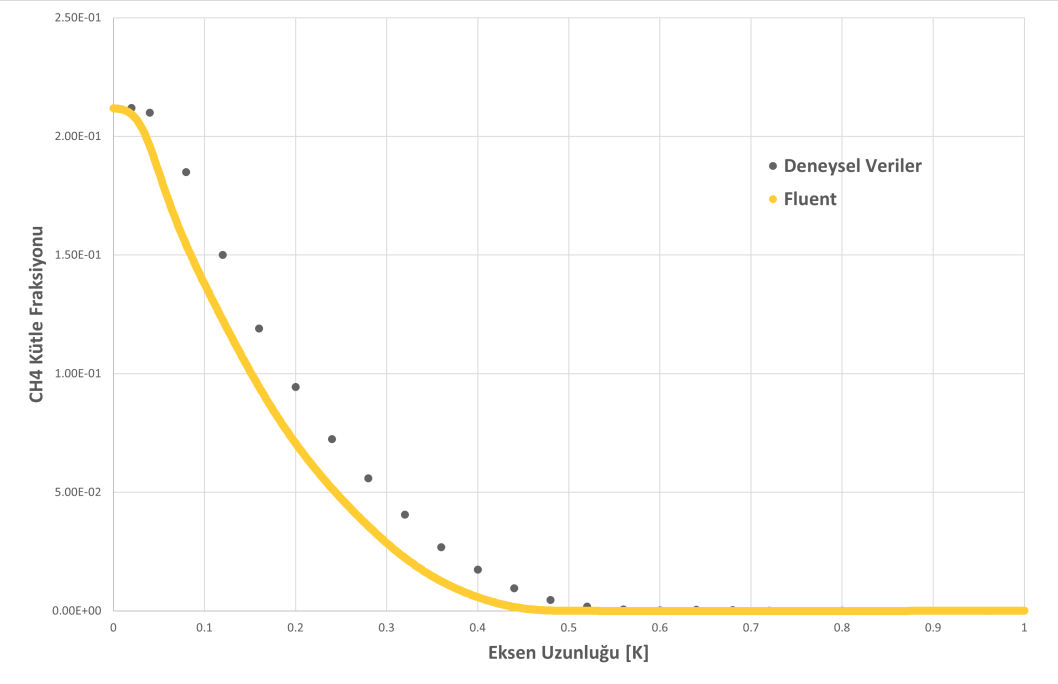


Şekil 5.3 Sıcaklık dağılımı



Şekil 5.4 Simetri ekseni üzerindeki sıcaklık dağılımı

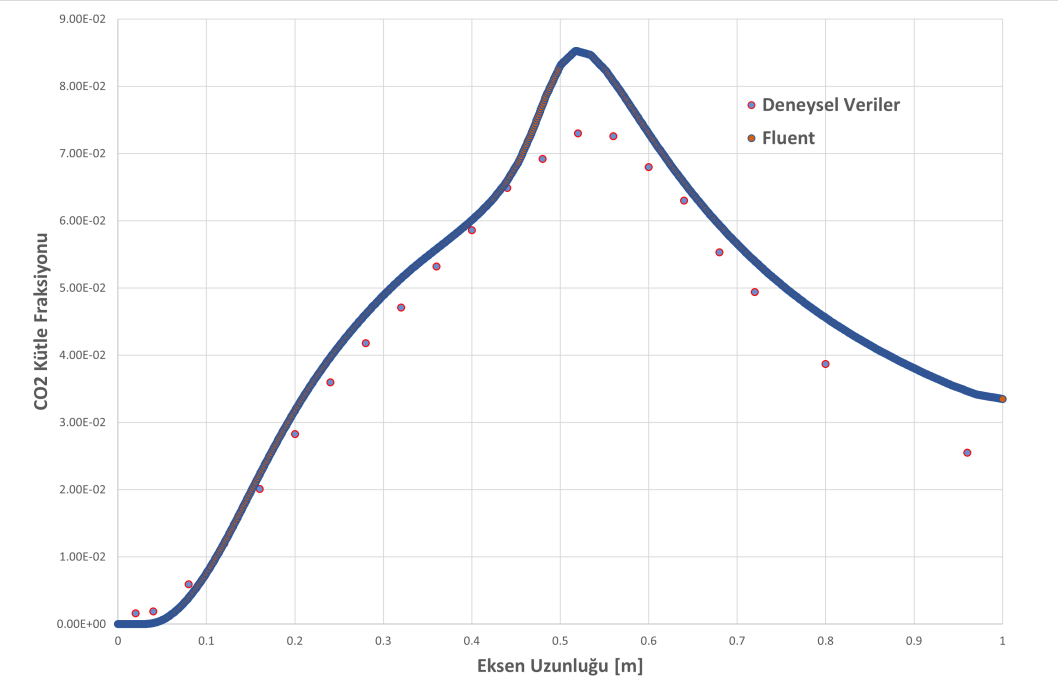
Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de sırasıyla simetri ekseni üzerindeki CH_4, CO_2 ve CO kütle fraksiyonlarının deneysel veriler ile uyumu gösterilmiştir. Şekil 5.5' de görüldüğü üzere metan brülörden uzaklaştıkça tükenmektedir.



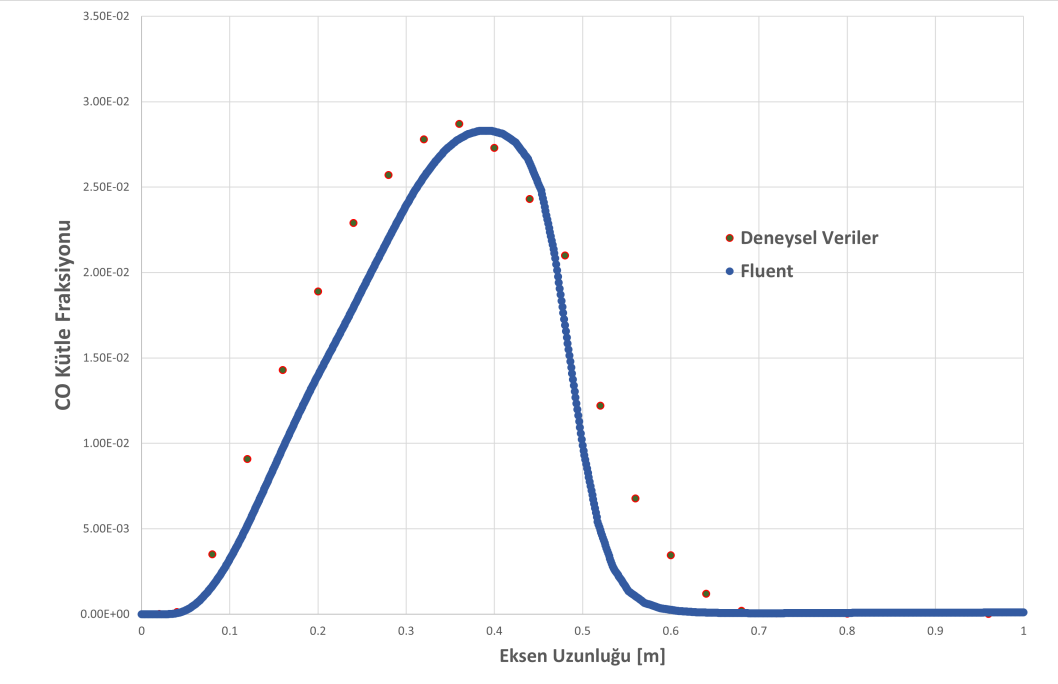
Şekil 5.5 Simetri ekseni üzerindeki CH_4 kütle fraksiyonu

Şekil 5.6 ve Şekil 5.7 karşılaştırmalı olarak incelendiğinde CO'nun CO_2'den daha önde maksimum değerine ulaşmıştır. Bu durumda CO egzoz ürününün CO_2'den

önce oluşup tükendiği görülmektedir. Aynı zamanda CO_2 maksimum sıcaklık bölgesinde oluşmaktadır. Sonrasında CO_2 gazının CO ile karşılaştırıldığında CO gibi tamamen tükenmediği görülmektedir. CO_2 kütle fraksiyonundaki azalmanın sebebi CO_2'nin hava ile seyreltilmesinden dolayı kütle fraksiyonun azalmasıdır.

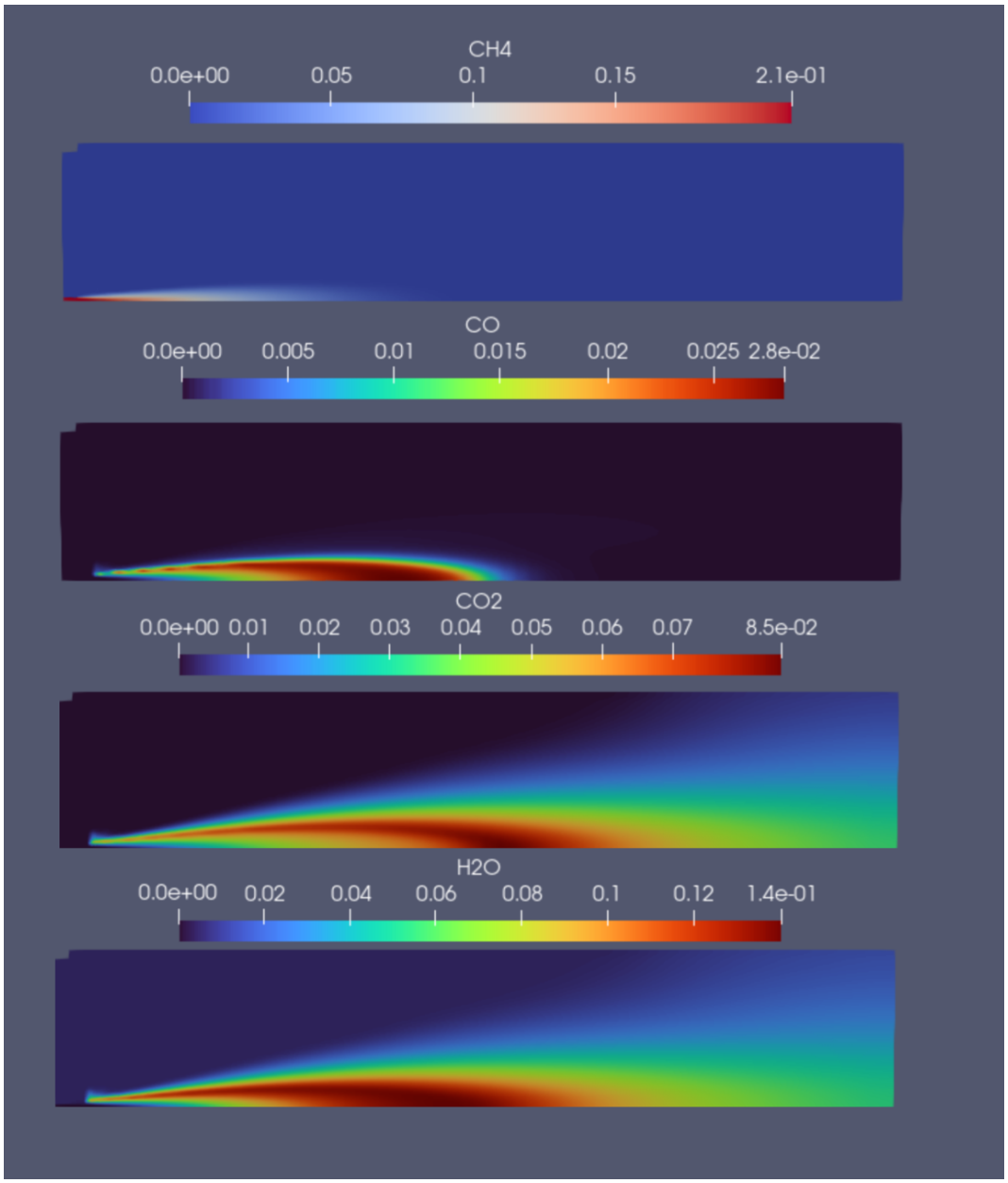


Şekil 5.6 Simetri ekseni üzerindeki CO_2 kütle fraksiyonu



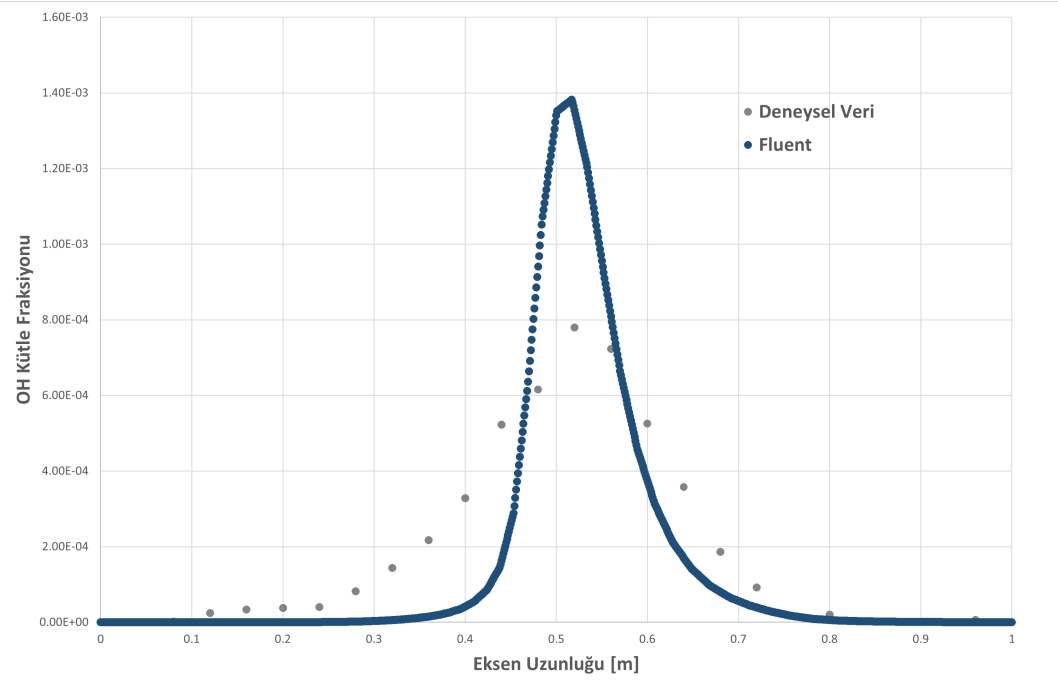
Şekil 5.7 Simetri ekseni üzerindeki CO kütle fraksiyonu

Şekil 5.8'de çözüm alanındaki CH_4, CO, CO_2 ve H_2O türlerin kütle fraksiyon dağılımı gösterilmiştir. CH_4'ün hızla tükendiği görülmektedir. CO ise CO_2 ve H_2O ürünlerinden önce oluşmakta ve CO_2 ve H_2O'dan farklı olarak oluştuktan bir süre sonra yok olmaktadır. CO_2 ve H_2O ise hemen hemen aynı bölgelerde varlık göstermektedir.

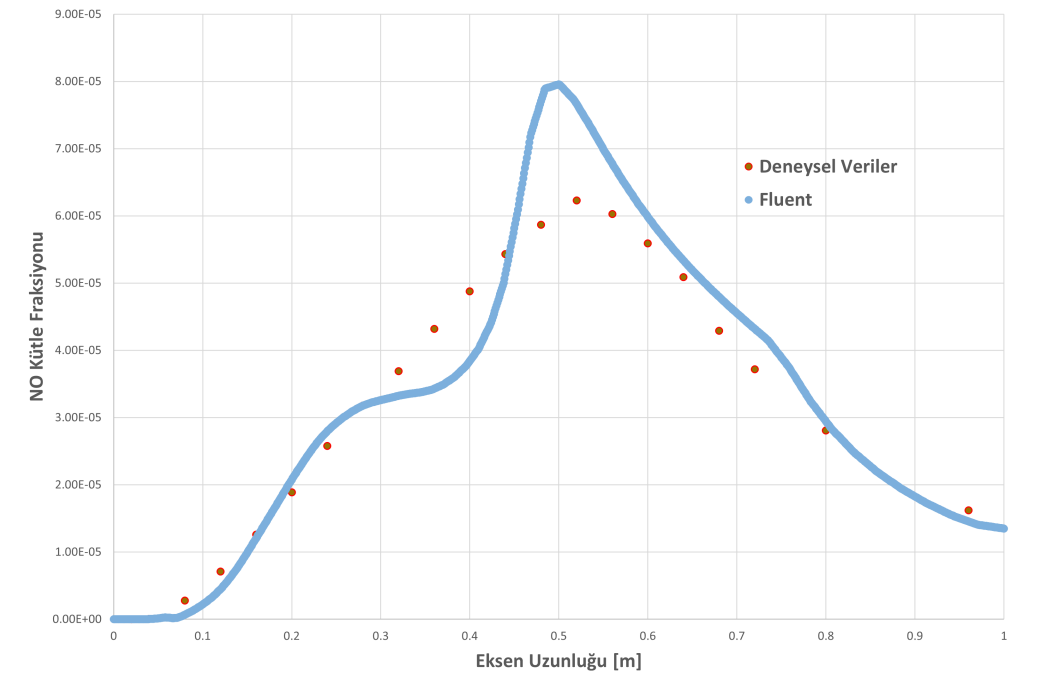


Şekil 5.8 Sırasıyla CH_4, CO, CO_2 ve H_2O türlerinin kütle fraksiyon dağılımları

Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da simetri ekseni üzerindeki OH ve NO kütle fraksiyonlarının deneysel veriler ile uyumu gösterilmiştir. OH radikali en sıcak bölge olan reaksiyon bölgesini göstermektedir. Şekiller daha önce Şekil 5.3 ile verilmiş olan sıcaklık dağılımıyla birlikte değerlendirildiğinde NO emisyonunun sıcak bölgede oluştuğu, maksimum değerini aldığı açıkça görülmektedir.



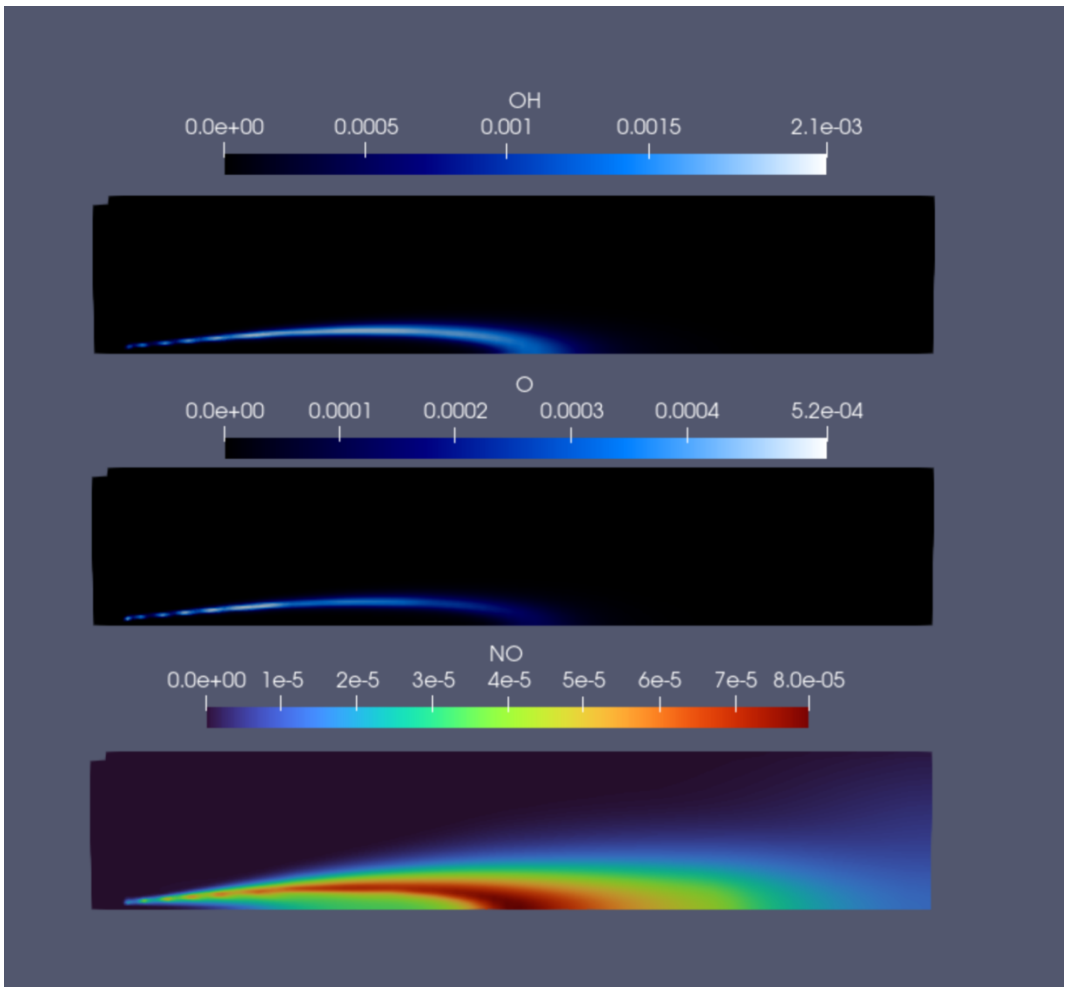
Şekil 5.9 Simetri ekseni üzerindeki OH kütle fraksiyonu



Şekil 5.10 Simetri ekseni üzerindeki NO kütle fraksiyonu

Şekil 5.11 çözüm alanındaki OH, O ve NO radikallerinin kütle fraksiyon dağılımını gösterilmiştir. Zel'dovich mekanizmasında da yer verilmiş olan OH ve O radikallerinin NO emisyonlarının oluşmasında etkili olduğu, sıcaklığın yanı sıra bu radikallerin NO emisyonlarının oluşmasında etkin bir rol oynadığı görülmektedir. Çünkü şekilden de görüldüğü üzere OH ve O radikallerinin bir an için oluşup hızlı

bir şekilde tükendiği ve tam da bu sırada NO emisyonlarının maksimum değerine ulaştığı görülmektedir.



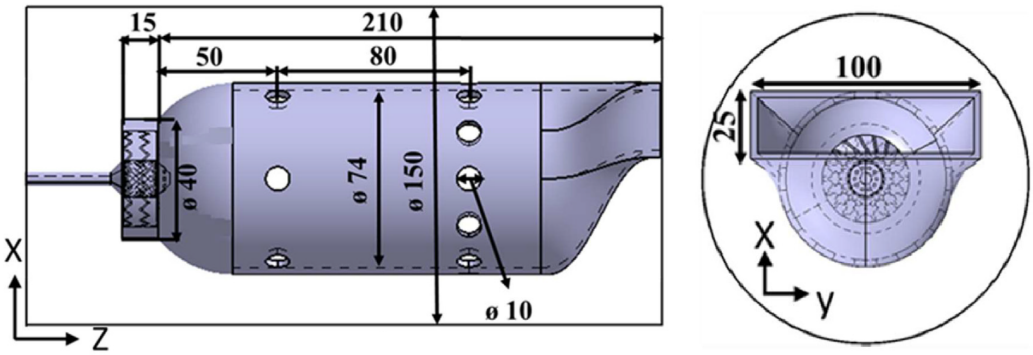
Şekil 5.11 Sırasıyla OH, O ve NO emisyonlarının kütle fraksiyon dağılımları

Sonuç olarak tüm şekiller birlikte değerlendirildiğinde HAD ile elde edilen sıcaklık değerlerinin deneysel verilerle neredeyse bire bir uyumlu olduğu görülmüştür. Bu da bize emisyonların hesabı için Lefebvre'nin önerdiği yarı-ampirik bağıntılarında bu sıcaklık değerlerini kullandığımızda doğru sonuçlar elde edilebileceğini göstermektedir. HAD ile elde edilen CH_4, CO_2 ve CO kütle fraksiyonlarının da deneysel verilerle uyum gösterdiği görülmüştür. CO_2 emisyonu sıcaklığın maksimum olduğu bölgeye yakın bölgede deneysel sonuçlardakinden bir miktar fazla bulunmuştur. Bunun dışında OH ve NO_x kütle fraksiyonlarında belli bir yerden sonra sapmalar görülmüştür. HAD ile yapılan hesaplarda bu değerlerin belli mesafeden sonra deneysel verilere göre daha fazla çıkmasının sebebi olarak yanma modelinden kaynaklanan hatalardan ziyade kullanılan türbülans modeli ile ilgilidir. Bu türbülans modeli ilgili bölgede türbülans viskozitesinin fazla hesaplanmasına sebep olmakta, bundan dolayı da akış hızlarında azalma görülmektedir. Akış

hızındaki bu azalma sebebiyle sıcak bölgede bekleme süresi artırdığından OH radikalleri ve NO_x emisyonlarının deneysel verilere göre daha yüksek çıktığı düşünülmektedir [83]. Literatürde standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli yerine LES türbülans modeli kullanıldığında emisyonların deneysel verilere yakın çıktığı görülmüştür ancak LES modelinin hesaplama maliyeti gaz türbini yanma odası gibi karmaşık bir geometri seçildiği durumda standart $k - \varepsilon$ modeline göre çok çok yüksek olup, hesaplar standart bir bilgisayarda yıllarca sürebilmektedir [84, 85].

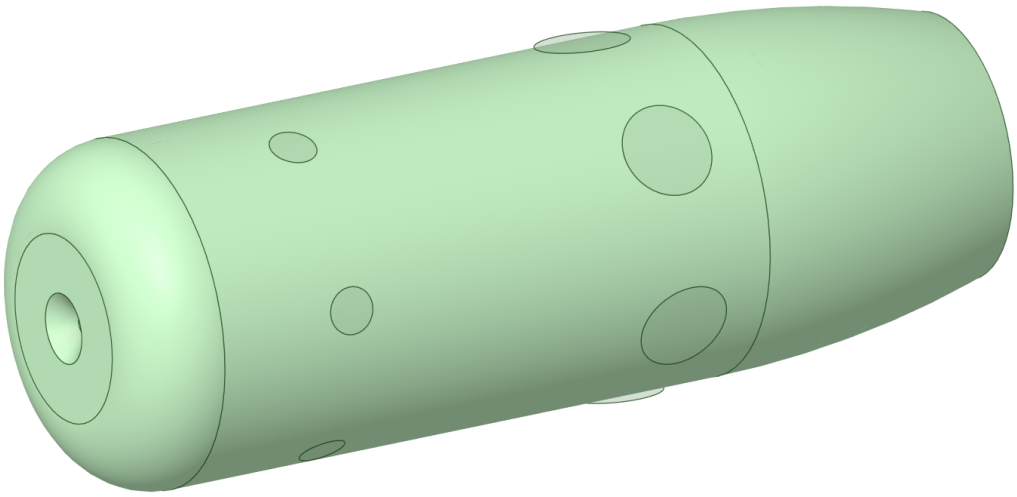
5.2 Model Yanma Odası Geometrisi

Bu bölümde yanma performansı ve emisyon değerlerinin araştırılması amacıyla gaz türbini model yanma odasının geometrisi ve boyutları belirlenmiştir. Gaz türbini yanma odası geometrisi, literatürde deneysel amaçlı kullanılan ve endüstriyel alanda da tercih edilen can tipi yanma odasından esinlenilerek belirlenmiştir. Şekil 5.12'da ölçüleri verilen bu tasarım, literatürde birden fazla çalışmada kullanılan gaz türbini yanma odaları dikkate alınarak yapılmıştır [86–88].



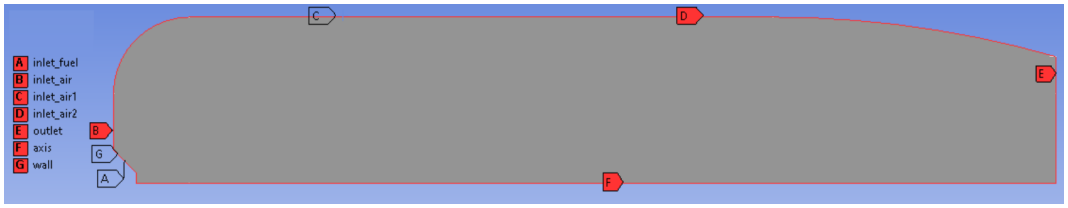
Şekil 5.12 Model yanma odasının ölçüleri [86]

Bu çalışmaların sonucunda Şekil 5.13'de gösterilen yanma odası geometrisi oluşturulmuştur. Yanma odasının girişinde türbülans oluşturmak amacıyla 42 derecelik bir açıyla yerleştirilmiş 18 adet sabit kanat bulunmaktadır. İkincil yanma bölgesinde her biri 10 mm ve seyreltme bölgelesinde ise her biri 20 mm çapında seyreltme delikleri yer alır ve ilk sıra 6 deliğe, ikinci sıra da 6 deliğe sahiptir. Yanma odasının girişi, sabit açılı kanatları silindirik kısma bağlayan yarım küresel bir kafaya sahiptir. Silindirik kısmın çapı 74 mm'dir ve kısa kenarı 25 mm, uzun kenarı 100 mm olan dikdörtgen bir çıkışa sahiptir. Yakıt enjektörleri sabit açılı kanatların göbek yüzeyinde yer almaktadır. Yakıt, her biri 1,7 mm çapında 10 enjeksiyon nozulu aracılığıyla enjekte edilir. Şekil 5.13'de model yanma odası gösterilmiştir.



Şekil 5.13 Model yanma odasının üç boyutlu görüntüsü

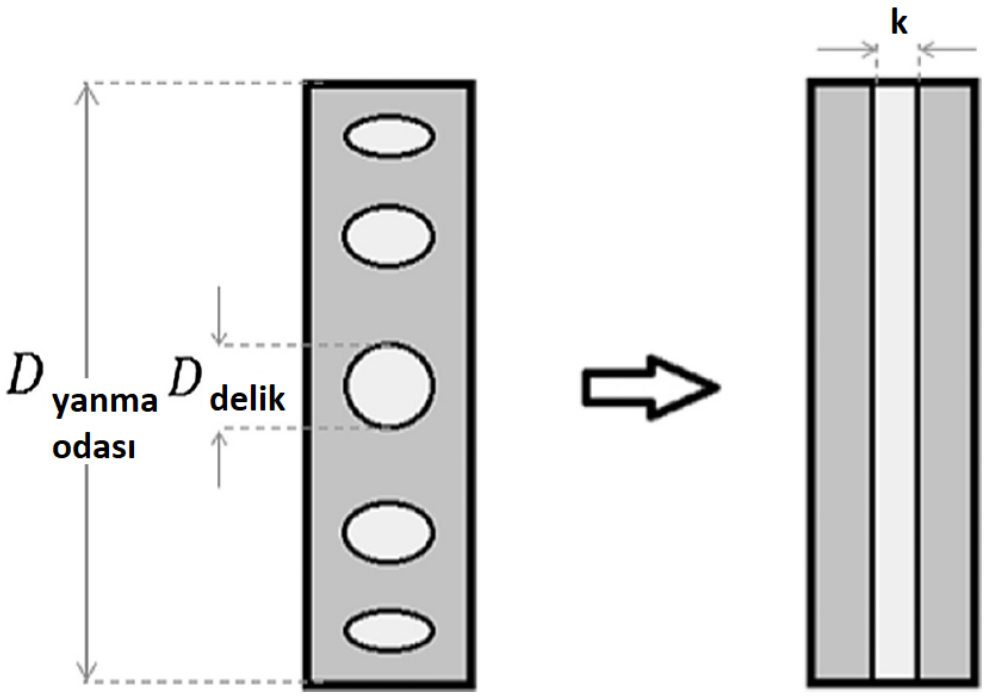
Eksen etrafında simetrik dönme hareketi yapan akışların olduğu geometrilerde, açısal hız bileşenleri sıfırdan farksız olduğundan girdap etkileri ortaya çıkmaktadır. Bu durumda üç boyutlu çözüm önerilmektedir fakat yanma odası üç boyutlu hali ile reaktif akışların hesaplanmasında çok yüksek hesaplama gücü gerektiğinden bu geometri de akış alanı simetrik kabul edilerek akış iki boyutlu eksenel simetrik modellenebilir. Eksen etrafında döner hareket ettiği varsayılarak girdap etkileri de hesaba katılır. Bu sayede önemli miktarlarda hesaplama maliyetleri düşmüş olacaktır. Şekil 5.14'de model yanma odasının iki boyutlu hali gösterilmiştir.



Şekil 5.14 Model yanma odasının iki boyutlu görüntüsü

Üç boyutlu yanma odası, iki boyuta indirgendiğinde HAD programı eksen etrafında döndürülen yakıt giriş kesit alanını dairesel alan değil de artık konik yanal yüzey alanı gibi algılayacaktır. Yakıt girişlerinin çaplarının aynı kaldığı durumda iki boyutlu şekilde kesit alanı değişecektir. Bu durumda, kütlesel debi akışkanın yoğunluğu, hıza ve kanal kesit alana bağlı olduğundan, aynı debi girilse de hızlarda değişim meydana gelecek ve istenen karışım elde edilemeyecektir. Karışımın aynı kalabilmesi için yakıtın hem debisi hem de hızının korunması gerekir. Bundan dolayı üç boyutlu geometrideki yakıt girişlerinin toplam yüzey alanı ile iki boyuttaki programın kabul ettiği konik yanal yüzey alanının aynı olması gerekmektedir. Şekil 5.15'de seyreltme delikleri üzerinde bu kesit alanlarındaki

değişim gösterilmektedir. Yakıt giriş çapları iki boyutlu geometride 0.9633 mm olarak değiştirilmiştir. Hava girişlerinde de 18 adet bulunan sabit kanat kalınlıkları ince olduğundan iki boyutta kesit alanlarındaki değişim ihmal edilebilir düzeydedir. Bu sebeple hava giriş çapları olduğu gibi bırakılmıştır. Birinci ve ikinci sıradaki seyreltme deliklerinin çapları sırasıyla 2 mm ve 4 mm olarak değiştirilmiştir. Yanma odası çıkışının eksen üzerinde olmaması simetriyi bozduğundan çıkış dikdörtgen formdan dairesel forma çevrilmiş, dikdörtgen formundaki kesit alanı ile aynı olacak şekilde çıkış yarı çapı 28.209 mm hesaplanmıştır.



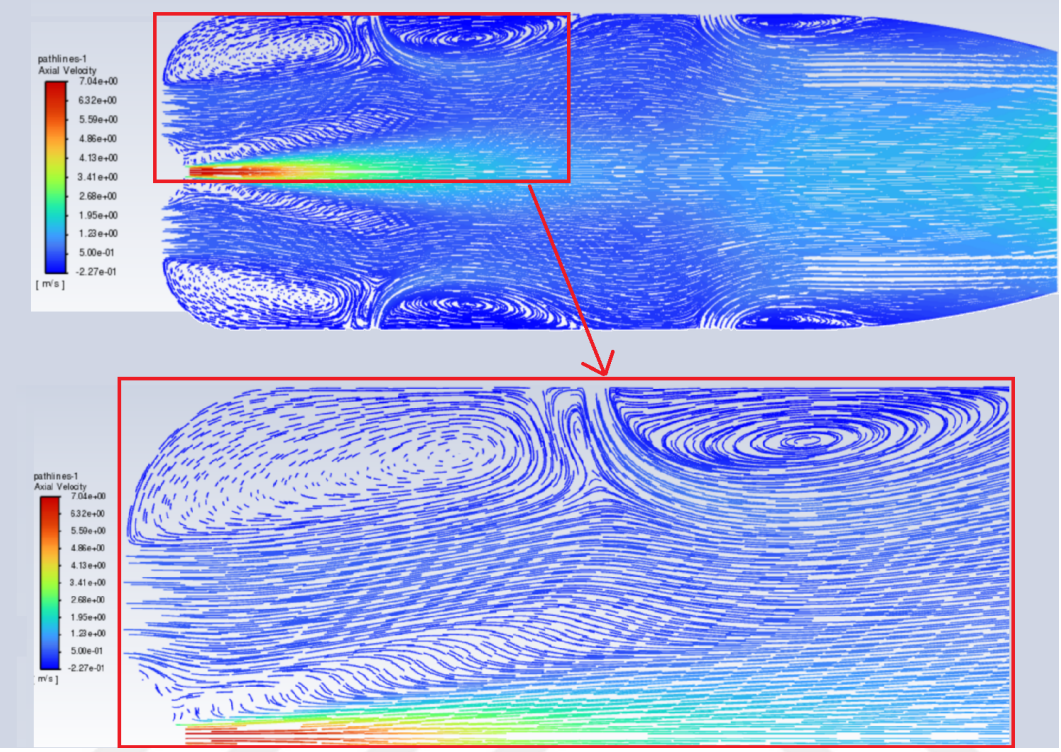
Şekil 5.15 Seyreltme deliklerinin iki boyutlu hale getirilmesindeki yaklaşım

5.3 Yanma Odasının Operasyon Şartlarının Belirlenmesi

Bu bölümde ilk olarak model yanma odasına yakıt ve havanın eksenel yada dönerek girmesi incelenecektir. İkinci olarak model yanma odasında gerçekleşecek yanmanın türü belirlenecektir. Difüzyon yanması, kısmi ön karışımlı yanma ve ön karışımlı yanma karşılaştırılacaktır.

İlk olarak yanma odası geometrisine bağlı swirl açısı yada swirl sayısı belirlenecektir. Swirl sayısı Bölüm 1'de detaylıca anlatılmıştır. Swirl sayısı, yanma odası geometrisinden dolayı 0.6757 seçilmiştir. Bu durumda hava girişi 42 derecelik teğetsel açı ile gerçekleşecektir. Birim vektörler cinsinden eksenel yönde 0.736097, teğetsel (swirl) yönde ise 0.676876 değerine denk gelmektedir.

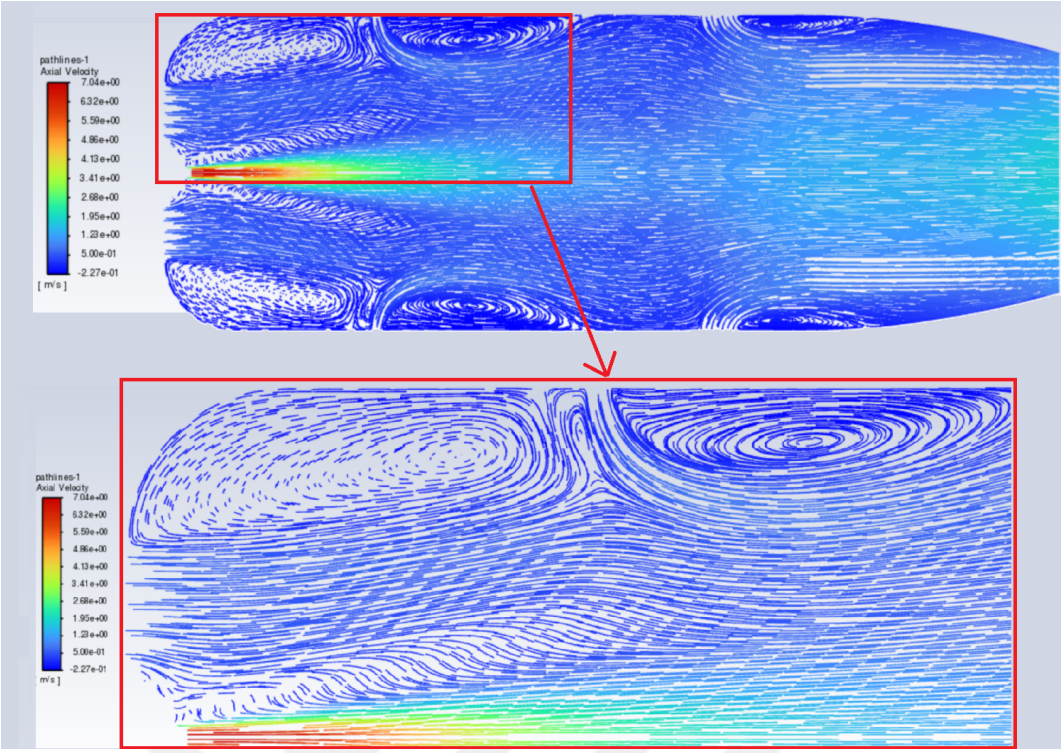
Yakıt eksenel olarak yanma odasına direkt girmesi durumunda yanma tam anlamıyla gerçekleşmemekte ve karışım tam anlamıyla oluşmamaktadır. Yanma odasına giren yakıt, hava ile tam anlamıyla karışmadan ilerlediği Şekil 5.16'de görülmektedir.



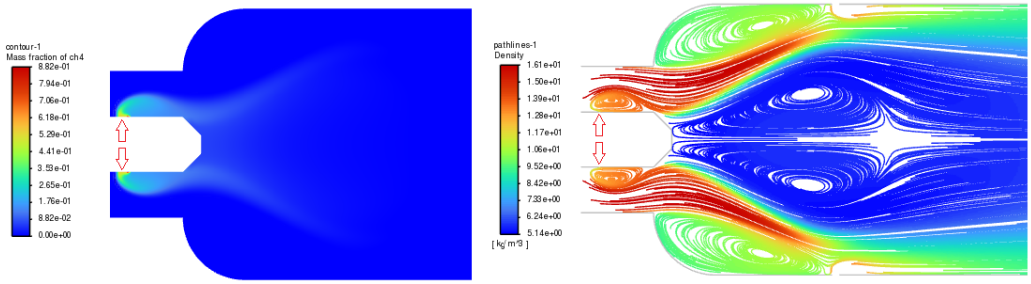
Şekil 5.16 ϕ=1 ve %100 metan için akış hattının görselleştirilmesi

Şekil 5.17'da hava debisi artırılarak fakir karışım elde edilmeye çalışılmıştır. Dönerek giren hava hızlandığından bir miktar yakıtın akış hattı üzerinde girdap oluşturduğu gözlemlenmiştir. Girdap etkilerinin artırılması için yakıtın 45 derecelik açı ile akış hattının içine enjekte edilmesi sağlanabilir.

İkinci olarak yanma odasına direkt olarak enjekte edilen yakıt, yanma odasına eksen etrafında dönerek giren havanın yoluna enjekte edilirse yanma odası içindeki karışım süresini kısaltmış, yanmaya daha fazla süre ayrılmış olacaktır. Bu durumda kısmi ön karışımlı yanma meydana gelecektir. Yakıt ve havanın karışım odasında geçirdiği süre uzadıkça ön karışımlı yanmaya yaklaşılmaktadır. Bu çalışma yakıt/hava karışımları üzerine bir çalışma olmadığından yakıt ve havanın mükemmel bir şekilde karıştığı (PSR) kabulü yapılmış ve karışım hava girişinden direkt olarak yanma odasına verilmiştir. Yakıtın karışım odasına girip hava ile karışmasına ait bu olaylar Şekil 5.18'de görülmektedir.

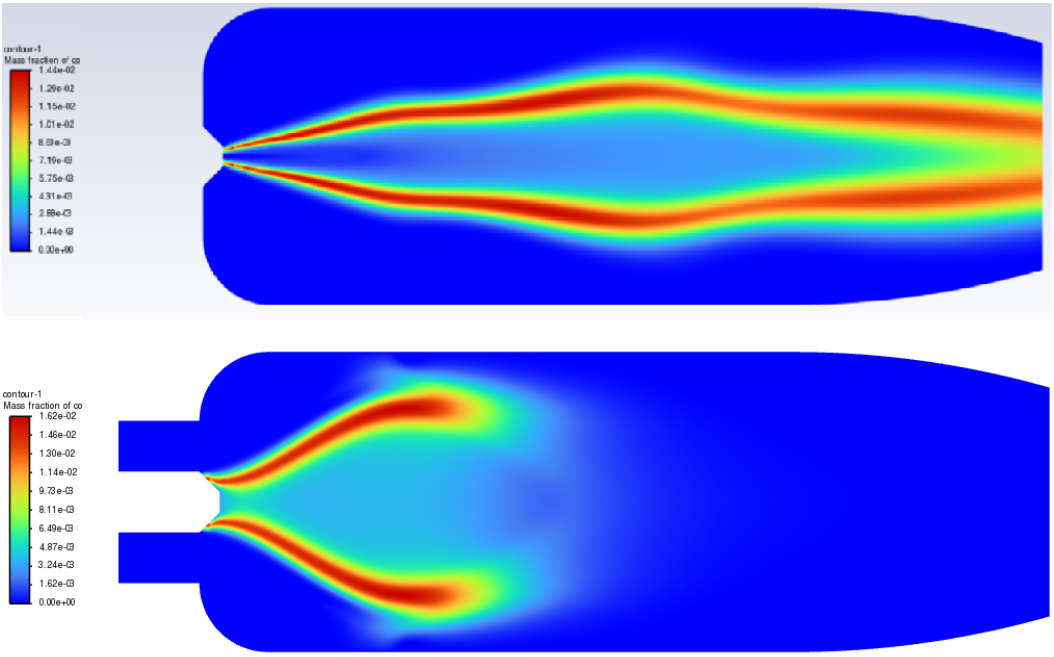


Şekil 5.17 ϕ=0.6 ve %100 metan için akış hattının görselleştirilmesi



Şekil 5.18 Yakıtın karışım odasında dağılması

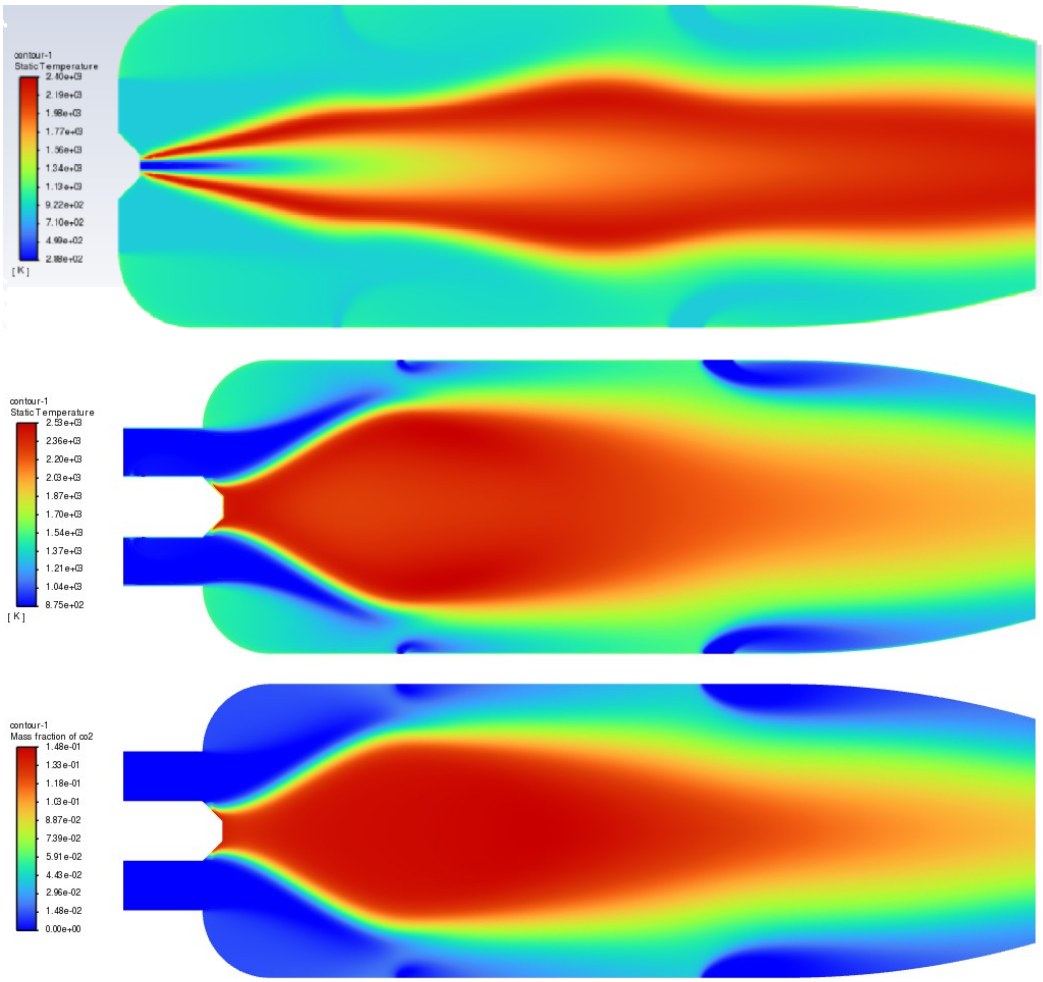
Şekil 5.19'de görüleceği üzere yakıtın direkt olarak yanma odasına enjeksiyonu durumunda (üstteki şekil) yanma odası çıkışına kadar CO gazının CO_2'e tamamen dönüşemediği, birincil soğutma deliklerinden giren havaya rağmen oksitlenmenin tamamlanamadığı ve halen CO gazının var olduğu görülmektedir. Bu da tam yanmanın gerçekleşemediği anlamına gelmektedir. Ancak kısmi ön karışımlı durumunda (alttaki şekilde) yanma odasında birincil bölgede oluşan CO'nun soğutma deliklerinden giren hava ile oksitlenerek ikinci bölgeye ulaşmadan tükendiği görülmektedir.



Şekil 5.19 Yanma odasındaki CO dağılımı

Şekil 5.20'da görüleceği üzere sıcaklık değerleri yakıtın direkt enjeksiyonu durumunda (üstteki şekil) ortalama türbin giriş sıcaklığını yükseltmektedir. Yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı maksimum sıcaklığa daha yakın olmaktadır. Bu durumda türbin kanatları zarar görebilir. Ancak kısmi ön karışım durumunda (ortadaki şekil) çıkış sıcaklıkları daha düşük olmakta ve sıcaklık dağılımı türbin girişinde daha homojen olmaktadır. Bu da türbin kanatları için daha güvenli bir durumdur. Aynı zamanda CO_2 oluşumu (alttaki şekil) sıcaklıkların yüksek olduğu yerlerde oluştuğu da görülmektedir.

Sonuç olarak difüzyon alevinden ön karışımlı aleve yaklaştıkça karışım homojenleşmektedir. Ayrıca difüzyon alevinde belli bir eşdeğerlik oranı söz konusu olmayıp yanma odasının farklı bölgelerinde farklı yakıt/hava paketçikleri oluşmaktadır. Bu durumda sabit bir eşdeğerlik oranı gerektiren yarı-ampirik Lefebvre bağıntıları ile daha sağlıklı bir kıyaslama yapabilmek amacıyla difüzyon alevi yerine kısmi ön karışımlı yanma odası tercih edilmiştir. Ayrıca difüzyon alevi için farklı yakıtlar ve yakıt karışımları için aynı yanma odası geometrisinin kullanılması gerçekçi bir yaklaşım olmayıp mantıklı bir kıyaslamayı mümkün kılmayacağından kısmi ön karışımlı yanma odası tercih edilmiştir. Tezin bu kısmından sonra, hesaplama maliyetlerini de azaltmak amacıyla ön karışım odasının da modelden çıkartılıp yakıt/hava karışımının ön karışım durumundaki yakıt/hava kompozisyonunun direkt olarak yanma odasına verildiği "kısmi ön karışımlı yanma odası" tercih edilmiştir.



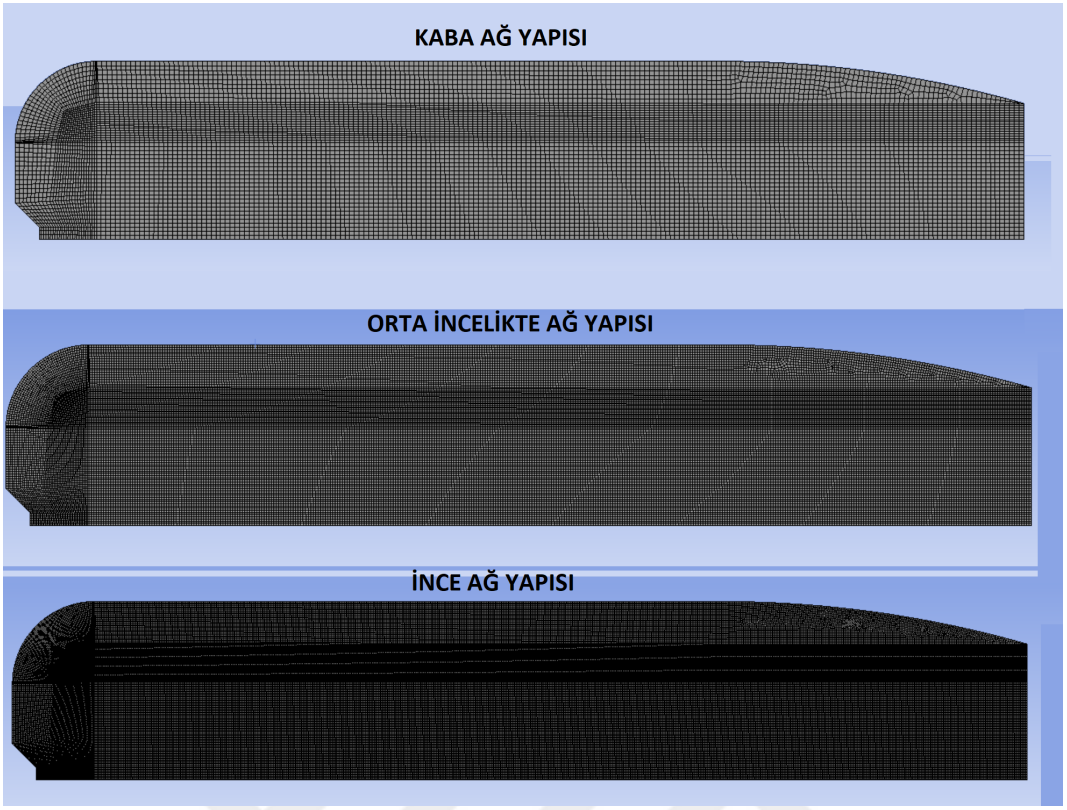
Şekil 5.20 Yanma odasındaki sıcaklık ve CO_2 dağılımı

5.4 Çözüm Ağının Belirlenmesi

Üç farklı çözüm ağı üzerinde çalışılmıştır. Çözüm ağlarının eleman sayıları Tablo 5.2' de verilmiştir. Ağ yapısını ayrıca Şekil 5.21'de gösterilmiştir. Her bir ağ yapısı için enerji ve hız profilleri önemli olduğundan sıcaklık ve swirl hız değerlerini karşılaştırılmıştır. Simulasyon yüzde yüz metan için gerçekleştirilmiş olup sınır şartları hakkında daha detaylı bilgi bir sonraki bölümde verilecektir.

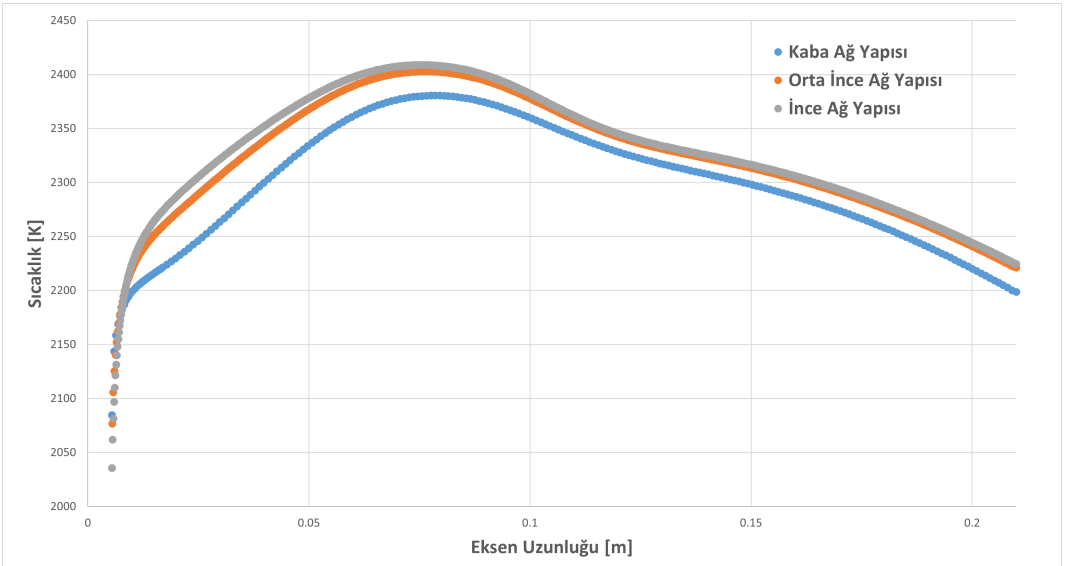
Tablo 5.2 Çözüm ağı çalışması

Ağ Kalitesi	**Eleman Sayısı**	**En Küçük Elemanın Boyutu [mm]**
Kaba Ağ Yapısı	10706	1.0 mm
Orta İnce Ağ Yapısı	38793	0.5 mm
İnce Ağ Yapısı	108017	0.3 mm

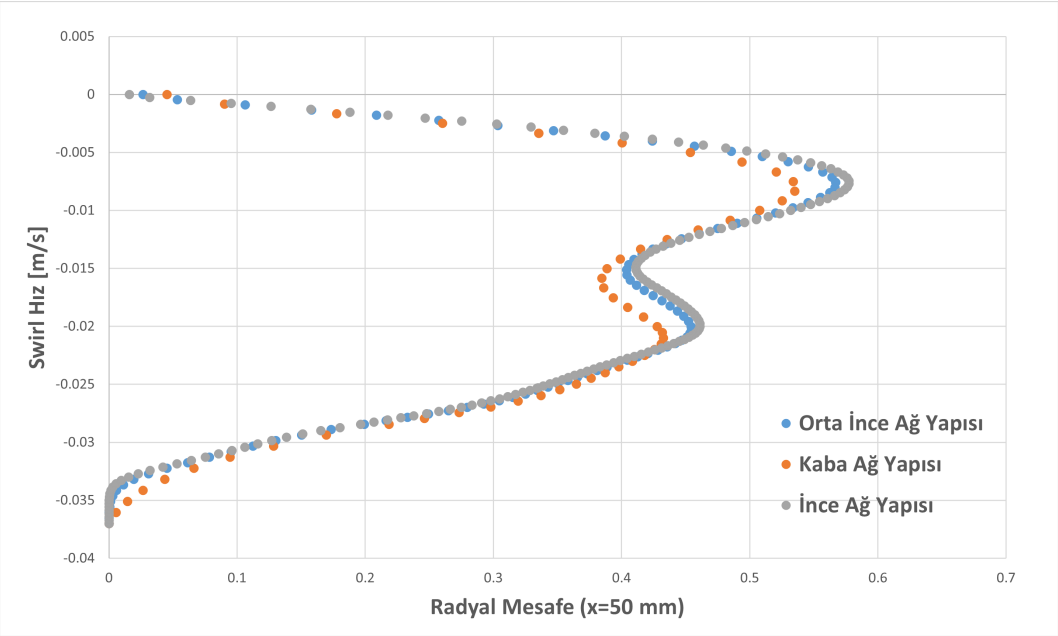


Şekil 5.21 Ağ yapısı (yukarıdan aşağıya kabadan inceye)

Ağ yapısını belirlemek adına eksen üzerindeki sıcaklık değerleri ve birincil soğutma deliği hizasında (x=50mm) radyal mesafede swirl hız profili sırasıyla Şekil 5.22, Şekil 5.23'de verilmiştir. Burada da görüldüğü üzere orta incelikteki ağ yapısından sonra sıcaklık ve hız profillerindeki değişimler ihmal edilebilir düzeydedir. Bu sebeple tüm hesaplamalarda orta ince ağ yapısı kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 5.22 Eksen üzerindeki sıcaklık dağılımları



Şekil 5.23 x=50mm mesafede swirl hız değerleri

5.5 Sınır Şartları

Bu bölümde metan yakıtına yüzde on artırarak eklenen amonyak katkısının yanma karakteristiğine ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. Simulasyonlar yakıt %100 metandan %100 amonyağa kadar 11 adet durumundan oluşmaktadır. Bölüm 4'teki yanma odasını ilgilendiren kabuller burada da geçerlidir. 11 adet durumun her biri için soğutma ve seyreltme havası yanma odasına hacimsel olarak 0.21 O_2/0.79 N_2 oranında girmektedir.

Yakıt/hava karışımı yanma odasına stokiyometrik oranda girmektedir. Yakıt/hava karışım fraksiyonları örneğin 0.8/0.2 durumu için CH_4/NH_3 durumunda CH_4, NH_3, O_2 ve N_2 için sırasıyla 0.08571, 0.02143, 0.18750 ve 0.70536 değerlerini almaktadır. Diğer durumlar için tek tek Tablo 5.3'de verilmiştir.

Kompresör basınç oranı 40 olduğundan dolayı tüm durumlar için yanma odasına giren yakıt/hava karışımının sıcaklığı kompresör çıkış sıcaklığı olan 874.99 [K] olacaktır. Sınır şartları girilirken yanma odası basıncı 40 atm alınacaktır.

Tablo 5.3 Model yanma odası için sınır şartları

Kimyasal Tür	O_2	N_2	CH_4	NH_3
%0 NH_3	0.19005	0.71493	0.09502	0.00000
%10 NH_3	0.18885	0.71043	0.09065	0.01007
%20 NH_3	0.18750	0.70536	0.08571	0.02143
%30 NH_3	0.18597	0.69959	0.08011	0.03433
%40 NH_3	0.18421	0.69298	0.07368	0.04912
%50 NH_3	0.18218	0.68533	0.06625	0.06625
%60 NH_3	0.17980	0.67637	0.05753	0.08630
%70 NH_3	0.17697	0.66573	0.04719	0.11011
%80 NH_3	0.17355	0.65290	0.03471	0.13884
%90 NH_3	0.16936	0.63710	0.01935	0.17419
%100 NH_3	0.16406	0.61719	0.00000	0.21875

Giriş sınır şartları Ansys Fluent programında kütlesel debi giriş şartı olarak seçilecektir. Tablo 5.4'te, bahsedilen 11 durum için yakıt/hava karışımının ve soğutma/seyreltme deliklerinin hava giriş debileri verilmiştir. Çıkış sınır şartı ise programda basınç çıkış şartı olarak seçilmiştir.

Tablo 5.4 Model yanma odası için sınır şartları

CH_4/NH_3 Oranı	Yakıt/Hava Giriş Debisi	Birincil Soğutma Deliklerinin Debisi	İkincil Seyreltme Deliklerinin Debisi
1/0	0.010729	0.007725	0.015449
0.9/0.1	0.011142	0.007998	0.015995
0.8/0.2	0.011569	0.008308	0.016616
0.7/0.3	0.012007	0.008588	0.017176
0.6/0.4	0.012441	0.008855	0.017710
0.5/0.5	0.012852	0.009100	0.018200
0.4/0.6	0.013202	0.009245	0.018491
0.3/0.7	0.013422	0.009285	0.018570
0.2/0.8	0.013387	0.009120	0.018239
0.1/0.9	0.012856	0.008470	0.016940
0/1	0.011342	0.006978	0.013956

Daha önce bahsedildiği gibi model yanma odası için simetri ekseninde çözüm yapılacaktır. Bu yüzden çözüm uzayı eksen simetrik olarak tanımlanmış simetri ekseni de programda eksen sınır şartı seçilmiştir. Bunun dışında yanma odası sınırları için adyabatik ve kaymaz duvar sınır şartı tanımlanmıştır.

5.6 Sayısal Analiz ve Sonuçları

Bu bölümde ilk olarak simulasyonda kullanılan modellerden ve kimyasal mekanizmalardan bahsedilecektir. Sonrasında hesaplamalar sonucunda elde edilen verilen sunulacaktır. Eksen üzerinde ve yanma odası çıkışı yani türbin girişi için sıcaklık, kimyasal türler ve emisyon değerleri grafik üzerinde gösterilip yorumlanacaktır. Aynı zamanda birincil bölge maksimum sıcaklığı, türbin giriş maksimum ve ortalama sıcaklıkları tablo halinde verilecektir. Patern faktör değerleri her durum için hesaplanıp tabloda bu değerlere verilip bu değerler üzerinden yorumlama yapılacaktır. Tabloda aynı zamanda yanma odası çıkışındaki NO_x miktarları kütlesel debi cinsinden verilecektir. Aynı zamanda Lefebvre'nin yarı-ampirik bağıntısından yararlanılarak tabloda verilen birincil bölge maksimum sıcaklıkları yardımıyla da NO_x değerleri hesaplanacaktır. Son olarak CH_4, C_3H_8 ve CH_4/NH_3 yakıtları için Lefebvre bağıntısından alınan emisyon değerleri ile HAD sonuçlarından alınan değerler karşılaştırılacaktır.

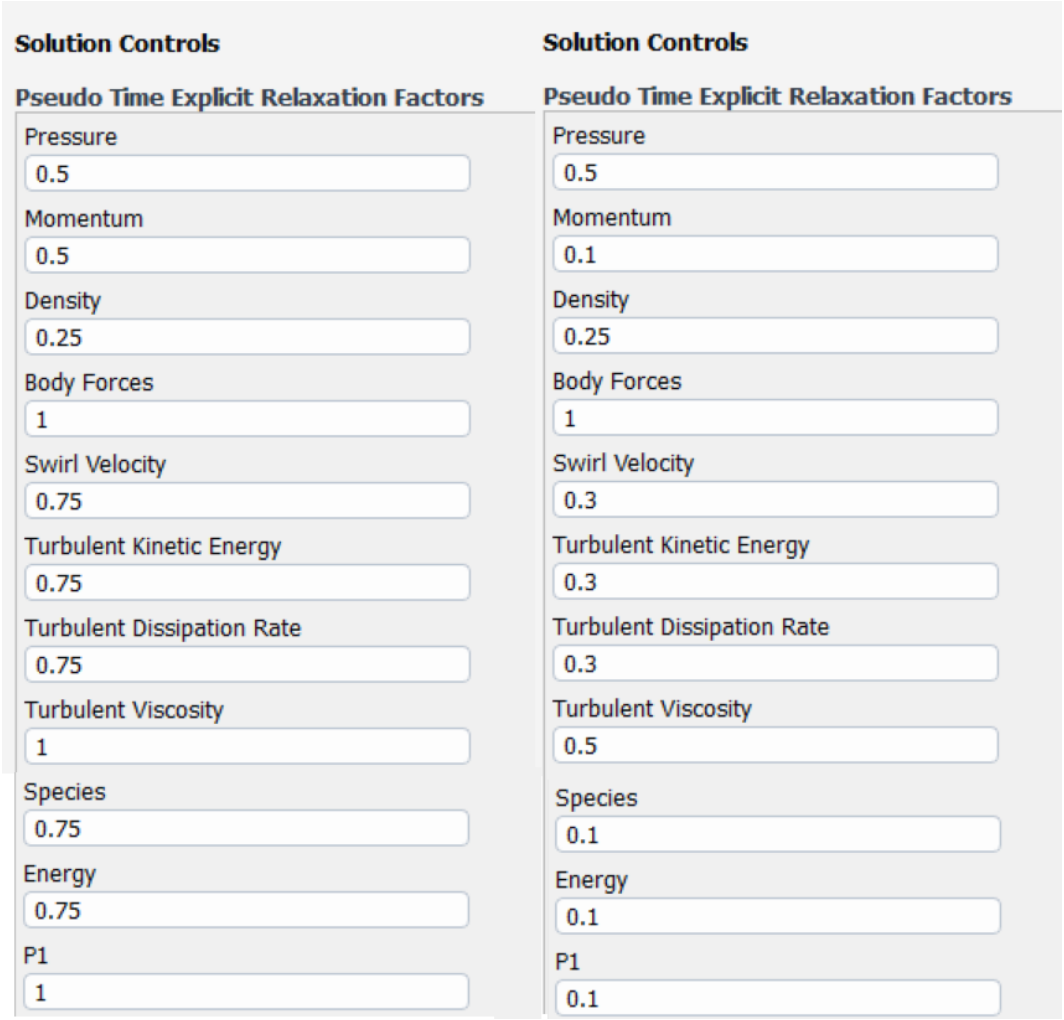
5.6.1 Sayısal Analiz Süreci

Bu bölümde kullanılan fiziksel modellerden ve karşılaşılan zorluklardan bahsedilecektir. Yanma modeli olarak türlerin taşınımı yanma modeli (species transport) kullanılmıştır. Türbülans-Kimyasal reaksiyon arasındaki ilişkiyi sağlayan EDC (Eddy-Dissipation Concept) modeli kullanılmıştır. Reaksiyon mekanizması olarak CH_4/NH_3 karışımları için 51 türden ve 420 reaksiyon basamağından oluşan indirgenmiş Konnov mekanizması kullanılmıştır [89]. C_3H_8 için ise San Diago mekanizması kullanılmıştır [90].

Türbülans modeli olarak hesaplama maliyeti düşük olduğundan ve yanma odası içerisinde duvardan uzak bölgeler için çözüm yapıldığından standart k-ε modeli kullanılmıştır. Duvar dibi standart duvar dibi modeli tercih edilmiştir. Radyasyon modeli olarak hızlı çözüm alındığından P-1 radyasyon modeli kullanılmıştır. İdeal gaz kabulu yapılmıştır. Giriş sıcaklıkları yüksek olduğundan dolayı yakıt içerisindeki amonyak gaz fazında olduğu kabul edilerek problem basitleştirilmiştir. Basınç-hız ilişkilendirme algoritması olarak COUPLED kullanılmıştır.

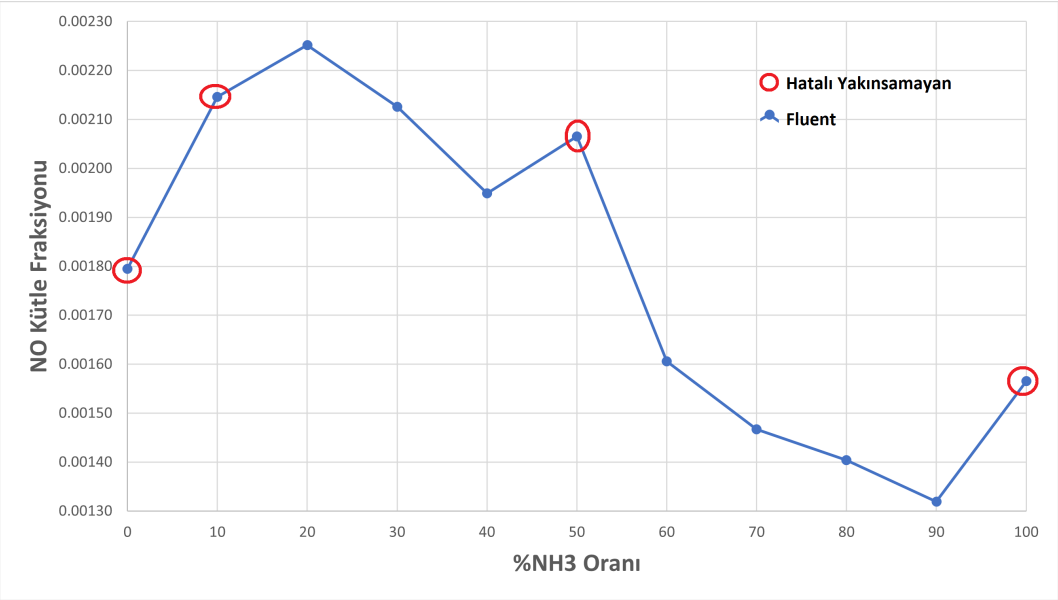
Yapılan analizler sırasında karşılaşılan zorluklar şunlardır: NO, NO_2, OH gibi minör türlerin hesaplamalarında yakınsama problemi ile karşılaşılmıştır. Türlerin hesaplanan miktarlarındaki artık değerler maksimum $1x10^{-7}$ istenmektedir ve enerji değerlerindeki sapma, radyasyon modeli olan P-1 için $1x10^{-10}$ istenmektedir. Süreklilik ve momentum artıkları sırasıyla $1x10^{-3}$ ve $1x10^{-5}$ istenmektedir. Çoğu akış için varsayılan gevşeme faktörleri kullanılır. Ancak

bu bahsedilen türler için kararsız veya ıraksak davranış görüldüğünden dolayı çözüm ara ara durdurularak gevşeme faktörleri adım adım düşürülmek durumunda kalınmıştır. Şekil 5.24'de görüldüğü üzere sol taraftaki değerler varsayılan gevşeme faktörleridir. Çözümlemeler sırasında gevşeme faktörleri nihai olarak sağdaki değerlere kadar indirilmiştir. Gevşeme faktörlerine rağmen kararsız davranıp, yakınsamayan değerler bulunmaktadır. Bu değerler dikkate alınmayacaktır.



Şekil 5.24 Varsayılan ve değiştirilen gevşeme faktörleri

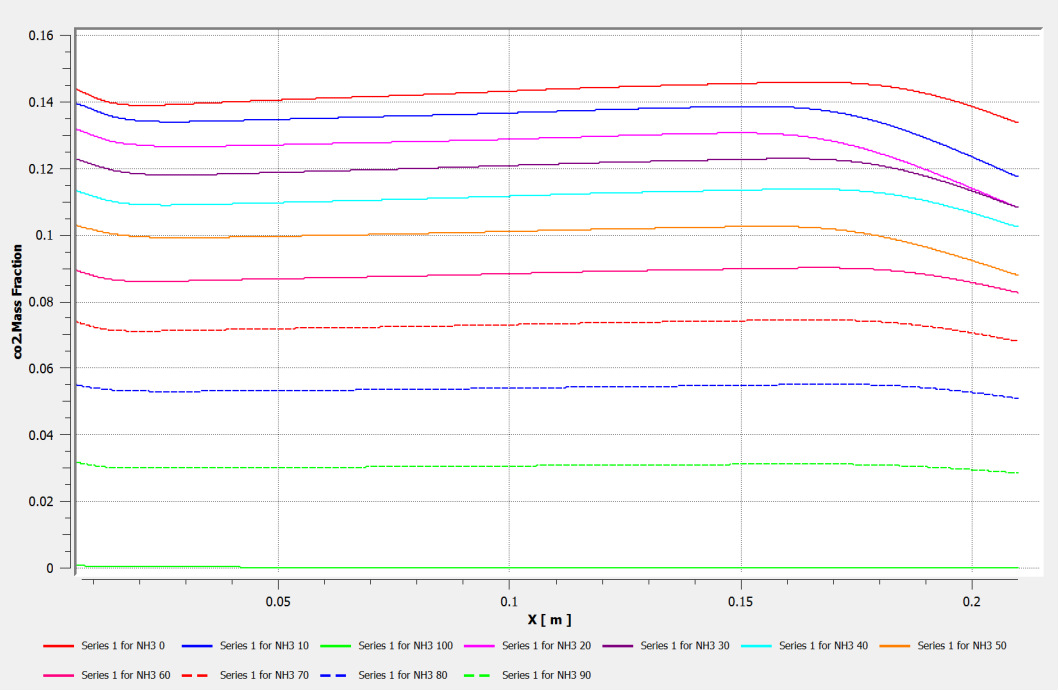
Şekil 5.25'de yanma odası birincil yanma bölgesindeki amonyak katkı oranına bağlı maksimum NO kütle fraksiyonları verilmiştir. Amonyak katkısı arttıkça NO miktarının düşmekte olduğu görülmektedir. Artık değerler 1×10^{-4} ile 1×10^{-5} arasında olup yakınsamayan değerler grafik üzerinde işaretlenmiştir. Bu değerler %0, %10, %50 ve %100 amonyak katkıları olmak üzere dört adettir.



Şekil 5.25 Yanma odası birincil yanma bölgesindeki amonyak katkı oranına bağlı maksimum NO kütle fraksiyonları ve yakınsamayan değerler

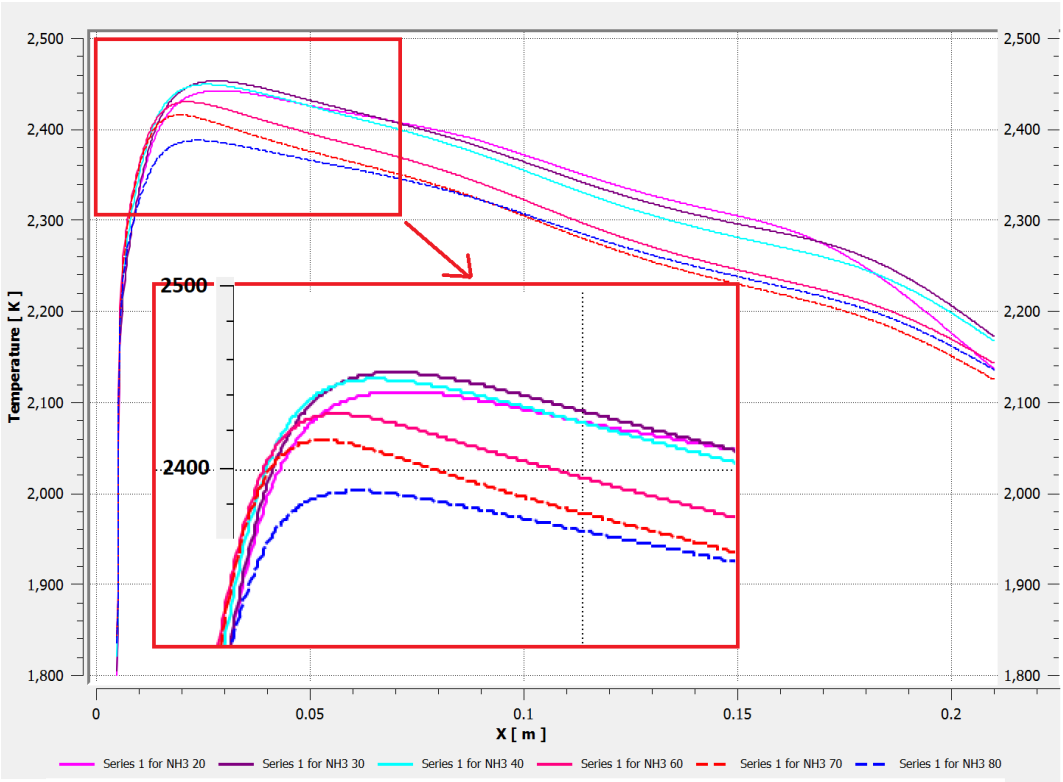
5.6.2 Sayısal Analiz Sonuçları

Yakıttaki amonyak katkısının artması ile CO_2 emisyon değerlerinde Şekil 5.26'den de görüleceği üzere düşüş meydana gelmektedir. Bunun sebebi olarak yakıt karışımındaki karbon miktarındaki azalma gösterilebilir.



Şekil 5.26 Farklı amonyak katkı oranlarında eksen doğrultusunda CO_2 kütle fraksiyonundaki değişim

Bölüm 4'de de gösterildiği üzere alev sıcaklıklarında da düşüş meydana gelmektedir. Bu durum yanma odası HAD analizinde de Şekil 5.27'da görülmektedir.

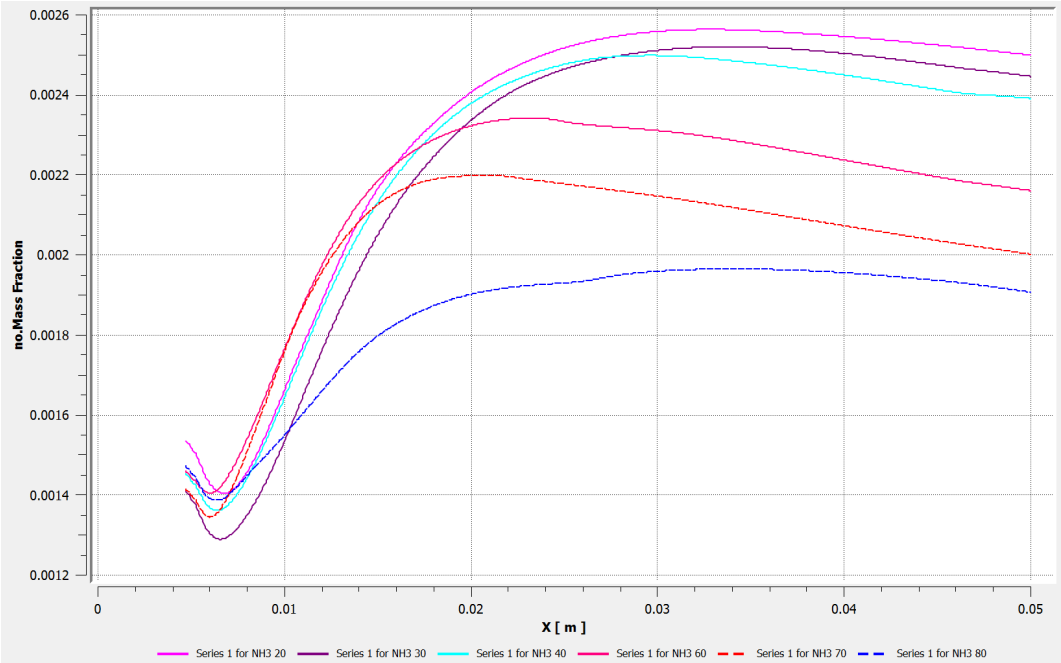


Şekil 5.27 Farklı amonyak katkı oranlarında eksen doğrultusunda sıcaklığın değişimi

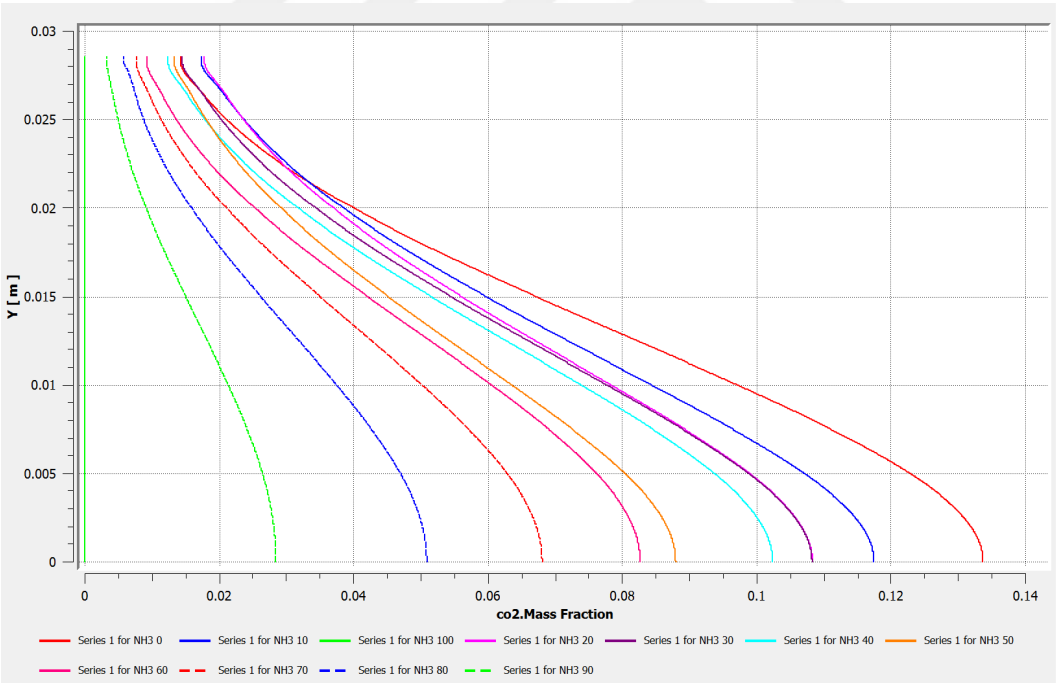
Yanma odasındaki sıcaklıkların düşmesine sebep olan durum yanma sonu ürünlerinin özgül ısı kapasitelerindeki artıştır. Amonyak egzozunun özgül ısı kapasitesi C_p metana göre daha yüksek olduğundan yakıt içerisindeki amonyak oranı arttıkça egzoz gazı 1 K sıcaklık artışı için yanma odasından daha fazla enerji çekecektir.

Her ne kadar yakıt kaynaklı NO_x emisyonlarda artan NH_3 miktarları ile birlikte bir artış meydana gelse de yanma odasındaki sıcaklıktaki düşüş, termal NO_x miktarlarını azaltacağından nihai olarak NO_x emisyonları azalmaktadır. Bölüm 4'de gösterildiği üzere toplamda NO_x emisyonlarında amonyak katkısının artmasıyla düşüş meydana geleceği Şekil 5.28'de de gösterilmiştir.

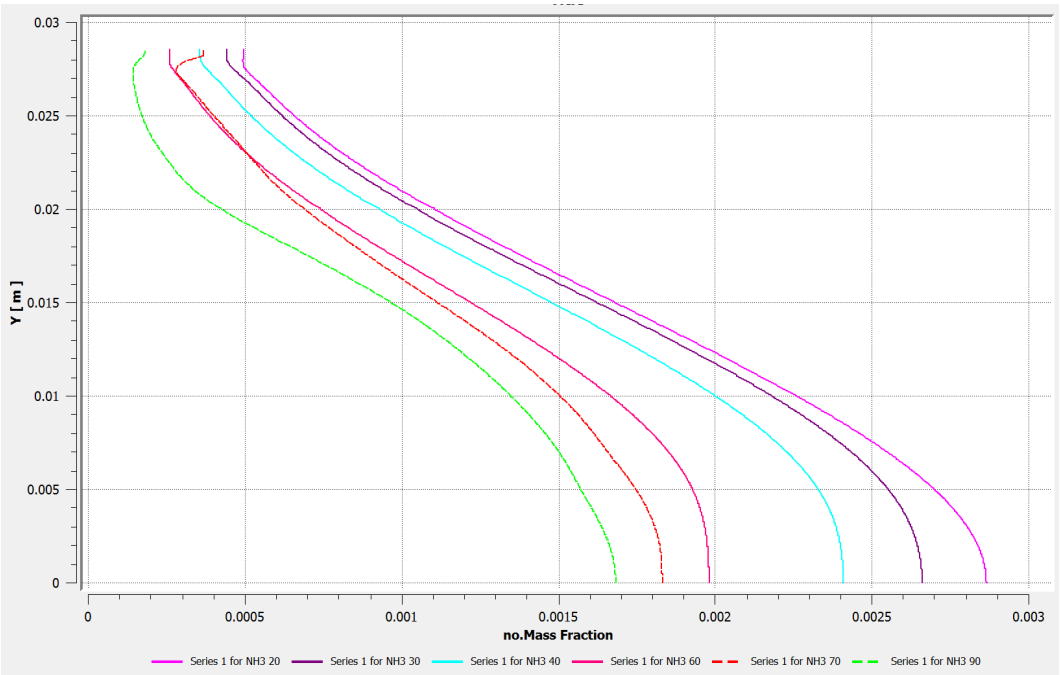
Aynı zamanda yanma odası çıkışında da CO_2 ve NO_x miktarlarındaki düşüş gözlenebilmektedir. Şekil 5.29 ve Şekil 5.30'da yanma odası çıkışında, merkezinden yanma odası duvarına doğru kütle fraksiyon değerleri verilmiştir.



Şekil 5.28 Farklı amonyak katkı oranlarında eksen doğrultusunda NO emisyonlarının kütle fraksiyon cinsinden değişimi

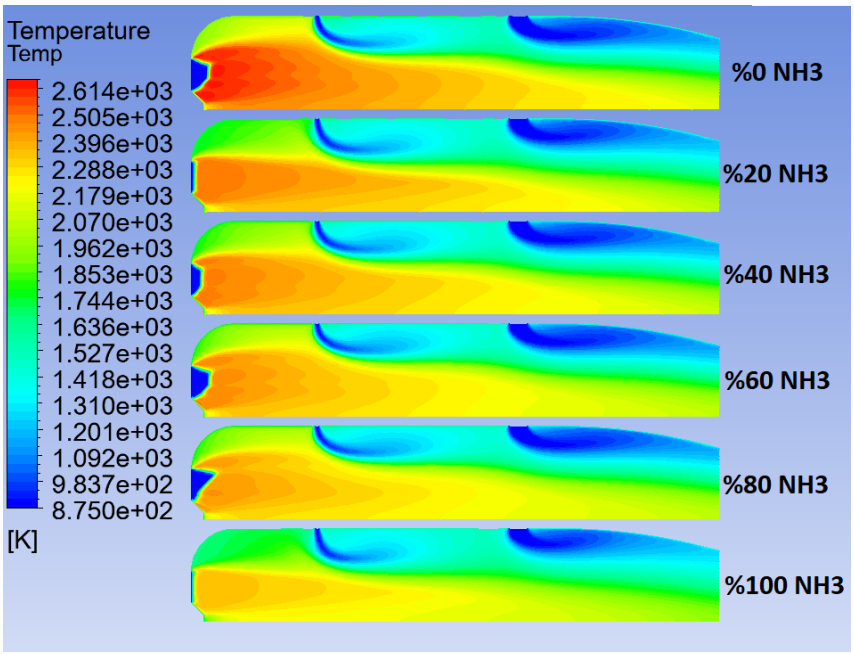


Şekil 5.29 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası çıkışında CO_2 emisyonlarının kütle fraksiyon cinsinden değişimi

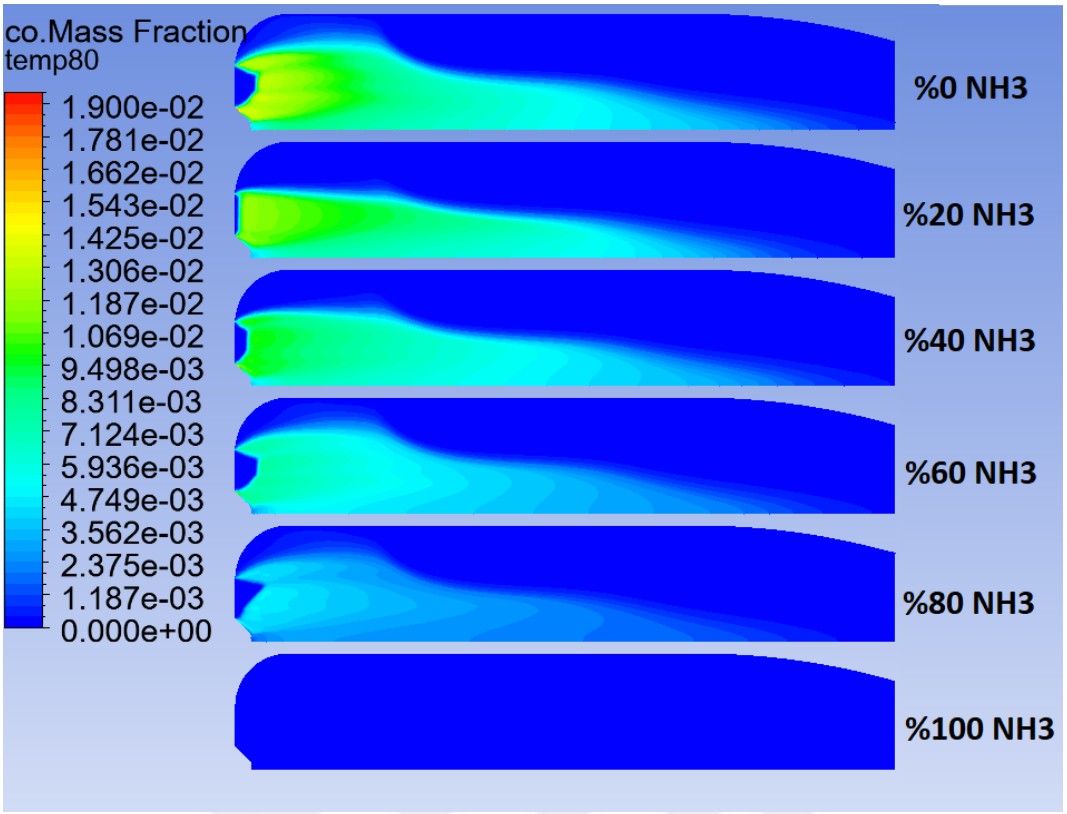


Şekil 5.30 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası çıkışında NO emisyonlarının kütle fraksiyon cinsinden değişimi

Yanma odası kesitinde sıcaklık dağılımı, CO kütle, OH ve NO kütle fraksiyonlarının dağılımı Şekil 5.31, Şekil 5.32, Şekil 5.33 ve Şekil 5.34'de sırasıyla gösterilmiştir. Sıcaklık görüldüğü üzere amonyak katkısındaki artış ile azalmaktadır. Aynı zamanda CO_2 miktarının azalmasında olduğu gibi amonyak katkısı ile beraber CO değerinin de düştüğü görülmektedir.

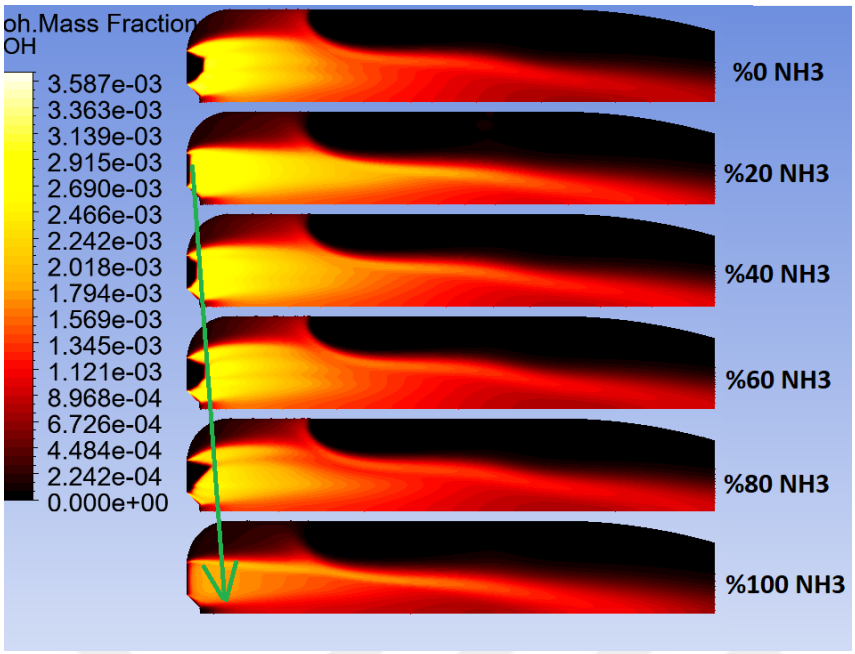


Şekil 5.31 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde sıcaklık dağılımı

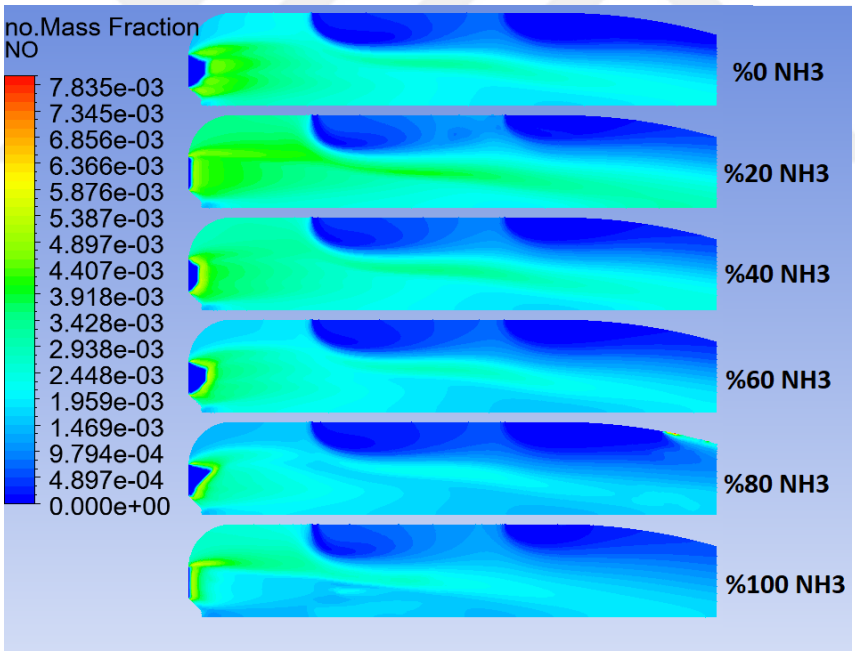


Şekil 5.32 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde CO kütle fraksiyonları dağılımı

OH radikalleri alev çeperini belirlemekte kullanılır. Yeşil ok ile gösterildiği üzere amonyak katkısı arttıkça alev boyu da artmaktadır. Bunun sebebi NH_3'ün yanma hızının CH_4'e göre daha düşük olmasıdır. NO yanma bölgesine yakın yerlerde daha yoğun görülmektedir. Bir kere oluştuktan sonra NO ürünleri yok olmamaktadır. Bununla birlikte yüksek sıcaklık bölgesinde oluştuktan sonra yanma odası çıkışına doğru NO fraksiyonlarında düşüş görülmektedir. Bunun sebebi çıkışa doğru yanma odasına giren seyreltme havasıdır.



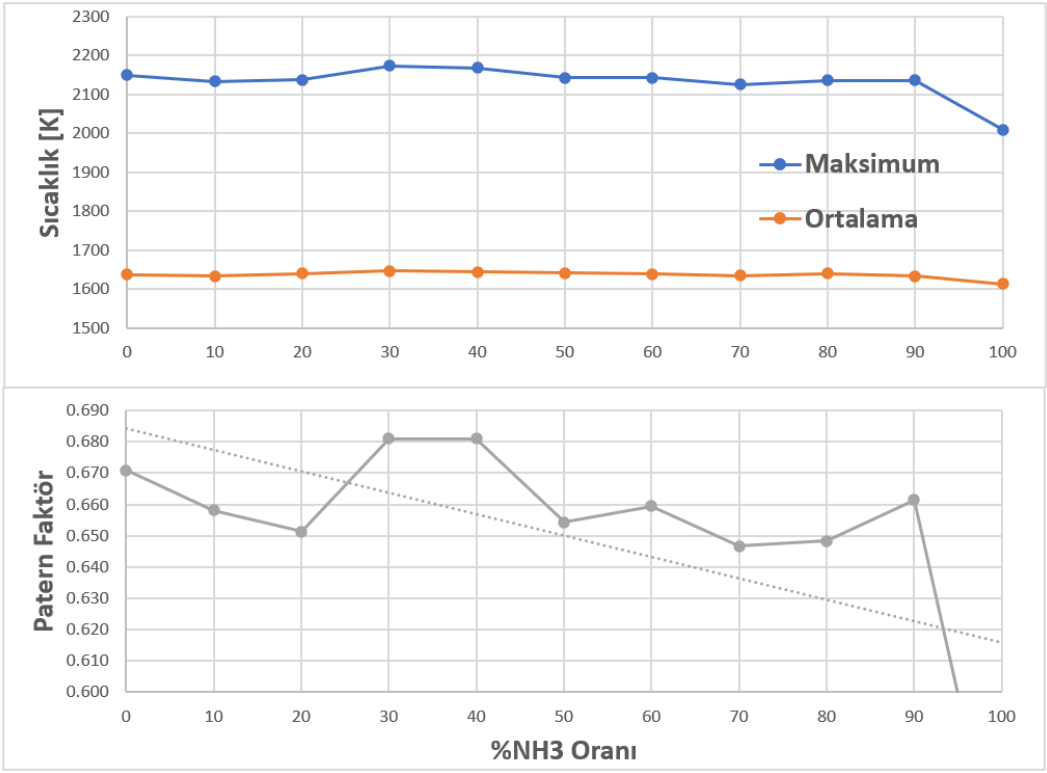
Şekil 5.33 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde OH kütle fraksiyonları dağılımı



Şekil 5.34 Farklı amonyak katkı oranlarında yanma odası kesitinde NO kütle fraksiyonları dağılımı

Yanma odası çıkışında sıcaklık değerlerinin homojen dağılmasının türbin kanatları açısından önemli olduğundan daha önce bahsedilmişti. Bu homojen sıcaklık dağılımının bir ölçüsü olan patern faktörünün birden küçük ve olabildiğince sıfıra yakın olması istenmektedir. Bu bölümde son olarak farklı amonyak katkısı durumları için patern faktör değeri hesaplanmıştır. Şekil 5.35'de üstteki grafikte

yanma odası çıkışısındaki maksimum ve ortalama değer gösterilirken, alttaki grafikte patern faktör ve trend çizgisi gösterilmektedir. Türbin giriş sıcaklığı sabit olacak şekilde soğutma havasının oranı ayarlanmaktadır. Ortalama sıcaklıklar amonyak katkısından ziyade soğutma havasına bağlı olup amonyak katkısından etkilenmemektedir.



Şekil 5.35 Üstteki grafik yanma odası çıkışındaki farklı amonyak katkı oranlarında maksimum ve ortalama sıcaklık değerleri, alttaki grafik patern faktörü

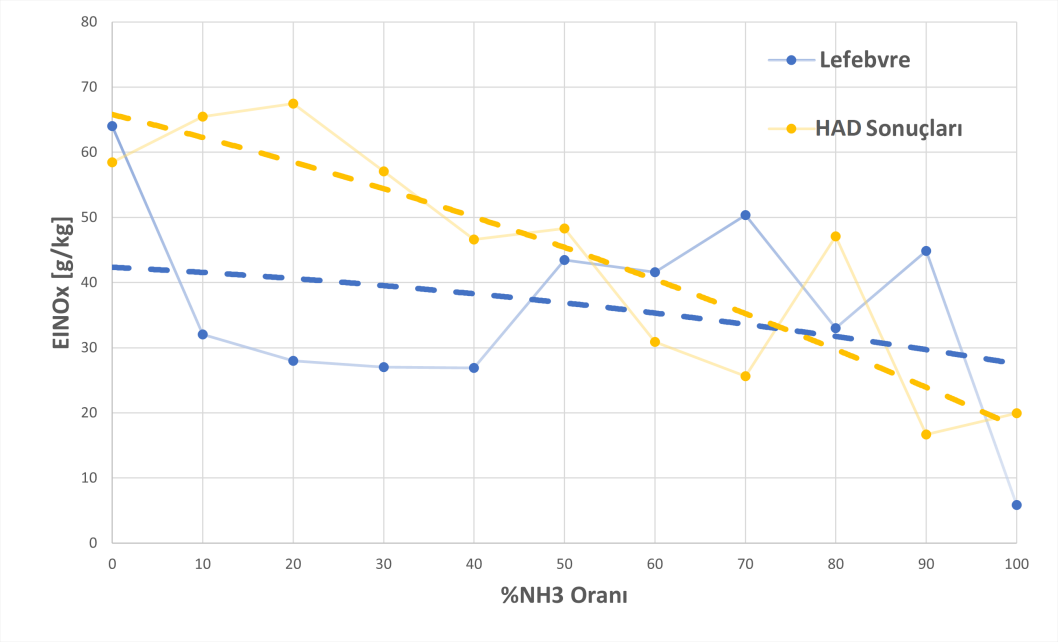
Buradan da görüldüğü üzere amonyak katkısı sayesinde yanma odası çıkışında daha homojen bir sıcaklık dağılımı söz konusudur. Ortalama sıcaklık, istenen türbin giriş sıcaklığı sabit olduğundan ve seyreltme deliklerine daha doğrusu soğutmaya katılan hava oranına bağlı olduğundan fazla değişmediği görülmektedir. Ancak maksimum sıcaklık yakıt karışımına ve swirl açısına bağlı olmaktadır. Bu çalışmada swirl açısı değişmediğinden sadece yakıt karışımına bağlıdır.

5.6.3 HAD ile Emisyon Hesaplarına Analitik Yaklaşım

HAD hesaplamaları sonucunda yanma odası çıkışından direkt olarak NO ve NO_2 kütle fraksiyonları alınıp, çıkıştaki toplam debi ile çarpılarak toplam NO_x miktarının kütlesel debi [kg/s] cinsinden değeri hesaplanmıştır. Bu değerler giren yakıt debisine tekrar bölünerek $EINO_x$ [g/kg] cinsine çevrilmiştir. Bu değer grafiklerde HAD sonuçları ismiyle verilmektedir.

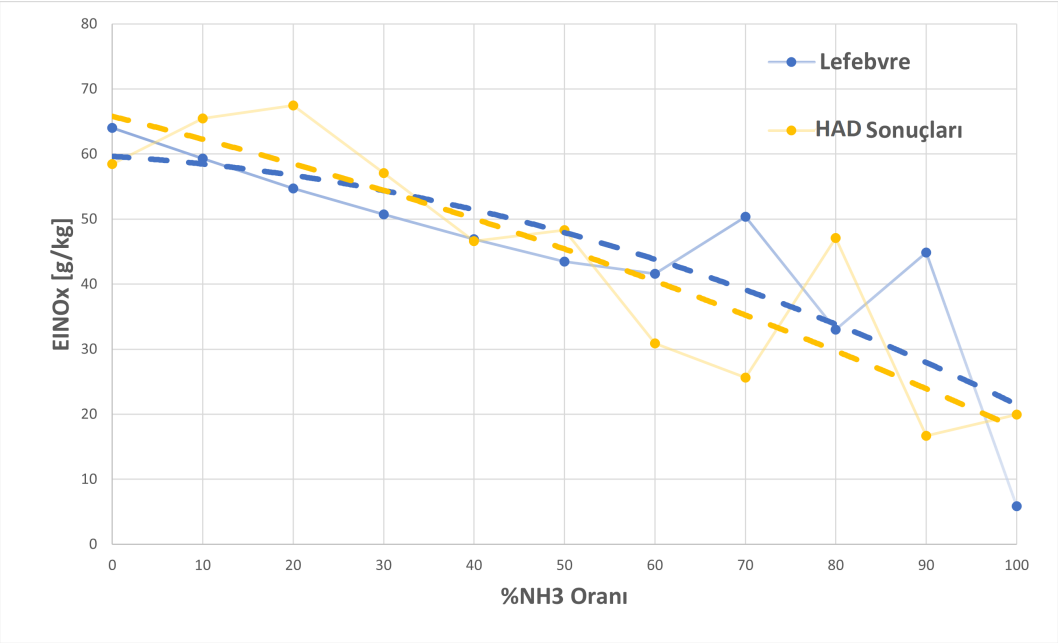
Analitik yaklaşım daha önce Bölüm 4'de kullanılmıştı. Bu bölümde ise adyabatik alev sıcaklığı değerleri yerine HAD sonucunda alınan yanma odası maksimum sıcaklık değerleri alınmıştır. Bu değerlerle elde edilen sonuçlar grafiklerde Lefebvre ismiyle gösterilmektedir.

Şekil 5.36'da amonyak katkısı durumlarındaki hem HAD sonuçlarından direkt alınan değerler hem de analitik yaklaşım ile hesaplanan değerler gösterilmiştir.



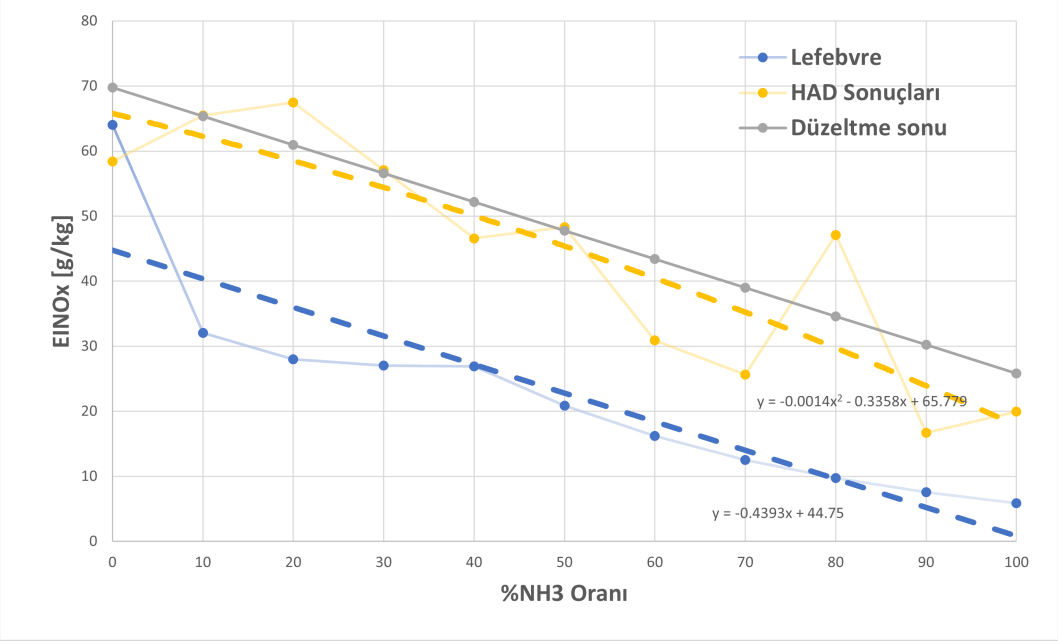
Şekil 5.36 $EINO_x$ değerlerinin amonyak katkı oranlarına bağlı HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması

Şekilde değerlerin eğilimi (trend) kesikli çizgiler ile gösterilmiştir. İki hesaplama da azalan trende sahipken eğimleri farklıdır. Bu eğim farklılığı iki sebepten kaynaklanmış olabileceği düşünülmektedir. Birinci sebep, %10 ile %40 arasında amonyak katkısı durumlarında maksimum sıcaklık değerlerinin düşük hesaplanmasından kaynaklanmasıdır. İkinci sebep ise %10 ile %40 arasında katkı durumundaki sıcaklık değerlerin doğru kabul edilip %50 ile %90 arasındaki katkı durumlarındaki sıcaklık değerlerinin yüksek hesaplanması olarak düşünülebilir. Her iki durum için de yanlış olduğu düşünülen değerler doğrusal interpolasyon ile tamamlanarak sırasıyla Şekil 5.37 ve Şekil 5.38'de gösterilmiştir.



Şekil 5.37 $EINO_x$ değerlerinin amonyak katkı oranlarına bağlı HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması (birinci durum)

Birinci sebep için yapılan düzeltmede trend çizgileri neredeyse üst üste binerken, ikinci sebep için yapılan düzeltmede trend çizgilerinden biri ortalama 25 birim aşağıdadır ve 25 birim yukarı taşındığı durumda "Düzeltme sonu" ismi ile gösterilmiştir.



Şekil 5.38 $EINO_x$ değerlerinin amonyak katkı oranlarına bağlı HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması (ikinci durum)

İkinci sebebin daha olası olabileceği düşünülmektedir çünkü Lefebvre'nin önerdiği

yarı-amprik bağıntının hidrokarbon yakıtlar için doğruluğu gösterilmiştir fakat bu bağıntıların karbon içermeyen yakıtlarda doğruluğu hakkında bir bilgi bulunmamaktadır. Bu durumda karışım içerisindeki hidrokarbon dışı katkı oranı arttıkça Lefebvre bağıntılarından elde edilen sonuçlarda sapmaların artacağı kolaylıkla öngörülebilir. Bu bağıntılarla elde edilecek sonuçların yakıta bağlı hatalarını göstermek için hazırlanan Tablo 5.5'de görüldüğü üzere metan ve propan için HAD sonuçları bağıntıdan elde edilen sonuçlar ile yaklaşık sonuçlar vermekteyken amonyak için % 240'ye yakın bir hata elde edilmiştir.

Lefebvre bağıntıları hidrokarbon yakıtlar için önerilmiş olduğunu görmek adına propan için de karşılaştırma yapılmıştır. Propandaki %55 mertebesine yaklaşan hata oldukça dikkat çekicidir. Bunun sebebi yakıtın yanma bölgesindeki bekleme süresidir. Bu süre metan için 2 ms olarak sabit alınmıştır ancak bu süre yakıta ve yanma odası geometrisine göre değişmektedir. Bölüm 3'de bahsedildiği üzere bekleme süresi (residence time) alevin kapladığı hacmin bir fonksiyondur ve propan için uygun bir yanma bölgesi hacmi alındığında bu sapmanın metanda olduğu gib kabul edilebilir sınırlar içinde olacağı düşünülmektedir.

Tablo 5.5 $EINO_x$ değerlerinin HAD ve Lefebvre sonuçlarının karşılaştırılması

	$EINO_{x,HAD}$	$EINO_{x,Lefebvre}$	**% Hata**
CH_4	58.43	64.01	-%8.72
C_3H_8	86.64	54.05	%54.57
NH_3	19.92	5.87	%239.14

Ayrıca %100 amonyak durumunda %240 civarlarında bir hata olmasına rağmen uygun bekleme süresi kullanıldığında Lefebvre bağıntısıyla elde edilen değerler HAD sonucuna yaklaşabileceği düşünülmektedir. Çünkü yanma odasındaki amonyak oranıyla birlikte alev boyu arttıkça bekleme süresi de artacağından amonyak için Lefebvre bağıntısındaki bekleme süresi metana nazaran çok daha yüksek bir değer alacaktır.

6
SONUÇ

Bu çalışmada bir alternatif yakıt olan amonyağın gaz türbinlerinin performans parametrelerine ve emisyon değerlerine etkileri incelenmiştir. İlk olarak gaz türbininin performans parametrelerine olan etkilerinin hesaplanması için MATLAB programı kullanılarak Brayton çevriminin yakıt içerisindeki farklı amonyak katkı oranlarında ve farklı basınç oranı değerlerinde termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analizde kullanılan yanma modeli ile yanma prosesi daha detaylı modellenmiş, adyabatik alev sıcaklığından yararlanılarak analitik yaklaşım ile CO ve NO_x değerleri hesaplanmıştır. İkinci olarak emisyon değerlerini daha iyi tahmin edebilmek adına hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sayısal çözüme başvurulmuş, hesaplama maliyetini azaltmak amacıyla literatürdeki üç boyutlu bir yanma odası modeli iki boyuta indirgenmiştir. Bu model yanma odası üzerinde sayısal olarak çalışılarak yanma sonu ürünleri ve sıcaklık dağılımları hesaplanmıştır. Son olarak bulunan emisyon değerleri analitik hesaplamalar için kullanılan literatürdeki yarı-ampirik bağıntıların sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Tezin birinci bölümünde literatür taranarak amonyağın içten yanmalı motorlarda ve gaz türbinlerinde kullanımı ile ilgili çalışmalar incelenmiştir. Gaz türbinlerinin bileşenleri hakkında genel kavramlardan bahsedilmiş ve özellikle yanma odası üzerinde durulmuştur. Yanma odası tiplerinden, yanma çeşitlerinde ve yanma odası tasarımında göz önünde bulundurulması gereken yanma verimi, yanma sonu emisyonları gibi kriterlerden, yanma odasında entropi üretimi, yanma odası çıkışındaki sıcaklık profilinin öneminden bahsedilmiş, bu sıcaklık profili hakkında yorum yapmamıza olanak tanıyan patern faktör ifadesine yer verilmiştir. Ayrıca swirl açısının ve yanma odasında oluşan girdapların öneminden bahsedilmiş, bunların sıcaklık profili ve emisyonlar üzerindeki etkilerinden bahsedilmiştir. Son olarak amonyağın enerji potansiyelinden, diğer yakıtlara göre avantaj ve dezavantajlarından bahsedilmiş, alternatif yakıt olarak amonyağın günümüzde dikkat çekmesinin sebepleri tartışılmış, karbon içermeyen yakıtlar arasında amonyağın enerji potansiyeli ve hidrojen taşıyıcısı olarak önemli bir yeri

olduğu vurgulanmış, halihazırdaki propan depolarında kolaylıkla depolanabileceği anlaşılmıştır. Amonyağın aşındırıcı özelliğinden ve zehirli bir kimyasal olmasından dolayı alınması gereken önlemlerden bahsedilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde termodinamik analizin dışında kullanılacak olan sayısal hesaplama için gereken yönetici denklemlerden bahsedilmiştir. Aynı zamanda gaz türbinlerindeki yanma odalarında akış türbülanslı olduğundan türbülans modellemesi ve yanmanın türbülans ile olan etkileşiminin modellenmesinden bahsedilmiştir. Gerçeğe yakın sonuçlar alabilmek için kullanılacak olan radyasyon modeli ve kimyasal mekanizmalardan bahsedilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılan yönetici denklemler genelde süreklilik ve momentum denklemleridir. Reaktif akışlarda ek olarak enerji denklemi de çözülmektedir. Süreklilik ve momentum denklemleri ile hızlar ve basınçlar çözülebilir. Yalnız türbülans etkilerinden dolayı momentum denklemlerinin yerini RANS denklemleri almakta ve bir bilinmeyen terim daha ortaya çıkmaktadır. Bu terim Reynolds gerilim terimidir ve çözülmesi için bu çalışmada Boussinesq hipotezi yaklaşımından yararlanılmıştır. Bu hipotez ile Reynolds gerilim terimi Denklem 2.12a'da verilmiştir. Burada bilinmeyen türbülans viskozitesinin hesaplanması gerekmektedir. Türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yitim enerjisi (ε) ile ifade edilebilir ve bu iki bilinmeyen, $k-\varepsilon$ türbülans modeli ile bilinen modeldeki iki denklem çözülerek bulunabilir. Bunlara ek olarak akış tek bir maddeden oluşmamakta her bir gaz türü ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Türlerin korunum denklemi çözülerek gazların mol ve kütle fraksiyonları bulunur. Son olarak sıcaklıkların hesaplanabilmesi için kullanılan enerji denklemindeki üretilen enerji terimi kimyasal enerji sonucu açığa çıkan enerjidir ve bu terim reaksiyon kinetiği ve türbülans ile olan etkileşim modellerinden hesaplanabilir.

Tezin üçüncü bölümünde NO_x, PM, HC, CO ve CO_2 emisyonlardan bahsedilmiştir. Bu emisyonların nasıl oluştuğundan, çevreye ve canlılara olan etkilerinden bahsedilmiştir. Özellikle NO_x emisyonları üzerinde durulmuş olup, oluşum sebeplerine detaylı olarak yer verilmiştir. NO_x emisyonlarının oluşumu üç kısımda incelenir. Bunlar termal NO_x, yakıt kaynaklı NO_x ve Fenimore NO_x olarak bilinmektedir. Bunlara ek olarak NO_x ve CO emisyonlarının analitik olarak hesaplanabilmesi için literatürde önerilmiş yarı-ampirik bağıntılardan bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde termodinamik model kurulup, performans parametreleri üzerindeki etkiler incelenmiştir. Çözümde kullanılan kabullerden bahsedilmiş, termodinamik analiz için oluşturulan model ve yanma modeli MATLAB program kullanılarak çözülmüştür. Teorik sınırları görebilmek adına basınç oranları

parametrik olarak 300'e kadar artırılmıştır. Her bir basınç oranı için metan yakıtına %10 artımlarla amonyak ilavesi yapılarak %0-%100 arası 11 adet durum için termodinamik analiz tekrarlanmıştır. Termodinamik modelde kompresör çıkışındaki havanın termodinamik özelikleri her bir basınç oranında hesaplanmıştır. Farklı amonyak katkılarında meydana gelen yanma sonu ürünleri analitik olarak kimyasal denge modeli ile bulunup yanma odası çıkışındaki termodinamik özelikler hesaplanmıştır. Kompresörde olduğu gibi türbin çıkışındaki egzoz gazının özelikleri de hesaplatılmıştır. Sonuç olarak her noktadaki entalpi değerleri bilindiğinden kompresör işi, türbin işi, yanma odasına yakıt kaynaklı giren iş, net iş, verim ve özgül yakıt tüketimi gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Termodinamik analiz sonuçlarında farklı basınç oranları için verimin, net işin, giren ısı enerjisinin ve yanmaya katılan hava miktarının farklı amonyak katkı oranlarına bağlı grafikleri çizdirilip, yorumlanmıştır. Bunlara ek olarak farklı basınç oranlarında artan amonyak katkı oranlarındaki giren ısı enerjisi, verim, özgül yakıt tüketimi, net iş, genel eşdeğerlik oranı, yakıt/hava oranı, ve $EINO_x$ ile $EICO$ değerleri grafikleri çizdirilip yorumlanmıştır. Farklı amonyak katkısı durumlarında tüm basınç oranları için net işin verime göre değişimini gösteren yumurta grafiği de bu bölümde çizdirilip yorumlanmıştır. Türbin ve kompresör işlerinin basınç oranlarına göre değişimi de farklı amonyak katkıları için gösterilerek net iş grafiği hakkında yapılan yorum desteklenmiştir. Basınç oranının yüksek olduğu durumlarda amonyak katkısının termik verimi daha çok artırdığı görülmüştür. Yakıt içerisindeki amonyak artışı ile sabit türbin giriş sıcaklığında yakıt kaynaklı ısı girişi artmaktadır fakat net işin artış miktarı, yakıt kaynaklı ısı girişinin artış miktarından fazla olduğundan artan amonyak katkı miktarı ve basınç oranı ile verim artmaktadır. Özgül yakıt tüketimi ise aynı yakıt karışımı kullanıldığında artan basınç oranıyla azalmaktadır. Bunun sebebi basınç oranı arttıkça artan verimdir. Ancak özgül yakıt tüketimi, yakıt karışımındaki amonyak oranının artmasıyla düşmektedir. Bunun sebebi ise yakıt karışımının alt ısıl değerinin amonyak miktarındaki artış nedeniyle düşmesidir. Burada yakıt içerisindeki amonyak miktarındaki artış, sabit türbin giriş sıcaklığında verimi artırmaktadır ancak yakıt karışımının alt ısıl değerindeki düşüş, verimdeki artıştan daha çok olduğundan amonyak katkısının artması ile özgül yakıt tüketimi de artmaktadır. Yakıt karışımındaki amonyak miktarındaki artış maksimum net işi veren basınç oranını da bir miktar artırmıştır. Ayrıca kompresörden çıkan toplam havanın yanmaya katılan kısmının yakıttaki amonyak miktarı arttıkça arttığı basınç oranının artması ile de azaldığı görülmüştür. Bunun sebebi ise amonyak katkısının egzoz gazlarının özgül ısı kapasitesini artırmasıdır. Egzoz gazlarının özgül ısı kapasitesi arttıkça yanma odası sıcaklıkları düşmektedir ve soğutma havası oranı da bu yüzden düşerek yanmaya katılan hava oranı, dolayısıyla yakıt miktarı artmaktadır. Ayrıca amonyak katkısının etkisi ile azalan,

birinci bölgedeki maksimum sıcaklık hesaplanmış olup bu sıcaklık bölgesinde oluşan CO ve NO_x emisyonlarındaki değişimler incelenmiştir. Birinci bölgedeki maksimum alev sıcaklığı olarak birinci bölgedeki eşdeğerlik oranı ile yanma sonu adyabatik alev sıcaklıkları hesaplanmıştır. Amonyak katkısının CO emisyonlarını az bir miktar artırdığı görülmektedir yalnız bu durum doğru olmayabilir. Literatürde önerilen yaklaşım hidrokarbon yakıtlar için önerilmiştir. Alev sıcaklığındaki düşüş ve yanmaya katılan hava miktarındaki düşüş CO emisyonlarını artırıcı etkiye sahip olsa da yakıt içerisindeki karbon miktarı artan amonyak katkısı ile azalmaktadır. Literatürde CO emisyonları için önerilen yarı-ampirik bağıntıda bu durumu temsil eden bir terim olmadığından bu bağıntının amonyak için doğruluğu tartışmalıdır. Ancak basınç oranın artmasıyla CO emisyonları düşmektedir ve basınç oranının CO üzerindeki etkisi aynı yakıt karışımları için doğru bir fikir verebilir. NO_x emisyonlarının ise amonyak katkısı ile önemli oranda azaldığı görülmektedir. Literatürdeki yarı-ampirik bağıntılarda yakıt kaynaklı NO_x emisyonlarının da katkısına karşılık gelecek bir terim bulunmamaktadır. Bununla birlikte, yakıt kaynaklı NO_x emisyonlarının etkisi, termal NO_x kaynaklı emisyondaki etkisi yanında ihmal edilebilecek kadar az olduğundan bu yarı-ampirik bağıntıdaki ile NO_x emisyonları doğruya yakın bir şekilde tahmin edilebilir. Aynı zamanda CO emisyonunda olduğu gibi, aynı yakıt karışımları için basınç oranındaki değişimin NO_x emisyonları üzerindeki etkisi hakkında doğru bir fikir verebilir.

Tezin beşinci bölümünde deneysel verilere sahip olunan DLR "Flame A" alevi modellenerek yanma ve türbülans modellerinde doğrulama yapılmıştır. Bunun yanı sıra tezde doğrulama sonrası iki boyutlu bir model yanma odası geometrisi önerilmiş olup hesaplama maliyeti düşürülmek istenmiştir. Bu model yanma odası üzerinde swirl açısı, önkarışımsız yanma, kısmi ön karışımlı yanma ve ön karışımlı yanma gibi optimum çalışma şartları sebepleri ile izah edilerek belirlenmiştir. Sonrasında ise model yanma odası üzerinde belirlenen şartlarda sayısal bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın yapılma sebebi NO_x ve CO emisyonlarındaki yakıt kaynaklı etkilerin literatürdeki yaklaşımlar ile hesaplanamamasıdır. Hesaplama için çözüm ağı sıklığı belirlenmesi için eksen üzerindeki sıcaklık dağılımı ve akıştaki teğetsel hız olan swirl hızı çözüm ağından bağımsız hale gelinceye kadar çözüm ağı çalışması yapılmıştır. Bu bölümde önerilen iki boyutlu yanma odası modeli, basınç oranı ve yakıt kaynaklı üretilen gücün sabit olduğu durumda farklı amonyak katkısı durumları için sayısal sonuçlar verilmiştir. Her bir amonyak katkısı durumunda yanma odasına giren yakıt ve havanın mol fraksiyonları ve kütlesel debisi, soğutma ve seyreltme deliklerinden giren havanın kütlesel debisi verilmiştir. Yakıt içerisindeki amonyak miktarındaki artış sonucu yanma sonu ürünlerinin özgül ısı kapasitelerinde artış görülmüştür. Bu durumdan kaynaklı

olarak beklenildiği gibi yanma odası sıcaklıklarında düşüş meydana gelmiştir. Aynı zamanda amonyak katkısının CO emisyonlarını literatürde hidrokarbon yakıtlar için verilmiş yarı-ampirik yaklaşımlara ters olarak, beklenildiği üzere düşürdüğü gözlemlenmiştir. Aynı şekilde artan amonyak katkısı ile CO_2 emisyonundaki düşüş de yakıt karışımındaki hidrokarbon yakıt oranının düşmesine bağlanabilir. NO_x emisyonlarında ise literatürde hidrokarbon yakıtlar için önerilen yaklaşımlar ile paralel sonuçlar alınmıştır. Analitik yaklaşım ile sayısal çözümdeki NO_x emisyonlarındaki düşüş trendi paralel görülmüştür. Bunun sebebinin termal etkilerin, yakıt kaynaklı etkilerden fazla olması olduğu düşünülmektedir. Aynı zamanda OH radikalleri de gözlemlenmiş, amonyak katkısındaki artış ile beraber alev boyunda artış görülmüştür. Amonyak miktarındaki artış ile beraber patern faktörünün de bir miktar düşmesi, amonyak katkısının türbin kanatları üzerindeki termal gerilmeleri azaltması ile sonuçlanmış, amonyak katkısının türbin kanatlarının ömrü açısından da faydalı olacağı görülmüştür. Son olarak NO_x emisyonları sayısal sonuçlardan alınan birincil bölge sıcaklıkları kullanılarak analitik yöntem ile tekrar hesaplanmıştır. Bu sonuçlar sayısal hesaplama sonuçları ile paralellik gösterse de sapmalar gözlemlenmiştir. Bu sapmaların HAD analizinde emisyonları hayli etkileyen bekleme süresi değerinin analitik yöntemdekinden farklı olarak sabit bir parametre olarak önceden girilmeyip bu parametrenin akışa göre program tarafından kendiliğinden hesaplanması olduğu düşünülmüştür. Bu bağlamda metan, propan ve amonyak için analitik yaklaşımlar ve HAD analizi sonuçları karşılaştırılıp sonuçlardaki sapmalar hesaplatılmıştır. Analitik yöntemde metan için literatürde oldukça yaygın kullanılan 2 ms bekleme süresi değeri alındığından sapma %8 civarındayken propan için aynı bekleme süresinin kullanılması bu yakıt için sapmayı %54'e yükseltmiştir. Aynı sebepten ve ayrıca daha büyük bir etkisi olduğu düşünülen analitik yöntemde kullanılan yarı-ampirik bağıntının hidrokarbon yakıtları için önerilmiş bir bağıntı olmasından dolayı amonyak için hata daha da artmıştır. Elde edilen bu sonuçlar literatürdeki bu yarı-ampirik bağıntıların karbon içermeyen ve NH_3 gibi yakıtlarda kullanılamayacağını gösterilmiştir.

Bu tez çalışmasında, hesaplama maliyetleri nedeniyle HAD analizleri için türbülans modellemesinde LES denklemleri yerine RANS denklemleri kullanılmış ayrıca aynı sebeple üç boyutlu bir yanma odası modeli yerine iki boyutlu bir model üzerinde çalışılmıştır. Gelecekteki çalışmalarda üç boyutlu modelleme ve LES denklemleri kullanılarak türbülansın daha büyük ölçekli yapısı doğrudan çözülerek türbülans ve kimyasal reaksiyonlar arası etkileşimler daha doğru bir şekilde hesaplanabilir ve böylelikle minör bir ürün olduğundan hesaplaması CO emisyonuna göre daha büyük hassasiyet gerektiren NO_x emisyonları daha doğru bir

şekilde tahmin edilebilir.

Çalışmada yapılan sayısal hesaplamalar sonucu elde edilen veriler grafiğe dökülürken kıyaslama yapılması amacıyla model yanma odası merkez ekseni üzerindeki veri dağılımları dikkate alınmıştır. İleriki çalışmalarda eksen üzerindeki bu değerler, model üzerinde belli aralıklar ile ekseni dik kesecek hayali yüzeyler kullanılıp bu yüzeylerin bulunduğu bölgelerde ilgili değerlerin kütle ağırlıklı ortalamalarının hesaplanması ve bu iki farklı yaklaşımın sonuçlarının kıyaslanarak bu iki yaklaşımdan uygun olanının tercih edilmesi çalışmayı geliştirebilecek diğer bir unsur olarak gösterilebilir.

Çalışmada amonyak katkı oranları arttıkça CO_2 emisyonu tam yanma gerçekleştiği ve gerçekleşmediği iki durum için de düşmektedir. Bunun sebebi yakıt içerisindeki hidrokarbon oranındaki düşüş olarak gösterilmiştir. Ayrıca aynı sebeple CO emisyonlarında da düşüş meydana geldiği sonucu ortaya çıkmıştır. Ancak amonyak katkısı sebebiyle alev stabilitesi bozulduğu takdirde tam yanma gerçekleşmeyebilir. Bu durumda CO tamamen CO_2 gazına dönüşemeyeceğinden CO emisyonları artabilir. Amonyak katkısının etkilerinin daha detaylı araştırılması adına zamandan bağımsız kararlı (steady) çözüm yerine zamana bağlı (unsteady) çözüm yapılabilir. Bu sayede alev kopmaları (flame lift-off) ve alev stabilitesindeki bozulmalar gözlemlenip eksik yanmanın olduğu bölgeler tespit edilebilir ve eksik yanma sonucu oluşan CO emisyonları daha doğru hesaplanabilir. Aynı şekilde amonyak katkısının etkisi metan için tasarlanmış bir yanma odasında incelendiği için yanma veriminin de azalacağı düşünülmektedir. Aynı zamanda amonyak katkı oranı arttıkça alev stabilitesi belli orandan sonra tamamen bozulup yanma meydana gelmeyebilir. Gelecekte yapılacak çalışmalarda bu durumda göz önünde bulundurulup analiz limitleri belirlenebilir.

Doğalgazın ana bileşeni olan metana farklı miktarlarda amonyak katkısının gaz türbinlerinin emisyon ve performans parametrelerine etkilerinin incelendiği bu tez çalışması içten yanmalı motorlar için alternatif yakıtlarla ilgili araştırmalarda yol gösterici bir çalışma olacaktır. Aynı zamanda hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılmak üzere bir gaz türbini yanma odasının iki boyutlu modellemesi konusunda da bir kaynak niteliğindedir. Literatürde teorik çalışmalarda oldukça faydalanılan NO_x ve CO emisyonları için öngörülmüş yarı-ampirik yaklaşımların, günümüzde kullanımı giderek yaygınlaşan karbon içermeyen (carbon-free) yakıtlar için geliştirilebilmesi konusunda da faydalı bir temel oluşturmaktadır. Tezde önerilen termodinamik model kullanılarak farklı yakıt karışımlarının gaz türbinlerinin performans parametreleri üzerindeki etkileri incelenebilir. Ayrıca bu tez model yanma odası ile birlikte uygun kinetik mekanizmalar kullanılarak

farklı performans durumlarındaki emisyon miktarlarının tespitini de kapsadığından gaz türbinlerinin ön tasarımında kullanılabilecek temel bir başvuru kaynağı niteliğindedir.

KAYNAKÇA

[1] K. Ünlügençoğlu, "Gemi kaynaklı emisyonların farklı yöntemlerle incelenmesi," PhD Thesis, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2018.

[2] H. Ritchie, M. Roser, P. Rosado, "CO_2 and greenhouse gas emissions," *Our World in Data*, 2020, https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions.

[3] A. Uyumaz, F. Boz, E. Yilmaz, H. Solmaz, S. Polat, "Taşıt Egzoz Emisyonlarını Azaltma Yöntemlerindeki Gelişmeler," *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 8, pp. 15–24, 2017.

[4] N. de Vries, "Safe and effective application of ammonia as a marine fuel," PhD Thesis, Delft University of Technology, Delft, 2019.

[5] E. S. Starkman, G. E. James, H. K. Newhall, "Ammonia as a Diesel Engine Fuel: Theory and Application," *SAE Transactions*, vol. 76, pp. 3193–3212, 1968.

[6] A. J. Reiter, S.-C. Kong, "Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel," *Fuel*, vol. 90, pp. 87–97, 2011.

[7] H. Xiao, Z. Wang, A. Valera-Medina, P. J. Bowen, "Study on Characteristics of Co-firing Ammonia/Methane Fuels under Oxygen Enriched Combustion Conditions," *Journal of Thermal Science*, vol. 27, pp. 270–276, 2018.

[8] M. Pochet, V. Dias, B. Moreau, F. Foucher, H. Jeanmart, F. Contino, "Experimental and numerical study, under LTC conditions, of ammonia ignition delay with and without hydrogen addition," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 37, pp. 621–629, 2019.

[9] X. Han, Z. Wang, M. Costa, Z. Sun, Y. He, K. Cen, "Experimental and kinetic modeling study of laminar burning velocities of NH3/air, NH3/H2/air, NH3/CO/air and NH3/CH4/air premixed flames," *Combustion and Flame*, vol. 206, pp. 214–226, 2019.

[10] C. Lhuillier, P. Brequigny, F. Contino, C. Mounaïm-Rousselle, "Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions," *Fuel*, vol. 269, 2020.

[11] C. Borgnakke, R. E. Sonntag, *Fundamentals of Thermodynamics*, 8th ed. Wiley, 2012.

[12] Y. A. Çengel, M. A. Boles, M. Kanoğlu, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 10th ed. McGraw Hill, 2023.

[13] E. Logan, R. Roy, *Handbook of Turbomachinery*. Print, 2003.

[14] S. Yahya, *Turbines Compressors and Fans*. McGraw-Hill Education, 2010.

[15] M. P. Boyce, "1 - an overview of gas turbines," in *Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition)*, Fourth Edition, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012, pp. 3–88.

[16] R.-R. plc, *The Jet Engine, 5th Edition*. Wiley, 2015.

[17] Fahrettin Küçükşahin, *Buhar ve Gaz Türbinleri*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 2018.

[18] G. Rogers, P. Straznicky, H. Cohen, H. Saravanamuttoo, A. Nix, *Gas Turbine Theory*. Pearson Education, 2017.

[19] İbrahim Özsarı, "Gaz türbinlerinde yanma odalarının teorik incelenmesi ve nümerik olarak modellenmesi," Master Thesis, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2015, 120 pp.

[20] A. Mellor, *Design of Modern Turbine Combustors* (Combustion Series). Academic Press, 1990, isbn: 9780124900554.

[21] M. M. Torkzadeh, F. Bolourchifard, E. Amani, "An investigation of air-swirl design criteria for gas turbine combustors through a multi-objective CFD optimization," *Fuel*, vol. 186, pp. 734–749, 2016. doi: 10.1016/j.fuel.2016.09.022.

[22] H. Pitsch, "Improved pollutant predictions in large-eddy simulations of turbulent non-premixed combustion by considering scalar dissipation rate fluctuations," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 29, no. 2, pp. 1971–1978, 2002, issn: 1540-7489. doi: 10.1016/S1540-7489(02)80240-1.

[23] V. Kurdyumov, E. Fernández-Tarrazo, J. .-. Truffaut, J. Quinard, A. Wangher, G. Searby, "Experimental and numerical study of premixed flame flashback," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 31, no. 1, pp. 1275–1282, 2007, issn: 1540-7489. doi: 10.1016/j.proci.2006.07.100.

[24] F. Yin, A. G. Rao, "Performance analysis of an aero engine with inter-stage turbine burner," *The Aeronautical Journal*, vol. 121, no. 1245, pp. 1605–1626, 2017, issn: 0001-9240, 2059-6464. doi: 10.1017/aer.2017.93.

[25] Q. Xu, T. Kobayashi, *Advanced Materials for Clean Energy*. CRC Press, 2015, isbn: 9781482205800.

[26] H. Kobayashi, A. Hayakawa, K. D. K. A. Somarathne, E. C. Okafor, "Science and technology of ammonia combustion," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 37, no. 1, pp. 109–133, 2019.

[27] N. O. o. D. a. Informatics. "NIST chemistry WebBook." Publisher: National Institute of Standards and Technology. (), [Online]. Available: https://webbook.nist.gov/chemistry/ (visited on 01/04/2024).

[28] A. Valera-Medina, H. Xiao, M. Owen-Jones, W. I. F. David, P. J. Bowen, "Ammonia for power," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 69, pp. 63–102, 2018, issn: 0360-1285. doi: 10.1016/j.pecs.2018.07.001.

[29] A. Valera-Medina *et al.*, "Review on ammonia as a potential fuel: From synthesis to economics," *Energy & Fuels*, vol. 35, no. 9, pp. 6964–7029, 2021, Publisher: American Chemical Society, issn: 0887-0624. doi: 10.1021/acs.energyfuels.0c03685.

[30] ANSYS Inc., *Ansys fluent theory guide*, Release 2022 R1, 2022.

[31] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson, 2007.

[32] T. Poinsot, D. Veynante, *Theoretical and Numerical Combustion*. CNRS, 2011.

[33] S. B. Pope, *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000.

[34] B. Andersson, R. Andersson, L. Håkansson, M. Mortensen, R. Sudiyo, B. van Wachem, *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Cambridge University Press, 2012.

[35] D. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, 2006.

[36] T. Echekki, E. Mastorakos, *Turbulent Combustion Modeling*. Springer Dordrecht, 2011.

[37] L. Lebre're, M. Buffat, L. Le Penven, B. Dillies, "Application of reynolds stress modeling to engine flow calculations," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 118, 1996.

[38] D. He, Y. Yu, Y. Kuang, C. Wang, "Model comparisons of flow and chemical kinetic mechanisms for methane–air combustion for engineering applications," *Applied Sciences*, 2021.

[39] A. M. Yacilom, "Turbulence. 2nd edition. by j. 0. hinze. mcgraw-hill, 1975. 790 pp. £19.40.," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 80, no. 3, pp. 605–606, 1977.

[40] B. F. Magnussen, B. H. Hjertager, "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion," *Symposium (International) on Combustion*, vol. 16, no. 1, pp. 719–729, 1977.

[41] B. F. Magnussen, "On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow," 1981.

[42] B. F. Magnussen, "The eddy dissipation concept a bridge between science and technology," 2005.

[43] M. Bösenhofer, E.-M. Wartha, C. Jordan, M. Harasek, "The eddy dissipation concept—analysis of different fine structure treatments for classical combustion," *Energies*, vol. 11, 2018.

[44] A. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. Wiley, 2020.

[45] H. A. Des Voeux, "Fog and smoke," *Journal of the Royal Sanitary Institute*, vol. 26, pp. 641–663, 1905.

[46] K. K. Kuo, *Principles of Combustion*. John Wiley & Sons, 2005.

[47] Y. B. Zel'dovich, "The oxidation of nitrogen in combustion and explosions," *Acta Physicochimica U.S.S.R.*, vol. 21, 1946.

[48] C. P. Fenimore, "Studies of fuel-nitrogen species in rich flame gases," *Symposium (International) on Combustion*, vol. 17, pp. 661–670, 1979.

[49] W. M. Haynes, Ed., *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, 93th. CRC Press, 2012.

[50] Hasan Kayhan Kayadelen, "Gaz türbinlerinde su/buhar enjeksiyonunun termoekonomik performans ve emisyonlar üzerindeki etkisinin incelenmesi ve optimizasyonu," Ph.D. dissertation, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2014, 226 pp.

[51] R. K. Hanson, S. Salimian, "Survey of rate constants in the n/h/o system," in *Combustion Chemistry*, W. C. Gardiner, Ed., New York, NY: Springer New York, 1984, pp. 361–421.

[52] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, J. C. Keck, "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines," *Combustion Science and Technology*, vol. 1, no. 4, pp. 313–326, 1970.

[53] M. R. Beychok, "Nox emission from fuel combustion controlled," *Oil Gas J*, vol. 1, pp. 53–56, 1973.

[54] S. Ozgen, S. Cernuschi, S. Caserini, "An overview of nitrogen oxides emissions from biomass combustion for domestic heat production," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 135, 2021.

[55] G. Z. Whitten, "The chemistry of smog formation: A review of current knowledge," *Environment International*, vol. 9, no. 6, pp. 447–463, 1983.

[56] D. G. Badman, E. R. Jaffè, "Blood and air pollution: State of knowledge and research needs," *Otolaryngology - Head and Neck Surgery*, vol. 114, no. 2, pp. 205–208, 1996.

[57] U.S. Environmental Protection Agency, "Air quality criteria for carbon monoxide (final report, 1991)," U.S. Environmental Protection Agency, Washington, DC, Washington, DC, Tech. Rep. EPA/600/8-90/045F, 1991.

[58] U.S. Environmental Protection Agency, "Air quality criteria for carbon monoxide (final report, 2000)," U.S. Environmental Protection Agency, Office of Research and Development, National Center for Environmental Assessment, Washington Office, Washington, DC, Tech. Rep. EPA 600/P-99/001F, 2000.

[59] U.S. Environmental Protection Agency, "Integrated science assessment (isa) for carbon monoxide (final report, jan 2010)," U.S. Environmental Protection Agency, Washington, DC, Washington, DC, Tech. Rep. EPA/600/R-09/019F, 2010.

[60] M. E. Munawer, "Human health and environmental impacts of coal combustion and post-combustion wastes," *Journal of Sustainable Mining*, vol. 17, no. 2, pp. 87–96, 2018.

[61] ö. C.-E. Bostr *et al.*, "Cancer risk assessment, indicators, and guidelines for polycyclic aromatic hydrocarbons in the ambient air.," *Environmental Health Perspectives*, vol. 110, pp. 451–488, 2002.

[62] V. R. J. H. Timmers, P. A. J. Achten, "Non-exhaust PM emissions from electric vehicles," *Atmospheric Environment*, vol. 134, pp. 10–17, 2016.

[63] J. Kagawa, "Health effects of diesel exhaust emissions - a mixture of air pollutants of worldwide concern," *Toxicology*, vol. 181-182, pp. 349–353, 2002.

[64] International Energy Agency (IEA), "CO_2 emissions in 2022," Tech. Rep., 2023.

[65] A. Lefebvre, D. Ballal, *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions, Third Edition*. Taylor & Francis, 2010.

[66] N. Kim, M. C. Lee, "Development of NO_x response model of $H_2/CO/CH_4$ syngases with nitrogen dilution in a gas turbine model combustor," *International Journal of Hydrogen Energy*, 4th International Conference on Energy Engineering and Environment Engineering (2016), Hong Kong, China, vol. 41, no. 35, 2016.

[67] G. Lewis, *Prediction of NOx emissions*. American Society of Mechanical Engineers, 1981, vol. 79627.

[68] G. LEWIS, "A new understanding of no (x) formation," in *International Symposium on Air Breathing Engines, 10 th, Nottingham, England*, 1991, pp. 625–629.

[69] N. Røkke, J. Hustad, S. Berg, "Pollutant emissions from gas fired turbine engines in offshore practice: Measurements and scaling," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, vol. 78903, 1993, V03AT15A021.

[70] L. E. Bakken, L. Skogly, "Parametric Modeling of Exhaust Gas Emission From Natural Gas Fired Gas Turbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 118, no. 3, pp. 553–560, 1996, issn: 0742-4795. doi: 10.1115/1.2816683.

[71] J. Odgers, D. Kretschmer, *The prediction of thermal NOx in gas turbines*. Citeseer, 1985, vol. 79436.

[72] H. Mongia, "Combining lefebvre correlations with combustor CFD," in *40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, ser. Joint Propulsion Conferences, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2004.

[73] N. K. Rizk, H. C. Mongia, "Emissions predictions of different gas turbine combustors," in *AIAA Paper 94-0118*, 1994.

[74] B. J. Mcbride, S. Gordon, M. A. Reno, "Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species," NASA-TM-4513, 1993.

[75] D. Mishra, *Fundamentals of Combustion*. PHI Learning, 2007.

[76] S. R. Turns, *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. McGraw-Hill, 2012.

[77] M. S. Silberberg, E. B. Weberg, *Chemistry: The Molecular Nature of Matter and Change*. McGraw-Hill, 2009.

[78] C. Olikara, G. L. Borman, "A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to i.c. engines," 1975.

[79] V. Bergmann, W. Meier, D. Wolff, W. Stricker, "Application of spontaneous raman and rayleigh scattering and 2d LIF for the characterization of a turbulent $CH_4/H_2/N_2$ jet diffusion flame," *Applied Physics B*, vol. 66, no. 4, 1998. doi: 10.1007/s003400050424.

[80] C. Schneider, A. Dreizler, J. Janicka, E. P. Hassel, "Flow field measurements of stable and locally extinguishing hydrocarbon-fuelled jet flames," *Combustion and Flame*, vol. 135, no. 1, pp. 185–190, 2003, issn: 0010-2180. doi: 10.1016/S0010-2180(03)00150-0.

[81] R. Barlow, A. Karpetis, "Measurements of scalar variance, scalar dissipation, and length scales in turbulent piloted methane/air jet flames," *Flow, Turbulence and Combustion*, vol. 72, no. 2, pp. 427–448, 2004, issn: 1573-1987. doi: 10.1023/B:APPL.0000044405.96071.e1.

[82] G. P. Smith *et al.*, *Gri-mech*, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.

[83] B. Özkan, S. Uslu, "Development of a pressure based, unstructured, gpu accelerated cfd solver for compressible reacting flows at all mach numbers," 2018.

[84] Y. E. Karasu, T. Zaman, A. G. Gungor, "Study of a turbulent non-premixed methane-air flame with hydrogen enrichment," in *The 9th International Aerospace Conference*, UHUK-2022-119, Sep. 2022.

[85] Y. E. Karasu, T. Zaman, A. G. Gungor, "Rans and les of a turbulent non-premixed flame using openfoam," in *The 7th High-Performance Computing Conference*, BASARIM2022-38, May 2022.

[86] S. Tamang, H. Park, "Numerical investigation of combustion characteristics for hydrogen mixed fuel in a can-type model of the gas turbine combustor," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48, pp. 11 493–11 512, 2023.

[87] W. P. Jones, H. Toral, "Temperature and composition measurements in a research gas turbine combustion chamber," *Combustion Science and Technology*, vol. 31, pp. 249–275, 1983, Publisher: Taylor & Francis.

[88] J. J. McGuirk, J. M. L. M. Palma, "The flow inside a model gas turbine combustor: Calculations," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 115, pp. 594–602, 1993.

[89] R. Li, A. A. Konnov, G. He, F. Qin, D. Zhang, "Chemical mechanism development and reduction for combustion of $NH_3/H_2/CH_4$ mixtures," *Fuel*, vol. 257, 2019, issn: 0016-2361. doi: 10.1016/j.fuel.2019.116059.

[90] Mechanical and Aerospace Engineering (Combustion Research), University of California at San Diego, *Chemical-kinetic mechanisms for combustion applications*, San Diego Mechanism web page, http://combustion.ucsd.edu.