



**GAZ TÜRBİNİ YANMA ODALARI İÇİN
YENİ BİR ÖN TASARIM METODOLOJİSİ
Doktora Yeterlilik Tezi**

Ahmet TOPAL

Eskişehir 2018

GAZ TÜRBİNİ YANMA ODALARI İÇİN YENİ BİR ÖN TASARIM METODOLOJİSİ

Ahmet TOPAL

DOKTORA YETERLİLİK TEZİ

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Önder TURAN

Eskişehir
Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Nisan 2018

Bu tez çalışması BAP Komisyonunca kabul edilen 1703F075 no'lu proje kapsamında desteklenmiştir.

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Ahmet TOPAL'ın “**Gaz Türbini Yanma Odaları için Yeni Bir Ön Tasarım Metodolojisi**” başlıklı tezi 20.04.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından değerlendirilerek “Anadolu Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği”nin ilgili maddeleri uyarınca, **Uçak Gövde Motor Bakım** Anabilim Dalı’nda Doktora Yeterlik tezi olarak kabul edilmiştir.

	Ünvanı-Adı Soyadı	İmza
Üye (Tez Danışmanı)	: Doç. Dr. Önder TURAN	
Üye	: Doç. Dr. Özer CAN	
Üye	: Doç. Dr. Tolga BAKLACIOĞLU	
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU	
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Emre KIYAK	

Enstitü Müdürü

ÖZET

GAZ TÜRBİNİ YANMA ODALARI İÇİN YENİ BİR ÖN TASARIM METODOLOJİSİ

Ahmet TOPAL

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Nisan 2018

Danışman: Doç. Dr. Önder TURAN

Bu tezde, tasarlanan ve imal edilen deneysel bir boru tip yanma odası, TEI bünyesinde kurulan atmosferik test riginde test edilerek yeni bir ön tasarım metodolojisi geliştirilmiştir. Çalışmada, yarı-ampirik korelasyonlara dayalı bir ön tasarım aracı oluşturulmuş olup akış dağılımı, alev sıcaklığı, gömlek sıcaklığı gibi tasarım parametreleri bu araç kullanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri ve deneysel testlerle de geliştirilen program doğrulanmıştır. Geliştirilen tasarım kodu literatürde yer alan ağ yapısına sahip kodların aksine yanma odasının 1 mm'lik dilimlere bölünmesi ile elde edilen akış koordinatları üzerinden hesaplama gerçekleştirmektedir. 18 farklı noktada yapılan deney testlerinde test rigi hava debisi 0.035-0.510 kg/s, yakıt debisi 0.70-1.00 g/s, giriş sıcaklığı ise 400-475 K aralıklarındaki değerler kullanılmıştır. Boru tip yanma odası testlerinde gömlek metal sıcaklığı, basınç düşümü ve egzoz emisyon testleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda, geliştirilen kod yardımıyla metal sıcaklıklarında maksimum sapma değeri 81 K ve basınç düşümü de %1,4 olarak hesaplanmıştır. Testlerde ayrıca karbon dioksit (CO₂), oksijen (O₂), karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbon (C_xH_y) ve azot oksit (NO_x) gibi emisyon değerlerinin de bir boyut için kabul edilebilir sınırlar içinde olduğu görülmüştür. Gaz türbinleri yanma odası ön tasarım süreçleri için ticari bir yazılım bulunmamakta olup bu çalışmada geliştirilen tasarım kodu özgün yanma odası tasarımlarına katkı sağlayacağı gibi, yüksek maliyetli detay tasarım süreçlerinin kısılmasına da fırsat tanıyabilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Gaz Türbini, Yanma Odası Test Rigi, Ön Tasarım, Emisyon, Gömlek Duvar Sıcaklığı

ABSTRACT

A NEW PRELIMINARY DESIGN METHODOLOGY FOR GAS TURBINE COMBUSTORS

Ahmet TOPAL

Department of Airframe and Powerplant Maintenance
Anadolu University, Graduate School of Sciences, April 2018
Supervisor: Assoc. Prof. Önder TURAN

In this thesis; an experimental tubular type combustor, that has been designed and produced, were tested in TEI atmospheric combustor test rig and a new preliminary design methodology has been studied. In scope of the work, a preliminary design tool based on the semi-empirical correlations has been developed and design parameters such as flow distribution, flame temperatures, liner metal temperature have been calculated by using this tool. Moreover CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses were used to validate to developed programme. Design tool uses flow coordinates that comes from 1 mm divided flow segments for calculations in contrary to network codes. Experimental studies have been performed for 18 different inlet conditions. 0.035-0.510 kg/s range for air mass flow rate, 0.70-1.00 g/s range for fuel mass flow rate and 400-475 K range for air inlet air temperature were used as inlet conditions. Liner metal temperature, pressure drop and exhaust emission tests were done in tubular type combustor. In respect of these tests, maximum deviation is realized as 81 K in liner metal temperatures and as 1.4% in pressure drop. Moreover, emission predictions for carbon dioxide (CO₂), oxygen (O₂), carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbon (C_xH_y) and nitrogen oxide (NO_x) are acceptable for one-dimensional calculations. There is not an available commercial design tool for gas turbine combustor preliminary design process and developed tool will support the original combustor designs. Moreover, it will give an opportunity to decrease the high cost detail detail design process.

Keywords: Gas Turbine, Combustor Test Rig, Preliminary Design, Emission, Liner Wall Temperature

TEŞEKKÜR

TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. tarafından desteklenen bu çalışmada; tasarım, imalat, montaj ve test faaliyetlerinde gönülden destek veren ve emek harcayan mühendis ve teknisyen arkadaşlarıma minnettarım. Ayıca tecrübeleriyle bana yol gösteren değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU'ya, Altuğ PİŞKİN'e ve yüksek lisans ve doktora öğrenimimde danışmanlığımı yapan, tüm çalışmalarında desteğini ve ilgisini esirgemeyerek bana yol gösteren Doç. Dr. Önder TURAN'a çok teşekkür ederim.

Son olarak; tüm çalışmalarında manevi desteklerini eksik etmeyen aileme, eşime ve tezimi yazarken sürekli bana moral sağlayan kızıma teşekkürler...

Ahmet TOPAL

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalardan bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilemeyen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Anadolu Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programı”yla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara razı olduğumu bildiririm.



Ahmet TOPAL

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amaç ve Kapsamı	1
1.2. Tezin Özgünlüğü	1
1.3. Tezin Endüstriyel Katkıları	2
1.4. Bilimsel Katkı	2
1.5. Literatür Taraması	2
1.5.1. Yanma odası tipleri	4
1.5.2. Yanma odası alt parçaları	4
1.5.2.1. Difüzör	5
1.5.2.2. Yakıt besleme	5
1.5.2.3. Alev tüpü	7
1.5.2.4. Döndürücü	7
1.5.2.5. Muhafaza	8
1.5.3. Gaz türbini yanma odaları için tasarım yöntemleri	8
1.5.3.1. Ampirik yöntem	8
1.5.3.2. Yarı-ampirik yöntem	9
1.5.3.3. Yarı-analitik yöntem	9
1.5.3.4. Analitik yöntem	9
1.5.4. Yanma odası tasarım süreci	9
1.5.5. Yanma odası ön tasarımı	11
2. YANMA ODASI ÖN TASARIM METODOLOJİSİ	21
2.1. Yanma Odası Çevrim Parametreleri	22
2.2. Yanma Odası Performans Gereksinimleri	24
2.3. Geometrik Kısıtlar	27
2.4. Yanma Odası Mimarisi	28
2.4.1. Yanma odası tipi	28
2.4.2. Yakıt enjeksiyon tipi	29
2.4.3. Difüzör tipi	31
2.4.4. Film soğutma tipi	33
2.4.5. Termal bariyer kullanımı	34

2.4.6.Ateşleme tipi	36
2.4.6.1. Kıvılcım ateşleme	36
2.4.6.2. Meşale ateşleme	37
2.4.6.3. Piroteknik ateşleme.....	37
2.5. Tasarım Parametreleri	37
2.5.1.Difüzör tasarım parametreleri.....	37
2.5.2.Temel boyutlandırma parametreleri.....	38
2.5.3.Döndürücü tasarım parametreleri	40
2.5.4.Bölgesel boyut ve eşdeğerlilik oranları.....	46
2.5.5.Soğutma ve ısı transfer parametreleri	48
2.5.6.Döndürücü adeti ve hava giriş delik parametreleri.....	51
2.6. Temel Boyutlandırma	53
2.7. Bölgesel Boyutlandırma ve Akış Dağılımı.....	62
2.7.1.Difüzör tasarımı	62
2.7.2.Birincil bölge boyut ve hava gereksinimi.....	65
2.7.3.İkincil bölge boyut ve hava gereksinimi.....	67
2.7.4.Film soğutma havası öngörüsü	67
2.7.5.Seyreltme bölgesi boyut ve hava gereksinimi	67
2.8. Döndürücü Tasarımı.....	68
2.9. Soğutma Tasarımı	68
2.10. Isı Transferi Analizi	69
2.10.1.Akış dağılımı hesabı.....	69
2.10.2.Alev sıcaklığı hesabı.....	70
2.10.3.Soğutmasız duvar sıcaklığı hesabı.....	74
2.10.4.Film soğutmalı duvar sıcaklığı hesabı.....	80
2.11. Hava Giriş Delik Tasarımı	83
2.11.1.Debi katsayısı hesabı.....	84
2.11.2.Jet penetrasyonu	86
2.11.3.Basınç düşüm hesabı.....	87
2.11.4.Döndürücü kanalları (delikleri).....	89
2.11.5.Gömlek hava giriş delikleri	89
2.11.6.İsı kalkanı çarpma soğutma delikleri.....	90

2.11.7.Gömlek film soğutma delikleri.....	92
2.12. Ateşleme Tasarımı.....	92
2.12.1.Ateşleme sistem parametreleri.....	93
2.12.2.Akış değişkenleri	94
2.12.3.Yakıt parametreleri	94
2.12.4.Minimum ateşleme enerjisi	95
2.13. Yanma Odası Performans Analizleri	95
2.13.1.Atomizasyon	96
2.13.2.Yanma verimi, kararlılık ve ateşleme	98
2.13.3.Fakir sönme limiti	99
2.13.4.Fakir ateşleme limiti	100
2.13.5.Emisyon.....	100
3. YANMA ODASI ÖN TASARIM PROGRAMI.....	105
4. ÖN TASARIM KODU DOĞRULAMASI.....	109
4.1. HAD Analizleri ile Doğrulama.....	110
4.1.1.Akış dağılımı doğrulaması.....	110
4.1.2.Alev sıcaklığı doğrulaması.....	112
4.1.3.Radyasyon ısı akısı doğrulaması.....	115
4.2. Yanma Odası Rig Testlerle Doğrulama	117
4.2.1.Gömlek sıcaklığı ve basınç düşümü doğrulaması	119
4.2.2.Emisyon doğrulaması	129
4.2.3.Yanma verimi doğrulaması.....	137
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	141
KAYNAKÇA.....	144
EKLER	150
EK-1 Jet Yakıtı Adyabatik Alev Sıcaklığı Tablosu.....	150
EK-2 Tez Çalışması Kapsamında Gerçekleştirilen Yayın Faaliyetleri.....	151
EK-3 ÖZGEÇMİŞ.....	152

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1. Yanma odası temel tasarım parametreleri	3
Çizelge 2.1. Tasarım şartlarında tanımlanan parametreler	22
Çizelge 2.2. Tasarım şartlarında tanımlanan parametreler	24
Çizelge 2.3. ICAO Emisyon regülasyonları	27
Çizelge 2.4. Difüzör tasarım parametreleri	38
Çizelge 2.5. Döndürücü tasarım parametreleri	44
Çizelge 2.6. Farklı kaynaklara göre birincil bölge uzunluk ve eşdeğerlilik oranları.....	47
Çizelge 2.7. Farklı kaynaklara göre ikincil bölge uzunluk ve eşdeğerlilik oranları.....	47
Çizelge 2.8. Farklı kaynaklara göre seyreltme bölgesi uzunlukları	48
Çizelge 2.9. Film soğutma kanalı tasarım parametreleri	49
Çizelge 2.10. Malzemeler için ısı iletkenlik katsayısı ve emissivite değerleri.....	50
Çizelge 2.11. Nimonic 263 ve YSZ için sıcaklığa bağlı ısı iletkenlik katsayısı değişimi.....	51
Çizelge 2.12. Tipik alev tüpü ve ikincil kanal (pasaj) hız değerleri	54
Çizelge 2.13. Denklem (2.52), (2.54) ve (2.55) için katsayılar	72
Çizelge 2.14. Denklem 2.19 ve 2.20 için katsayılar	80
Çizelge 2.15. Gaz türbinlerinde salınan temel kirleticiler ve etkileri	100
Çizelge 2.16. Ampirik Emisyon Korelasyonları	102
Çizelge 2.17. Farklı yanma odaları için deneysel katsayılar	104
Çizelge 4.1. Doğrulama başlık ve yöntemleri	109
Çizelge 4.2. Akış dağılımı ve basınç düşümü doğrulama analiz sınır koşulları.....	110
Çizelge 4.3. Akış dağılımı ve basınç düşümü karşılaştırması	111
Çizelge 4.4. Bölgesel yanma verimi ve alev sıcaklığı doğrulama analiz sınır koşulları	112
Çizelge 4.5. Test rig çalışma parametreleri	117
Çizelge 4.6. Test koşulları	119
Çizelge 4.7. Isılçift konumları	120
Çizelge 4.8. 1D ve test ısılçift sıcaklık değerleri	121
Çizelge 4.9. 1D ve test ısılçift sıcaklık yüzdesel farkı.....	121
Çizelge 4.10. 1D ve test basınç düşümü karşılaştırması.....	129

Çizelge 4.11. Yanma odası çıkışı ortalama emisyon değerleri.....	130
Çizelge 4.12. Hidrokarbon yakıtlar için kimyasal formülasyonlar	131
Çizelge 4.13. Test noktaları için emisyon indekleri ve yanma verimi	132



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Yanma odası tipleri	4
Şekil 1.2. Modern yanma odası	5
Şekil 1.3. (a) Aerodinamik (b) Yığma	5
Şekil 1.4. Buharlaştırıcı yakıt sistemi	6
Şekil 1.5. Basınç atomizerli yakıt enjektörleri: a) Düz b) Basit c) Çift kanallı d) Geri dönüşlü	7
Şekil 1.6. a) Eksenel tip döngü üretici b) Radyal tip bir döngü üretici	8
Şekil 1.7. Yanma odası tasarım süreci	10
Şekil 1.8. Yanma odası tasarım parametrelerinin değişimi	11
Şekil 1.9. Yanma odası ön tasarım süreci	12
Şekil 1.10. Yanma odası akış yolu tasarım süreci	13
Şekil 1.11. Yanma odası ön tasarım adımları	14
Şekil 1.12. Yanma odası tasarım yöntemi akış şeması	17
Şekil 1.13. Yanma veriminin theta parametresine göre değişimi	18
Şekil 1.14. Modüler bir sistemin şeması	19
Şekil 1.15. Yanma odası ağ modeli	20
Şekil 2.1. Yanma odası ön tasarım süreci	21
Şekil 2.2. a) GE T700-GE-401 [17] b) Pratt & Whitney PW150 [19]	29
Şekil 2.3. Şafttan yakıt püskürtmeli yanma odası yapısı [1]	29
Şekil 2.4. Ön film oluşumlu hava parçalamalı yakıt atomizeri	30
Şekil 2.5. a) Yanma odası difüzörü [11] b) Kompresör difüzörü [5]	32
Şekil 2.6. Tipik bir yanma odası difüzörü yapısı [11]	33
Şekil 2.7. Film soğutma tipleri	34
Şekil 2.8. Yüzey deşarjlı ateşleyici	36
Şekil 2.9. Referans alan	39
Şekil 2.10. Kanat yükleme parametresi hesabında kullanılan ölçüler	43
Şekil 2.11. Basınç döngülü atomizer (a) İç yapı b) Genel görünüm	45
Şekil 2.12. Soğutma kanalı parametreleri	50
Şekil 2.13. Birincil bölge jet penetrasyon derinliği	52
Şekil 2.14. Kubbede ideal döndürücü yerleşimi	53

Şekil 2.15. Kararlılık döngüsü	57
Şekil 2.16. Atmosferik basınçta normal kaynama noktasına bağlı olarak etkin buharlaşma katsayısı	58
Şekil 2.17. Akış yolu parçaları	61
Şekil 2.18. Yayınım açısının basınç kaybı üzerindeki etkisi	62
Şekil 2.19. Yığma tip difüzör	63
Şekil 2.20. Difüzör ölçüleri	64
Şekil 2.21. Yığma tip difüzör istasyonları	65
Şekil 2.22. Birincil bölge - sihirli çember	66
Şekil 2.23. Adyabatik alev sıcaklığının basınç, giriş sıcaklığı ve yakıt hava oranına göre değişimi.....	70
Şekil 2.24. Temel ısı transfer prosesi	74
Şekil 2.25. Termal bariyer kaplamalı bir gömlekte ısı transfer prosesi.....	76
Şekil 2.26. Radyasyon görüş açısı	78
Şekil 2.27. Film soğutma prosesi şematik gösterimi	81
Şekil 2.28. Gömlek deliği üzeri akış.....	84
Şekil 2.29. Radyal döndürücü yapısı [1]	86
Şekil 2.30. Gömlek deliğinden akışın alev tüpüne girişinin gösterimi [1]	86
Şekil 2.31. Ters akışlı bir yanma odasında ikincil akış ana basınç kayıp noktaları	88
Şekil 2.32. Üç genel jet delik yerleşimi a) Sıralı b)Heksagonal c) Çakışmayacak şekilde	91
Şekil 2.33. Çarpma soğutma tasarımı ana ölçüleri	91
Şekil 2.34. Ateşleyici eksenel konumu.....	93
Şekil 2.35. JP8 sıcaklığa bağlı kinematik viskozite değişimi [54]	97
Şekil 2.36. JP8 sıcaklığa bağlı yüzey gerilimi değişimi [54]	97
Şekil 2.37. JP8 sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimi [55]	98
Şekil 2.38. Atmosferik basınçta normal kaynama noktasına bağlı olarak etkin buharlaşma katsayısı	103
Şekil 3.1. Kod akış şeması.....	106
Şekil 3.2. Kod akış şeması.....	107
Şekil 3.3. Veri giriş ekranları.....	107
Şekil 3.4. Örnek bir yanma odası akış yolu	108

Şekil 4.1. HAD ve test modelleri.....	109
Şekil 4.2. HAD modeli sınır koşulları	110
Şekil 4.3. HAD alev sıcaklığı hesaplaması için oluşturulmuş yüzeylerden bazıları	112
Şekil 4.4. AN-1 Alev sıcaklığı karşılaştırması	113
Şekil 4.5. AN-2 Alev sıcaklığı karşılaştırması	113
Şekil 4.6. AN-3 Alev sıcaklığı karşılaştırması	114
Şekil 4.7. AN-4 Alev sıcaklığı karşılaştırması	114
Şekil 4.8. AN-5 Alev sıcaklığı karşılaştırması	115
Şekil 4.9. Luminosite ve görüş açısı etkileri olmadan gaz tarafı radyasyon ısı akısı kıyaslaması	116
Şekil 4.10. Luminosite olmadan ancak görüş açısı etkisi ile gaz tarafı radyasyon ısı akısı kıyaslaması	117
Şekil 4.11. Test sistemi genel yapısı.....	118
Şekil 4.12. Yanma odası test parçası	118
Şekil 4.13. Isılçiftlerin gömlek üzerinde yerleşimi.....	120
Şekil 4.14. TN1 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	122
Şekil 4.15. TN2 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	122
Şekil 4.16. TN3 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	122
Şekil 4.17. TN4 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	123
Şekil 4.18. TN5 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	123
Şekil 4.19. TN6 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	123
Şekil 4.20. TN7 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	124
Şekil 4.21. TN8 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	124
Şekil 4.22. TN9 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	124
Şekil 4.23. TN10 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	125
Şekil 4.24. TN11 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	125
Şekil 4.25. TN12 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	125
Şekil 4.26. TN13 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	126
Şekil 4.27. TN14 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	126
Şekil 4.28. TN15 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	126
Şekil 4.29. TN16 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	127
Şekil 4.30. TN17 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	127

Şekil 4.31. TN18 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması.....	127
Şekil 4.32. Atmosferik test rigi yanma odası emisyon ölçümü	130
Şekil 4.33. Aerodinamik yüklemeye bağlı CO emisyon indeksi değişimi.....	133
Şekil 4.34. Aerodinamik yüklemeye bağlı C_xH_y emisyon indeksi değişimi.....	133
Şekil 4.35. Aerodinamik yüklemeye bağlı NO_x emisyon indeksi değişimi.....	133
Şekil 4.36. Aerodinamik yüklemeye bağlı yanma verimi değişimi	134
Şekil 4.37. Mevcut ampirik korelasyonlara bağlı CO emisyon indeksi değişimi	134
Şekil 4.38. Mevcut ampirik korelasyonlara bağlı C_xH_y emisyon indeksi değişimi	135
Şekil 4.39. Mevcut ampirik korelasyonlara bağlı NO_x emisyon indeksi değişimi	135
Şekil 4.40. Revize CO yarı-ampirik korelasyonu için 1D ve test karşılaştırması	136
Şekil 4.41. Revize C_xH_y yarı-ampirik korelasyonu için 1D ve test karşılaştırması.....	136
Şekil 4.42. Revize NO_x yarı-ampirik korelasyonu için 1D ve test karşılaştırması.....	136
Şekil 4.43. AFR = 50 için theta parametresine bağlı yanma verimi değişimi.....	138
Şekil 4.44. AFR ve yakıt basıncına göre yanma verimi değişimi	138
Şekil 4.45. Mevcut korelasyonlar üzerinden yanma verimi hesabı ve test karşılaştırması	139
Şekil 4.46. Güncellenmiş Odgers korelasyonu ile yanma verimi hesabı ve test karşılaştırması.....	140
Şekil 4.47. Güncellenmiş Lefebvre korelasyonu ile yanma verimi hesabı ve test karşılaştırması.....	140

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan (m^2)
ALR	: Hava-sıvı yakıt oranı
AR	: Difüzör alan oranı
AFR	: Hava-yakıt oranı
B_{st}	: Stokiyometrik kütle transfer sayısı
C	: Konveksiyon ısı akısı (W/m^2)
C_D	: Deşarj katsayısı
D	: Çap (m)
DCL	: Difüzör kovan arası mesafe (m)
d_q	: Dalma derinliği, m
D_r	: Ortalama damlacık çapı (m)
E_{min}	: Minimum ateşleme enerjisi (J)
EI	: Emisyon indeksi ($kg/kg_{yakıt}$)
f	: Yakıt hava oranı
f_{LBO}	: Sönme hava yakıt oranı alt limiti
h	: Isı transfer katsayısı (Wm^2/K)
H_d	: Kubbe yüksekliği (m)
H/C	: Hidrojen-karbon atomik oranı
J	: Momentum akı oranı
k	: Isıl iletkenlik katsayısı (W/mK)
k_{eff}	: Efektif ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
K	: Taşınım ısı akısı (W/m^2)
L	: Uzunluk (m)
L	: Luminosite
l_b	: Işınım uzunluğu (m)
L_C	: Alev tüpü uzunluğu (m)
LHV	: Alt ısı değeri (kJ/kg)
$\dot{m}$	: Debi (kg/s)
M	: Mach sayısı
Nu	: Nusselt sayısı

OPR	: Kompresör basınç oranı
OTDF	: Genel sıcaklık dağılım parametresi
p	: Statik basınç (Pa)
P	: Toplam basınç (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı
Θ	: Theta parametresi
q	: Dinamik basınç (Pa)
R	: Radyasyon ısı akısı (W/m^2)
R	: Evrensel gaz sabiti (J/molK)
Re	: Reynolds sayısı
RTDF	: Radyal sıcaklık dağılım parametresi
SMD	: Sauter ortalama çap (m)
SN	: Döngü sayısı
t	: Kalınlık (m)
t_{eff}	: Efektif kalınlık (m)
T	: Toplam sıcaklık (K)
U	: Hız (m/s)
V	: Hacim (m^3)
V_c	: Yanma hacmi (m^3)
V_e	: Buharlaşma hacmi (m^3)
VLP	: Kanat yükleme
Y_{max}	: Maksimum jet penetrasyonu (m)
ε	: Emissivite
ε_w	: Gömlek emissivitesi
ε_c	: Mahfaza emissivitesi
λ_{eff}	: Buharlaşma sabiti (m^2/s)
λ_r	: JP4'e göre etkin buharlaşma sayısı
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
τ	: Kalış süresi (s)
σ	: Stefan Boltzman sabiti ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2/\text{K}$)

Φ	: Eşdeğerlilik oranı
η_{cc}	: Yanma verimi
Ω	: Yükleme faktörü ($\text{kg/s atm}^{1.8} \text{m}^3$)
ψ	: Akış katsayısı
π_{00}	: Kompresör basınç oranı
ΔP	: Basınç düşümü (Pa)
ΔT_{3-4}	: Yanma odası giriş ve çıkış sıcaklık farkı (K)
ΔT_{st}	: Stokiyometrik sıcaklık artışı (K)

Alt ve üst indisler

3	: Yanma odası girişi
31	: Difüzör çıkışı
4	: Yanma odası çıkışı
a	: Hava
ad	: Adyabatik
ann	: Halka
atm	: Atmosferik
bl	: Bleed
c	: Mahfaza
CO	: Karbon monoksit
dz	: Seyreltme bölgesi
f	: Yakıt
ft	: Alev tüpü
g	: Gaz
h	: Gömlek deliği
Hs	: Isı kalkanı
j	: Jet
L	: Gömlek
lbo	: Fakir sönme limiti
NO_x	: Nitrojen oksit
pz	: Birincil bölge
ref	: Referans

st : Stokiyometri
sz : İkincil bölge
UHC : Yanmamış hidrokarbon
w : Duvar



1. GİRİŞ

1.1. Tezin Amaç ve Kapsamı

Bu tez kapsamında iki ana amaç benimsenmiştir. Bunlar;

- a. Havacılık gaz türbinli motor yanma odaları için bir ön tasarım metodolojisinin geliştirilmesi,
- b. Bu metodolojinin bir ön tasarım koduna entegre edilerek sayısal ve deneysel çalışmalarla doğrulanmasıdır.

Çalışma kapsamında; yanma odası ön tasarım metodolojisi geliştirilerek yarı-ampirik korelasyonlara dayalı bir ön tasarım aracı oluşturulmuş ve bu metodoji deneysel bir yanma odasında gerçekleştirilen HAD (Hesaplama Akışkanlar Dinamiği) analizleri ve testlerle doğrulanmıştır. Testler, geçmiş çalışmalarda TEI bünyesinde kurulmuş olan yanma odası atmosferik test riginde (yanma test laboratuvarı) gerçekleştirilmiştir. Yanma odası tasarım sürecinde en önemli adımlardan olan kavramsal ve ön tasarım sürecinin etkin ve hızlı yürütülebilmesi için geliştirilmiş olan özgün ön tasarım programı GTCDe-01 (1D Gas Turbine Combustor Design) ismi ile adlandırılmış ve akış dağılımı, alev sıcaklığı, gömlek sıcaklığı gibi tasarım parametreleri bu araç kullanılarak hesaplanmıştır.

Doğrulama çalışmalarında kullanılan deneysel boru tip yanma odası, ön tasarım programı ve HAD analizleriyle tasarlanmıştır. Daha sonra, yanma odası rig testleri için özel bir test parçası tasarımı gerçekleştirilerek metal sıcaklığı ve emisyon ölçümleri yapılmıştır.

1.2. Tezin Özgünlüğü

Gaz türbinleri yanma odası ön tasarım süreçleri için ticari bir yazılım bulunmamakta olup bu noktada oluşturulan tasarım programı ülkemiz havacılık gaz türbini endüstrisi için doğrudan bir katkı sağlamaktadır. İçerdiği tasarım bilgisi ve bilinen ağ modellerinden farklı bir modelleme yaklaşımına sahip olan tasarım kodu, tez çalışması ile ülkemiz için özgün ve doğrulanmış bir tasarım aracı olarak katkı sağlayacaktır. Yanma odası tasarım sürecini bir bütün olarak ele alan ve başlangıç noktasından nihai hedefe kadar tüm aşamaları ortaya koyan bu çalışma sayesinde havacılık gaz türbini yanma odaları için faydalı bir kaynak oluşturulmuştur.

1.3. Tezin Endüstriyel Katkıları

Doktora tez çalışması öncesinde gerçekleştirilmiş olan “Küçük bir Turbojet Motor için Yanma Odası Tasarımı, Testi ve Termodinamik Analizi” başlıklı yüksek lisans tez çalışması ile yanma odası tasarım ve test süreçlerine yönelik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi’nden Dr. Öğretim Üyesi Sıtkı USLU yürütücülüğünde “Hava Parçalamalı Yakıt Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme” SANTEZ projesi kapsamında air-blast atomizerli yanma odası geliştirilmiş ve TEI bünyesinde yanma odası test rigi kurulumu yapılmıştır. Bu iki çalışmada elde edilen bilgi birikimi ve deneysel sistemler, çalışmalar için önemli bir altyapı sunmuştur. Bu çalışmaların devamı niteliğinde olan tez çalışmasının endüstriyel katkıları ise şunlardır;

- i. Geliştirilen metodoloji ve özgün proram, havacılık gaz türbinleri yanma odası ön tasarım süreçlerine önemli katkı sağlamakta ve bu sayede yüksek maliyetli detay tasarım süreçlerinin kısılmasına imkan tanımaktadır.
- ii. Çalışma, havacılık gaz türbini yanma odası ön tasarım süreçlerinde detaylı yol haritasının yapılmasını sağlamıştır.
- iii. TEI bünyesinde kurulu yanma odası test riginde yapılan deneysel çalışmalar ve elde edilen bulgular ülkemizde geliştirilecek gaz türbini yanma odaları için bir bilgi birikimi oluşturmuştur.

1.4. Bilimsel Katkı

Tez çalışmasının ülkemize bilimsel katkıları şu şekilde sıralanabilir;

- i. Havacılık gaz türbini yanma odası ön tasarımı için ihtiyaç duyulan bilgi birikimi oluşturulmuştur.
- ii. Ön tasarım süreçlerinde kritik olgular incelenerek bilimsel alanda yönelinmesi gereken alanlar belirlenmiştir.
- iii. Yanma odası deneysel bilgi birikiminin artması sağlanmıştır.

1.5. Literatür Taraması

Gaz türbinleri yanma odası tasarımı; yanma, ısı transferi, atomizasyon ve radyasyon gibi içermiş olduğu birçok karmaşık mekanizma nedeniyle dikkatle yürütülmesi gereken bir süreçtir. Tasarım parametrelerinin çokluğu birçok deneysel

korelasyonun yanında detaylı ve uzun test süreçlerini beraberinde getirmektedir. Son yıllarda HAD yönteminin etkin olarak kullanılmaya başlanmış olması ve gelişen bilgisayar altyapıları sayesinde tasarımlar prototip haline gelmeden önce önemli derecede iyileştirilmekte ve buna bağlı olarak maliyetli test süreçleri azalmaktadır. Ancak tüm bu gelişmelere rağmen yanma odası tasarımı halen önemli derecede bir bilgi birikimine ihtiyaç duymaktadır. Bu bakımdan, kavramsal tasarımdan test sürecine her bir adım büyük önem arz etmektedir. Yanma odası tasarımında çalışılan temel tasarım parametreleri Çizelge 1.1’de verilmektedir [1].

Çizelge 1.1. Yanma odası temel tasarım parametreleri

Aerothermal Performans Parametreleri	Mekanik Performans Parametreleri
Yanma verimi	Ömür
Basınç düşümü	Yapısal bütünlüşme
Çıkış sıcaklık profili	Boyut ve ağırlık
Metal sıcaklıkları	Bakım yapılabilirlik
Emisyonlar	Montaj kolaylığı
Yanma kararlılığı	
İrtifa tekrar ateşlenebilirliği	

Havacılık motoru yanma odalarının tamamında aşağıda verilen temel gereksinimlerin sağlanması gerekmektedir [2].

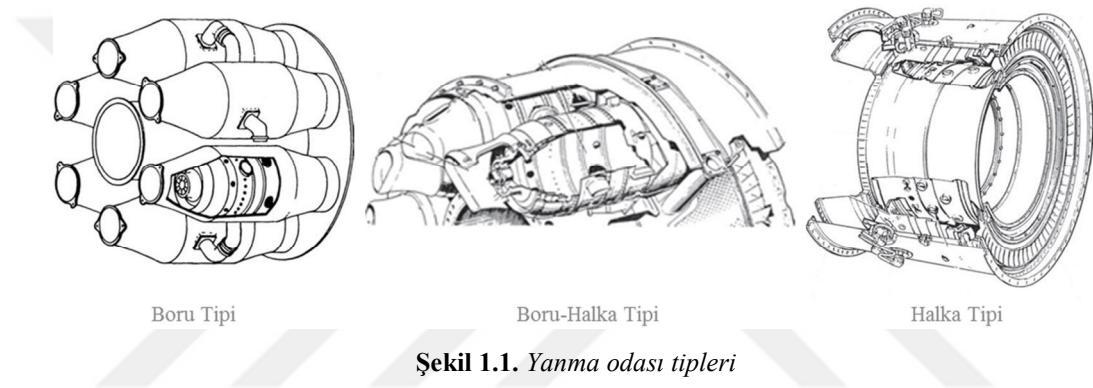
- Tüm çalışma koşullarında yüksek verim
- Düşük basınç kaybı
- Yerde ve havada (tekrar ateşlemede) sorunsuz ateşleme
- Tüm operasyon koşullarında maksimum alev kararlılığı
- Türbin tasarım gereksinimlerini karşılayan çıkış sıcaklık profili
- Tüm çalışma koşullarında minimum emisyon oluşumu
- Minimum boyut, ağırlık ve imalat maliyeti
- Düşük bakım maliyeti
- Farklı yakıtlarla çalışabilirlik

Kompresör ve türbin gibi motorun diğer bileşenleri tarafından çevrelenmiş olan yanma odasına sürekli tasarımsal kısıtlar dikte edilmektedir. Bunun yanında geçen yarım yüzyılda yanma odası giriş basıncı 5’den 50 atmosfere, giriş sıcaklığı 450’den

1000 K değerine ve çıkış sıcaklıkları 1100'den 2000 K mertebesine çıkmıştır [1]. Tüm bu zorlayıcı isterlere rağmen yanma odası tasarımları istenilen performans gereksinimlerini gösterebilmektedirler.

1.5.1. Yanma odası tipleri

Yanma odaları, Şekil 1.1'de gösterildiği üzere boru (tubular), boru-halka (tubo-annular) ve halka (annular) tip olarak üç ana kategoriye ayrılabilir [1]. Yüzey/hacim oranının küçük olması sonucu ısı kayıplarının az olmasından dolayı son yıllarda tasarımlarda yaygın olarak halka tipi yanma odası tercih edilmektedir.

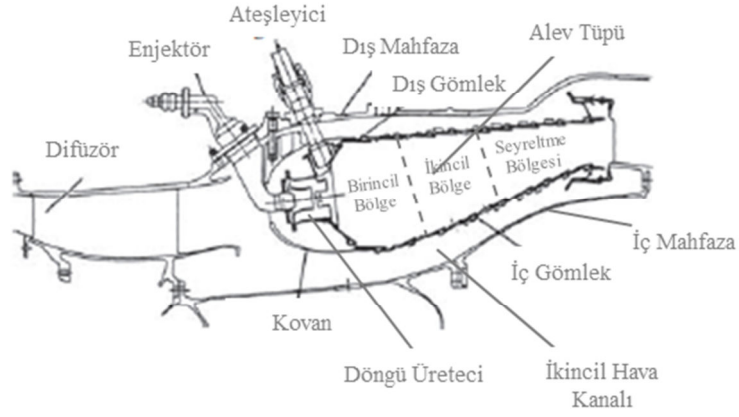


Şekil 1.1. Yanma odası tipleri

1.5.2. Yanma odası alt parçaları

Günümüzde kullanılmakta olan modern yanma odaları Şekil 1.2'deki yapıya sahip olup, hava-parçalamalı yakıt hava püskürtücülü (air-blast atomizer) yakıt besleme sistemine sahiptir. Yanma odasında ana alt parçalar difüzör, yakıt enjektörü, döngü üretici, alev tüpü, muhafaza ve ateşleyici olarak ayrılmaktadır.

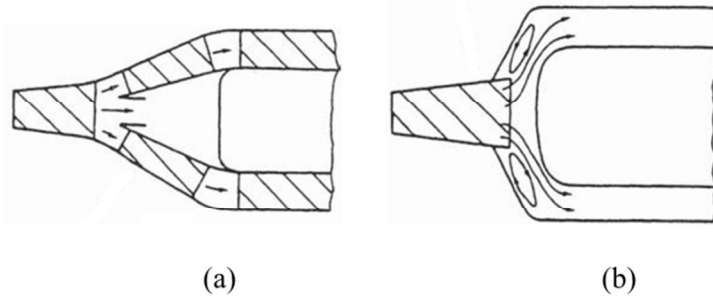
Birincil, ikincil ve seyreltme bölgesi olarak üç ana kısma ayrılan yanma odasında, yanmanın önemli bir kısmı birincil bölgede tamamlanırken, gerçekleşmeyen reaksiyonlar ikincil bölgede sonuçlanır. Seyreltme bölgesi ise türbinin ihtiyaç duyduğu sıcaklık profilini oluşturacak şekilde yanmış gazları soğutarak iletmektedir.



Şekil 1.2. Modern yanma odası

1.5.2.1. Difüzör

Havacılık motorlarının genelinde kompresör çıkış hızı 150 m/s mertebelerine ulaşmaktadır. Bu hızlar kararlı bir yanmanın sağlanabilmesi için çok yüksek olduğundan yanma odasına girecek olan havanın bir difüzör yani yayıcı vasıtasıyla yavaşlatılması gerekmektedir. Difüzörler en basit mantıkla genişleyen bir kanalla kontrollü bir şekilde dinamik basıncı statik basınca çeviren aygıtlardır. Difüzör tasarımında ana amaç mümkün olan en kısa mesafe ve en az kayıpla istenilen çıkış şartlarının sağlanmasıdır. Temelde aerodinamik ve yığılma olarak adlandırılan 2 tip difüzör bulunmaktadır [1]. Şekil 1.3’de gösterilen aerodinamik difüzör tipi, basınç kaybı açısından avantaja sahipken yığılma tip difüzör ise daha kısa bir boyla birlikte daha yüksek basınç kaybına sahiptir.



Şekil 1.3. (a) Aerodinamik (b) Yığılma

1.5.2.2. Yakıt besleme

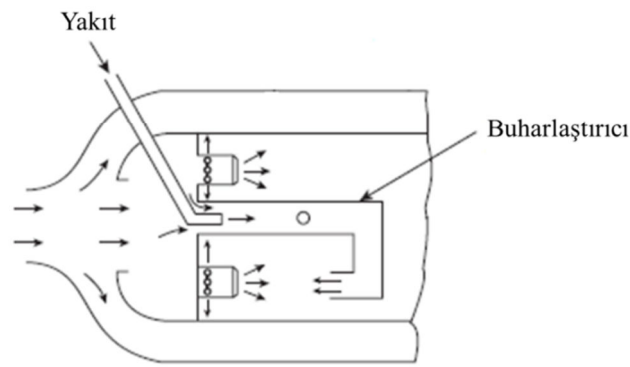
Yakıt besleme sisteminde ana amaç yakıtın alev bölgesine girmeden önce parçalanması veya buharlaşmasının sağlanmasıdır. Bir yakıt sisteminde temel olarak beklenen performans gereksinimleri şunlardır;

- Farklı yakıt debilerinde etkin bir atomizasyon

- Yakıt debisi değişimlerine hızlı tepki verebilme
- Yakıt debisinde kararsızlık yaşamama
- Düşük güç gereksinimi
- Tasarım kabiliyetini arttırabilmek adına ölçeklendirebilme kabiliyeti
- Düşük maliyet, düşük ağırlık, bakım kolaylığı
- Karbonlaşma ve yakıt içindeki farklı maddelere bağlı olarak tıkanmaya karşı tolerans
- Isıl etkenlere bağlı ziftleşmeye karşı tolerans
- Radyal ve dairesel yakıt dağılımında tekdüzelik

Geçmişten günümüze yanma odalarında farklı yakıt besleme sistemleri kullanılmış olup bunlar; buharlaştırıcılar, basınç atomizerler, hava parçalamalı atomizerler, şafttan püskürtme (slinger) olarak listelenebilir.

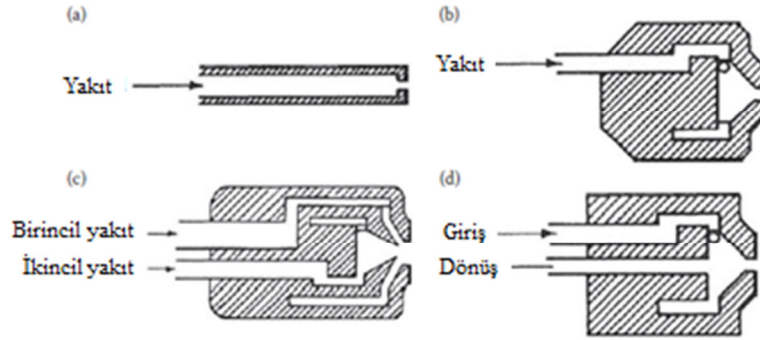
Şekil 1.4’de verilen bu sistemlerden buharlaştırıcılı yakıt besleme sistemi en eski yöntem olup yakıtın alev tüpü içine konumlanmış bir buharlaştırma borusu içinde buharlaşarak yanma bölgesine beslenmesi prensibine dayanmaktadır. Yakıt enjektörü teknolojisinin henüz gelişmediği ilk zamanlarda kullanılan bu yöntem mekanik ömrünün az olması ve ilk ateşleme için ayrı bir pilot aleve ihtiyaç duyulması nedeniyle zaman içinde yerini basınç atomizerli yakıt sistemlerine bırakmıştır.



Şekil 1.4. Buharlaştırıcılı yakıt sistemi

Basınç atomizerli yakıt enjektörlerinin gelişmesiyle birlikte yanma odalarında yeni bir yakıt besleme sistemine geçilmiştir. Bu yakıt besleme sistemlerinde sistemdeki yüksek basıncın hıza dönüşmesi ile atomizasyon sağlanmaktadır. Farklı mimarilere

sahip bu yakıt besleme sisteminde günümüzde yaygın olarak tek orifis ve çift orifis basınç atomizerleri kullanılmaktadır. Bu mimarilerden örnekler Şekil 1.5’de verilmiştir.



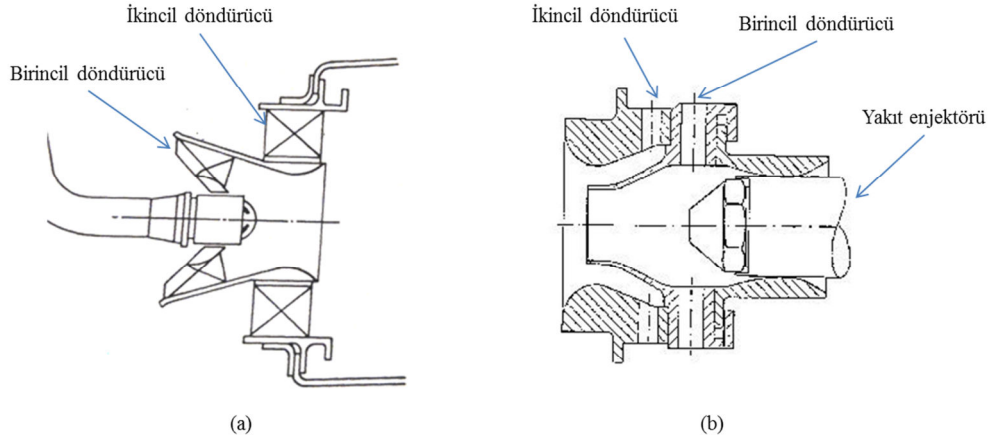
Şekil 1.5. Basınç atomizerli yakıt enjektörleri: a) Düz b) Basit c) Çift kanallı d) Geri dönüşlü

1.5.2.3. Alev tüpü

Alev tüpü tüm yanma işleminin meydana geldiği parça olup dış gömlek, iç gömlek ve kubbeden meydana gelmektedir. Gömlekler üzerinde bulunan delikler ve kubbe üzerine yerleşmiş olan döngü üretici vasıtasıyla yanmanın ihtiyaç duyduğu hava beslenilmiş olur. Alev tüpü 3 ana bölgeye ayrılmaktadır. Bunlar sırasıyla; birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesidir. Birincil bölge yanmanın önemli bir kısmının gerçekleştiği yer olup, ikincil bölgede tamamlanmamış reaksiyonlar gerçekleşmektedir. Seyreltme bölgesi ise yanma odası çıkışı öncesinde gaz sıcaklıklarının istenilen seviyeye indirilmesi ve hedeflenen çıkış sıcaklık profillerinin ayarlandığı bölgedir.

1.5.2.4. Döndürücü

Yanma odalarının geniş bir çalışma aralığında kararlı kalabilmesi için birincil bölge tasarımının büyük önemi vardır. Bu kapsamda birincil bölgede döngü üreticileri vasıtasıyla yaratılacak resirkülasyonlar, yanma kararlılığının ihtiyaç duyduğu düşük hızları yaratmanın yanında gelen hava yakıt karışımını da yüksek sıcaklıklı yanma ürünleri ile ısıtılması sağlanmaktadır. Döngü üreticileri muhafaza içinden gelen yanma havasını açılı bir şekilde besleyerek döngünün dolayısıyla da resirkülasyonun oluşmasını sağlamaktadır. Eksenel ve radyal tiplerde olabilen döngü üreticileri aynı zamanda yakıt enjektöründen gelen yakıtın hava ile de karışmasını sağlamaktadır [3,4]. Bu yapılar Şekil 1.6’da gösterilmektedir.



Şekil 1.6. a) Eksenel tip döngü üretici b) Radyal tip bir döngü üretici

1.5.2.5. Muhafaza

Muhafaza yanma odasını çevreleyen ve sınırlarını oluşturan parçadır. Alev tüpü, döndürücü, yakıt enjektörleri ve ateşleyici gibi tüm ekipmanlar muhafaza üzerinden entegre olmaktadır. Muhafaza ve alev tüpü arasında kalan boşluk yanma odası ikincil akışını oluşturmakta ve bu sayede alev tüpünün farklı bölgelerinde ihtiyaç duyulan havanın dağıtılmasının yanında bir soğutma bariyeri oluşmuş olmaktadır.

1.5.3. Gaz türbini yanma odaları için tasarım yöntemleri

Yanma odası tasarım yöntemleri sahip olduğu karmaşıklık derecesi ve kullandığı araçlara bağlı olarak; ampirik, yarı-ampirik, yarı-analitik ve analitik olmak üzere 4 ana kısma ayrılabilir. Her bir yöntemin kendi içinde avantajları ve dezavantajları bulunmakla birlikte tasarımın farklı aşamalarında kullanılabilir [5].

1.5.3.1. Ampirik yöntem

Ampirik yöntem farklı yanma odalarında gerçekleştirilmiş olan birçok test ile elde edilen istatistiki verilere dayanmaktadır. Bu veriler neticesinde oluşturulan korelasyonlar üzerinden yanma odası tasarımları gerçekleştirilmektedir. Bu yöntemin en önemli avantajı, hesapların basit bir şekilde gerçekleştirilebilmesidir. Mevcut bir mimari ve bu mimariye ait deneysel verilerin olması durumunda ampirik yöntem üzerinden çalışılması tasarım süreçlerinde önemli zaman avantajları sağlayabilmektedir. Yöntemin basit olması ve birçok kabul içermesi elbette birçok dezavantajı da beraberinde getirmektedir. Tasarımda gerçekleştirilmesi düşünülen köklü değişimlerde veya

performans anlamında yapılması planlanan önemli değişikliklerde ampirik yöntemin yetersiz kaldığı bilinmektedir [6].

1.5.3.2. Yarı-ampirik yöntem

Ampirik yöntemin kimyasal reaktör ağıyla güncellenmesi ile yarı-ampirik yöntem elde edilmiştir. Bu yöntemde birincil ve ikincil bölgeler tam karışımli reaktörlerle analiz edilmektedir. Bu sayede yanma verimi ve emisyon gibi parametrelerde daha etkin tahminler yapılabilmektedir. Bu yönteminde en büyük avantajı yine yüksek hesaplama süreleri içermemesidir.

1.5.3.3. Yarı-analitik yöntem

Yarı-analitik yöntem kimyasal reaktör ağı içermesi nedeniyle yarı-ampirik yönteme benzemektedir. Ancak içerdığı kimyasal reaktör ağı, yarı ampirik yöntemdeki tek denklemlili reaksiyonların aksine daha kompleks bir yapıya sahiptir. Bu yöntemin en önemli avantajlarından birisi CO ve NO_x gibi kirleticilerin daha etkin tahmin edilebilmesine olanak sağlamasıdır. Bu yöntem reaksiyon hızları, ısı transferi gibi farklı olguları içermekle birlikte çok daha fazla nümerik hesaplama sürelerine gereksinim duymaktadır.

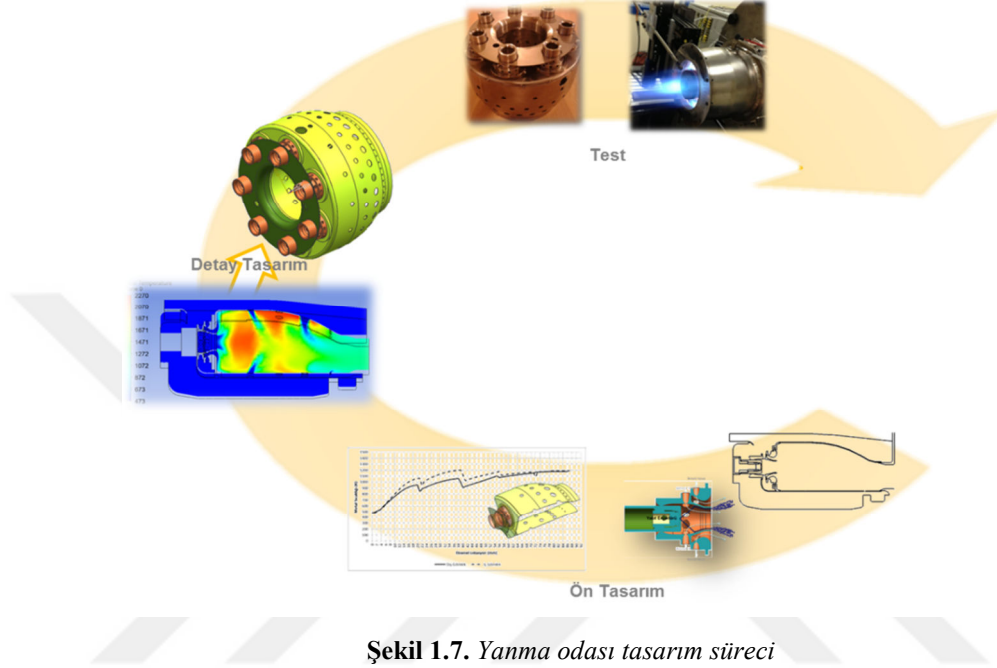
1.5.3.4. Analitik yöntem

Analitik yöntem hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin (HAD) kullanıldığı ve birçok alt modelin (atomizasyon, ısı transferi) entegre edildiği bir yöntem olan, iki ve üç boyutlu analizlerin gerçekleştirilmesine olanak veren bir yöntemdir. Bu yöntem hesaplama süresi açısından tüm yöntemler arasında en çok zamanı almakla birlikte genel olarak detay tasarım fazında kullanılmaktadır.

1.5.4. Yanma odası tasarım süreci

Temel amacı yakıt içerisindeki kimyasal enerjiyi hava ile reaksiyona sokarak türbin için ihtiyaç duyulan termal enerjiyi ortaya çıkarmak olan yanma odasında; Şekil 1.7’de verildiği gibi tasarım süreci kavramsal tasarım, ön tasarım, detay tasarım ve test fazlarından oluşmaktadır [7]. Tasarım süreci ampirik, analitik çözümlerden rig testlere kadar uzanan birçok zorlu adım içermekle birlikte herbir adımda atomizasyon, kimyasal

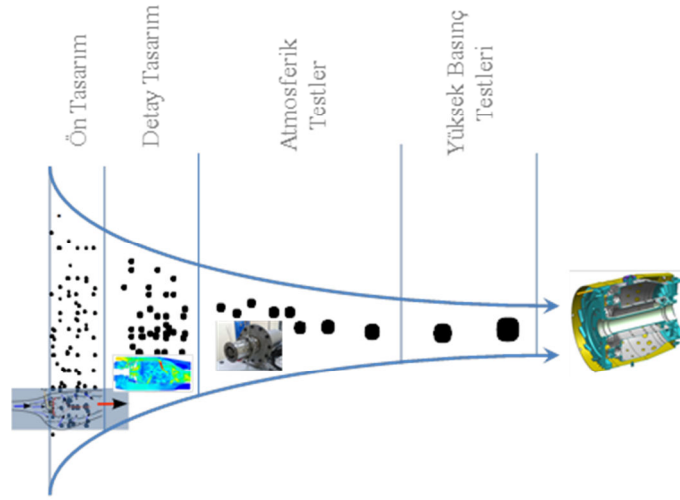
reaksiyonlar, ısı transferi, radyasyon, türbülans gibi birçok fenomenle ilgilenmeyi zorunlu kılmaktadır. Bu kadar çok fazla konuyu içinde barındırmasına bağlı olarak Murty'in kullandığı “Yanma odası tasarımı bir bilim değil sanattır” ifadesi günümüzde de geçerliliğini korumaktadır [8].



Şekil 1.7. Yanma odası tasarım süreci

Tasarım sürecindeki çok fazla parametre kavramsal tasarım ve ön tasarım süreçlerinin önemini daha da artırmaktadır. Bu süreçlerde mümkün olduğunca bilinmezlerin azaltılması hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve test gereksinimlerini azaltacaktır. Ön tasarım fazında yapılacak hatalar detay tasarım fazında önemli maliyetlere neden olabilir.

Detay tasarım sürecinin en önemli aracı ise HAD analizleridir. Ön tasarım fazında kullanılan bir boyutlu tasarım araçlarıyla görülemeyen üç boyutlu etkiler HAD analiz programları yardımıyla çalışılmakta ve tasarım eniyileştirilmektedir. Ancak gelişen HAD hesaplamaları ve bilgisayar altyapısına rağmen yanma odası tasarım sürecinde test fazı halen çok önemli bir yere sahiptir. Yanma odasının motora entegrasyonu ve motor testleri öncesi rig testlerle performans karakterizasyonu gerçekleştirilir. Gerekli görüldüğü halde iyileştirme çalışmaları test sürecinde de devam etmektedir. Şekil 1.8’de yanma odası tasarım sürecinde değerlendirilen parametrelerin gelişimi gösterilmiştir [6].



Şekil 1.8. Yanma odası tasarım parametrelerinin değişimi

Yanma odaları doğrulaması kapsamında gerçekleştirilen bazı temel performans testleri şunlardır;

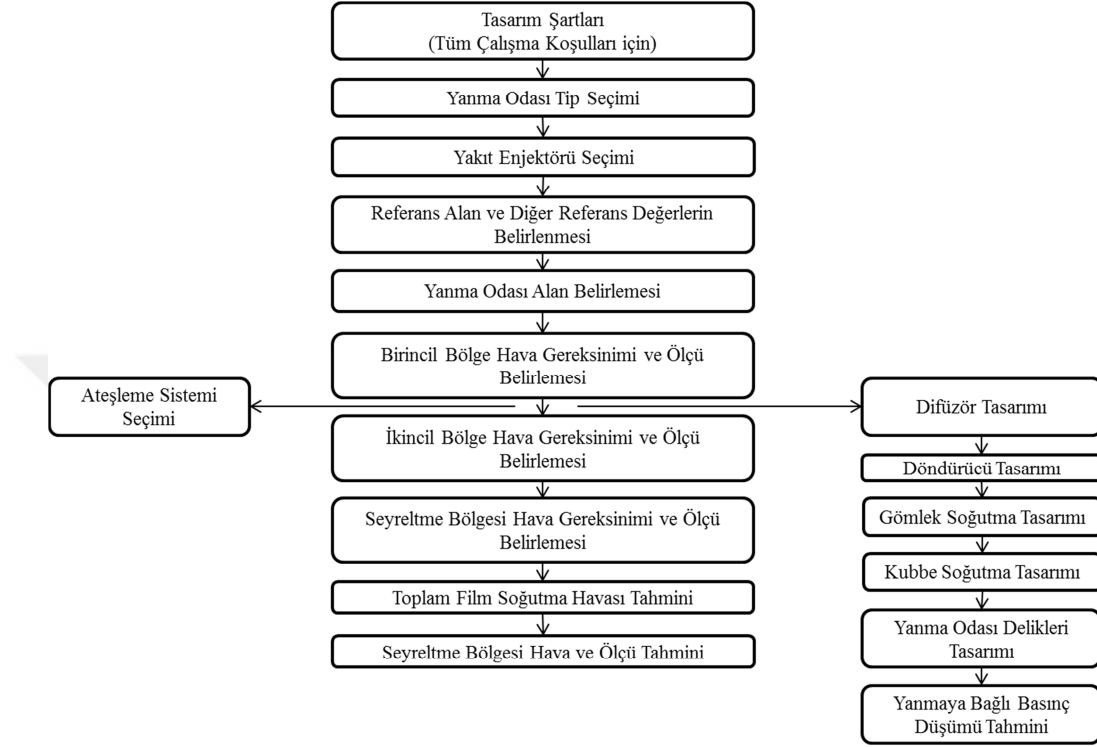
- Alev kararlılığı
- Ateşleme
- Yanma verimi
- Basınç düşümü
- Yanma odası çıkış sıcaklık profili
- Gömlek metal sıcaklığı (Isıl çift ve ısıl boya)
- Emisyon
- Fakir sönme limiti

1.5.5. Yanma odası ön tasarımı

Yanma odası ön tasarım süreci kavramsal tasarım ve bir boyutlu hesaplamaları içermektedir. Bu safhada; yanma odası tipi, yakıt enjektör tipi, akış yolu ölçeklendirmesi, bir boyut ısı transfer ve emisyon hesaplamaları gibi birçok çalışma yapılarak detay tasarım öncesinde genel mimari şekillendirilmiş olur. Bu sayede yüksek hesaplama sürelerine sahip HAD analizlerinde, tasarım süreçleri dolayısıyla proje maliyetleri düşmektedir.

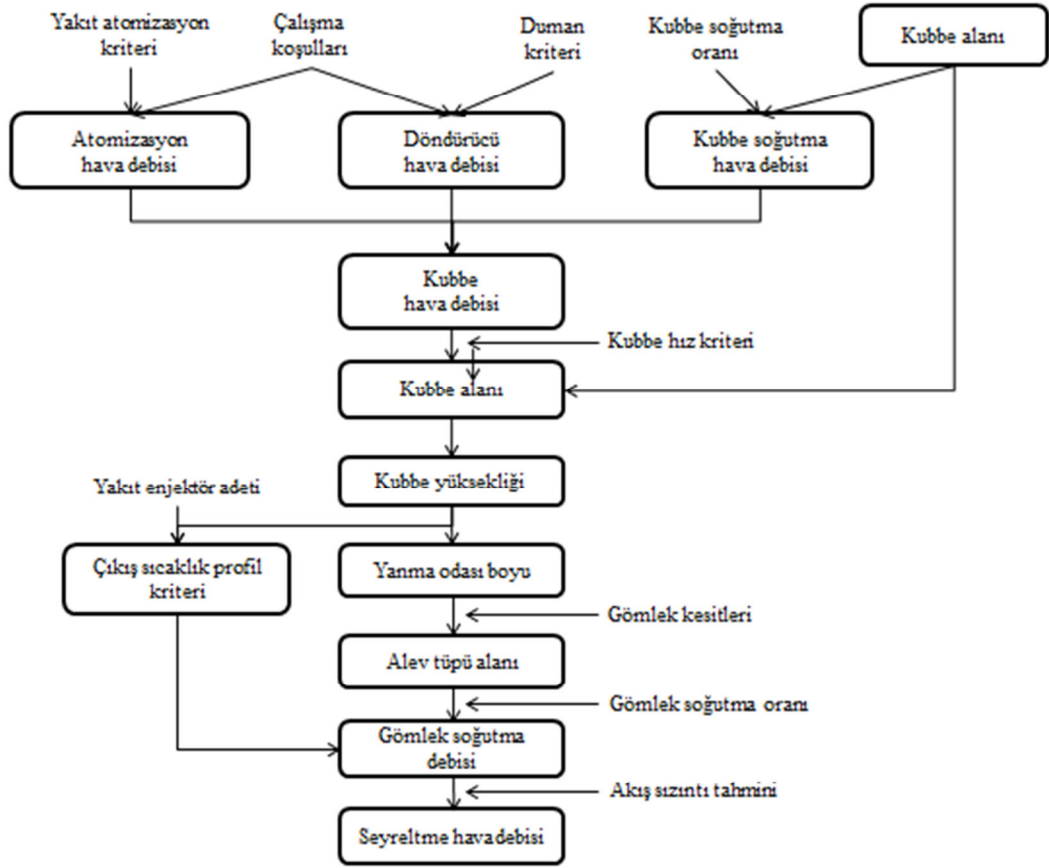
Yanma odası ön tasarım süreci Melconian ve Modak tarafından Şekil 1.9'daki gibi tanımlanmıştır [9]. Bu süreç haritasında görülebileceği gibi tasarım sürecinin ilk

aşaması tasarım şartlarının belirlenmesidir. Tasarım şartlarının belirlenmesi sonrasında yanma odası ve enjektör seçimi yapılır. Bu süreç; boyutlandırma, bölgesel gereksinimlerin tanımlanması, akış analizi, ısı transferi hesaplamalarına bağlı olarak soğutma tasarımı gibi başlıklarla devam etmektedir.



Şekil 1.9. Yanma odası ön tasarım süreci

Mellor, yanma odası ön tasarımında tek bir tasarım noktası için yanma odası boyutlandırılmasının yapıldığını belirtmiştir. Daha sonrasında basit ampirik korelasyonlar kullanılmak suretiyle yanma verimi, gömlek soğutma gereksinimi, basınç düşümü, emisyonlar ve kararlılık gibi etkenlerin incelendiği belirtilmektedir. Mellor tarafından tanımlanan yanma odası akış yolu tasarım süreci Şekil 1.10'da verilmektedir [10].

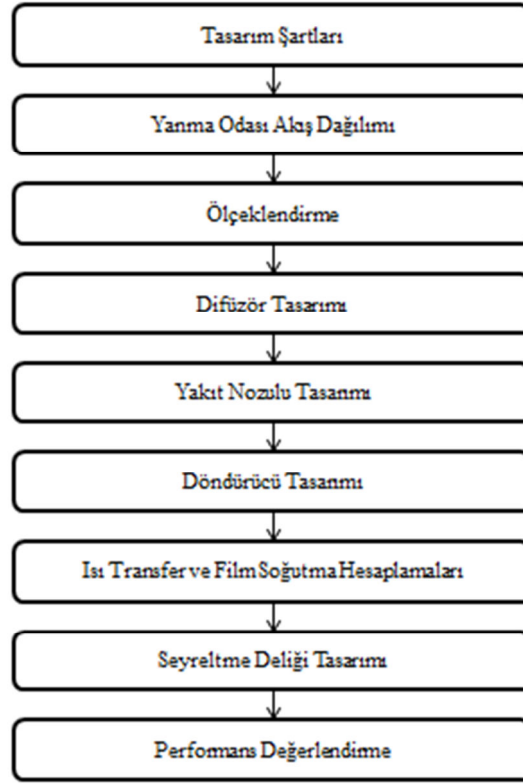


Şekil 1.10. Yanma odası akış yolu tasarım süreci

Mohammad ve Jeng halka tipi bir yanma odası için tasarım prosedürü ve tasarım aracı hakkında bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında tanımlanan algoritma ampirik ve yarı-ampirik korelasyonları baz almakla birlikte şu kısımları içermektedir [11];

- Difüzör tasarımı
- Yanma odası ölçeklendirmesi
- Yakıt nozulu tasarımı
- Eksenel döndürücü tasarımı
- Isı transfer korelasyonları
- Seyreltme delikleri tasarımı

Çalışmada tanımlanan metodoloji, geometriyi şekillendirmenin yanında emisyon hesaplamaları da gerçekleştirmektedir. Mohammad ve Jeng tarafından sunulan ön tasarım algoritmasının genel işleyişi Şekil 1.11’de verilmektedir.



Şekil 1.11. Yanma odası ön tasarım adımları

Mohammad ve Jeng tarafından tanımlanmış olan yöntemde süreç tasarım şartlarının tanımlanması ile başlamaktadır. Yanma odası giriş parametrelerinin belirlenmesi sonrasında akış dağılımı belirlenmektedir. Bu adımın alt basamakları ise şöyle tanımlanmıştır;

- Yanma odası debisinin hesaplanması
- Tasarım noktası hava yakıt oranı hesabı
- Hava yakıt oranına bağlı yakıt debisi hesabı
- Atomizasyon hava oranının belirlenmesi
- Kubbe soğutma hava oranı kabulü
- Birincil bölge eşdeğerlilik oranı seçimi
- Kubbe ve ikincil kanal bölgesi hava oranları
- Birincil bölge hava debisi
- Seyreltme debisi hesabı
- Pasaj ve kubbe debi oran hesabı

Akış dağılımı sonrasında yanma odası ölçeklendirme adımı tanımlanmış olup bu adımın alt kırınımları ise şu şekildedir;

- Difüzör girişinde statik sıcaklık, statik basınç, yoğunluk ve hız hesabı
- Difüzör giriş alanı hesabı
- İkincil kanal hız kabulü (35-60 m/s)
- Kubbe hız kabulü (7-12 m/s)
- Kubbe ve ikincil kanal alanlarının hesaplanması
- Referans alan hesabı (Kubbe ve ikincil kanal alanları toplamı)
- Referans hız hesabı
- Kubbe ve pasaj yüksekliği hesabı
- Döndürücü sayısı hesabı
- Alev tüpü boy öngörüsü
- Nozul başına yakıt hesabı

Akış dağılımı ve ölçeklendirme çalışması sonrasında difüzör tasarımı başlamaktadır. Difüzör tasarımı için dört ana adım belirtilmektedir;

- Alan oranı hesabı
- Difüzör çıkış alanı hesabı
- Difüzör ve difüzör çıkış basınç kaybı hesabı
- Gömlek basınç kaybı hesabı

Difüzör tasarımı sonrasında yakıt nozulu tasarımı veya seçimi gerçekleştirilerek döndürücü tasarım süreci başlamaktadır. Döndürücü tasarımının en önemli parametresi olan döngü sayısı için 1,0 değerinin hedeflenmesi gerektiği belirtilmektedir.

Döndürücü geometrisinin de şekillenmesi sonrası bir boyutlu ısı transferi ve film soğutma hesaplamalarına geçilmektedir. Bu kapsamda aşağıda başlıklar halinde verilmiş olan hesaplamalar gerçekleştirilmektedir;

- Alev tüpü hidrolik çapı
- İkincil kanal hidrolik çapı
- Yakıta ait luminosite faktörü
- Alev sıcaklığı
- Gaz emissivitesi

- Yanmış gazlardan gömleğe radyasyon ısı akısı
- Yanmış gazlardan gömleğe yayınım ısı akısı
- Gömlek üzerinden iletim ısı akısı
- Gömlekten muhafazaya radyasyon ısı akısı
- Gömlekten muhafazaya yayınım ısı akısı
- Isı dengesinin çözümü

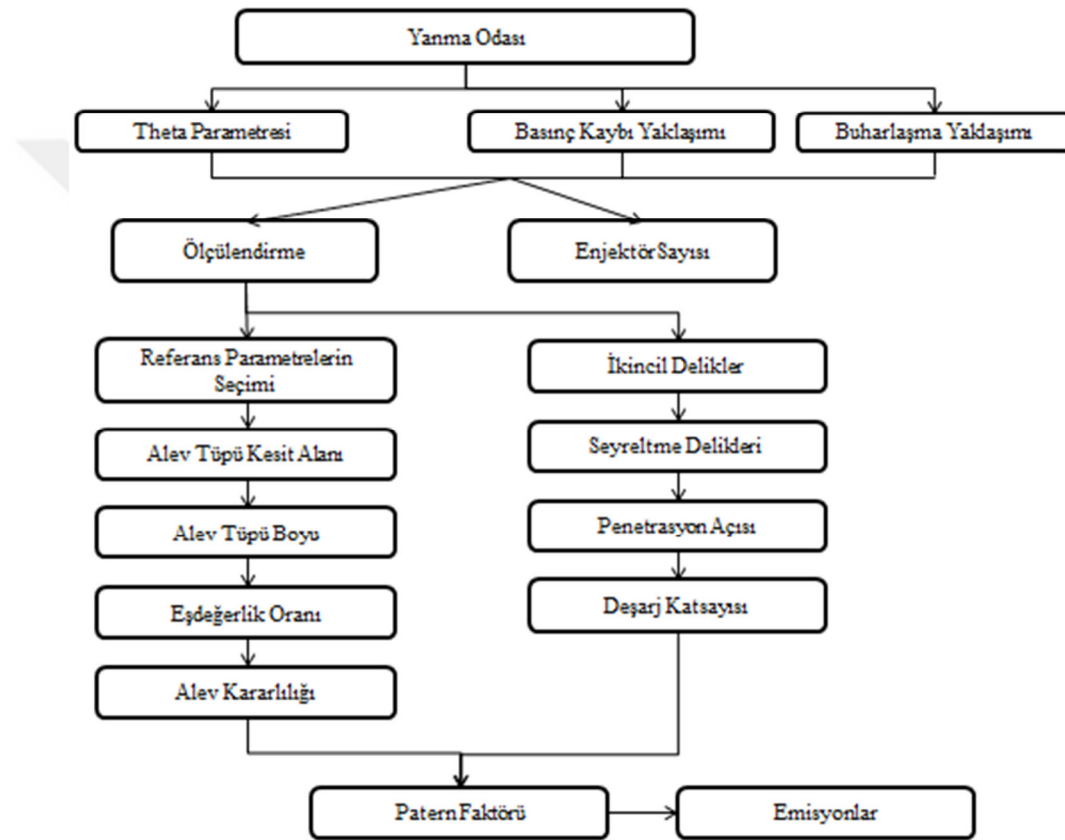
Tasarım sürecinin son adımı seyreltme bölgesi deliklerinin şekillendirilmesidir. Türbin rotor ve statorunun ömrü açısından önemli olan yanma odası çıkış sıcaklık profilinde isterlerin sağlanabilmesi için seyreltme bölgesi dikkatle ele alınmalıdır. Tasarım sürecinin bu kısmı için belirlenmiş olan hesaplama adımları şöyledir;

- Jet hızı hesabı
- Deşarj katsayısı
- Jet açısı
- Momentum akı oranı
- Seyreltme delik sıra adeti ve işlevinin tanımlanması
- Hedeflenen jet penetrasyonu için etkin delik çapı
- Geometrik delik çapı
- Delik sayısı
- İkinci sıra delik değerlendirme

Mohammad ve Jeng'in çalışmasında tanımlanmış olan tasarım sürecinin son adımı performans değerlendirme kısmıdır. Bu kısımda ortaya çıkan tasarım emisyonlar açısından da ampirik korelasyonlara bağlı olarak incelenmektedir. Bu inceleme için tanımlanmış hesaplamalar aşağıda verilmektedir;

- SMD (Sauter Mean Diameter)
- Yakıt damlacık ömrü
- Kalış süresi
- NO_x
- CO

Khandelwal'ın gaz türbini yanma odası ön tasarım süreçleri konusunda gerçekleştirdiği çalışmada ise yanma odası ön tasarım süreci Şekil 1.12'deki gibi tanımlanmaktadır [3]. Burada tanımlanan akış şemasına bakıldığında theta parametresi ve basınç kaybı yaklaşımı olmak üzere iki ana yöntem olduğu görülmektedir. Genel olarak yanma odaları kullanım amacına göre ölçeklendirilmektedir. İrtifada tekrar ateşleme gereksinimi olan havacılık motorlarında theta parametresi yaklaşımı kullanılırken basınç kaybının daha önemli olduğu endüstriyel gaz türbinlerinde ise basınç kaybı yaklaşımı seçilmektedir.

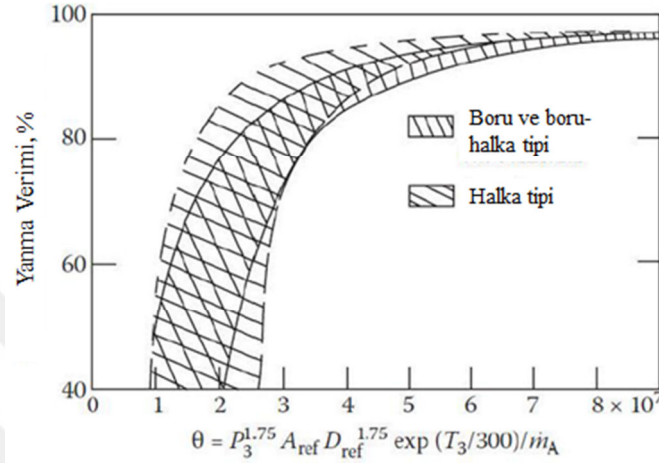


Şekil 1.12. Yanma odası tasarım yöntemi akış şeması

Theta yaklaşımında yanma odası theta adı verilen parametreye göre ölçeklendirilmektedir (Denklemler (1.1)) [1]. Belirli bir yanma odasında farklı koşullarda gerçekleştirilen testler neticesinde theta parametresine göre yanma verimi incelenerek yanma veriminin değişimi grafiğe dökülebilir. Buradan elde edilecek olan eğriye bağlı olarak da maksimum çalışma irtifası ve minimum kabul edilebilir yanma verimine göre referans alan seçimine gidilmektedir.

$$\theta = \frac{P_3^{1,75} A_{ref} D_{ref}^{0,75} \exp\left(\frac{T_3}{b}\right)}{m_3} \quad (1.1)$$

Şekil 1.13’de, yanma veriminin theta parametresine göre değişimi için örnek bir grafik tanımlanmıştır.



Şekil 1.13. Yanma veriminin theta parametresine göre değişimi

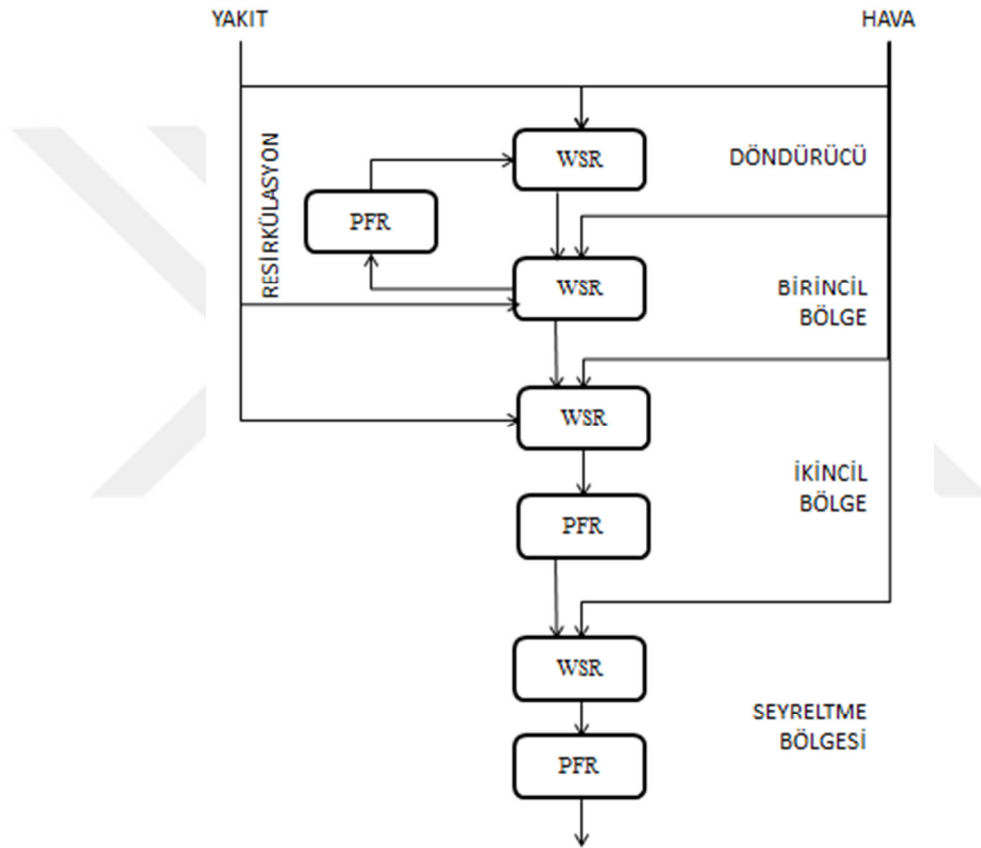
Odgers ise çalışmasında öncelikle, mühendislik bakış açısından bir tasarım modelinin kabul görmesi için dört ana ölçüt belirtmiştir [12]. Bunlar;

1. Yeteri kadar doğru tahmin yapıyor mu?
2. Çözüm için ne kadar zamana ihtiyacı var?
3. Sonuçları anlamak ne kadar kolay ve muhtemel dolaylı anlatımlar neler?
4. Çözümüm finansal maliyeti ne?

Bu maddelerden 1 ve 4’ün her zaman öncelikli ve önemli olduğu belirtilmekle birlikte karmaşık tasarım modellerinin sonuçları anlama ve yorumlamada güçlükler getirdiği belirtilmektedir. Bu kapsamda tasarımın ilk safhalarında (ön tasarımda) ampirik ve yarı-ampirik yaklaşımların kullanımı önem kazanmaktadır.

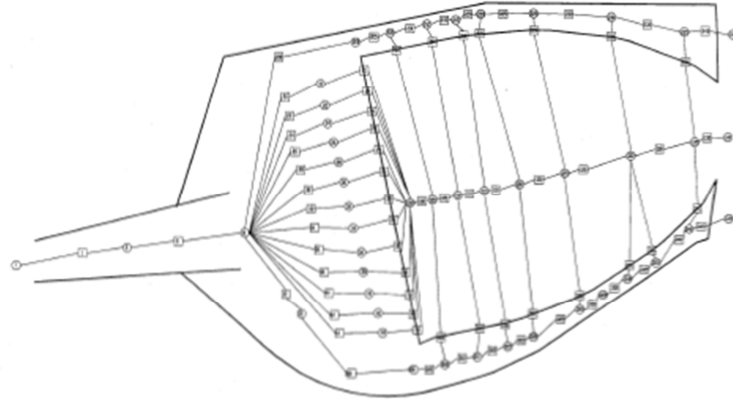
Murthy, çalışmasında yanma odası modellemede kullanılan yöntemleri ampirik, modüler ve sonlu farklar yaklaşımı olarak üçe ayırmıştır [8]. Ampirik yöntemler farklı test koşullarından türetilmiş korelasyonları dikkate alıp mükemmel karışmış reaktör (Perfectly Stirred Reactor, PSR) konseptini kullanmaktadır. Bu kavram karışımın ideal olduğu durumlar için geçerli olup gerçekte koşullarda hata oranını arttırmaktadır.

Murthy'nin çalışmasında tanımladığı bir diğer yöntem ise modüler yaklaşımdır. Genel olarak bir boyutta ele alınan bu yöntem yanma odasını modüllere ayırıp, her bir modülü ayrı değerlendirmek suretiyle mükemmel karışmış reaktör yaklaşımından gelen hataları azaltmaktadır. Modüler yöntemde tam karışımın olmadığı bölgeler iyi karışmış reaktör (Well Stirred Reactor, WSR) olarak tanımlanmak suretiyle bu kısımlardaki hesaplamalar ayrıca değerlendirilmektedir. Örnek bir modüler şema Şekil 1.14'de verilmiştir [13].



Şekil 1.14. Modüler bir sistemin şeması

Gaz türbini ön tasarım çalışmalarında bir boyutta akış modelleme çalışmaları genel olarak ağ (network) modelleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Stuttgart'ta yapılmış olduğu çalışma ile gaz türbini yanma odaları tasarımı için ağ yaklaşımının kullanıldığı bir tasarım aracı geliştirmiştir [14]. Bu araç ile yanma odası akış ve ısı transfer hesaplamaları, yarı-ampirik korelasyonlar üzerinden yanma odasının alt parçalara bölünerek çözümlenmesi ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 1.15).



Şekil 1.15. Yanma odası ağ modeli

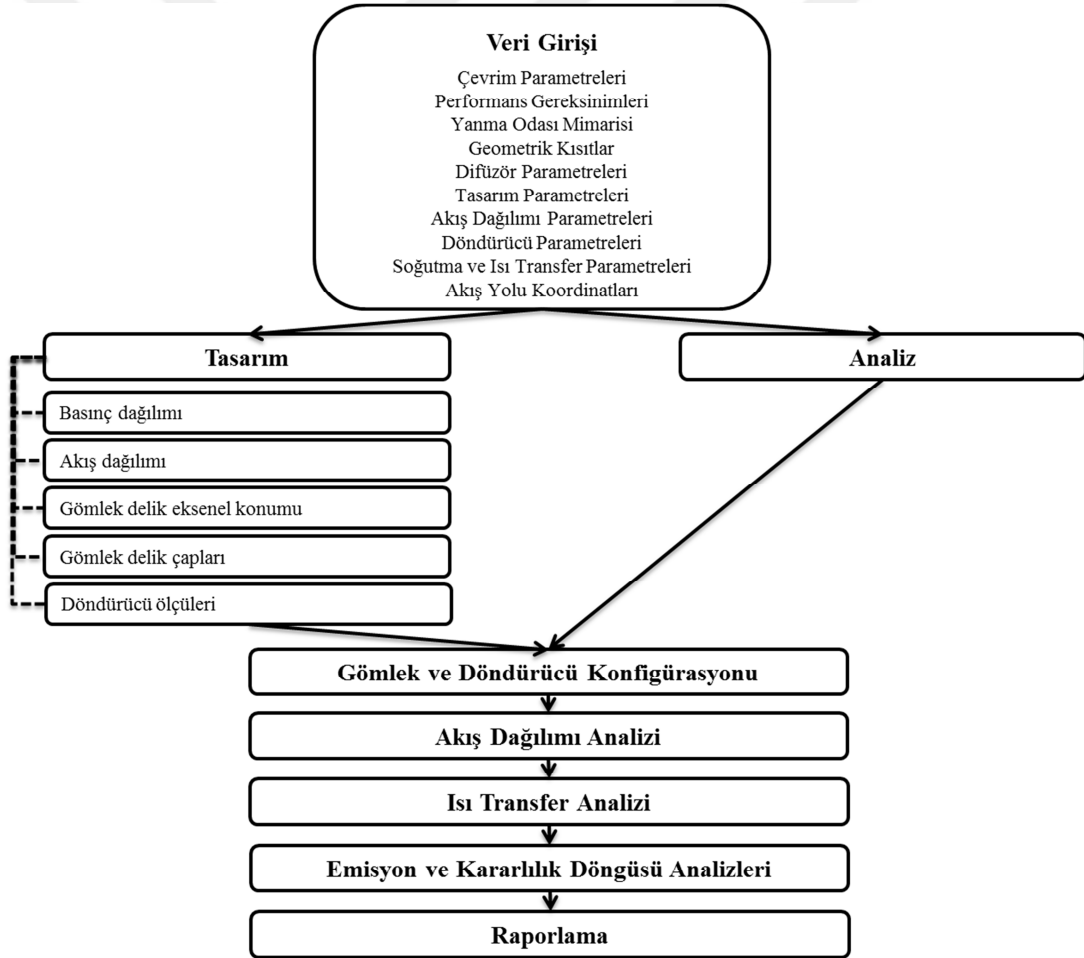
Navia'nın çalışmasında, Melconian ve Modak [9] tarafından tanımlanmış olan ön tasarım yöntemlerine kimyasal reaktör ağları da ilave edilerek yöntemin farklı yakıtlarda da kullanılabilirliğini sağlamak amaçlanmıştır. Geliştirilen tasarım aracıyla, halka tipi bir havacılık gaz türbini yanma odası ve boru-halka tipi bir endüstriyel gaz türbini yanma odası için farklı yakıtlarla tasarımlar gerçekleştirilmiştir [5].

Conrado ve arkadaşları minimum tasarım süresi gerektirecek bir yanma odası tasarım süreci üzerine çalışmışlardır. Çalışmanın ana amacı karmaşık hesaplamalardan ziyade literatürde yer alan ampirik korelasyonlarla pratik bir tasarım aracı oluşturmaktır. Mellor tarafından tanımlanmış olan tasarım süreçlerine dayalı çalışmada bir tasarım kodu oluşturulmuş ve bu tasarım kodu ile boru tipi bir yanma odası tasarımı gerçekleştirilmiştir [15].

2. YANMA ODASI ÖN TASARIM METODOLOJİSİ

Günümüz gaz türbini yanma odası ön tasarım süreçlerinde, gereken doğrulukta ve düşük finansal maliyette (düşük hesaplama süreleri ile) çözüm üretmek önemli bir gereksinimdir. Bunun yanında, ön tasarım safhasında gerçekleştirilecek hataların detay tasarımda telafi edilmesi güç ve maliyetli olacağı için bu araçların güvenilir ve doğrulanmış olması gerekmektedir. Bu amaçla havacılıkta kullanılan gaz türbinli yanma odaları için ampirik ve yarı-ampirik korelasyonlara dayalı bir tasarım metodolojisi çalışılmış ve tasarım aracı geliştirilmiştir.

Oluşturulmuş olan tasarım metodolojisinin akış şeması Şekil 2.1’de, sunulmaktadır.



Şekil 2.1. Yanma odası ön tasarım süreci

2.1. Yanma Odası Çevrim Parametreleri

Tasarım sürecinin ilk aşaması tasarım noktasının seçilmesi olup bu noktada en kritik ve en zorlayıcı olan koşul seçilmektedir. Ticari motorlarda; rölanti, taksi, maksimum kalkış, irtifaya tırmanma, seyir vb. uçuş noktaları bulunmaktadır. Maksimum kalkış noktası bir helikopter için tasarım noktası olabilecekken bir füze motoru için seyir koşulları seçilebilir. Seçilen tasarım noktasında tasarlanan yanma odasının diğer çalışma koşullarında da kararlı bir şekilde çalışması beklenmektedir. Bu nedenle tasarım için seçilen noktada yanma odası tasarlanırken, motor çevriminde yer alan diğer koşulları da sağladığı kontrol edilmelidir.

Yanma odası tasarım sürecinin başlayabilmesi için tasarım ve tasarım dışı noktalar için Çizelge 2.1’de verilen parametrelerin performans analizleri çerçevesinde tanımlanmış olması gerekmektedir.

Çizelge 2.1. *Tasarım şartlarında tanımlanan parametreler*

Parametre	
Yanma odası giriş hava debisi (kg/s)	m_3
Muhafaza içi ikincil hava alımı (%)	m_{bl}
Yanma odası giriş yakıt debisi (kg/s)	m_f
Yanma odası giriş toplam basıncı (Pa)	P_{03}
Yanma odası giriş toplam sıcaklığı (K)	T_{03}
Yanma odası giriş yoğunluğu (kg/m ³)	ρ_{03}
Yanma odası çıkış toplam sıcaklığı (K)	T_{04}
Yanma odası çıkış toplam basıncı (Pa)	P_{04}
Yakıt alt ısı değeri (kJ/kg)	LHV
Yakıt	-
Stokiyometrik yakıt hava oranı	f_{st}

Tasarım noktasının dışında, yanma odasına giren hava debisi yüklemeye bağlı olarak değişim gösterirken aynı şekilde statik basınç değeri de benzer şekilde değişmektedir. Bu nedenle yanma odasında hacimsel hava debisi tüm çalışma koşullarında neredeyse sabit kalmaktadır [9]. Bu durum yanma odasının tasarım ve tasarım dışı noktalar için kurgulanabilmesinde büyük kolaylık sağlamaktadır.

Tasarım noktası ve tasarım noktası dışı için hava akışları hacimsel olarak benzer kalırken yakıt debisi, dolayısıyla yakıt-hava oranı motor çevrimine bağlı olarak farklılık

göstermektedir. Motor tasarımında minimum yakıt-hava oranına yani maksimum yanma odası çıkış sıcaklığına tam yükleme esnasında ulaşılmaktadır. Genel olarak rölantiden maksimum yüklemeye doğru gidildiğinde yakıt-hava oranının yaklaşık 2 katına çıktığı söylenebilir [9]. Bu nedenle rölanti verisinin bulunmadığı durumlarda bu varsayım dikkate alınarak değerlendirmeler yapılabilir.

Tasarım şartlarının tanımlanması esnasında özellikle maksimum irtifa koşulu yanma odası için önemli olmaktadır. Yüksek irtifada yanma odası çalışma aralığının (zengin karışım ve fakir karışım limitlerinin birbirine yaklaşması) daralması ve irtifa artışına bağlı olarak değişen yanma odası giriş koşullarının yanma verimini önemli derecede düşürmesi nedeniyle irtifa limiti genel olarak yanma odası tasarımına göre şekillenmektedir. İrtifa artışından kaynaklı yanma veriminde gerçekleşen düşüşe bağlı olarak yanma odası çıkış sıcaklığının çok fazla düşmesi, türbinin ihtiyaç duyduğu enerjinin sağlanamamasına neden olmaktadır. İrtifaya bağlı olarak yanma veriminin düşmesinde en temel etken ise yanma odasının giriş basıncının önemli derecede düşmesi ve bundan kaynaklı alev tüpü hacminin yetersiz kalmasıdır. Bir diğer faktör ise düşen basınca bağlı olarak yakıt parçalanmasının kötüleşmesidir [9]. İrtifa limitlerinin belirlenmesinde Melconian ve Modak çalışabilirlik için minimum %50 yanma verimi, ateşleme için ise minimum %70 yanma verimi kriterini belirtmiştir [9]. Çevrimden gelecek olan irtifaya bağlı giriş koşullarında yanma odasının bu kriterleri sağlaması beklenmektedir.

Tasarım şartlarının seçiminde genel kriter tek bir noktanın seçilerek tasarımın bu noktaya göre şekillendirilmesi ve bu şartlarda diğer tasarım koşullarının sağlanabildiğinin kontrol edilmesi yönündedir. Bir tasarım sürecinde en az bulunması gereken tasarım noktaları şunlardır [9];

- Maksimum itki
- Normal seyir
- Maksimum irtifa
- Maksimum irtifada tekrar başlatma için yel değirmeni koşulları
- Yer seviyesi rölanti
- Yaklaşım seyir

2.2. Yanma Odası Performans Gereksinimleri

Çevrim parametrelerinin yanında yanma odasından beklenen performans gereksinimlerinin de tasarım sürecinin başında tanımlanması gerekmektedir.

Çizelge 2.2. *Tasarım şartlarında tanımlanan parametreler*

Parametre	
Yanma verimi	η_{cc}
Yanma odası basınç düşümü	$\Delta P_{3-4}/P_{03}$
Maksimum ortalama çıkış sıcaklık dağılımı	OTDF
Radyal çıkış sıcaklık dağılımı	RTDF
Fakir sönme limiti	f_{LBO}
Farklı yakıt tipleri ile çalışabilirlik	-
İrtifada tekrar ateşlenebilme	-
CO Emisyon indeksi	EI_{CO}
UHC Emisyon indeksi	EI_{UHC}
NO _x Emisyon indeksi	EI_{NOx}
Maksimum gömlek sıcaklığı	$T_{w, max}$

Yanma verimi: Tasarım şartlarında tanımlanan yanma verim değeri günümüzde tasarım noktası için %99,9 değerinin üzerine çıkmaktadır. Verim değeri denklem (2.1)'de gösterildiği üzere yanma odasındaki sıcaklık artışına bağlı olarak hesaplanabilmekle birlikte emisyon değerleri ve pirometri yöntemleri üzerinden de yorumlanabilir [8]. Egzoz gazlarında yer alan ve yanmada oluşan verimsizliğin göstergesi olan karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbon değerleri üzerinden CO ve C_xH_y emisyon indeks değerleri hesaplanarak yanma verimini hesaplamak mümkündür (Denklem (2.2)) [16].

$$\eta_c = \frac{\Delta T_{3-4}}{\Delta T_{3-4, teorik}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{cc} = \left(1,00 - 10109 \cdot \frac{EI_{CO}}{LHV} - \frac{EI_{C_xH_y}}{1000} \right) \cdot 100 \quad (2.2)$$

Basınç düşümü: Bir diğer tasarım şartı parametresi olan yanma odası basınç düşümü genel olarak kompresör çıkışı ile türbin girişi arasındaki toplam basınç kaybını ifade etmektedir. Tasarıma göre basınç düşümü %3-8 arasında olmakla beraber günümüzde bu değer, motor performans gereksinimlerine bağlı olarak %3'lere kadar gerilemiştir.

Bu değerin çok düşük tutulması yanma odası performansı açısından olumsuzluk yaratırken yüksek tutulması da motor performansını olumsuz etkilemektedir.

Çıkış sıcaklık dağılımı: Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımını parametrik hale getiren ve türbin stator ve rotorunun yapısal dayanımı ve ömrü açısından kritik öneme sahip OTDF (Overall Temperature Distribution Factor) ve RTDF (Radial Temperature Distribution Factor) terimleri sırasıyla denklem (2.3) ve denklem (2.4) ile hesaplanmaktadır. RTDF terimi türbin mekanik tasarımına göre gelecek isterlere göre farklılık gösterebilmekle birlikte OTDF parametresinin genel olarak 0,30 değerinin altında kalması beklenilmektedir.

$$OTDF = \frac{T_{04,max} - T_{04}}{T_{04} - T_{03}} \quad (2.3)$$

$$RTDF = \frac{T_{04,r\ max} - T_{04}}{T_{04} - T_{03}} \quad (2.4)$$

Fakir sönme limiti: Performans gereksinimlerinde belirlenmesi gereken bir diğer önemli parametre de fakir sönme limitidir. Motordaki ani ivmelenmeye bağlı, ani yükselen yakıt debisi veya ani yavaşlamaya bağlı, ani düşen yakıt debisi yakıt-hava oranlarında önemli miktarda anlık düşüş ve yükselişlere sebep olabilmektedir. Bu geçişler esnasında yanma odasının sınırlarının bilinebilmesi için yanma odasının zengin karışım sönme limiti ve fakir karışım sönme limiti önemli hale gelmektedir. Zengin karışım durumu motor sıcaklıklarında aşırı artışa neden olmasına bağlı olarak zaten yüksek sıcaklıklar açısından motor kontrolcüsü tarafından limitlenmektedir ve bu nedenle yanma odası açısından önemi düşük kalmaktadır. Bu nedenle genel olarak tasarımlarda yakıt hava oranı üzerinden tanımlanan Fakir Sönme Limitine (LBO) odaklanılmaktadır. Fakir sönme limiti ampirik denklemlerle tanımlamak adına Lefebvre [1], birçok havacılık motoru üzerinden toplanan veriler çerçevesinde denklem (2.5)'i türetmiştir. Burada verilen denklemden de anlaşılacağı üzere birincil bölge ölçüleri ve giriş koşullarının yanında yakıt atomizasyonunun da fakir sönme limiti üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır. Denklemden verilen A katsayısı yanma odasının geometrik yapısı, karışım özellikleri ve birincil bölgeye beslenen hava debisine bağlı olarak değişmekte olup deneysel olarak belirlenmektedir. Herhangi bir test noktası için katsayısının belirlenmesi sonrasında farklı çalışma koşullarında limit bu katsayı kullanılarak hesaplanabilir. LBO limiti günümüz tasarımlarında 4 g yakıt/kg hava mertebelerine

ulaşmış olup bu değer bazı tasarımlarda 3,3 g yakıt/kg hava mertebelerine kadar inebilmektedir.

$$f_{LBO} = \left[\frac{A}{V_{pz}} \right] \left[\frac{\dot{m}_3}{P_3^{1.3} \exp\left(\frac{T_3}{300}\right)} \right] \left[\frac{D_r^2}{\lambda_r LHV} \right] \quad (2.5)$$

Lefebvre'nin denkleminde açıklanan A katsayısının çıkarılışından da anlaşılacağı üzere fakir sönme limiti için deneysel çalışmalar yapılması ve mevcut mimarinin ve akış karakteristiğinin irdelenmesi gerekmektedir. Bu çalışmalarda genel olarak kullanılan yöntem mevcut mimariye ait tek bir sektörün rig testlerle incelenmesidir. Buradan gelecek A katsayısı kullanılmak suretiyle denklem hesaplamalarda kullanılabilir hale gelecektir.

Farklı yakıt tipleri: Performans gereksinimlerinde tanımlanabilecek bir ister de farklı yakıtlarla çalışabilirlik olacaktır. Yakıt tipindeki değişim yakıtın viskozite ve buharlaşma karakteristiği gibi parametrelere bağlı olarak atomizasyon performansını etkileyeceği için tasarımda dikkate alınmalıdır.

İrtifada tekrar ateşleme: Havada çalışma koşullarında alev sönmesi durumlarına karşı motorlarda irtifada tekrar ateşleme gereksinimleri olabilmektedir. Bu durumda yanma odasının tasarımının belirtilen irtifa ve koşullarda ateşleme gereksinimini karşılaması beklenmektedir. İrtifada ateşleme için en temel tasarımsal gereksinim, belirtilen irtifadaki yanma odası giriş koşullarında yanma veriminin %70'in üzerinde olmasıdır.

Emisyonlar: Özellikle sivil amaçlı kullanılacak olan motorlarda çevresel etkiler açısından önemli emisyon kısıtları bulunmaktadır. Kilogram yakıt başına gram emisyon değerini ifade eden emisyon indeks (EI) değeri üzerinden parametrize edilen emisyon değerleri ile performans gereksinimlerinin sağlanabilirliği kontrol edilmektedir.

$$EI = \left[\frac{\text{Ölçülen tür debisi (g/s)}}{\text{Yakıt debisi (kg/s)}} \right] \quad (2.6)$$

Günümüzde sivil motorlar için emisyon indeksine bağlı tanımlanan kısıtlamalar ICAO (International Civil Aviation Organization) tarafından verilmektedir (Çizelge 2.3) [1].

Çizelge 2.3. ICAO Emisyon regülasyonları

Emisyon, g/kN	Ses hızı altı turbojet/turbofan motorlar	Ses hızı üstü turbojet/turbofan motorlar
HC	19,6	$140(0,92)^{\pi_{00}}$
CO	118,0	$4550(\pi_{00})^{-1,03}$
NO _x	$32+1,6\pi_{00}$	$36+2,42\pi_{00}$

Diğer gereksinimler: Performans gereksinimlerinde belirlenebilecek diğer isterler ise; ömür gereksinimleri, yapısal bütünlük, bakım yapılabilirlik, montaj kolaylığı, özel başlatma ve hızlanma gereksinimleri gibi başlıklardır. Özellikle mekanik gereksinimler neticesinde ortaya çıkan maksimum gömlek sıcaklığı değerinin kullanılan malzemeye bağlı olarak sınırlandırılması gereği vardır. Günümüzde üretilmekte olan yanma odaları Hastelloy X veya HS 188 gibi nikel veya kobalt tabanlı malzemelerden meydana gelmekte olup uzun süreli çalışmalar için 1150 K değerine kadar kullanılabilir. Bu malzemelerin mukavemeti artan sıcaklıklarla hızla düşmekte ve 1400 K seviyelerinde hızlı oksidasyon oluşmaktadır. 1550-1750 K mertebelerine ulaşıldığında da ergime görülmektedir [10]. Kısa süreli kullanıma sahip olan yanma odalarında ise (füze motoru vb. tek kullanımlık motorlar) bu limit 1300 K mertebelerine kadar çıkarılabilmektedir.

2.3. Geometrik Kısıtlar

Geometrik kısıtların tasarımın ilk safhasında net olarak ortaya koyulması mimarinin şekillendirilmesi açısından önemli bir konudur. Literatürde yer alan çalışmalarda her ne kadar yanma odası referans alanı hesaplamalar üzerinden şekillendirilse de pratik uygulamalarda referans alanı şekillendiren dış ve iç muhafaza, motor mimarisinden yanma odasına dikte edilmektedir. Bunun yanında rotor dinamiği, yapısal gereksinimler, ağırlık ve maliyet gibi gereksinimlere bağlı olarak da yanma odası boyu sınırlandırılmakta ve mümkün olduğunca kısa tutulmak istenmektedir. Bu sebeplerden ötürü geometrik kısıtların tasarım şartları safhasında ortaya konulması, irdelenmesi bu kısıtların getireceği performans kayıplarının motor tasarımcısına geri bildirimi gereklidir.

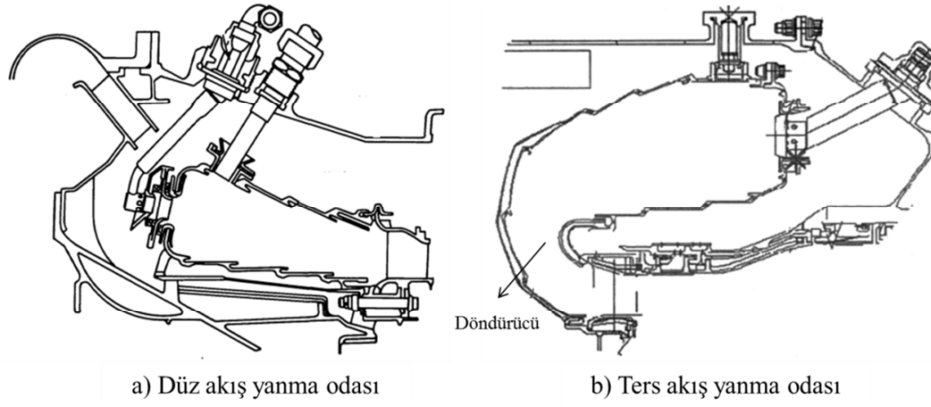
2.4. Yanma Odası Mimarisi

Çalışma koşulları, performans gereksinimleri ve geometrik kısıtların belirlenmesi sonrasında yanma odası mimarisinin tanımlanması ikinci bir aşama olarak karşımıza çıkmaktadır. Yanma odası mimarisi motorun genel mimarisine göre şekillenmekle birlikte geçmiş tecrübelerle de bağlıdır. Mimarinin seçiminde temel öğeler; yanma odası tipi, yakıt besleme sistemi ve ateşleme sistemi olarak sıralanabilir.

2.4.1. Yanma odası tipi

Günümüzde boru tipi ve boru-halka tipi yanma odalarının kullanımı son bulmakla birlikte aerodinamik ve mekanik açıdan çok önemli avantajlara sahip halka tipi yanma odaları tercih edilmektedir. Halka tipi yanma odaları temelde akış yönüne bağlı olarak düz akış ve ters akışlı olarak ikiye ayrılırken ters akışlı yanma odalarının yalnızca radyal kompresörlü motor mimarilerinde kullanımı bulunmaktadır. Akış tipine göre sınıflanmış olan yanma odaları NO_x seviyelerinin düşürülmesi amacıyla, RQL (Rich Quenched Lean), Lean Pre-mixed Pre-vaporised gibi alt sınıflandırmalara da gidebilmektedir.

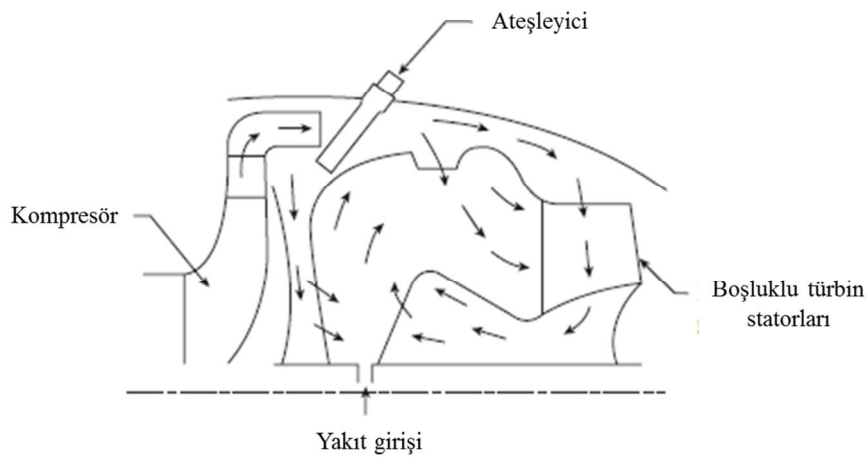
Yanma odası tipinin seçiminde tasarım şartları belirleyici olmaktadır. Genellikle motor mimarisi kurgulanırken geçmiş tecrübeler ve benzer mimariler etkili olmaktadır. Akış yönüne bağlı olarak yanma odası, Şekil 2.2’de verildiği gibi düz akış ve ters akış olmak üzere iki temel tasarım tipine ayrılabilir. Düz akış yanma odalarında, alev tüpü içindeki akış motor hava akışıyla eş yönde hareket etmekteyken ters akışlı yanma odasında motor akışına ters olarak hareket etmektedir. Buna bağlı olarak ters akışlı yanma odalarında akışı yeniden motor akış yönüne çevirmek için ilave bir döndürücü kullanılmaktadır. Ters akışlı yanma odaları; motor şaft boyunu kısaltması, mevcut hacmi en iyi şekilde değerlendirmesi ve yakıt enjektörlerine erişilebilirliği olumlu yönde etkilemesi bakımından düz akışlı yanma odalarına göre avantajlıdır. Bunun yanında gömleklerdeki yüksek alan/hacim oranı bakımından gömlek duvar soğutması açısından problemler getirmektedir [1].



Şekil 2.2. a) GE T700-GE-401 [17] b) Pratt & Whitney PW150 [19]

2.4.2. Yakıt enjeksiyon tipi

Yanma odasında yakıt enjeksiyon yönteminin belirlenmesi ön tasarım aşamasının önemli adımlarından biri olmakla birlikte yine mevcut tecrübe ve bilgi birikimi kritik öneme sahiptir. Yakıt enjeksiyon konsepti yakıt enjektörü ve döndürücüyü içermektedir. Gaz türbini teknolojisinin ilk yıllarına bakıldığında buharlaştırıcıların kullanıldığı görülmektedir. İlerleyen yıllarda ise, mekanik olarak dezavantajlı olan ve ateşleme için ayrı bir gaz yakıt hattı veya meşale tipi ateşlemeye ihtiyaç duyan bu teknoloji, yerini basınç atomizerli yakıt enjektörlerine bırakmıştır. Günümüzde ise yaygın olarak hava parçalamalı yakıt atomizerler ve bazı füze motoru tasarımlarında ise şafttan püskürtmeli (slinger) tipi yakıt besleme yöntemleri kullanılmaktadır.



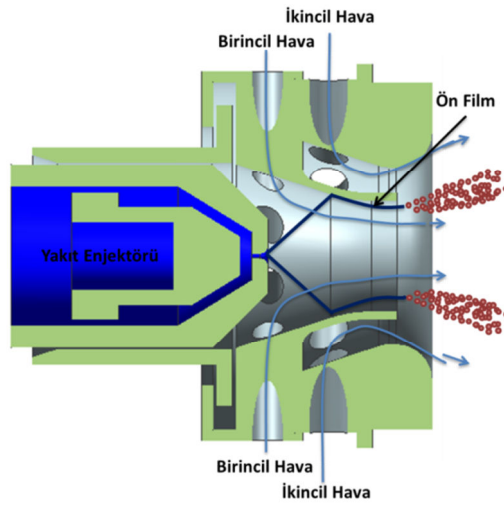
Şekil 2.3. Şafttan yakıt püskürtmeli yanma odası yapısı [1]

Şafttan püskürtme konseptinin en temel avantajı basit ve düşük maliyetli olmasından gelmektedir. Bu sayede tek kullanımlık olan seyir füzesi motoru uygulamaları açısından cazip hale gelmektedir. Bunun yanında şaft hızının yarattığı santrifüj kuvvetlerin yakıtı parçalayabilmesi sayesinde düşük basınçlı yakıt pompaları yakıt beslemesinde yeterli olmaktadır. %10'luk şaft hızlarında dahi etkin bir atomizasyon sağlanabilmenin yanında yakıt viskozitesinin etkisinin düşük olması nedeniyle çoklu yakıt kabiliyetine sahiptir. Sistemin dezavantajları ise ateşleyici konumundan kaynaklanan irtifada tekrar ateşleme problemleri, yakıt sisteminin tepki süresinin düşük olması ve yüksek basınç oranına sahip motorlarda gömlek duvar sıcaklıkları olarak ifade edilebilir [1].

Bir diğer yakıt besleme sistemi olan ve Şekil 2.4'de gösterilen hava parçalamalı yakıt atomizerleri günümüzde en yaygın kullanılan yöntemdir. Bu yakıt besleme sisteminin en belirgin avantajları şunlardır [1];

- Düşük yakıt basıncı ve daha küçük damlacık çapları
- Hava ve yakıtın ön karışımına bağlı olarak düşük is üretimi,
- Düşük luminositeye sahip mavi alev sayesinde düşük alev radyasyonu
- Düşük egzoz dumanı

Farklı alt kategorilere ayrılmakla birlikte en yaygın kullanımda olan tasarım ön film oluşumlu hava parçalamalı yakıt atomizeridir [7].



Şekil 2.4. Ön film oluşumlu hava parçalamalı yakıt atomizeri

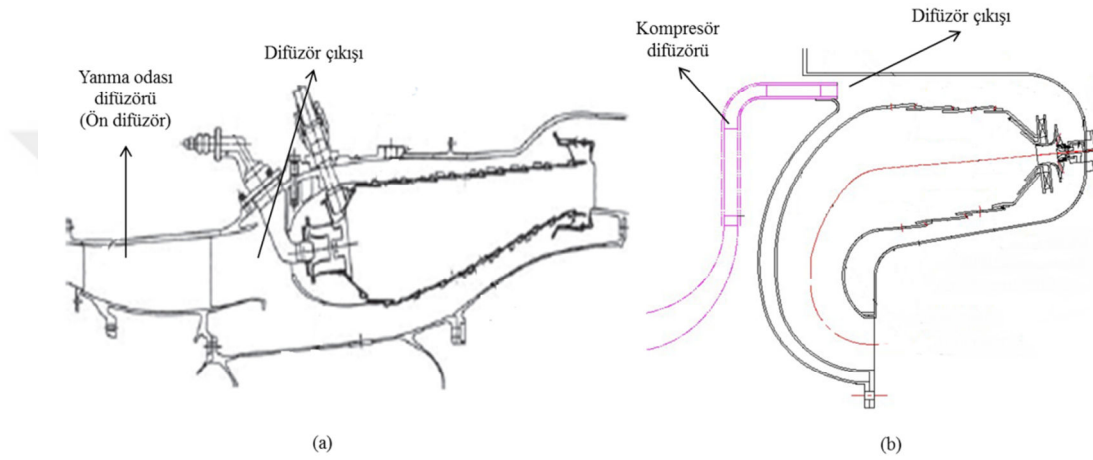
Ön film oluşumlu hava parçalamalı yakıt atomizerleri eksenel ve radyal akışlı konseptlere sahip olmakla birlikte geçmiş tasarımlarda kullanılan ve alt sistem olarak deneysel olarak çalışılmış mimarinin seçiminin yapılması en doğru tercihtir. Seçimi yapılan mimaride aerodinamik yapıya bağlı kararlılık, emisyon, fakir sönme limiti gibi tasarım kriterlerinin bilinmesi tasarım süreçlerindeki riskleri azaltacaktır. Bu nedenle ilk kez kullanılacak yakıt enjeksiyon sistemlerinde (döndürücü) alt sistem çalışmaları ile kritik tasarım parametrelerinin tecrübe edilmesi önemlidir.

Eksenel ve radyal tip döndürücüler yöndeş ve ters akışlı olmak üzere iki farklı yapıya sahiptir. Döndürücüye giren birincil ve ikincil hava kanallarının döngü yönlerinin yöndeş ve ters olmasına bağlı olarak tanımlanan bu durum tasarımcının bilgi birikimi ve önceliklerine göre şekillenir. Yöndeş akışlı döndürücüler her iki hava akımının birbirini desteklemesi sayesinde daha güçlü bir resirkülasyon bölgesi oluşmasını sağlamaktadır. Bunun yanında ters akışlı döndürücülerde hava akımları arasında oluşan kesme kuvvetleri sayesinde yakıt parçalanması daha etkin olabilmektedir. Bu tip döndürücülerde genellikle ikincil hava akımının daha kuvvetli tasarlanması ile döngü gücünün düşmesi engellenmektedir. Ters akışlı döndürücülerdeki en önemli dezavantaj kesme tabakalarının oluşumudur. Bu yapıların oluşturduğu yüksek karışım oranları sayesinde yüksek hacimsel ısı salınım oranlarının oluşmasını sağlar. Yanma için olumlu olan bu durum aynı zamanda oluşabilecek kararsız ısı salınımlarına bağlı olarak yanma kararsızlığını tetikleyebilmektedir [1]. Yöndeş ve ters akışlı döndürücüler için belirtilen avantaj ve dezavantajların tasarım safhasında yönetilebilmesi ve amaca göre en uygun seçimin yapılabilmesi, tasarımcının seçilecek yapı hakkında deneysel ve nümerik tecrübesine göre hareket etmesi ile mümkün olacaktır .

2.4.3. Difüzör tipi

Eksenel motor mimarilerinde kompresör çıkış hızı çok yüksek olduğu için yanma odası girişi öncesi bir yanma odası difüzörü (ön-difüzör) tasarım gereksinimi bulunmaktadır. Motor mimarilerine bağlı olarak yanma odasının difüzör tasarımıındaki rolü değişebilmektedir. Radyal (Santrifüj) kompresör mimarilerinde kompresörle birlikte tasarlanan difüzörde (kompresör difüzörü) genellikle çıkış hızının düşük olmasına bağlı olarak ilave bir ön difüzöre ihtiyaç bulunmamaktadır. Ancak, eksenel

kompresörlü mimarilerde kompresör çıkış hızını 0,25-0,35 Mach mertebelerinde olmasına bağlı olarak bir ön difüzör tasarımı ile bu hızın 0,10-0,15 Mach seviyelerine düşürülmesi gerekmektedir (Şekil 2.5). Ön difüzör sonrasında akışın yanma odası giriş kısmı ise difüzör olarak adlandırılır ve temelde aerodinamik ve yığma olmak üzere farklı tipi mevcuttur. Bu iki farklı yapı Şekil 1.3’de verilmiştir. Aerodinamik difüzörlerde kayıplar daha düşük olmasına karşın motor boyunu dolayısıyla ağırlığı arttırmasına bağlı olarak günümüz havacılık motorlarında çok fazla tercih edilmemektedir.



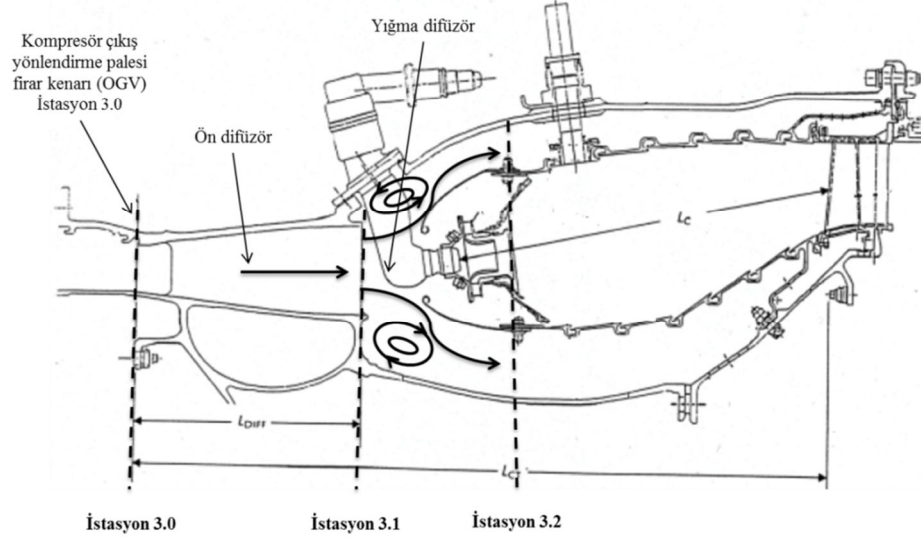
Şekil 2.5. a) Yanma odası difüzörü [11] b) Kompresör difüzörü [5]

Difüzör tasarımında dikkate alınması gereken temel tasarım gereksinimleri şu şekildedir [10];

- Düşük toplam basınç kaybına sahip (Genel olarak, basınç kaybı kompresör çıkış hız yükünün %40’ından az olmalıdır.)
- Kısa boylu
- Yığma kısımları hariç akış ayrılması olmayan
- Dairesel ve radyal olarak tekdüze akışa sahip
- Tüm çalışma koşullarında dinamik akış kararlılığına sahip
- Kompresör çıkış akış dağılımı veya çıkış akış koşullarındaki değişimlerden etkilenmeyen

Mekanik yapı olarak basit, aerodinamik olarak verimli ve bozuk hız konturları ve ölçüsel toleranslara karşı hassasiyeti düşük olan yığma tip (step) difüzörlerin yapısında,

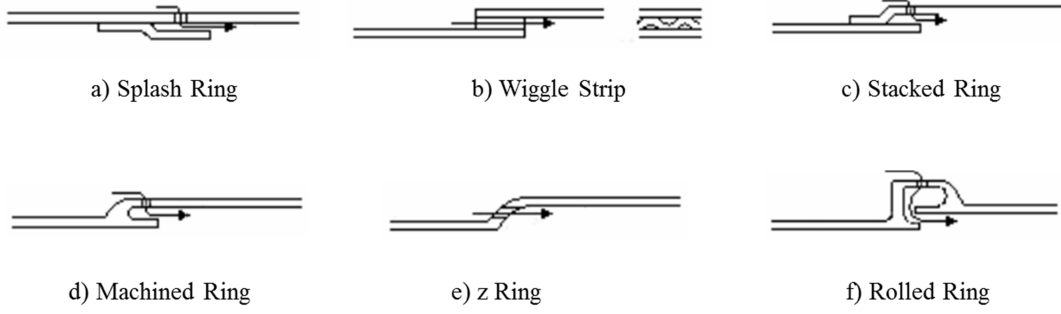
ön difüzör sonrası akış yanma odasına ani bir genişlemeyle gönderilmektedir [10]. Bu yapının genel hatları Şekil 2.6’da verilmektedir.



Şekil 2.6. Tipik bir yanma odası difüzörü yapısı [11]

2.4.4. Film soğutma tipi

Mevcut yanma odası tasarımlarında yaygın olarak kullanılan bazı film soğutma tipleri Şekil 2.7’de verilmektedir [10]. Bu soğutma tiplerinden “splash ring” konseptinde gömlek üzerine kaynatılmış dairesel bir halka ile film soğutma kanalı oluşturulmakta olup en basit yöntemlerden biridir. “stacked ring” ve “machined ring” yöntemleri ise aerodinamik olarak benzer olup imalat yöntemi açısından farklılık taşımaktadır. “stacked ring” yöntemi sac metaldan imal edilen yanma odalarında kullanılırken “machined ring” yöntemi işleme yanma odaları içindir. Punta kaynak ve lehim yöntemi ile üretilen “stacked ring” konseptindeki ömür problemleri, bu soğutma kanalının yerini “machined ring” konseptine bırakmasına yol açmıştır. Özellikle lehimleme esnasında oluşan boşluklar ısı iletimi düşürmekte panellerin üst üste eşleştiği noktalarda yüksek sıcaklık ve dolayısıyla yüksek gerilimlere neden olmaktadır [10]. Bu sebeple işleme olması dolayısıyla her ne kadar maliyeti yüksek de olsa “machined ring” film soğutma tipi “stacked ring” tipine göre ömür açısından büyük avantaj sağlamaktadır. Tasarım aşamasında hangi tipin seçileceği ömür gereksinimine bağlı olarak değerlendirilmelidir.



Şekil 2.7. Film soğutma tipleri

“Stacked ring” ve “machined ring” soğutma kanallarında görülen en büyük mekanik problem ise kanal çıkıntısı ve film soğutma delik konumları arasındaki ısı düşümlerinin oluşturduğu gerilmelerdir. Soğutma kanalının kökünde gömlek en yüksek sıcaklıklara ulaşırken film soğutma havasının girdiği noktada neredeyse giriş havasına eşit durumdadır. Bu durum gömlekte yüksek gerilimlere yol açmakta ve bunun sonucunda gömlekte bükülme ve çatlak oluşumları görülmektedir. Bu problemin çözüm alternatifi olarak ise “z-ring” ve “rolled-ring” film soğutma kanalları geliştirilmiştir. Isıl düşümü azaltmak adına kanal çıkıntısının olmadığı “z-ring” tipinde tekdüze bir akış elde edebilmek adına çoklu sıralı delikler kullanılmıştır [10].

2.4.5. Termal bariyer kullanımı

Yanma odası ömrünün arttırılmasında başvurulan yöntemlerden en önemlilerinden biri de termal bariyer kaplama (TBC) uygulamasıdır. Sahip oldukları düşük emissivite ve düşük ısıl iletkenlik katsayısı sayesinde bu malzemeler ideal bir yalıtım malzemesi olmaktadır. Bunun yanında oksidasyon-dirençli bir TBC tercih edildiğinde gömlek duvarında oluşma ihtimali olan oksidasyonların da önüne geçilmiş olacaktır. İyi bir termal bariyer kaplamadan kimyasal olarak durağan, mekanik mukavemeti yüksek, ısıl şoklara dayanımlı ve aşınma ve erozyona dirençli olması beklenilmektedir. Bunun yanında düşük ısıl iletkenlik değeri ve taban malzemeye göre benzerlik gösteren ısıl genleşme katsayısı gereği vardır. Tipik olarak kaplama kalınlıkları 0,4-0,5 mm arasında değişmektedir. Bu değer gömlek üzerinde, gömlek üzerinden geçen ısı akısına bağlı olarak 40-70 K arasında bir sıcaklık düşüşü sağlamaktadır [1]. TBC yapısı, yaklaşık 0,1 mm kalınlığa sahip bağ doku (Ni Cr AL Y)

ve yaklaşık 0,4 mm kalınlıkta bir seramik üst tabakadan (Ytria stabilized Zirconia, YSZ) oluşmaktadır.

Isı transfer hesaplamalarında doğru sonuçları elde edebilmek için kullanılan TBC'nin emissivite ve ısı iletkenlik değeri lerinin net olarak bilinmesi gerekmektedir. Seramik yapıdaki ytria mol oranına bağı lı olarak değ işim gösterebilen bu parametrelerin sıcaklığa bağı lı olarak değ işim de gösterdiğ i bilinmektedir. Endüstriyel uygulamalarda genel olarak %6-8 ytria mol oranına sahip yapılar tercih edilmektedir. Bunun en önemli nedeni bu oranlardaki düşük ısı iletkenlik katsayısının yanında sahip olduğ u yüksek kırılma tokluğudur. Bunun yanında literatürde %20 mol oranlarına kadar ytria oranlarının çalış ıldığı görülmektedir. Ytria oranındaki bu artış ısı iletkenlik değ erini arttırırken kırılma tokluğundaki düş üşe bağı lı olarak ısı çevrim ömrü düşmektedir [18].

Termal bariyer kaplamalarda ısı iletkenlik değ erinin hesaplamalarda kullanılabilmesi için kullanılacak termal bariyer kaplamaya ait özelliklerin deneysel olarak çıkarılmış olması gerekmektedir. Öncelikle termal bariyer kaplamaların ısı iletkenlik katsayısı ü retm yöntemine göre farklılık göstermektedir. Gözenekli bir yapı oluşturan “Air Plasma Spray (APS)” tekniğ iyle ü retilen kaplamalarda ısı iletkenlik değ eri 0,8-1,7 W/mK değ erindeyken, ısı çevrim ömrü bakımından “Electron Beam Vapor Deposition (EBPVD)” kaplama tekniğ ine göre daha kısadır. Bu durum da daha düşük ü retim maliyeti ve daha iyi bir ısı iletkenlik katsayısına sahip olmasına rağmen APS tekniğ i için önemli bir dezavantaj oluşturmaktadır. Gerilme toleransı APS kaplamalara göre daha iyi olan EBPVD kaplamalarda ise kaplama yapısı nedeniyle ısı iletkenlik değ eri biraz daha yüksektir (1,5-2,0 W/mK) [20]. Termal bariyer kaplamaların ısı iletkenlik değ erleri ü retim teknikleri ve seramik kaplamanın içeriğ ine bağı lı olarak literatürde farklılıklar gösterebilmektedir. Zhao %6-8 Ytria mol oranına sahip EBPVD YSZ(Ytria Stabilized Zirconia) kaplamalar için 2,2 – 2,9 W/mK arası ısı iletkenlik, yaklaşık 2700 °C ergime sıcaklığ ı ve 11×10^{-6} 1/K ısı genleşme katsayısı vermiştir [21]. Tasarım çalış malarında kaplamaya ait herhangi bir ısı iletkenlik katsayı değ eri bulunmaması durumunda hesaplamalar için yaklaşık 2,5 W/mK değ eri kullanılabilir [10].

2.4.6. Ateşleme tipi

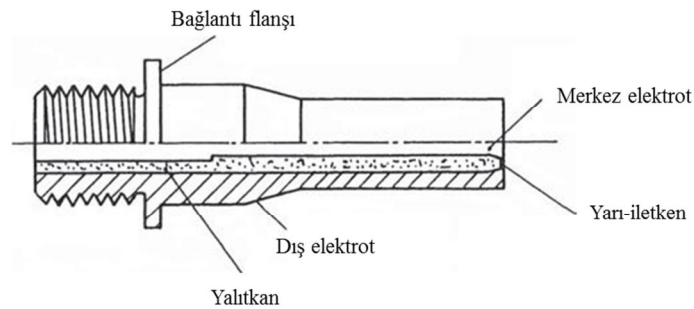
Ateşleme gereksinimi öncelikle motorun kullanım alanına göre yerde ateşleme ve havada ateşleme olarak iki bölüme ayrılabilir. Bunun yanında yerde ateşleme gereksinimine sahip motorlarda, havada alev sönmesi risklerine karşı irtifada tekrar ateşleme gereksinimi de ilave edilebilmektedir. Uygulama alanına bağlı olarak ateşleme sistemi gereksinimleri de farklılaşacağı için sistemden beklentilerin buna göre şekillendirilmesinde fayda vardır.

Motorun kullanımına ve gereksinimlere bağlı olarak ateşleme sistemleri kıvılcım ateşleme, meşale ateşleme ve piroteknik ateşleme olarak üç ana sınıfa ayrılabilir. Bunların yanında lazer ve plazma jet ateşleme konularında da çalışmalar yapılmakta olup ticari uygulamalarda henüz kullanılmamaktadır.

2.4.6.1. Kıvılcım ateşleme

Yerde ateşlenen motorlarda kullanılan bu yöntemde elektriksel veya ark boşalmasıyla yüksek sıcaklıklı bir bölge oluşumu sağlanmaktadır. Bu yüksek sıcaklığın başlattığı yanmanın genişleyerek yayılması sayesinde ateşleme başlamış olur.

Günümüz sistemlerinde yaygın olarak Şekil 2.8’de verilen yüksek enerjili yüzey deşarjlı ateşleyiciler kullanılmaktadır. Topraklanmış dış elektrot ve merkez elektrot arasında akım atlama neticesinde oluşan kıvılcım sayesinde yanmanın başlatılması için ihtiyaç duyulan çekirdek (kernel) ateşlemesi sağlanmış olur. Bu tip ateşleme sistemlerinde ilk çekirdeğin oluşumunun bölgesel karakteristiklere (yakıt hava oranı, akış hızları vb.) çok bağlı olmasından dolayı ateşleyici konumu dikkatle belirlenmeli ve detaylı nümerik ve deneysel çalışmalarla eniyileştirilmelidir [1].



Şekil 2.8. Yüzey deşarjlı ateşleyici

2.4.6.2. Meşale ateşleme

Meşale tip ateşleyici, kıvılcım tipi ateşlemeye ek olarak bir yakıt hattından yakıt beslenmesi ile oluşmaktadır. Basınç atomizerli yakıt enjektörleri ile oluşturulan pilot alev sayesinde ateşleme sisteminin konumu daha az kritik hale gelmektedir. Sistemin en büyük dezavantajı ise yakıt sistemine ilave tasarımsal güçlükler getirmesidir.

Eski tip yanma odalarında bir zorunluluk olan meşale tipi ateşleyiciler günümüzde irtifada tekrar ateşleme ve fakir sönme limitinin genişletilmesi gereksinimlerine bağlı olarak tercih edilebilmektedir. Motor tasarımından gelecek irtifada tekrar ateşleme isterinde pilot alev oluşumu sağlayan meşale tipi ateşleme sistemi önemli bir avantaj sağlayarak güvenilirliği arttırmaktadır. Bunun yanında yine pilot oluşumu sayesinde fakir sönme limitinin genişletilebildiği görülmektedir.

2.4.6.3. Piroteknik ateşleme

Havadan atılan platform motorlarındaki (Seyir füzesi uygulamaları) ilk seferde ateşleme ve %100 güvenilirlik gereksinimlerine bağlı olarak piroteknik ateşleyicilerle ateşleme sağlanmaktadır. Yanıcı ve yakıcısını kendi içinde barındıran bu katı yakıtlı sistemler sayesinde hava yoğunluğunun ve sıcaklığın düşük olduğu yüksek irtifada, belirli bir süre boyunca yanma odası içine alev beslenmektedir. İrtifadaki ortam şartları ve ateşleme anında yanma odası içindeki akıştan bağımsız olarak kuvvetli pilot alev oluşturabilen bu sistemler sayesinde %100 güvenirlğe yaklaşılmaya amaçlanmaktadır.

2.5. Tasarım Parametreleri

Yanma odası tasarım süreci içerdiği farklı olgulara bağlı olarak birçok tasarım parametresi içermektedir. Ön tasarım sürecinde doğru bir şekilde tanımlanacak girdiler ile sonuca daha hızlı ve doğru bir şekilde ulaşmak mümkün olacaktır.

2.5.1. Difüzör tasarım parametreleri

Difüzör tasarımında temel çıktı yanma odasının isteği olan düşük hızların (yüksek statik basınç) sağlanmasıdır. Önceki bölümlerde bahsedildiği üzere ön difüzör ve yığma difüzör olarak iki kısma ayrılabilen difüzör tasarımlarında radyal kompresörlü motor mimarilerinde ön difüzör kullanımı bulunmamaktadır. Her iki kompresör mimarisinde

de ön difüzör çıkış hızı (yığma difüzör giriş hızı) ve döngü açısı iki önemli tasarım parametresidir. Yığma difüzör kısmında çok fazla kaybın yaşanmaması adına bu değerlerin belirli limitlerin altında kalması gereği bulunmaktadır.

Ön difüzör kullanımı durumunda ön difüzörün alan oranını, ön difüzör giriş hızının çıkış hızına oranı belirlemektedir. Alan oranı, giriş ve çıkış hız isterlerine bağlı olarak sabitlenen ön difüzörde, ön difüzör boyunu yayınım açısı (2Θ) belirlemektedir. Yayınım açısının belirlenmesinde Reneau [22] tarafından verilen korelasyonlar kullanılabileceği gibi minimum kaybın yaşanması için önerilen açılarla da hesaplama yapılabilir.

Difüzör tasarımında kullanılabilecek parametrelerden bir diğeri de yığma difüzör girişi ile kovan arası mesafedir. Yığma difüzörde kayıpların düşürülmesi adına difüzör kovan arası mesafe için öngörüler yapılabilir.

Literatürde, difüzör tasarımında farklı kaynaklar tarafından önerilen tasarım parametreleri Çizelge 2.4’de verilmektedir.

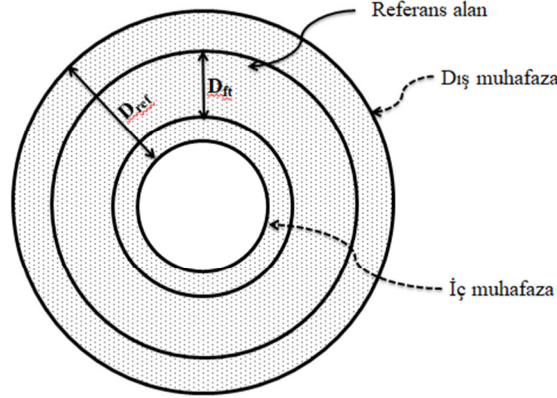
Çizelge 2.4. *Difüzör tasarım parametreleri*

Parametre	Değer	Kaynak
Ön difüzör giriş hızı ($M_{3,0}$)	$< 0,35$ mach	Mellor [10]
Ön difüzör çıkış hızı ($M_{3,1}$)	$< 0,20$ mach	Walsh ve Fletcher [23]
	$< 0,15$ mach	Braunscheidel and Welsch [24]
Yayınım açısı (2Θ)	İdeal = 11°	Murthy [8]
	Maksimum = 20° - 22°	
	8° - 16°	Reneau [22]
Ön difüzör alan oranı (AR)	$AR = A_{3,0}/A_{3,1} = M_{3,0}/M_{3,1}$	-
Ön difüzör çıkış döngü açısı	$< 10^\circ$	Walsh ve Fletcher [23]
Difüzör-kovan arası mesafe	$DCL/D_{31} \geq 1,2$	Murthy [8]

2.5.2. Temel boyutlandırma parametreleri

Yanma odası boyutlandırmasında referans alan, alev tüpü alanı ve yanma odası boyu üç temel parametredir. Referans alan yanma odası dış ve iç muhafazaları arasında kalan maksimum kesit alanını tanımlamakta olup bu yüzeye ait çap ise referans çap olarak ifade edilmektedir. Referans alanın belirlenmesinde kimyasal limitler ve basınç kaybı limiti olmak üzere iki yöntem bulunmakla birlikte genellikle bu değer tasarım çalışmalarında motor çap kısıtına bağlı olarak yanma odasına dikte edilmektedir. Bu

nedenle referans alan motor mimarisinden gelen bir boyutlandırma parametresi olarak karışımıza çıkmaktadır.



Şekil 2.9. Referans alan

Herhangi bir geometrik kısıtın uygulanmadığı durumda aerodinamik ve kimyasal açıdan referans alanı belirlemede denklem (2.7) ve denklem (2.8)'de verilen korelasyonlar kullanılmaktadır [9]. Maksimum yanma verimi elde edilebilmesi için, kimyasal yaklaşımda ifade edilen Theta parametresinin minimum 73×10^6 değerine (SI biriminde) ulaşabilmesi gerekmektedir. Bu çerçevede bir referans alan belirlenebilir. Burada ifade edilen %100 verimde yakıt atomizasyonundan gelen verimsizlikler dikkate alınmamaktadır.

$$A_{ref} = \left[143,5 \left(\frac{m_3 \sqrt{T_3}}{P_3} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_{3-4}/q_{ref}}{\Delta P_{3-4}/P_3} \right) \right]^{0.5} \quad (2.7)$$

$$\theta = \frac{P_3^{1,75} A_{ref} D_{ref}^{0,75} \exp\left(\frac{T_3}{b}\right)}{m_3} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} b &= 245(1,39 + \ln \phi_{pz}) & 0,6 < \Phi_{pz} < 1,0 \\ b &= 170(2,00 - \ln \phi_{pz}) & 1,0 < \Phi_{pz} < 1,4 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Tasarım süreçlerinde motor ölçüleri tarafından belirlenen referans alan değerinin uygunluğu yukarıda belirtilen aerodinamik ve kimyasal yaklaşımlara göre irdelenmeli ve yaratacağı performans kayıpları değerlendirilmelidir.

Alev tüpü alanı ise, dış ve iç gömlek arasındaki bölümü ifade etmekte olup halka tipi yanma odalarında $A_{ft} / A_{ref} = 0,7$ oranına göre belirlenebilir [9]. Genel kabul görmüş bu yaklaşımın yanında Bragg tarafından tanımlanmış olan denklem (2.10) ile de hesaplama yapılabilir [25].

$$A_{ft} = 1,621 \times 10^{-2} \frac{m_f \sqrt{T_3}}{P_r} \left(\frac{P_3}{\Delta P} \right)^{0.5} \quad (2.10)$$

Bir diğer önemli parametre olan yanma odası boyu ise yine motor mimarisinden gelen kısıtlarla şekillenmektedir. Boy kısıtı nedeniyle oluşabilecek performans kayıpları değerlendirilmeli ve motor tasarımına geri beslenilmelidir. Ön difüzör çıkışından türbin statoruna kadar olan mesafeyi ifade eden yanma odası boyu; difüzör-kovan arası mesafe, kovan ve alev tüpünden oluşmaktadır.

Difüzör kovan arası mesafe için Murthy [8] $DCL/D_{31} \geq 1,2$ değerini önermiştir. Burada DCL değeri difüzör-kovan arası mesafeyi D_{31} değeri ise ön difüzör çıkış yüksekliğini ifade etmektedir. Ön tasarım aşamasında ölçeklendirme için bu yaklaşım yeterlidir.

Kovan, içerisinde yanma odası döndürücülerini barındırmakta olup döndürücü ölçülerine göre şekillenmektedir. Bu nedenle kovan ölçüleri döndürücü mimarisi ve geçmiş tecrübeler neticesinde şekillenmektedir.

Alev tüpü boyutlandırmasında ise iki farklı yaklaşım dikkate alınabilir. Bunlardan ilki Lefebvre tarafından verilmiş olan ve çıkış sıcaklık profili isterine göre şekillenmiş olan denklemdir (Denklem (2.11)) [1]. Alev tüpü ölçeklendirmesi ilk etapta bu denklem dikkate alınarak yapılabilir. Bunun yanında bölgesel boyutlandırmalar neticesinde ölçüyü daha detaylı ele almak mümkündür. Genel bir pratik olarak günümüz tasarımlarında L_c/H_d oranı minimum 2 civarındadır.

$$OTDF = 1 - \exp(-20 / [(L_c/H_d)(\Delta P_{liner}/q_{ref})]) \quad (2.11)$$

2.5.3. Döndürücü tasarım parametreleri

Alev kararlılığını belirleyen en önemli faktör birincil bölge tasarımıdır. Birincil bölgedeki akışı şekillendiren temel öğenin döndürücü tasarımı olması nedeniyle bu kısma ait tasarım parametrelerinin geçmiş tecrübeler üzerinden belirlenmesinde fayda vardır. Yakıt enjeksiyon tipi seçiminde kararlaştırılmış olan döndürücü tipi üzerinde

temel olarak ilk etapta döngü sayısı ve döndürücüdeki yakıt hava oranları belirlenmelidir.

Beer ve Chigier döngü üreticinden çıkan döngünün şiddetini boyutsuz olarak tanımlamak için denklem (2.12)'i ortaya koymuş ve bu boyutsuz sayıyı da döngü sayısı (swirl number) olarak adlandırmışlardır [26].

$$SN = \frac{G_m}{R_{sw}G_t} \quad (2.12)$$

Denklemden; G_m açısal momentumun eksenel akısını, G_t eksenel momentumun eksenel akısını, R_{sw} ise döndürücü çıkış yarıçapını ifade etmektedir. Tasarımsal uygulamalarda döngü sayısı resirkülasyon bölgesinin oluşumu için kritik değer olan 0,6'nın üstünde alınmakla birlikte Mohammad ve Jeng gaz türbini uygulamaları için 1,0 değerini önermektedir [11]. Döngü sayısının 1,0 değerinin üstüne çıkması resirkülasyonun kuvvetlenmesine ve dolayısıyla yanmış sıcak gazların döndürücü içine doğru girmesine neden olacaktır. Bu durum kararlılık ve yakıt enjektöründe koklaşma gibi olgular bakımından risk teşkil etmektedir. Değerin çok düşük olması durumunda ise kuvvetsiz resirkülasyon bölgesine bağlı olarak yanma verimi, emisyon, ateşleme performansı gibi olgularda problemler ortaya çıkabilmektedir.

Bir diğer döndürücü tasarım parametresi olan döndürücü hava yakıt oranını birincil döndürücü hava yakıt oranı ve döndürücü hava yakıt oranı olarak ayırmak gerekmektedir. Günümüzde gaz türbinlerinde en yaygın olarak kullanılan ön hava parçalı atomizerlerde etkin bir yakıt atomizasyonunun sağlanması için birincil döndürücüde 2,0-3,0 arası bir hava yakıt oranı gereksinimi bulunmaktadır. Bu değer düşük kalması yakıt atomizasyonunu kötüleştirirken değer yüksek olması fakir sönme limitini olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle değer üst limitinin belirlenmesinde fakir sönme limitinin dikkate alınması gerekmektedir. Fakir sönme limiti ani yavaşlama durumlarında önem arz eden bir durum olarak karşımıza çıkmaktadır. Kontrolcülerden gelen ani yavaşlama isteğine bağlı olarak yanma odasına giden yakıt çok fazla azalırken motorun ataletine bağlı olarak şaft hızının yavaş düşmesi nedeniyle gelen hava debisi hala yüksek bir değerde kalmaktadır. Bu gibi durumlarda yanma odasında alevin sönmemesi için yaklaşık 250 değerlerinde (hava-yakıt oranı) fakir sönme limiti isteri bulunmaktadır.

Fakir sönme limitine bağlı olarak atomizasyon hava yakıt oranının belirlenmesinde temel kriter atomizasyon havası yani birincil havanın belirlenen fakir sönme limitinde stokiyometrik değeri sağlıyor olmasıdır [10]. Örnek olarak JP8 yakıtı (JP8 stokiyometrik hava yakıt oranı = 15,0) ile çalışacak bir yanma odasının tasarım noktası yakıt hava oranının 40,0 olması ve fakir sönme limiti hava yakıt oranı isterinin 250 olması durumunda global hava yakıt oranının 6,25 kat artacağı görülmektedir. Bu durumda fakir sönme limiti koşullarının sağlanabilmesi için atomizasyon hava yakıt oranı $15,0/6,25 = 2,4$ olarak seçilmelidir.

Başlangıç noktası olarak döndürücü çıkışı (birincil ve ikincil döndürücülerin toplamı) eşdeğerlilik oranının 2,0 alınması yeterlidir. Bu durumda JP8 için döndürücüde 7,5 değerinde bir hava yakıt oranı ortaya çıkmaktadır. Bununla beraber Mellor, düşük güçteki yanma verimi ve fakir koşullarda kararlılık gibi olgular bakımından ikincil döndürücüden geçen hava debisinin toplam yanma odası hava debisine oranının %11 değerini çok fazla geçmemesini önermektedir. Melconian ve Modak ise çalışmalarında bu değerin %3-12 arasında olabileceğini ancak tecrübelerle göre ideal değerin toplam resirkülasyon havasının 1/3'ü olmasının genel olarak yeterli olduğunu ifade etmiştir [9]. Bu ifadeye göre birincil bölge eşdeğerlilik oranının 1,4 olarak belirlenmesi durumunda ikincil döngü üretici için $(15,0/1,4)/3 = 3,57$ değerinde bir hava yakıt oranı ortaya çıkmaktadır.

Döndürücü tasarımında yarar sağlayacak parametrelerden bir diğeri de döndürücü çıkış çapının alev tüpü yüksekliğine oranıdır. Çoğu uygulamada bu değer alev tüpü yüksekliğinin yaklaşık 1/8'i şeklindedir [9].

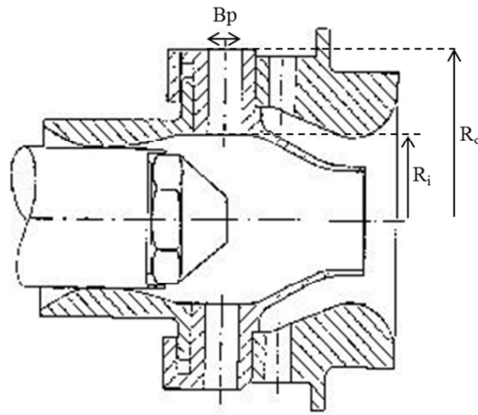
Döndürücü kanal sayılarının belirlenmesinde ise kaynaklar genel olarak eksenel döndürücü mimarileri için mevcuttur. Bu tarz mimariler için birincil ve ikincil döndürücü kanal sayıları için; 8-16, 8-10 gibi değerler verilmiştir [11,9]. Benzer değerler radyal tip döndürücüler için de kullanılabilir.

Döndürücü kanallarının tasarımında dikkate alınması gereken tasarım parametrelerinden biri de kanal derinliğinin kanal kesitine oranının akışı döndürebilecek düzeyde olmasıdır. Bu kapsamda Mellor eksenel döndürücüler için kanat katılığı (vane solidity) tanımını yapmaktadır. Kanal derinliğinin kanal giriş yüksekliğine oranını ifade eden bu değerin minimum 1,0 olması gereği çalışmada ifade edilmektedir [10]. Radyal döndürücülerde ise, Halpin tarafından yapılan çalışmalar neticesinde kanat yükleme

parametresi (VLP) çıkarılmış (Denklem (2.13)) ve akış döndürme veriminin %90'ın üzerine çıkması için bu parametrenin 1,0 değerinin altına inmesi gereği ifade edilmiştir [27].

$$VLP = \frac{2B_p \sin \theta_v}{R_o - R_i} \quad (2.13)$$

Burada Θ_v değeri döngü açısını ifade etmekte olup diğer ölçüler Şekil 2.10'da tanımlanmıştır.



Şekil 2.10. Kanat yükleme parametresi hesabında kullanılan ölçüler

Yukarıda anlatılmış olan döndürücü tasarım parametreleri ve ilgili kaynaklara bağlı olarak değerleri Çizelge 2.5'de özetlenmektedir.

Çizelge 2.5. Döndürücü tasarım parametreleri

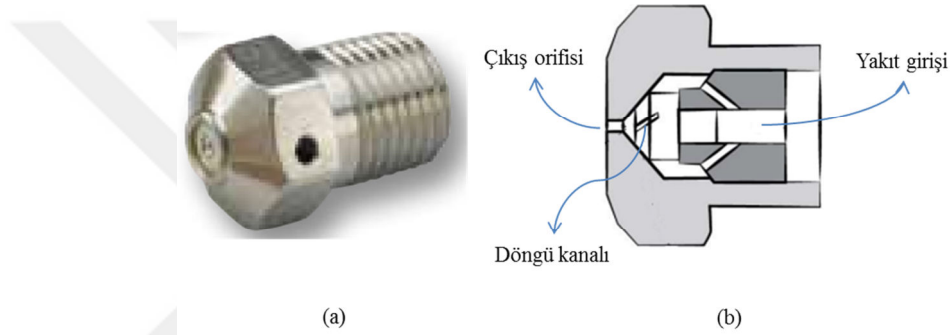
Parametre	Değer	Kaynak
Döngü sayısı (SN)	1,0	Mohammad ve Jeng [11]
	0,6 – 1,0	Mattingly, [28]
Birincil döndürücü hava yakıt oranı (ALR_{psw})	$AFR_{st}/(AFR_{lbo}/AFR_{dp})$	Mellor [10]
Döndürücü hava yakıt oranı (ALR_{sw})	$\approx 7,5$	Mellor [10]
İkincil döndürücü hava debisi/Yanma odası toplam hava debisi	$\leq 11,0 \times \text{Toplam hava}$ $3,0 - 12,0 \times \text{Toplam hava}$	Mellor [10] Melconian ve Modak [9]
Döndürücü çıkış yarıçapı (R_{sw})	$\approx D_{ft}/8$	Melconian ve Modak [9]
	8 - 16	Mohammad ve Jeng [11]
Birincil ve ikincil döndürücü kanal sayıları	8 - 16	Murthy [8]
	8-10	Melconian ve Modak [9]
Kanat katılığı (Eksenel döndürücü)	$\geq 1,0$	Mellor [10]
Kanat yükleme parametresi (Radyal döndürücü)	$< 1,0$	Halpin [27]

Döndürücü yapısında kullanılan basınç döngülü atomizer yapısı ventüri üzerinde yakıt filmini oluşturması açısından döndürücü tasarımında önemlidir. Boş koni yakıt püskürtme karakteristiğine sahip bu yapılarda ventüri üzerine yakıtın parçalanarak püskürtülmesi sayesinde ventüri üzerinde ince bir film tabakası meydana getirilmiş olmaktadır. İdeal bir basınç döngülü atomizerin sahip olması gereken temel karakteristik Lefebvre tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [1].

- Farklı yakıt debilerinde etkin atomizasyon
- Yakıt debisi değişimlerine hızlı tepki verebilme
- Akış kararsızlıklarından etkilenmeme
- Düşük güç gereksinimi
- Tasarım esnekliği için ölçeklendirilebilirlik
- Düşük maliyet, düşük ağırlık, bakım kolaylığı
- İmalat ve montaj esnasında hasara düşük duyarlılık
- Karbon birikimi ve kirleticilerin yarattığı tıkanıklıklara düşük duyarlılık

- Isıl ıslanma nedeniyle ziftleşmeye düşük duyarlılık
- Homojen radyal ve çevresel yakıt dağılımı

Genel olarak 80-90° koni açılarının kullanıldığı basınç döngülü atomizerlerin genel yapısı Şekil 2.11’de verilmektedir [29]. Şekilde de görülebileceği üzere atomizer üzerinde yer alan teğetsel kanallar sayesinde bir döngü oluşmakta ve çıkış orifisinden yakıt konik bir katman şeklinde çıkmaktadır. Orifisten çıkan yakıt daha sonra yüksek hızlara bağlı yüzey gerilimleri sayesinde birincil ve ikincil parçalanmaya maruz kalarak küçük boyutlu damlacıklara ayrılmaktadır.



Şekil 2.11. Basınç döngülü atomizer (a) İç yapı b) Genel görünüm

Döndürücü seçiminde yakıt atomizasyon değeri SMD (Suter Mean Diameter) terimiyle ifade edilmekte olup buharlaşma hızına etkisinden dolayı kritik bir tasarım parametresidir. Genel bir tasarım kriteri olarak SMD değerinin 50 µm değerinin altında olması beklenmektedir [9]. Bu değer bazı ejektörlerde tasarım noktasında 15 µm mertebelerine kadar inebilmektedir. Standart bir basınç döngülü atomizer için Hunter ve arkadaşları denklem (2.14)’ü türetmişlerdir. Burada verilen m_1 değeri kg/h, v_1 değeri cSt ve ΔP_1 değeri MPa cinsindendir [30]. Denklemden de görülebileceği üzere SMD değeri yakıt debisi, viskozite ve ejektör fark basıncına göre değişmektedir. Tasarım safhasında ejektöre ait veri olmadığı durumlarda bu denklem üzerinden öngörülerde bulunulabilir.

$$SMD = 39,40 \frac{\dot{m}_1^{0,205} v_1^{0,3}}{\Delta P_1^{0,358}} \quad (2.14)$$

Ejektör seçiminde tasarım noktasının yanında başlatma koşullarındaki yakıt atomizasyonunun da dikkatle ele alınması gerekmektedir. Özellikle ortam sıcaklığının düşük olduğu koşullarda yakıt viskozitesindeki artışın getirdiği olumsuz etkilerin de

ejektör seçiminde değerlendirilmesi gerekecektir. Bu nedenle SMD değerinin debi ve viskoziteye bağlı değişiminin deneysel olarak çıkarılması tasarım noktası dışı noktaların değerlendirilmesi açısından önemlidir.

2.5.4. Bölgesel boyut ve eşdeğerlilik oranları

Yanma odası alev tüpü birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesi olmak üzere üç ana bölgeye ayrılabilir. Ancak bazı tasarımlarda ikincil bölgenin kullanılmadığına da rastlanılmaktadır. Yanma odasının performans isterlerini karşılayabilmesi açısından bu bölgelerin boyutları ve eşdeğerlilik oranları dikkatle seçilmelidir.

Birincil bölgenin boyutlandırılması ve eşdeğerlilik oranına bağlı olarak hava gereksiniminin belirlenmesi; kararlılık, verim, ateşleme, emisyonlar gibi faktörler açısından önemlidir. Farklı kaynaklara ait birincil bölge uzunluk ve eşdeğerlilik oranları Çizelge 2.6'da sunulmaktadır. Bu çizelgede görülebileceği üzere bölgesel uzunluk değeri alev tüpü çapına oranlanmaktadır. Bu durumda alev tüpü çapındaki artış birincil bölge uzunluğunda da artışa neden olmaktadır. Mattingly ise [28], birincil bölge uzunluğu için döngü sayısı ve döngü çıkış çapına bağlı olarak bir eşitlik vermiştir.

Birincil bölge eşdeğerlik oranı ise tamamen tasarımın konseptine bağlı olarak değişebilen bir parametredir. Genel yaklaşım olarak sivil motorlar emisyon regülasyonları nedeniyle fakir karışımı tercih ederken askeri motorlarda zengin bir birincil bölge kullanılmaktadır. Askeri motorların çalışma koşullarında görülen ani ivmelenme ve ani yavaşlama gibi durumlarda yanma odasının kararlı kalabilmesi adına böyle bir gereksinim ortaya çıkmaktadır. Stokiyometrik değer olan 1,0'lik eşdeğerlilik oranı ise NO_x seviyelerinin en yüksek olduğu durum olmasına bağlı olarak özellikle kaçınılmaktadır.

Çizelge 2.6. Farklı kaynaklara göre birincil bölge uzunluk ve eşdeğerlilik oranları

Kaynak	Birincil Bölge Uzunluğu (L/D_{ft})	Birincil Bölge Eşdeğerlilik Oranı (Φ)
Murthy [8]	0,5 – 1,0	Fakir karışımlar için alt limit: 0,6 Zengin karışımlar için üst limit: 1,2
Melconian ve Modak [8]	2/3 – 3/4	< 1,5 (Minimum duman, CO, UHC için)
Mattingly [28]	$\approx 2S_N r_t$	-
Walsh ve Fletcher [23]	-	1,02

İkincil bölge, birincil bölgede tamamlanmamış reaksiyonların tamamlanması için oluşturulan bir bölgedir. Ana akışa beslenen ilave hava sayesinde reaksiyonların seyreltme bölgesi öncesinde tamamlanması hedeflenmektedir. Tasarım tecrübelerine bağlı olarak bu bölgenin hiç kullanılmaması durumu olabilmekle birlikte Melconian ve Modak tarafından verilen 0,5’lik L/D_{ft} oranı ideal bir değerdir (Çizelge 2.7)[8].

İkincil bölge eş değeri oranı için ise yine Melconian ve Modak tarafından önerilen 0,8 değeri Çizelge 2.7’de verildiği gibi kullanılabilir. İkincil bölge eşdeğerlilik oranının çok fazla düşürülmesi reaksiyonların tamamlanamadan aşırı soğuması ve seyreltme bölgesinde kullanılacak hava miktarının azalması gibi olumsuzluklara yol açabilmektedir.

Çizelge 2.7. Farklı kaynaklara göre ikincil bölge uzunluk ve eşdeğerlilik oranları

Kaynak	İkincil Bölge Uzunluğu (L/D_{ft})	İkincil Bölge Eşdeğerlilik Oranı (Φ)
Murthy [8]	0 – 1,5	-
Melconian ve Modak [8]	0,5	0,8
Mattingly [28]	2,0	-
Walsh ve Fletcher [23]	-	0,6

Alev tüpünün son kısmı olan ve yanma odası çıkışı öncesinde hedeflenen çıkış sıcaklık profillerinin ayarlandığı seyreltme bölgesinde uzunluk için ise 1,0-1,5 L/D_{ft} değeri önerilmekte olup çıkış sıcaklık profili isterine bağlı korelasyonlar da mevcuttur (Çizelge 2.8). Çizelgede verilen değerlere bakıldığında seyreltme bölgesinin, alev tüpüne dolayısıyla yanma odası boyuna ciddi etkisi görülmektedir. Bu nedenle ön

tasarım sonrası detay tasarım çalışmalarında bölgenin kısaltılması adına eniyileştirme çalışmaları gerekli olacaktır.

Çizelge 2.8. Farklı kaynaklara göre seyreltme bölgesi uzunlukları

Kaynak	Seyreltme Bölgesi Uzunluğu (L/D _{ft})
Murthy [8]	1,0 – 1,5
Melconian ve Modak [8]	-
Mattingly [28]	1,5
Conrado ve ark. [15]	$\Delta P_{3-4}/q_{ref} = 15$ 3,78–6xOTDF
	$\Delta P_{3-4}/q_{ref} = 20$ 3,83–11,83xOTDF+13,4xOTDF ²
	$\Delta P_{3-4}/q_{ref} = 30$ 2,96–9,86xOTDF+13,3xOTDF ²
	$\Delta P_{3-4}/q_{ref} = 50$ 2,718–12,64xOTDF+28,51xOTDF ²

2.5.5. Soğutma ve ısı transfer parametreleri

Seyreltme bölgesi gereksinimlerinin belirlenmesi için yanma odası toplam film soğutma havası ihtiyacı konusunda bir öngöründe bulunmak gerekmektedir. Bu amaçla Odger, soğutma havası yüzdesi için yanma odası giriş sıcaklığına bağlı olarak bir denklem türetmiştir (Denklem (2.15)) [12].

$$\% \text{ Soğutma Havası} \approx 0,1 T_3 - 30 \quad (2.15)$$

T₃ değerinin seçiminde genel olarak tasarım noktası dikkate alınmakla birlikte buradan hesaplanacak değer bir öngörü niteliği taşımaktadır. Bir boyutlu ısı transfer hesaplamaları sonucunda net oran daha iyi hesaplanabilir.

Odger'in yaklaşımının yanında Sjölom da yaptığı çalışma neticesinde toplam soğutma havası gereksinimini türbin giriş sıcaklığı (T₀₄) ve kompresör basınç oranına (OPR) bağlamıştır (Denklem (2.16))[31].

$$\% \text{ Soğutma Havası} \approx 9,393 \times 10^{-8} (T_{04})^{2,4} OPR^{0,85} \quad (2.16)$$

Mattingly ise genel eşdeğerlilik oranına bağlı olarak bir öngörü yapılabileceğini belirtmektedir [28].

$$\% \text{ Soğutma Havası} \approx \Phi / (6 - (1 - \Phi)) \quad (2.17)$$

Kubbe ve gömlek soğutma hava debisi gereksinimleri için ise Mellor sırasıyla 0,5 kg s⁻¹ m⁻² atm⁻¹ ve 0,75 kg s⁻¹ m⁻² atm⁻¹ değerlerinin kabul edilebilir bir başlangıç değeri olarak kullanılabileceğini belirtmiştir [10]. Khandelwal ise kubbe soğutmasını ısı

kalkanı açısından formülize etmiş ve denklem (2.18) ile tanımlamıştır. Formülde belirtilen A_{hs} ısı kalkanı soğutma yüzey alanı P_3 birimi Pa'dır. Kubbe delik çapları için ise Lefebvre minimum 0,4 mm değerini önermektedir [1].

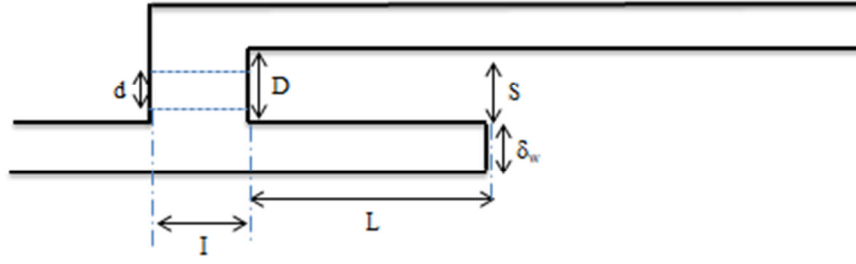
$$m_{c,dome} = 0,5 \cdot A_{hs} \cdot \frac{P_3}{101325} \quad (2.18)$$

Nikel veya kobalt bazlı malzemelerden imal edilen yanma odalarında uzun süreli çalışmalar için 1150 K sıcaklığa kadar bir problem oluşmamaktadır. Bu malzemelerde 1400 K sonrası oksidasyon, 1550 – 1750 K değerlerinde ise ergime başlamaktadır [10]. Füze motoru gibi kısa süreli ömre sahip yanma odalarında ise maksimum metal sıcaklık değeri 1300 K'e kadar kabul edilebilir [9]. Tasarım süreçlerinde maksimum metal sıcaklık parametresine bağlı olarak film soğutma debisi eniyileştirilir.

Film soğutma kanalı tasarımının gerçekleştirilmesinde ise Mellor tarafından önerilen parametreler Çizelge 2.9'da tanımlanmıştır [10]. Parametreler ayrıca Şekil 2.12'de tanımlanmaktadır. Çizelgede verilen değerlerin yanında ayrıca MIX_N parametresi tanımlanmış ve iyi tasarlanmış bir soğutma kanalı için 0,5 değerinden düşük olması gerektiği belirtilmiştir.

Çizelge 2.9. Film soğutma kanalı tasarım parametreleri

Parametre	Değer
Panel boyu (film soğutma mesafesi)	< 50 mm
Delik merkezleri arası mesafe	2,5 – 7,5 mm
Slot yüksekliği	1,5 – 2,5 mm
Soğutma jetinin çarpma öncesi uzunluğu	1,5 – 4,0 mm
Delik çapı	1,0 – 2,5 mm
Slot karışım odasının iç yüksekliği	1,5 – 4,0 mm
İç akış yolu uzunluğu	4,0 – 6,0 mm
$MIX_N = \frac{PSI}{dDL}$	< 0,5



Şekil 2.12. Soğutma kanalı parametreleri

Soğutma parametrelerinde termal bariyer kaplama (TBC) da tanımlanması gerekli noktalardan biridir. Düşük emissivite ve iletim değerlerine sahip termal bariyer kaplamanın kullanımı ile metal sıcaklıklarında 40-70 K düşüş sağlamakta [1] ve bu sayede film soğutma havası gereksinimlerinin düşmesini sağlamaktadır. Termal bariyer kaplamaların yanma odası uygulamalarında genel olarak 0,4-0,5 mm seramik malzeme (Ytria Stabilized Zirconia) kalınlığı, 0,1 mm de bağ malzeme (NiCrAlY) kalınlığı görülmektedir.

Soğutma hesaplamalarında genel olarak kullanılabilecek malzeme ısı iletkenlik ve emissivite değerleri de Çizelge 2.10’da verilmektedir. Mellor okside olmuş nikel tabanlı malzemeler için yüzey emissivite değerini 0,8 olarak vermiştir [10]. Malzeme özellikleri, yüzey pürüzlülüğü ve sıcaklığa bağlı olarak değişken olan bu parametre için 0,7-0,8 aralığı kullanılabilir [32]. Isıl iletkenlik değeri ise (özellikle gömlek malzemesi için) sıcaklığa bağlı önemli derecede değişmektedir. Bunun yanında Kim ve arkadaşları tarafından Nimonic 263 ve YSZ’e ait sıcaklığa bağlı ısı iletkenlik değişimi malzeme verisinin bulunmadığı durumlarda kullanılabilir [33]. Termal bariyer kaplamanın emissivite değeri için literatürde çok net kaynaklar olmamakla birlikte Liebert tarafından sıcaklığa ve kaplama kalınlığına bağlı olarak tanımlanmış fonksiyonla emissivite değerinin hesaplanması mümkündür (Denklem (2.19)) [34]. Denklemde verilen T değeri K cinsinden kaplama sıcaklığını, x değeri ise cm cinsinden kaplama kalınlığını ifade etmektedir.

Çizelge 2.10. Malzemeler için ısı iletkenlik katsayısı ve emissivite değerleri

Malzeme	k (W/mK)	ϵ_w
Nimonic 75	26 [10]	0,7 [10]
HS 188 / HASTELLOY X	25 [10]	0,8 [10]
TBC (Ytria Stabilized Zirconia)	2,5 [10]	Denklem (2.19) [34]

$$\begin{aligned}
0 < x \leq 0,51 \quad & \text{ise} \quad \varepsilon = 4,52e^{44x}T^{-(7,25x+0,28)} \\
x \geq 0,51 \quad & \text{ise} \quad \varepsilon = 42,25T^{-0,65}
\end{aligned}
\tag{2.19}$$

Çizelge 2.11. *Nimonic 263 ve YSZ için sıcaklığa bağlı ısı iletkenlik katsayısı değişimi*

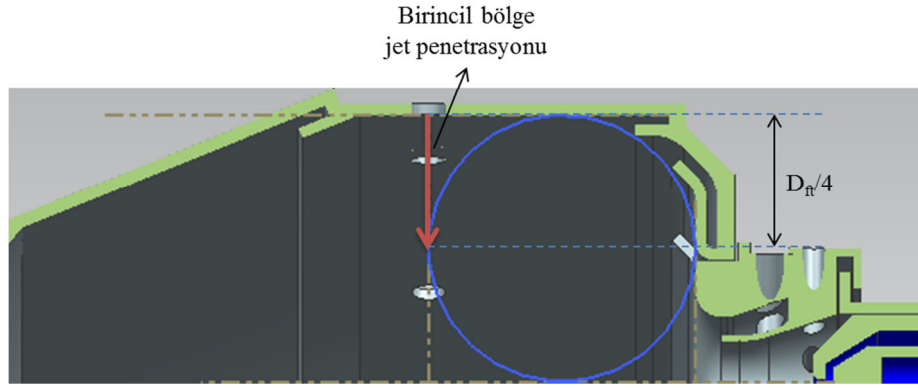
Sıcaklık (°C)	Isıl İletkenlik (W/m°C)	
	Nimonic 263	YSZ
100	13,0	-
200	14,7	-
400	18,0	2,10
600	21,4	2,13
800	24,7	2,20
1000	28,5	2,30
1100	-	2,35
1200	-	2,40

2.5.6. Döndürücü adeti ve hava giriş delik parametreleri

Yanma odası hava giriş delikleri tasarımında ilk etapta karar verilmesi gereken döndürücü adetidir. Gömlekler üzerinde yerleştirilen hava giriş delikleri döndürücü adetinin katları olarak şekillenir. Döndürücü adetinin doğru seçilmesinin yanma odası performansı üzerinde çok önemli etkileri olacaktır. Döndürücü sayısının belirlenmesinde teorik olarak en ideal durum, kubbe yüksekliği çaplarında kubbe üzerine sığabilecek maksimum çember adetinden oluşan değerdir. Ancak pratik uygulamada döndürücü sayısındaki artış beraberinde ağırlık, maliyet, bakım zorluğu gibi dezavantajları da getirmektedir. Bu dezavantajlar nedeniyle döndürücü sayısının düşürülmesi gereği ortaya çıkmaktadır. Bu noktada da dikkat edilmesi gereken husus azalan sayı ile çıkış sıcaklık profilinin kötüleşeceğidir.

Yanma odası periyodik bir yapı içermektedir. Bu bağlamda gömleklerde yer alan herbir gömlek deliği sırasında döndürücünün katları şeklinde delik adeti bulunmaktadır. Delik adetinin belirlenmesinde temel prensip maksimum jet penetrasyonun belirli bir aralıkta olması esasına dayanmaktadır. Mattingly, birincil bölge için ideal jet penetrasyon değerini alev tüpü yüksekliğinin 1/4'ü şeklinde ifade etmektedir. Buradaki temel prensip Şekil 2.13'de gösterildiği üzere birincil bölgeyi tanımlayan sihirli

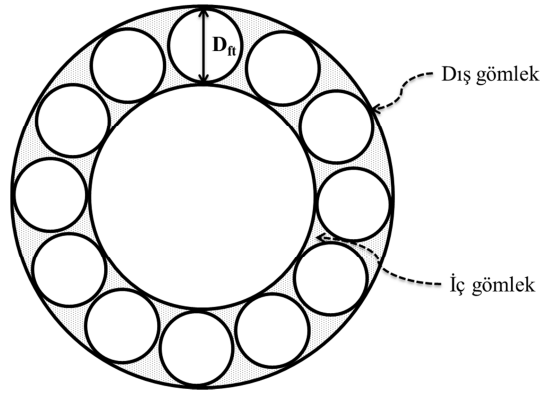
embere teğet dokunduğu noktaya kadar bir penetrasyon sağlanmasıdır. Bu sayede geri dönüş bölgesi daha etkin bir yapıya kavuşmuş olacaktır.



Şekil 2.13. Birincil bölge jet penetrasyon derinliği

Genel bir prensip olarak dış ve i gömleklerde yer alan delik sayıları eşit olmakla birlikte birbirini karşılayacak şekilde veya çakışmayacak şekilde açısal olarak konumlandırılmaktadırlar [28]. Birincil bölge jet penetrasyonlarının yetersiz olması geri dönüş bölgesindeki karışımı kötü yönde etkileyeceği için yanma verimi, emisyon gibi parametrelerini olumsuz etkileyecektir. Aşırı penetrasyonlar ise jetlerin çakışması, geri dönüş bölgesinin düzensizleşmesi gibi durumlar yaratarak kararsızlık ve yine performans kayıpları gibi durumlara neden olabilmektedir.

Seyreltme bölgesinde hedeflenen jet penetrasyon miktarı ise alev tüpü gömlek yüksekliğinin 1/3' olarak alınabilir [28]. Bu kabul üzerinden seyreltme bölgesi delik çapları belirlenmektedir. İkincil bölge ve seyreltme bölgesi çaplarının belirlenmesinde yine genel bir kabul olarak birincil bölge delik sayılarının aynısı veya katlarının kullanıldığı görülmektedir. Bu noktada belirtilen penetrasyon miktarına en yakın delik adeti seçilerek tasarıma uygulanır. Bazı tasarımlarda seyreltme bölgesi delikleri 2 sıra halinde olmakta ve ilk sıradan sonra gelen ikinci sıra deliklerle yanma odası çıkışında trbın tarafından istenen radyal sıcaklık profilinin sağlanması amaçlanmaktadır. Genel olarak uygulamalarda bu sıranın delik adeti ilk sıranın 2 katı olarak alınmaktadır [11].



Şekil 2.14. Kubbede ideal döndürücü yerleşimi

2.6. Temel Boyutlandırma

Temel boyutlandırmada ana amaç belirlenen yanma odası mimarisi ve tasarım parametrelerine uygun şekilde yanma odası ana akış yolunun ölçeklendirilmesidir. Bu kapsamda belirlenen temel ölçüler şunlardır;

- Muhafaza ölçüleri ve toplam boy
- Alev tüpü yüksekliği
- Difüzör-kovan arası mesafe

Yanma odası tasarım süreçlerinde muhafaza ve yanma odası boyu için boyutlandırma yaklaşımları bulunsa da bu ölçüler pratik uygulamalarda motor mimarisinden geometrik kısıt olarak gelmektedir. Motorun boyut ve ağırlık isterlerine bağlı olarak yanma odası dış muhafazası, iç muhafazası ve boyu için bir sınır çizilmiş olur. Bu noktada önemli olan motor mimarisinden gelen kısıtların yanma odasından beklenen performans isterlerini engellemiyor olmasıdır. Bu kapsamda irdelenmesi gereken ilk parametre referans hızdır. Yanma odası dış ve iç muhafaza ölçüsündeki değişiklikler referans hızı dolayısıyla kalış süresi ve kararlılığı etkilemektedir [35]. Denklem (2.20) ile tanımlanan bu değer genel olarak; ters akışlı yanma odalarında 8 m/s, düz akışlı yanma odalarında 24-41 m/s'dir [36].

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 \cdot A_{ref}} \quad (2.20)$$

Motor mimarisi kısıtlarına bağlı olarak ortaya çıkan referans alan değeriyle hesaplanan theta değerinin (Denklem (2.8)) %100 yanma verimi için istenilen değerin

altında kalması durumunda ise bu durumun performans açısından etkileri irdelenmelidir. Bu irdelenmenin yapılabilmesi için geometrik olarak benzer mimaride bir yanma odasına ait theta parametresine bağlı yanma verimi değişim grafiğinin çıkarılmış olması gerekmektedir. Bu şekilde bir deneysel veriye bağlı denklem olması durumunda geometrik kısıtların performans üzerindeki etkisi ön tasarım aşamasında öngörülebilir. Tasarım aşamasında theta parametresine ait bir veri bulunmaması durumunda ise Odgers-Carrier parametresi kullanılabilir [9].

Odgers-Carrier parametresinin kullanılabilmesi için öncelikle alev tüpü yüksekliğinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu yüksekliğin belirlenmesinde en basit yaklaşım $A_{ft}/A_{ref} = 0,7$ oranıdır. Bu oran çerçevesinde belirli bir referans alan için yanma odası alev tüpü alanına, dolayısıyla alev tüpü yüksekliğine karar verilebilir. Verilen bu pratik yaklaşımın yanında denklem (2.10) ile tanımlanan Bragg kriteri ve ilerleyen kısımda anlatılacak olan Odgers-Carrier parametresi ile de alev tüpü yüksekliği çıkarılabilir. Ancak genel olarak motor mimarisine göre kısıtlanan referans alan sonrası alev tüpü yüksekliğinin belirlenmesinde ikincil kanallardaki akışlarda dikkate alınmalıdır. Referans alanı sabit bir yanma odasında alev tüpü alanının büyümesi ikincil kanaldaki akışların hızlanmasına ve buna bağlı olarak jet açılarının artması ve penetrasyonların azalmasına yol açacaktır. Bu durum karışım oranlarını olumsuz etkileyeceğinden yanma odası performansını olumsuz etkileyecektir. Ancak artan ikincil kanal hızları gömlek soğutmasında olumlu bir etki oluşturacaktır. Bunun yanında alev tüpü alanının düşük tutulması ise yanma hacmini azaltarak performans üzerinde yine olumsuz bir etki oluşturacaktır. Bu durumun bir diğer olumsuz yanı ise ikincil kanal hızlarının düşmesi ile gömlek soğutmasındaki olumsuz etkidir. Mellor tarafından verilen tipik alev tüpü ve ikincil kanal (pasaj) hız değerleri Çizelge 2.12’de verilmektedir [10]. Burada verilen hız değerlerinin yanında, gömlek deliklerinde etkin penetrasyon için ikincil kanalda maksimum hız değeri olarak 0,1 Mach değeri önerilmektedir [23].

Çizelge 2.12. *Tipik alev tüpü ve ikincil kanal (pasaj) hız değerleri*

Hız (m/s)	Nominal Değer	Aralık
Alev tüpü	9	7-12
İkincil Kanal (Pasaj)	50	35-60

Yanma odasının boyutlandırılmasında kullanılan yöntemlerden olan Odgers-Carrier yaklaşımında birincil bölge esas alınmaktadır ve isterlerle tanımlanan yanma veriminin elde edilebilmesi için olması gereken birincil bölge hacmi çıkarılmış olur. Geometrinin sınırlandırıldığı durumlarda ise mevcut geometrik sınırlar çerçevesinde elde edilebilecek verim için öngörude bulunmak mümkündür.

$$\Phi_{pz} \leq 1,0 \text{ ise;} \quad (2.21)$$

$$\log \log 1/\eta = \Pi = 0,911 \log \psi_{300} + 8\phi_{pz} - 1,097 + D_{we}^*$$

$$\Phi_{pz} > 1,0 \text{ ise;} \quad (2.22)$$

$$\log \log 1/\eta = \Pi = 0,911 \log \psi_{300} + 8/\phi_{pz} - 1,097 + D_{ri}^*$$

Denklem (2.21) ve denklem (2.22)'de verilen ve deneysel bir sabit olan D^* parametresinin mevcut olmaması durumunda ise bu değer denklem (2.23) ile fakir karışımlar için hesaplanabilir. Denklemde tanımlanan $p/\Delta P$ değeri yanma odası basınç düşümüdür.

$$D_{we}^* \approx 0,736 - 0,0173(p/\Delta P) \quad (2.23)$$

Zengin karışımlarda ise D_{ri}^* değerinin D_{we}^* değerinin 0,7 katsayısıyla çarpılarak kullanılabileceği belirtilmektedir [9]. Bu durumda D_{ri}^* değeri denklem (2.24) ile ifade edilebilir.

$$D_{ri}^* \approx 0,7[0,736 - 0,0173(p/\Delta P)] \quad (2.24)$$

Denklem (2.21) ve denklem (2.22)'de tanımlanan Ψ_{300} değerinin hesaplanmasında ise denklem (2.24) kullanılmaktadır.

$$\psi_{300} = \psi_{T_3} \left[10^{-3,054y^{-1,205}} \cdot T_3^{1,2327y^{-1,205}} \right]^{-1} \quad (2.25)$$

$$\psi_{T_3} = \left[\frac{m_f}{V_{pz} P_3^n} \right] \quad (2.26)$$

Fakir karışımlar için ($\Phi_{pz} \leq 1,0$);

$$n = 2\phi_{pz} \quad (2.27)$$

Zengin karışımlar için ($\Phi_{pz} > 1,0$);

$$n = 2/\phi_{pz}$$

$$\Phi_{pz} \leq 1,0 \text{ ise;}$$

$$y = \phi_{pz}$$

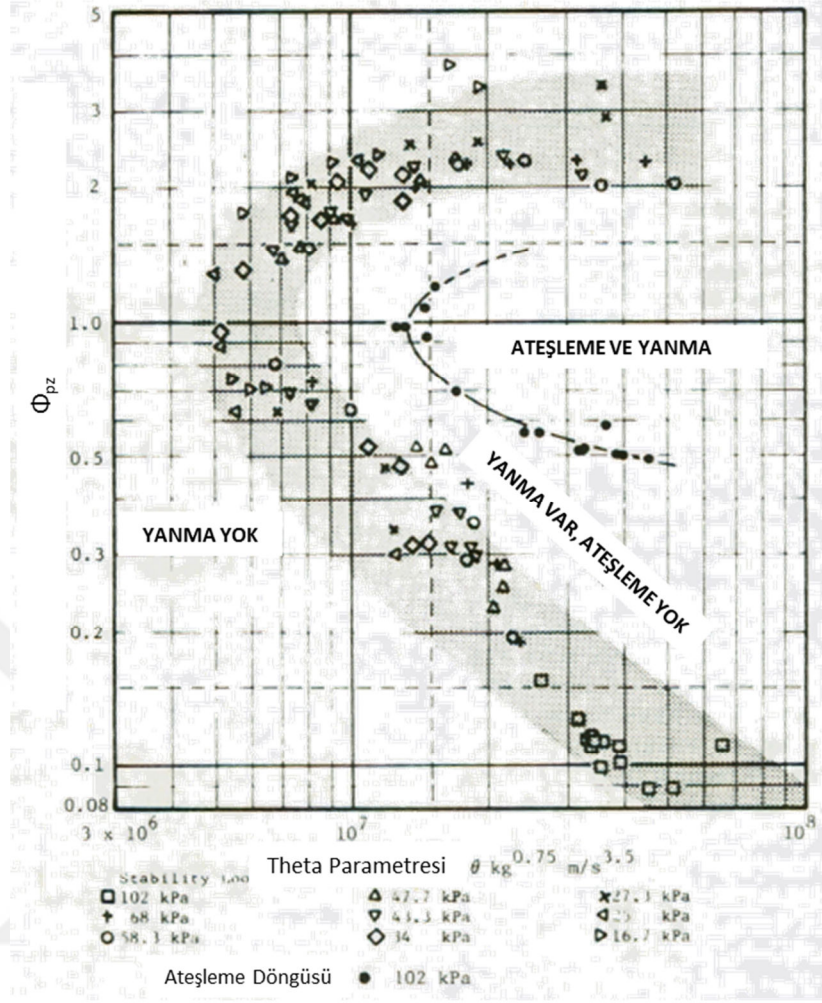
(2.28)

$$\Phi_{pz} > 1,0 \text{ ise;}$$

$$y = 1$$

Hesaplamalar yoluyla elde edilen verim değerleri, atomizasyon vb. durumlardan kaynaklanan verimsizlikleri içermediğinden sistemin yapısına göre bu verimsizlik değerlerini de dikkate almak gerekmektedir.

Odgers-Carrier parametresi ile ayrıca kararlılık döngüsünün çıkarılarak yanma odasının çalışma zarfı hakkında fikir edinmek mümkündür. Bu sayede performans isterlerinde tanımlanan maksimum irtifa isterinin geometrik kısıt olarak tanımlanan referans alanla sağlanabilirliği kontrol edilmiş olur. Melconian ve Modak tarafından bu noktada iki değer tanımlanmaktadır. Kararlı yanma için gerekli minimum yanma verimi %50 ve ateşleme için gerekli minimum yanma verimi ise %70 olarak verilmiştir. Bu durumda farklı çalışma noktaları için theta değeri hesaplanıp, aynı koşullar için Odgers-Carrier parametresi hesaplandığında belirtilen yanma verimi değerleri çerçevesinde kararlılık döngüsü çıkarılabilmektedir. Örnek bir kararlılık döngüsü Şekil 2.15’de verilmektedir [9]. Ateşleme ve yanmanın ayna anda sağlanabildiği (%70 yanma veriminin olduğu koşullar) ve sadece yanmanın sağlanabildiği (%50 yanma veriminin olduğu koşullar) kararlılık döngüsünü ortaya çıkarmaktadır. Odgers-Carrier parametresine bağlı olarak hesaplanan yanma verimi ile çıkarılan kararlılık döngüsü daha sonra rig testlerle yenilenmektedir.

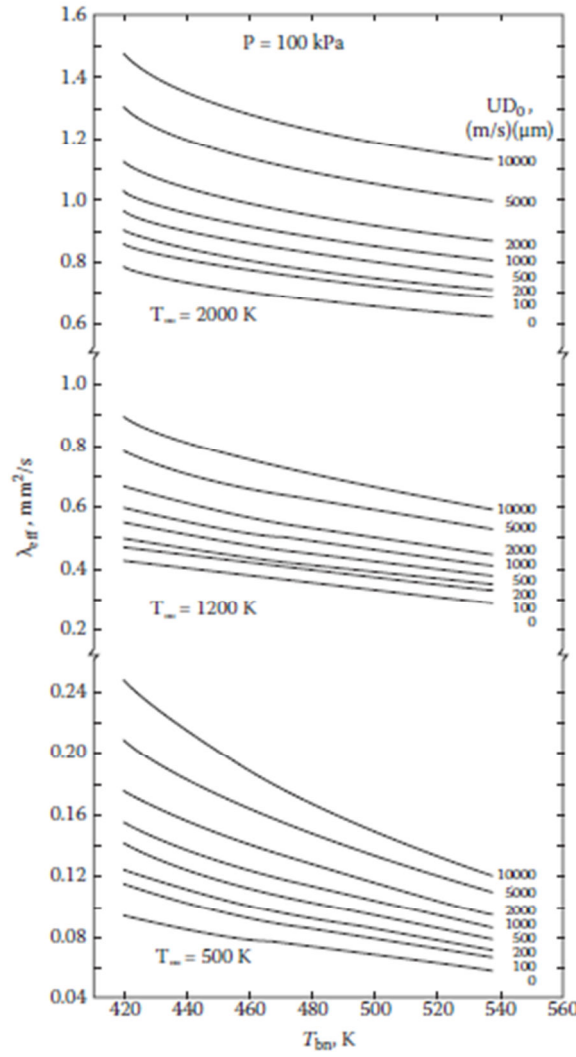


Şekil 2.15. Kararlılık döngüsü

Odgers-Carrier yaklaşımı ile hesaplanan yanma veriminde en temel eksiklik kötü atomizasyona bağlı ortaya çıkabilecek verimsizliği dikkate almamasıdır. Atomizasyon performansını belirleyen en temel olgu ise etkin buharlaşma katsayısıdır (λ_{eff}). Denklem (2.29)'da verildiği şekilde hesaplanan bu değer ilk damlacık çapına (D_0) ve buharlaşma süresine (t_e) bağlıdır.

$$\lambda_{eff} = D_0^2/t_e \quad (2.29)$$

Etkin buharlaşma katsayısı ortam basıncı, yakıtın kaynama noktası, ortam sıcaklığı, damlacık hızı ve damlacık ilk çapı gibi parametrelere göre değişmektedir. Bu parametrelere bağlı olarak 100 kPa ortam basıncı için katsayının değişimi Şekil 2.16'da verilmektedir [1].



Şekil 2.16. Atmosferik basınçta normal kaynama noktasına bağlı olarak etkin buharlaşma katsayısı

Lefebvre özellikle düşük uçuculuğa sahip ve düşük basınçlarda gerçekleşen yanmalarda yanma veriminin kimyasal reaksiyon ve buharlaşma hızına bağlı olarak ifade edilebileceğini belirtmiştir. Denklem (2.30)'da verilmiş olan η_e değeri buharlaşma verimini, η_θ ise reaksiyon verimini ifade etmektedir. η_e değerinin 1'den büyük olduğu durumlarda yanma verimi reaksiyon verimine eşit kabul edilmektedir [1].

$$\eta_c = \eta_e \cdot \eta_\theta \quad (2.30)$$

η_e ve η_θ değerleri için deneysel verilere bağlı olarak denklem (2.31) ve (2.32) türetilmiştir. Bu denklemler belirli yanma odaları için üretilmiş olup farklı mimariler ve boyutlar için güncelleme gereksinimi oluşabilir. Denklemlerde verilen P_3 değeri kPa, V_c değeri m^3 , D_0 değeri ise m cinsindendir. f_c değeri seyreltme öncesi alev tüpüne beslenen

toplam hava oranını ifade etmektedir. T_c değeri ise yanma bölgesindeki adyabatik alev sıcaklığı olup K cinsindendir.

$$\eta_\theta = 1 - \exp[-0,022P_3^{1,3}V_c \exp(T_c/400)/f_c \dot{m}_a] \quad (2.31)$$

$$\eta_e = 1 - \exp[-36P_3V_c\lambda_{eff}/T_cD_0^2f_c\dot{m}_a] \quad (2.32)$$

Denklem (2.32)'den de görülebileceği üzere buharlaşmaya bağlı verimsizlikte en önemli etken ortalama damlacık çap değeridir. Özellikle irtifa koşullarına bağlı olarak atomizasyon performansındaki düşüş damlacık çaplarının büyümesine ve verimsizliğin artmasına neden olabilmektedir. Bu durum SMD (D_0) değeri için farklı çalışma koşullarında öngörü yapmayı da gerekli kılmaktadır. Bu veri için en ideal durum deneysel olarak üretilmiş verilerin kullanılmasıdır. Ancak bu tarz bir verinin bulunmaması durumunda hava-parçalamalı yakıt atomizerleri için denklem (2.33), basınç atomizerleri için ise denklem (2.34) kullanılabilir [37].

$$\frac{SMD}{D_h} = \left[1 + \frac{m_f}{m_a} \right] \left[0,33 \left(\frac{\sigma_f}{\rho_a U_a^2 D_p} \right)^{0,6} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,1} + 0,068 \left(\frac{\mu_f^2}{\rho_f \sigma_f D_p} \right)^{0,5} \right] \quad (2.33)$$

$$SMD = 0,071\sigma_f^{0,25}v_f^{0,25}\dot{m}_f^{0,25}\Delta P_f^{-0,5}\rho_g^{0,25} \quad (2.34)$$

Denklemlerde verilen bazı parametrelerin tanımları ve birimleri ise şöyledir;

D_h : Atomizer hava kanalı çıkış hidrolik çapı, m

m_f : Yakıt debisi, kg/s

m_a : Atomizasyon hava debisi, kg/s

σ_f : Yakıt yüzey gerilimi, kg/s²

μ_f : Yakıt dinamik viskozitesi, kg/ms

ρ_a : Hava yoğunluğu, kg/m³

U_a : Atomizasyon hava hızı, m/s

D_p : Atomizer önfilm çapı, m

ρ_f : Yakıt yoğunluğu, kg/m³

v_f : Yakıt kinematik viskozitesi, m²/s

ΔP_f : Yakıt basınç farkı, kPa

Denklemlerden de görülebileceği üzere SMD değerinin hesaplamasında hava ve yakıt parametrelerinin önemi fazladır. Yanma odası hava ve yakıt giriş koşullarında irtifa şartlarına bağlı değişimlerin ortalama damlacık çapı üzerinde önemli derecede etkisi olacaktır. SMD değerine olumsuz yönde etki edecek olan bu değişim buharlaşmadan kaynaklı verimsizliği arttıracak olması nedeniyle hesaplamalara dahil edilmelidir.

Yanma odasının boyutlandırılmasında alev tüpü yüksekliğine bağlı olarak şekillenen diğer parametreler ise kalış süresi, yükleme ve ısı yoğunluk değerleridir. Gazların yanma odasını geçmesi için gerekli zaman olarak tanımlanan kalış süresi hesabı, denklem (2.35)'de verilmektedir. Sıcak durum için kalış süresi genel olarak 3 ms'nin üzerinde olmalıdır [23]. Burada T_{mean} değeri alev tüpü içindeki ortalama gaz sıcaklığı olarak alınmakta olup, çevrime bağlı farklılık göstermektedir.

$$\tau = \frac{V_{FT} \cdot P_{03} \cdot 10^8}{m_3 \cdot R \cdot T_{mean}} \quad (2.35)$$

Bir diğer parametre olan yükleme parametresi ise yanma odasının aerodinamik olarak ne kadar yüklendiğinin bir göstergesidir. Walsh ve Fletcher tarafından denklem (2.36)'daki şekliyle tanımlanan bu parametrede; maksimum değer $10 \text{ kg/(s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ değerinde, tercihen $5 \text{ kg/(s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ 'den daha az olmalıdır. Maksimum yanma verimine ulaşabilmesi için ise yükleme $1 \text{ kg/s.atm}^{1.8} \text{ m}^3$ değerinin altına inmelidir. Çalışma zarfında en büyük yüklemmaksimum irtifa, en düşük hız, en soğuk gün ve rölanti koşulunua tekabül etmektedir. İdeal durumda, kabul edilebilir bir yanma verimi ve fakir sönme limiti için bu koşuladaki yükleme değeri $50 \text{ kg/s.atm}^{1.8} \text{ m}^3$ değerinin altında olmalıdır. [23]. Ayrıca, maksimum irtifs ve en düşük Mach hızı koşulunda yanma odası tekrar ateşlemesinin sağlanabilmesi için yükleme değeri $300 \text{ kg/s.atm}^{1.8} \text{ m}^3$ değerinden düşük olmalıdır.

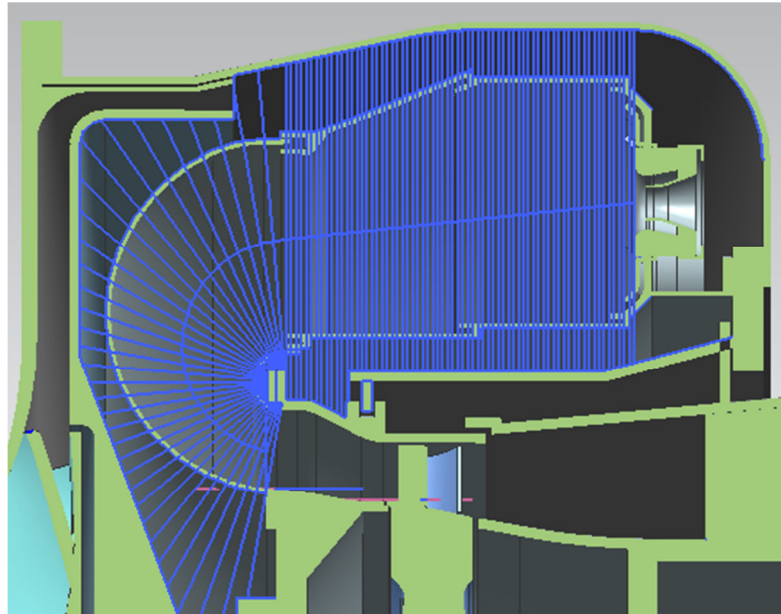
$$\Omega = \frac{m_3}{V_{FT} \cdot P_{03}^{1.8} \cdot 10^{(0,00145 \cdot (T_{03} - 400))}} \quad (2.36)$$

Isıl yoğunluk: Yanma yoğunluğu olarak da tanımlanan bu parametre yanma odasında birim hacim ve birim yanma odası basıncı başına düşen ısı yükü ifade etmektedir. Yükleme parametresinde olduğu gibi ısı yoğunlukta da düşük değerler istenilmektedir. Isıl yoğunluk için hedeflenen değer $60 \text{ MW/m}^3 \text{ atm}$ olarak verilebilir [23].

$$Isıl\ Yoğunluk = \frac{m_f \cdot \eta_{cc} \cdot LHV}{V_{FT} \cdot P_{03}} \quad (2.37)$$

Yanma odası toplam boyuna etki eden faktörlerden olan ön difüzör ve koni arasındaki mesafe yığma difüzörde oluşacak kayıpların minimum düzeyde tutulması açısından önemlidir. İdealde bu mesafenin arttırılması oluşacak basınç kayıplarını aşağı çekmek açısından en pratik çözüm olmakla birlikte boyut ve ağırlık gibi etkenler nedeniyle mesafenin mümkün olduğunca kısa tutulması gereği vardır. Detay tasarım safhasında aerodinamik analizlerle eniyileştirilmesi gereken bu bölge için kavramsal tasarımda Murthy [8] tarafından verilen $DCL/D_{31} \geq 1,2$ değeri yeterli bir yaklaşımdır.

Ana ölçülerin şekillenmesi sonrası 1 boyutlu analizlerin gerçekleştirilebilmesi için yanma odası dış gömlek, iç gömlek, dış muhafaza ve iç muhafaza koordinatlarının çıkarılması gerekmektedir. Literatürde yer alan ağ yapısı modelleme tekniklerinden farklı olarak bu çalışmada yanma odası akış yolu parçalara bölünmek suretiyle akış yolu koordinatları çıkarılmaktadır. Yanma odasında oluşturulmuş olan bu parçaların her biri aslında hesaplamalarda kullanılacak düğüm noktalarını temsil etmektedir. Akış yolu parçalara ayrılmış bir yanma odası Şekil 2.17’de görülmektedir. Burada toplam parçası sayısı hesaplamalarda çözüm alınacak toplam düğüm sayısını da belirlemektedir. Parçalar arası mesafenin kısaltılması çözüm hassasiyetini artıracak olmakla birlikte 1-2 mm arası parça arası mesafe çözümleme içi yeterlidir.



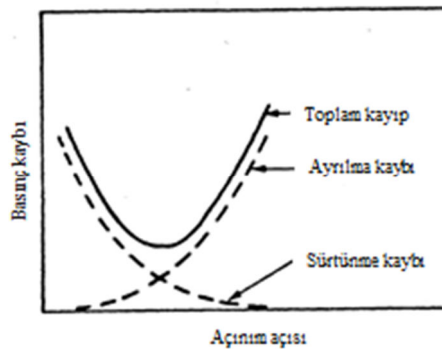
Şekil 2.17. Akış yolu parçaları

2.7. Bölgesel Boyutlandırma ve Akış Dağılımı

Yanma odasında temel boyutlandırmanın da yapılması sonrası çevrim ve tasarım girdilerine bağlı olarak bölgesel boyutlandırma ve akış dağılım çalışmalarına geçilebilir. Eksenel kompresör mimarisinin kullanımı durumunda boyutlandırma çalışması ön difüzör tasarımı ile başlamaktadır. Temel ölçüleri ve basınç kayıpları hesaplanan difüzör sonrasında boyutlandırma ve akış dağılım hesaplamaları; akış dağılımı çalışması, kararlılık, yanma verimi, ateşleme vb. olgular açısından kritik olan birincil bölge ile devam etmektedir. Birincil bölge sonrası ikincil bölgenin de şekillendirilmesi sonrasında seyreltme bölgesine geçmeden önce film soğutmada kullanılacak hava miktarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu sayede film soğutma havası ihtiyacının da belirlenmesiyle seyreltme bölgesine kalan hava debisi de ortaya çıkmış olur.

2.7.1. Difüzör tasarımı

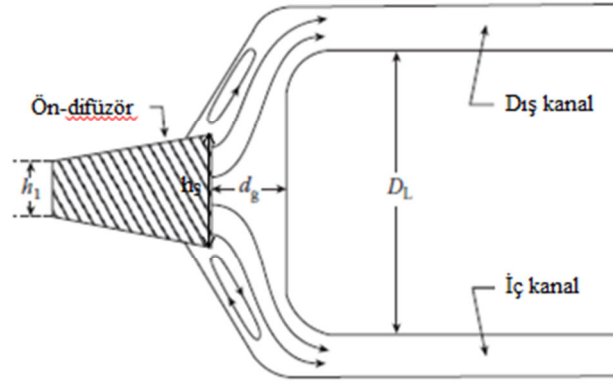
Lefebvre Şekil 2.18’de yayınım açısına bağlı olarak difüzördeki basınç kaybının değişimini sürtünme kaybı ve perdövites (stall) kaybı açılarından ele almıştır [1]. Grafikten de görülebileceği üzere, yayınım açısının belirlenmesi temelde sürtünme kayıpları ile perdövites kaybı arasında bir optimum denge kurmayı gerekli kılmaktadır. Bunun yanında düşük yayınım açıları difüzör boyu, dolayısıyla motor boyu ve ağırlığını arttıracak için büyük bir dezavantaj olmaktadır. İdeal yayınım açısı için literatürde önerilen yayınım açıları (2θ) Çizelge 2.4’de verilmiştir.



Şekil 2.18. Yayınım açısının basınç kaybı üzerindeki etkisi

Önceki bölümlerde Şekil 1.3’le aerodinamik ve yığma tip difüzörler tanımlanmıştır. Bu mimarilerden yığma tip difüzörlerde yapısı gereği ani genişlemeye bağlı olarak %50 daha fazla basınç kaybı görülmektedir. Ancak bu durum boy ve ağırlık

bakımından sağladığı avantajlar sayesinde ihmal edilebilir olmaktadır [1]. Yığma tip bir difüzörün genel yapısı Şekil 2.19’da gösterilmektedir.

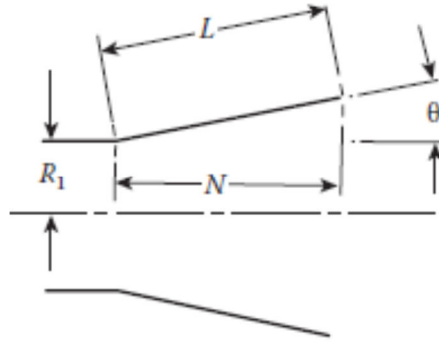


Şekil 2.19. Yığma tip difüzör

Difüzör tasarımının en önemli parametresi olan kayıpları hesaplarken difüzyon yapılmak istenen miktar ve difüzör çıkışı ile çıkış sonrası ölçüler en önemli parametrelerdir. Murthy, etkili bir tasarım pratiği olarak difüzör çıkışının kapak veya kubbeye mesafesi (yığılma mesafesi) için şu oranı önermektedir: [8]

$$\frac{d_g}{h_3} \geq 1,2 \quad (2.38)$$

Ön difüzör tasarımı gerçekleştirilirken öncelikle belirlenmesi gereken parametre, alan oranı (AR) olup difüzörde akışın yavaşlama oranını dolayısıyla difüzör çıkış hızını belirler. Alan oranının belirlenmesi en temelde ön difüzör giriş mach hızı (kompresör çıkış mach hızı) ve çıkış mach hız isterine bağlıdır. “ $AR = A_{3,1}/A_{3,0} = M_{3,0}/M_{3,1}$ ” eşitliği göz önüne alındığında çıkış mach hız isterinin tanımlanması durumunda alan oranı belirlenmiş olur. Şekil 2.20’de verilen difüzör ölçüleri için alan oranı denklem (2.39) ile hesaplanabilir [1].



Şekil 2.20. Difüzör ölçüleri

$$AR = 1 + 2 \frac{L}{R_1} \sin \theta + \left(\frac{L}{R_1} \sin \theta \right)^2 \quad (2.39)$$

Alan oranının sabitlenmesi sonrası difüzör ölçeklendirmesinde iki temel yaklaşımdan biri kullanılabilir. Bu yaklaşımlardan ilki ve pratik olanı Çizelge 2.4’de verilen yayılım açısı tasarım parametresine göre belirli bir yayılım açısının seçilerek alan oranı üzerinde difüzör boyunun hesaplanmasıdır. İkinci yaklaşımda ise Reneau tarafından verilen denklemler üzerinden minimum basınç kaybı için bir difüzör boyutlandırması yapılabilir.

$$C_{pi} = 1 - \left(\frac{1}{AR^2} \right) \quad (2.40)$$

$$C_p = -0,918 \cdot (LW^{-1} \cdot AR^{-0,5}) + 0,677 \cdot (LW^{-2} \cdot AR^{-2}) + 0,74 \quad (2.41)$$

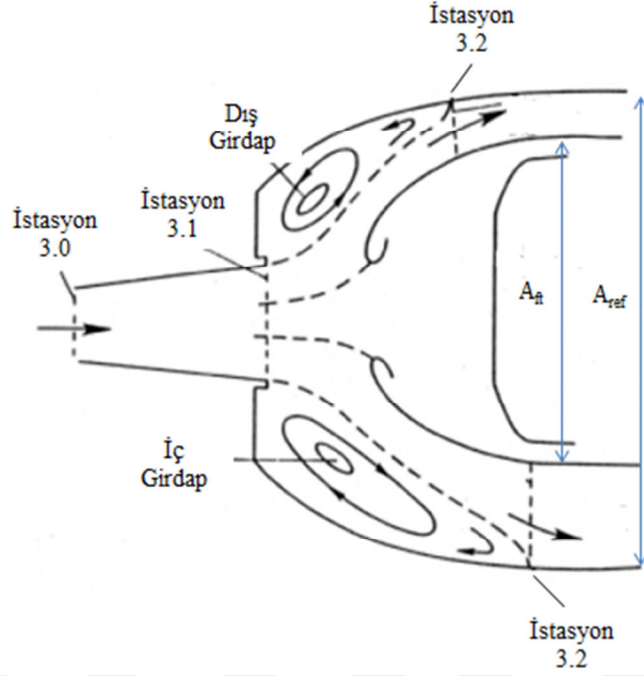
$$LW = \left(\frac{AR}{1,044} \right)^{1/0,38859} - 0,26, \quad A \leq 2 \quad (2.42)$$

$$LW = \frac{44,8535}{1 + 2165,67 \cdot e^{-2,8225 \cdot AR}}, \quad A > 2 \quad (2.43)$$

Difüzörde gerçekleşen basınç kaybı hesabı için Lefebvre aerodinamik difüzörlerde yaklaşık 0,15 yığma tip difüzörlerde ise 0,45 kayıp katsayısı değerinin alınabileceğini belirtmiştir [1]. Bu katsayılar üzerinden difüzördeki basınç kaybı denklem (2.44) ile hesaplanabilir.

$$\frac{\Delta P_{diff}}{P_3} = \lambda_{diff} \cdot q_1 \quad (2.44)$$

Bunun yanında Mohammad, ön difüzör ve yığma tip difüzörlerdeki (Şekil 2.21) toplam basınç kaybı için aşağıda verilen denklemleri önermiştir [11].



Şekil 2.21. Yığma tip difüzör istasyonları

$$\frac{\Delta P_{diff,pd}}{P_3} = (C_{pi} - C_p) \left(1 - \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{3.0}^2 \right)^{-\gamma/(\gamma-1)} \right) \quad (2.45)$$

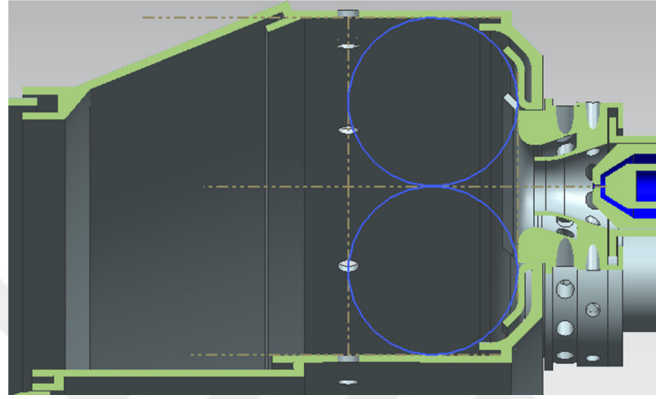
$$\frac{\Delta P_{diff,dd}}{P_3} = \left(1 - \left(\frac{A_{3.0}}{A_{ref}} \cdot AR \right)^2 \right) \left(1 - \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot \left(\frac{M_{3.1}}{AR} \right)^2 \right)^{-\gamma/(\gamma-1)} \right) \quad (2.46)$$

$$\frac{\Delta P_{diff}}{P_3} = 1 - \left(1 - \frac{\Delta P_{diff,pd}}{P_3} \right) \left(1 - \frac{\Delta P_{diff,dd}}{P_3} \right) \quad (2.47)$$

2.7.2. Birincil bölge boyut ve hava gereksinimi

Birincil bölge boyut ve eşdeğerlilik oranı için farklı tasarım parametreleri Çizelge 2.6'da sunulmaktadır. Öncelikli olarak boyutlandırmada dikkate alınacak en temel öge geri dönüş bölgesinin etkin bir şekilde kurgulanabilmesidir. Birincil bölge boyutunu belirleyen faktörün birincil hava delikleri olduğu düşünüldüğünde bu deliklerin aksel konumunun seçimi belirli prensipler dahilinde gerçekleşmek zorundadır. Melconian ve Modak deneysel tecrübelerle elde edilmiş genel bir kural olarak birincil bölgenin “sihirli

Çember” olarak adlandırılan çemberin çizimi ile boyutlandırılabilceğini belirtmiştir [9]. şekil 2.22’de de görülebileceği üzere alev tüpü merkez çizgisi, kubbe ve gömleğe teğet geçen bir çemberin oluşturulması sonrasında bu çemberin arka yüzüne teğet ve merkez çizgisine dik bir doğru oluşturulmaktadır. Bu doğrunun gömlekleri kestiği yer ise birincil bölgeyi belirlemektedir.



şekil 2.22. Birincil bölge - sihirli ember

Birincil bölgenin hava gereksinimi ise tasarım parametreleri ile belirlenen eşdeğerlilik oranına göre şekillenmektedir. Eşdeğerlilik oranı tasarımın kullanım amacı ve performans gereksinimlerine göre farklılık gösterebilmekle birlikte askeri uygulamalarda zengin bir karışım, sivil uygulamalarda ise emisyon gereksinimlerine bağlı olarak fakir karışım tercih edilmektedir. Birincil bölge eşdeğerlilik oranı (ϕ_{pz}) belirlenen bir yanma odasında birincil bölgede yer alması gereken hava debisi denklem (2.48) ile hesaplanmaktadır.

$$m_{pz} = m_f / (\phi_{pz} \cdot f_{st}) \quad (2.48)$$

Birincil bölge hava debisini belirleyen akışlar ise döndürücü, kubbe soğutması ve birincil bölge deliklerinin belirli bir oranıdır. Bu oran genel olarak birincil bölgeden giren havanın %30 ila %70 arasında değişmekle birlikte %50 olarak kabul edilebilir [9]. Bunun yanında Tacina ve Grobman’ın çalışmasında sunulmuş olan denklem (2.49)’da bu oranın hesaplanmasında farklı bir yaklaşım sunulmaktadır [38]. Denklemden verilmiş olan ϕ değeri jet açısını, T_{ann} değeri ikincil kanaldaki hava sıcaklığını ve T_{ft} değeri ise alev tüpü içindeki gaz sıcaklığını ifade etmektedir. Denklemden parametreler

değerlendirildiğinde geri dönüş oranının maksimum 0,5 değerini alabileceği görülmektedir.

$$\text{Birincil bölge geri dönüş oranı} = 0,5 \cdot \sin(\phi) \left(\frac{T_{ann}}{T_{ft}} \right)^{0,5} \quad (2.49)$$

2.7.3. İkincil bölge boyut ve hava gereksinimi

İkincil bölgenin hava gereksinimi ise yine tasarım parametreleri ile belirlenen eşdeğerlilik oranına göre şekillenmektedir. İkincil bölge eşdeğerlilik oranı (ϕ_{sz}) belirlenen bir yanma odasında ikincil bölgede yer alması gereken hava debisi denklem (2.50) ile hesaplanmaktadır. İkincil bölge havası birincil bölge havası ve ikincil bölge deliklerinden giren havanın toplamıdır.

$$m_{sz} = m_f / (\phi_{sz} \cdot f_{st}) \quad (2.50)$$

2.7.4. Film soğutma havası öngörüsü

Seyreltme bölgesine geçmeden önce toplam film soğutma havası miktarı için bir öngöründe bulunma gereksinimi olacaktır. Bu sayede seyreltme bölgesinde kullanılacak olan hava debisi de netleştirilmiş olmaktadır. Soğutma hava debisi ısı transfer hesaplamaları neticesinde nihai değerine ulaşacak olmakla birlikte Odger, Sjöлом ve Mattingly tarafından denklem (2.15), (2.16) ve (2.17) ile verilmiş olan öngörüler başlangıç için fikir vermektedir [28,12,31]. Bu öngörüler uzun ömürlü yanma odaları için geçerli olup kısa süreli ömre sahip yanma odalarında daha düşük değerler alınabilir.

2.7.5. Seyreltme bölgesi boyut ve hava gereksinimi

Yanma odası çıkış sıcaklık profili açısından büyük öneme sahip seyreltme bölgesinin boyutlandırılmasında Çizelge 2.8’de farklı yaklaşımlar tanımlanmıştır.

Birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesi için boyutlandırmalar tamamlandığında ve geometrik bir kısıt olarak tanımlanan yanma odası boyu aşıldığında ikincil bölge ve seyreltme bölgesi boyutlarında revizyon gereksinimleri olabilmektedir. Bu durumun getireceği dezavantaj detay tasarım safhasında eniyileştirme çalışmaları ile ortadan kaldırılabılır.

2.8. Döndürücü Tasarımı

Döndürücü tasarımı döndürücüden geçecek hava debisinin belirlenmesi ile başlamaktadır. Bu noktada Mellor, döndürücü çıkışında eş değeri oranının (birincil ve ikincil döndürücülerin toplamı) belirlenmesinde başlangıç olarak 2,0 değeri ideal olduğunu belirtmiştir. Yine aynı kaynakta etkin bir atomizasyon ve kararlılık (fakir sönme limiti) olguları dikkate alınarak birincil döndürücüdeki hava yakıt oranı (ALR) için 2,0 – 3,0 arası bir değer seçilmesi gerektiği belirtilmiştir [10].

Hava yakıt oranlarına bağlı olarak döndürücü hava debisinin belirlenmesi sonrası döndürücü temel boyutlandırması yapılmaktadır. Melconian ve Modak döndürücülerin boyutlandırılmasında döndürücü çıkış çapı olarak kubbe çapının yaklaşık ¼'ünün alınabileceğini belirtmektedir [9].

Döndürücü tasarımında karar verilmesi gereken önemli unsurlardan biri de birincil ve ikincil hava akımlarının yöndeş-döngü mü yoksa ters-döngü mü olacağı konusudur. Yöndeş-döngüye sahip döndürücülerde iki hava akımının birbirini desteklemesine bağlı olarak daha kuvvetli bir resirkülasyon bölgesi oluşmaktadır. Ters-döngü döndürücülerde ise iki akış arasındaki kesme kuvvetlerine bağlı olarak daha etkin bir atomizasyon ve yakıt hava karışımı sağlanabilmektedir. Tasarım uygulamalarında her iki yapı da yaygın olarak kullanılmakta olup ters-döngü döndürücü seçiminde dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, ters-döngülü yapıda zıt yöndeki akışların birbirini sönümleyerek döngü gücünde azalma meydana gelmesinin engellenmesidir. Bu problem genellikle ikincil döngünün birincilden daha kuvvetli tasarlanması ile ortadan kaldırılır [1].

Tasarım parametrelerinde belirlenmiş olan döngü sayısı; döngü açısı, döndürücü çıkış iç yarıçapı ve çıkış dış yarıçapına bağlıdır. Eksenel tip bir döndürücü için döngü sayısı denklem (2.51) ile hesaplanabilir [39].

$$SN = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - (r_i/r_0)^3}{1 - (r_i/r_0)^2} \right] \tan \theta \quad (2.51)$$

2.9. Soğutma Tasarımı

Duvar soğutma tasarımları alev sıcaklığı hesabı ve ısı transfer analizleri çerçevesinde gerçekleştirilmektedir. Soğutma tasarımına geçmeden önce, soğutma gereksinimi ön değerlendirmesine bağlı olarak öncelikle kubbe ve gömlek soğutma

hava debileri belirlenmelidir. Önceki bölümlerde tanımlandığı üzere kubbe ve gömlek soğutma hava debisi için bazı katsayı ve denklemler tanımlanmıştır. Denklem (2.18) ile verilen eşitlik sayesinde kubbe ısı kalkanı soğutma hava debisi hesaplanabileceği gibi bu denklemdeki 0,5 katsayısının değiştirilmesi ile film soğutma hava debileri de öngörülebilmektedir. Mellor gömlek soğutma hava debisi için 0,75 katsayısını tanımlamıştır [10] ancak daha önce çalışılmış benzer mimariye sahip yanma odalarının tasarımında geçmiş tecrübelerle göre bu katsayılar bölgesel olarak farklılık gösterebilmektedir.

Film soğutma kanallarının yerleştirilmesinde temel prensip panel boyunun 50 mm'yi geçmemesi olmakla birlikte genellikle her bölge için bir film soğutma kanalı konumlandırılmaktadır. Ters akışlı yanma odalarında ise döndürücü bölgesi için de ilave soğutma kanalları kullanımı gereği olmaktadır. Toplam alev tüpü yüzey alanının daha fazla olması ve deflektörün de getirdiği ilave alanlar nedeniyle ters akışlı yanma odalarında soğutma tasarımı düz akışlı yanma odalarına göre daha fazla soğutma havasına ihtiyaç duymaktadır.

2.10. Isı Transferi Analizi

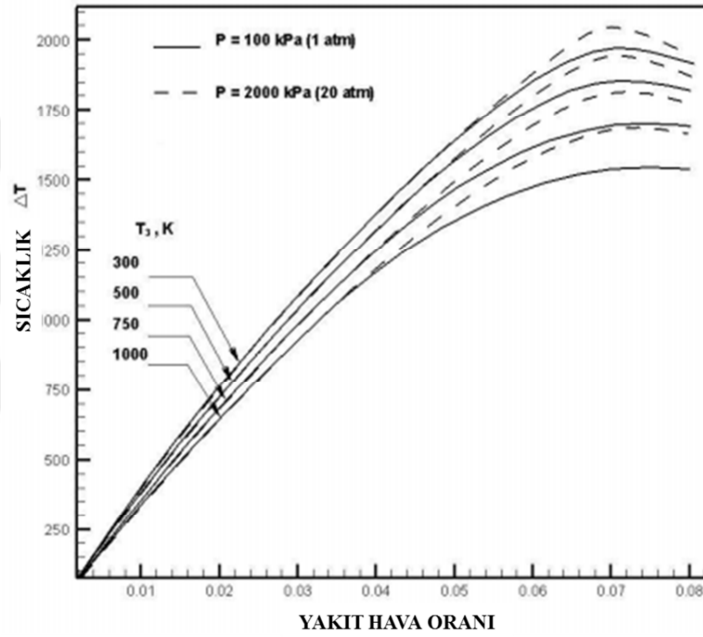
Isı kalkanı ve film soğutma hava debilerinin de belirlenmesi sonrasında ısı transferi hesaplamaları öncesinde ilk adım alev sıcaklığı hesaplamaları olacaktır. Akış dağılımı hesaplanması sonrası alev tüpü içinde gaz sıcaklığı dağılımının belirlenmesi ile gömleklerde ısı transferinin bir boyutta çözümlenerek gömlek sıcaklıkları hesaplanmış olur.

2.10.1. Akış dağılımı hesabı

Alev tüpü içinde akış bölgesel boyutlandırma ve hava gereksinimleri bölümünde belirlenmiş olan parametrelere bağlı olarak dağılım göstermektedir. Alev tüpünde hangi bölgeye ne kadar hava besleneceği aynı zamanda ikincil kanal içindeki hava akışını da belirlemektedir. Akış dağılımının belirlenmesinde tasarımı veya analizi yapılan yanma odasının mimarisi de dikkate alınmalıdır. Özellikle akış yönüne göre tanımlanan düz akış ve ters akışlı yanma odalarında ikincil kanal içinde farklılık göstermektedir.

2.10.2. Alev sıcaklığı hesabı

Alev sıcaklıklarının hesaplanabilmesi için yanma odası geri dönüş bölgesi, birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesi olmak üzere dört ana kısma ayrılmaktadır. Bu bölgelerde sıcaklık hesaplamaları adyabatik alev sıcaklığı ve bölgesel verim değerleri üzerinden gerçekleştirilmektedir. Adyabatik alev sıcaklığı ise eşdeğerlilik oranı, yanma odası giriş sıcaklığı ve basınç değerleri kullanılmak suretiyle özel olarak oluşturulmuş korelasyonlardan [40] veya tablolardan yararlanarak hesaplanabilir [41].



Şekil 2.23. Adyabatik alev sıcaklığının basınç, giriş sıcaklığı ve yakıt hava oranına göre değişimi

Güldeğer yaptığı çalışmalar neticesinde jet yakıtları için basınç, sıcaklık, eşdeğerlilik oranı ve yakıtın hidrojen karbon oranına bağlı olarak adyabatik alev sıcaklığı için yaklaşık bir formülasyon türetmiştir [40]. Bu formülasyon, detaylı kimyasal denge kodundan gelen verilerin bir fonksiyona uyarlanması sayesinde türetilmiştir. Kimyasal denge koduna göre ortalama %0,4, maksimum %0,8 hata payına sahip bu fonksiyon sayesinde adyabatik alev sıcaklığını hızlı ve basit bir şekilde hesaplamak mümkündür. Ortaya konulan yöntem aşağıda verilmiş olan sınır koşulları için geçerli olup bu koşullar gaz türbini yanma odaları çalışma şartlarını kapsamaktadır.

- $0,3 \leq \phi \leq 1,6$
- $100 \text{ kPa} \leq P \leq 7500 \text{ kPa}$
- $275 \text{ K} \leq T_{03} \leq 950 \text{ K}$
- $0,8 \leq H/C \leq 2,5$

Gülder yukarıda belirtilen çalışma koşulları için denklem (2.52) ile jet yakıtların yanında dizel yakıtlar, benzin, saf alkanlar gibi farklı yakıtların da adyabatik alev sıcaklığı hesaplamasının yapılabileceğini belirtmektedir. Denklemden yer alan katsayılar ise aşağıda verilen denklemlerle gerçekleştirilmektedir.

$$T_{ad} = A\sigma^\alpha \cdot \exp[\beta(\sigma + \lambda)^2] \cdot \pi^x \theta^y \psi^z \quad (2.52)$$

$$x = a_1 + b_1\sigma + c_1\sigma^2 \quad (2.53)$$

$$y = a_2 + b_2\sigma + c_2\sigma^2 \quad (2.54)$$

$$z = a_3 + b_3\sigma + c_3\sigma^2 \quad (2.55)$$

$$\pi = P/P_0, \quad P_0 = 101,3 \text{ kPa} \quad (2.56)$$

$$\theta = T_{03}/T_0, \quad T_0 = 300 \text{ K} \quad (2.57)$$

$$\psi = H/C \text{ atomik oran} \quad (2.58)$$

$$\phi \leq 1,0 \text{ ise } \sigma = \phi \quad (2.59)$$

$$\phi > 1,0 \text{ ise } \sigma = \phi - 0,7$$

Yukarıda verilen denklemler yakıtın buhar fazında olduğunu varsaymakta dolayısıyla buharlaşma entalpisinin getirdiği etkiyi dikkate almamaktadır. Bu nedenle yakıtın sıvı fazda olduğu uygulamalarda Θ değeri için bir düzeltmeye ihtiyaç olmaktadır. Jet yakıtlarının buharlaşma entalpisi denklem (2.60) ile hesaplanabilir.

$$\Delta H = \frac{360 - 0,39T_f}{\rho_f} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.60)$$

Denklemden verilen ρ_f değeri yakıtın bağıl yoğunluğunu, T_f değeri ise yakıtın sıcaklığını ifade etmektedir. Bu entalpi değeri üzerinden eşdeğer hava sıcaklığı denklem (2.61) ile hesaplanabilir.

$$T_e = \frac{C_{pf} + (AFR)C_{pa}T_a - \Delta H}{C_{pf} + (AFR)C_{pa}} \quad (2.61)$$

C_{pf} ve C_{pa} değerleri ortalama özgül ısı değerleri olup C_{pf} değeri için denklem (2.62) kullanılabilir. Denklemden verilen ρ_{f0} değeri yakıtın 288,6 K'deki yoğunluk değerini ifade etmektedir. C_{pa} değeri ise standart tablolardan hesaplanmaktadır.

$$C_{pf} = (0,363 + 0,000467 T)(5 - 0,001 \rho_{f0}) \quad (2.62)$$

Çizelge 2.13. Denklem (2.52), (2.54) ve (2.55) için katsayılar

Sabitler	$0,3 \leq \phi \leq 1,0$		$1,0 < \phi \leq 1,6$	
	$0,92 \leq \Theta \leq 2$	$2 \leq \Theta \leq 3,2$	$0,92 \leq \Theta \leq 2$	$2 \leq \Theta \leq 3,2$
A	2361,7644	2315,7520	916,8261	1246,1778
α	0,1157	-0,0493	0,2885	0,3819
β	-0,9489	-1,1141	0,1456	0,3479
λ	-1,0976	-1,1807	-3,2771	-2,0365
a_1	0,0143	0,0106	0,0311	0,0361
b_1	-0,0553	-0,045	-0,078	-0,085
c_1	0,0526	0,0482	0,0497	0,0517
a_2	0,3955	0,5688	0,0254	0,0097
b_2	-0,4417	-0,5500	0,2602	0,5020
c_2	0,141	0,1319	-0,1318	-0,2471
a_3	0,0052	0,0108	0,0042	0,017
b_3	-0,1289	-0,1291	-0,1781	-0,1894
c_3	0,0827	0,0848	0,0980	0,1037

Gülder'in tanımlamış olduğu yöntem eşdeğerlilik oranını 0,3 ile 1,6 arasında sınırlandırmaktadır. Bu durum yanma odası içerisinde gerçekleşen tüm eşdeğerlilik oranı aralığını kapsamadığından alternatif bir çözüm ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. NASA'nın sunmuş olduğu "NASA-GLENN CHEMICAL EQUILIBRIUM PROGRAM" üzerinden türetilmiş olan adyabatik alev sıcaklığı tablosu alternatif bir yöntem oluşturmaktadır [42]. Jet-A yakıtı için farklı basınç, giriş sıcaklığı ve eşdeğerlilik oranı için türetilmiş olan bu tablo sayesinde adyabatik alev sıcaklığı hesaplanabilmektedir. Hesaplamalarda kullanılan adyabatik alev sıcaklığı tablosu Ek-1'de sunulmaktadır. Oluşturulan bu tablo üzerinden interpolasyonla hesaplamalar yapılmaktadır.

Alev sıcaklığı değerinin hesaplanabilmesi için adyabatik alev sıcaklığı değerinin yanma verimi ile çarpılması gerekecektir. Bu nedenle bölgesel yanma veriminin değerlendirilebilmesi adına yanma odası geri dönüş bölgesi, birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesi olmak üzere dört ana bölüme ayrılmaktadır. Her bir bölgede ise sıcaklığın doğrusal olarak arttığı ve bölge sonunda en yüksek değerine ulaştığı kabul edilmektedir. Bu durumda her bir bölgenin sonundaki sıcaklık değeri diğer bölgenin başlangıç sıcaklığına eşit kabul edilmektedir. Bu kabul ile karmaşık akıştaki hesaplama basite indirgenmektedir.

Hesaplamalarının yapılması esnasında dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise bölgelerdeki ortalama gaz sıcaklıklarının yanı sıra maksimum sıcaklık değerlerinin de hesaplanmasıdır. Radyasyon ısı akısı hesaplamalarında dikkate alınması gereken değer, yerel olarak görülebilecek maksimum sıcaklıklar olduğundan dolayı bölgesel olarak görülebilecek maksimum değerlerin de öngörülmesi ihtiyacı bulunmaktadır.

Alev sıcaklığı hesaplamasında birincil bölge ele alındığında bu bölgede elde edilebilecek maksimum alev sıcaklığı stokiyometrik koşula göre değerlendirilerek denklem (2.63) ile hesaplanabilir. Buradan hesaplanan değer yerel olarak görülebilecek maksimum değeri ifade etmekle birlikte ortalama çıkış sıcaklık değeri denklem (2.64) ile hesaplanır. Bu bölgenin yanma verimi hesabı içinse denklem (2.65) verilmiştir [9]. Denkleminde verilmiş olan 0,71 katsayısı yanma odası tasarımına göre farklılıklar gösterebilmektedir.

$$T_{PZ,max} = \eta_{PZ} T_{ad,\phi=1,0} \quad (2.63)$$

$$T_{out,PZ} = \eta_{PZ} T_{ad,PZ} \quad (2.64)$$

$$\eta_{PZ} = 0,71 + 0,29 \tanh[1,5475 \cdot 10^{-3}(T_3 + 108 \ln p_3 - 1863)] \quad (2.65)$$

Birincil bölgenin başlangıç sıcaklığı için giriş hava sıcaklığı alınabilir ancak tecrübeler bu bölgede sıcaklığın bir miktar daha yüksek olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla bu değer tecrübelerle belirlenmesinde yarar vardır.

İkincil bölge alev sıcaklıkları hesaplamasında öncelikle ikincil bölge giriş sıcaklığı birincil bölge çıkış sıcaklığına eşit alınır. İkincil bölge çıkış sıcaklığı ise denklem (2.67) ile hesaplanabilir. İkincil bölge yanma verimi hesabı ise fakir karışım için denklem (2.68) ve zengin karışım içinse denklem (2.69) ile hesaplanabilir. Ψ_{300} değeri ise denklem (2.25) ile hesaplanmaktadır [9].

$$T_{in,SZ} = T_{out,PZ} \quad (2.66)$$

$$T_{out,SZ} = \eta_{SZ} T_{ad,SZ} \quad (2.67)$$

$$\log \log 1/\eta_{SZ} = 0,911 \log \psi_{300} + 8,02\phi - 1,097 + D^* \quad (2.68)$$

$$D^* = 0,736 - 0,0173(P_3/\Delta P) \quad (2.69)$$

$$\eta_{SZ} = 1/\phi_{SZ} \quad (2.70)$$

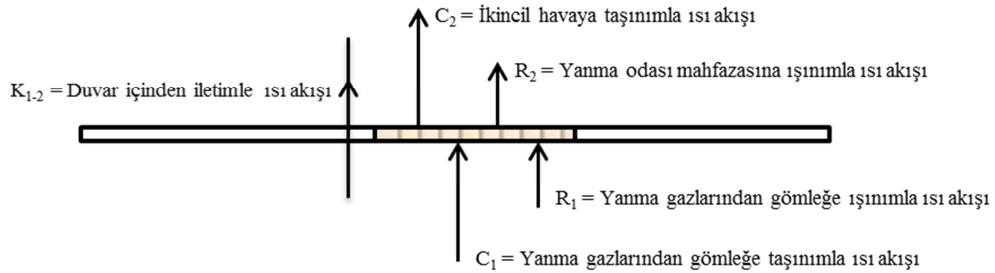
Seyreltme bölgesi alev sıcaklıkları hesaplamasında ise doğrusal bir değişim çok etkin sonuçlar vermemektedir. Bu nedenle seyreltme bölgesinde herbir segmentteki gaz sıcaklığı denklem (2.71) ile hesaplanabilir. Yanma verimi olarak ise yanma odası veriminin kullanılması geçerli bir kabul olacaktır (denklem (2.72)).

$$T_{DZ,segment} = \eta_{DZ} T_{ad,segment} \quad (2.71)$$

$$\eta_{DZ} = \eta_{cc} \quad (2.72)$$

2.10.3. Soğutmasız duvar sıcaklığı hesabı

Yanma odası gömleğinde gerçekleşen ısı transferi temel olarak Şekil 2.24'de gösterilmektedir. Burada oluşan ısı dengesine bağlı olarak eşitliğin çözülmesi ile metal sıcaklığı hesaplanabilir. Bir boyutlu hesaplamalar gerçekleştirilirken temel kabul, ısının aksinel ve açısal olarak iletilmediği ve tek bir yönde aktığı şeklindedir. Isı transfer prosesi incelendiğinde temel olarak yanma odası duvarları sıcak gazlardan gelen taşınım ve radyasyonla ısınmakta ve ikincil kanaldaki soğuk hava akışının yarattığı konveksiyon ve muhafaza duvarına gerçekleşen radyasyonla da soğumaktadır. Gömlek üzerinde ise ısı iletimle aktarılmaktadır.



Şekil 2.24. Temel ısı transfer prosesi

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = K_{1-2} \quad (2.73)$$

Radyasyon ve konveksiyon ısı akısı hesabı için kullanılan denklemler aşağıda verilmektedir [1][9]. Daha detaylı deneysel verinin bulunmadığı durumlarda taşınım ısı akısı yüksek türbülanslı düz boru akışı için geliştirilmiş Nusselt denklemlerine bağlı olarak değerlendirilebilir. Lefebvre, Prandtl sayısını için sabit 0,706 değerini alarak taşınım ısı akısı için Dittus-Boelter korelasyonu (Denklem (2.74)) üzerinden denklem (2.79) ve (2.81)'i oluşturmuştur. Bunun yanında geri dönüş bölgesindeki akışın yapısına bağlı olarak denklem (2.79)'daki 0,020 katsayısı 0,017 olarak alınabileceği ifade edilmektedir. Bunun yanında Mellor tarafından yanma odası soğuk kanal tarafı için verilen denklem (2.75) hesaplamalarda kullanılabilecek bir diğer seçenektir [10]. Bu denklem Lefebvre'nin korelasyonuna göre daha yüksek ısı transfer katsayısı vermektedir. Her iki korelasyonun da mevcut deneysel verilere göre güncellenerek hesaplamalarda kullanılması en ideal yaklaşım olacaktır.

$$Nu = 0,023 \cdot (Re)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.74)$$

$$Nu = 0,032 \cdot (k/D)(Re)^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad (2.75)$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (2.76)$$

$$C = h \cdot (T_w - T_3) \quad (2.77)$$

$$R_1 = 0,5 \cdot \sigma \cdot (1 + \varepsilon_w) \cdot \varepsilon_g \cdot T_g^{1,5} \cdot (T_g^{2,5} - T_w^{2,5}) \quad (2.78)$$

$$C_1 = 0,02 \cdot \frac{k_g}{D_L^{0,2}} \cdot \left(\frac{m}{A_L \cdot \mu_g} \right)^{0,8} \cdot (T_g - T_w) \quad (2.79)$$

$$R_2 = \sigma \cdot \frac{\varepsilon_w \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_w(1 - \varepsilon_c)D_L/D_{ref}} \cdot (T_w^4 - T_g^4) \quad (2.80)$$

$$C_2 = 0,020 \cdot \frac{k_a}{D_{an}^{0,2}} \cdot \left(\frac{m}{A_{an} \cdot \mu_a} \right)^{0,8} \cdot (T_w - T_3) \quad (2.81)$$

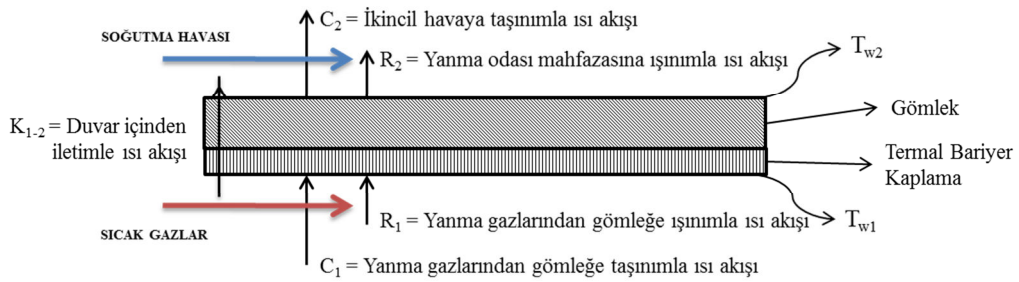
Isı transferi analizlerinde ısı bariyer kaplamanın kullanılmadığı ve gömlek kalınlığının düşük olduğu durumlarda gömlek iç ve dış yüzey sıcakları birbirine çok

yakındır. Bu nedenle hesaplamaların basitleştirilmesi adına iki yüzey sıcaklığı birbirine eşit olarak kabul edilebilir. Ancak ısı iletkenlik katsayısı çok düşük olan ısı bariyer kaplamaların kullanıldığı durumlarda bu kabul geçerliliğini yitirmektedir. Isı bariyer kaplama kullanımı durumunda ısı iletkenlik değeri denklem (2.82) kullanılarak hesaplanabilir. Burada verilen k_{eff} değeri etkin ısı iletkenlik katsayısını ifade etmekte olup denklem (2.83) üzerinden kaplama ve gömleğe ait kalınlık ve ısı iletkenlik değerlerine bağlı olarak hesaplanmaktadır [43].

$$K_{1-2} = \frac{k_{eff}}{t_{eff}} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (2.82)$$

$$k_{eff} = \frac{t_{eff}}{\frac{t_{cer}}{k_{cer}} + \frac{t_l}{k_l}} \quad (2.83)$$

Gömlek sıcaklıklarının hesaplanması yukarıda tanımlanan korelasyonlar üzerinden tekrarlayıcı bir hesaplama yöntemi ile gerçekleştirilmektedir. Bu durumda duvarın soğuk yüzeyi için bir duvar sıcaklığı öngörüsü yaparak ısı dengesi yakalayacak şekilde bir tekrarlayıcı hesaplama ile çözüme gidilebilir. Hesaplamayı gerçek bir uygulamada ifade edebilmek adına Şekil 2.24 detaylandırılarak Şekil 2.25 oluşturulmuştur. Termal bariyer kaplamanın da sisteme dahil olduğu bu durumda gömlekten iletimle ısı transferinin de önem kazanacak olması nedeniyle iç ve dış gömlek sıcaklıkları eşit kabul edilemez ve iletimle ısı transferinin de çözümü gerekir.



Şekil 2.25. Termal bariyer kaplamalı bir gömlekte ısı transfer prosesi

$$K_{1-2} = (k/t)(T_{w1} - T_{w2}) \quad (2.84)$$

Hesaplamalarda dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan biri gömlek ve termal bariyer kaplamada kullanılan malzemelerin ısı iletkenlik değerlerinin sıcaklığa

bağlı olarak değişim göstermesidir. Hesaplamaların daha hassas yapılabilmesi için ısı iletkenlik değerleri sıcaklığa bağlı fonksiyon olarak kullanılmalıdır.

Radyasyon hesaplamalarında kullanılan gaz emissivite değerinin Luminosite faktörünü de içerecek şekilde formülasyonu denklem (2.85)'de verilmiştir. Denklem fakir karışımlar için geçerli olup stokiyometrinin aşıldığı durumlarda yakıt hava karışım değeri (f) stokiyometrik değer alınmalıdır [10]. Luminus radyasyon alev içindeki katı partiküllerden (temel olarak is parçacıkları) meydana gelmekte olup genel olarak yalnızca geri dönüş bölgesi ve birincil bölgede görülmektedir.

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-286 \cdot P \cdot L \cdot (f \cdot l_b)^{0,5} \cdot T_g^{-1,5}) \quad (2.85)$$

Aşağıdaki korelasyon Lefebvre [44] tarafından modern gaz türbinlerinde Luminosite faktörünün hesaplanması için önerilmiş olup hesaplamalarda kullanılmıştır.

$$L = 0,0691(C/H - 1,82)^{2,71} \quad (2.86)$$

Denklem (2.86)'da kullanılan C/H ise yakıtın içindeki karbonun hidrojene kütleli oranını göstermektedir. Luminosite değeri için her ne kadar denklem (2.86) tanımlanmış olsa da bu denklem sadece yakıtın kimyasal yapısına göre bir değerlendirme yapmaktadır. Ancak pratik uygulamalarda, özellikle birincil bölgenin zengin tasarlandığı yanma odalarında luminosite değerleri daha fazla olabilmektedir. Tasarım tecrübeleri ve geçmiş deneysel verilere göre de bölgesel Luminosite değerleri belirlemek mümkündür. Ballal bir çalışmada Luminosite değeri için birincil bölgede 4,0, ikincil bölgede 3,0, seyreltme bölgesinde ise 2,0 değerini almıştır [45].

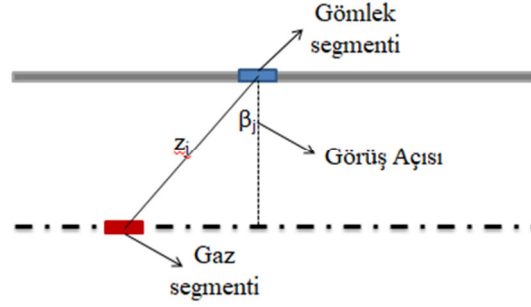
Işınım uzunluğu, l_b , ise yanma hacminin ölçüsü ve şekli ile ilişkili olup, aşağıdaki ifadeyle tanımlanmaktadır [46] ;

$$l_b = 3,4(hacim)/(yüzey alanı) \quad (2.87)$$

Alev tarafı radyasyon ısı akısının hesaplanmasında her bir segmentin kendi içinde değerlendirilmesi farklı eksenel konumlardaki alev sıcaklıklarının görüş faktörüne bağlı etkisinin ihmal edilmesine neden olmaktadır. Bu durumun önüne geçebilmek adına her bir duvar segmenti ve alev sıcaklığı segmenti arasındaki görüş faktörü (VF) hesaplanarak farklı eksenel konumlardaki gaz sıcaklıklarının da etkisi dahil edilmelidir. Görüş faktörü denklem (2.88) ile hesaplanabilir. Denklemden verilen j terimi gaz

segment sayısını ifade etmekte olup gömlek segmenti üzerine etki eden tüm görüş faktörü toplamının 1 olması gerekmektedir. β (görüş açısı) ve z değerlerinin tanımlamaları Şekil 2.26’da verilmektedir.

$$VF = \frac{(\cos(\beta_j))^2}{z_j^2} / \sum_0^j \frac{(\cos(\beta_j))^2}{z_j^2} \quad (2.88)$$



Şekil 2.26. Radyasyon görüş açısı

Bir duvar segmenti için her bir gaz segmentine bağlı görüş faktörünün belirlenmesi sonrasında bu görüş faktörüne bağlı olarak her bir gaz segmentinden gelen radyasyon ısı akısı denklem (2.89) ile hesaplanabilir. Duvar segmentine gelen toplam radyasyon ısı akısı ise bu değerlerin toplamından oluşmaktadır. Bu yaklaşım sayesinde alev tüpünün yüksek sıcaklığa sahip bölgelerinin diğer bölgelerde yarattığı etkiler de hesaplamalara dahil edilmiş olmaktadır.

$$R_{1,segment} = VF \cdot 0,5 \cdot \sigma \cdot (1 + \varepsilon_w) \cdot \varepsilon_g \cdot T_g^{1,5} \cdot (T_g^{2,5} - T_w^{2,5}) \quad (2.89)$$

Isı transferi hesabını yaparken dikkat edilmesi gereken noktalardan biri de viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin hesaplanmasıdır. Bu değerler sıcaklığa bağlı olarak önemli miktarda değiştiği için sabit değerler kullanmak doğru değildir. Kadoya ve arkadaşları [47], havanın viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin geniş bir sıcaklık ve basınç aralığında hesaplanması için bir yaklaşım sunmuşlardır.

Tanımlanan sıcaklık aralığı 85 ila 2000 K, basınç aralığı ise 0 ila 100 MPa’dır. Bir boyutlu analizlerde yanma gazlarının bileşimini hesaplamak mümkün olmadığından ve bu konuda çok fazla korelasyon bulunmaması nedeniyle, yanma gazı da hava gibi ele alınmış ve aynı korelasyonlar viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Korelasyonun 2000 K değerinin üstünde de kullanılabileceği

varsayılmıştır. Viskozite değerin hesabı denklem (2.90)'da verilmiştir.

$$\eta(T_r, \rho_r) = H. [\eta_0(T_r) + \Delta\eta(\rho_r)] \quad (2.90)$$

Burada;

$$\eta_0(T_r) = A_1 T_r + A_{0.5} T_r^{0.5} + \sum_{i=0}^{-4} A_i T_r^i \quad (2.91)$$

$$\Delta\eta(\rho_r) = \sum_{i=1}^4 B_i \rho_r^i \quad (2.92)$$

$$T_r = T/T^* \quad (2.93)$$

$$\rho_r = \rho/\rho^* \quad (2.94)$$

Benzer bir yaklaşımda ısı iletkenlik değerin hesaplanmasında kullanılmıştır.

$$k(T_r, \rho_r) = \Lambda. [k_0(T_r) + \Delta k(\rho_r)] \quad (2.95)$$

Burada;

$$k_0(T_r) = C_1 T_r + C_{0.5} T_r^{0.5} + \sum_{i=0}^{-4} C_i T_r^i \quad (2.96)$$

$$\Delta k(\rho_r) = \sum_{i=1}^5 D_i \rho_r^i \quad (2.97)$$

$$T_r = T/T^* \quad (2.98)$$

$$\rho_r = \rho/\rho^* \quad (2.99)$$

Denklem (2.90) ve (2.91)'de kullanılan katsayılar Çizelge 2.14'de verilmiştir.

Çizelge 2.14. Denklemler 2.19 ve 2.20 için katsayılar

T*	132,5 (K)	T*	132,5 (K)
ρ^*	314,3 (kg/m ³)	ρ^*	314,3 (kg/m ³)
H	6,16090 (Pa.s)	Λ	6,16090 (W/mK)
A ₁	0,128517	C ₁	0,128517
A _{0.5}	2.60661	C _{0.5}	2.60661
A ₀	-1	C ₀	-1
A ₋₁	-0,709661	C ₋₁	-0,709661
A ₋₂	0,662534	C ₋₂	0,662534
A ₋₃	-0,197846	C ₋₃	-0,197846
A ₋₄	0,00770147	C ₋₄	0,00770147
B ₁	0,465601	D ₁	0,465601
B ₂	1,26469	D ₂	1,26469
B ₃	-0,511425	D ₃	-0,511425
B ₄	0,2746	D ₄	0,2746
		D ₅	-0,0201725

Kadoya ve arkadaşlarının [47] yanı sıra Melconian ve Modak [9] iletkenlik terimi ($k_a/\mu_a^{0,8}$) için denklem (2.100)'ü vermiştir.

$$\frac{k}{\mu^{0,8}} = 74,811 + 1,674T^{0,75} - 0,0081599T^{1,5} + 2,2539 \cdot 10^{-5} \cdot T^{2,25} - 2,5287 \cdot 10^{-8} \cdot T^{0,75} \quad (2.100)$$

2.10.4. Film soğutmalı duvar sıcaklığı hesabı

Yanma odası tasarımlarında gömlek sıcaklıklarının maksimum metal sıcaklığı limitlerini aşması durumunda film soğutma kullanım gereği ortaya çıkmaktadır. Gömlek ve sıcak gazlar arasında soğuk hava bariyeri oluşturan soğutma havasının kullanımı durumunda film havasının sıcaklık değişiminin hesaplanması ısı transferi hesaplamaları açısından gereklidir. Film soğutma havasının yer aldığı hesaplamalarda kullanılan başlıca kabuller şunlardır [9];

- Sıcak gazların tekdüze sıcaklık ve hıza sahip olduğu ve radyasyonla ısı transferinin olmadığı varsayılmaktadır.
- Soğutma havası kanaldan çıkarken kanalı tamamen kapladığı ve tekdüze bir sıcaklık ve hız profiline sahip olduğu kabul edilmektedir.
- Film soğutma verimi için aşağıda verildiği şekilde bir tanımlama yapılmaktadır.

$$\eta_c = \frac{T_g - T_{w,ad}}{T_g - T_c} \quad (2.101)$$

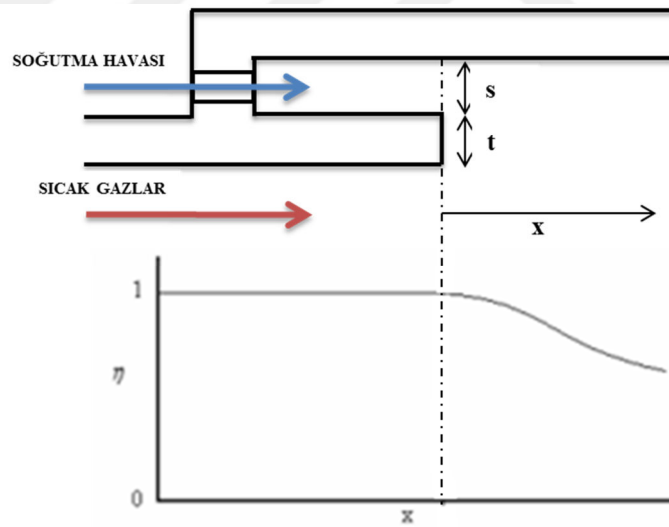
Lefebvre, film soğutma etkinliği hesabının momentum akı oranının $0,5 < m < 1,3$ olduğu durumda denklem (2.102), $1,3 < m < 4,0$ olduğu durumda ise denklem (2.103)'ü kullanılarak gerçekleştirilebileceğini belirtmektedir [1].

$$\eta = 1,10m^{0,65} \left(\frac{\mu_a}{\mu_g} \right)^{0,15} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0,2} \left(\frac{t}{s} \right)^{-0,2} \quad (2.102)$$

$$\eta = 1,28m^{0,65} \left(\frac{\mu_a}{\mu_g} \right)^{0,15} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0,2} \left(\frac{t}{s} \right)^{-0,2} \quad (2.103)$$

$$m = (\rho U)_a / (\rho U)_g \quad (2.104)$$

Yukarıda verilen denklemlerde kullanılan s , t ve x ölçüleri Şekil 2.27'de tanımlanmış olup sırasıyla; film soğutma kanalı yüksekliği, dudak kalınlığı ve kanal çıkışı sonrası eksenel mesafeyi ifade etmektedir.



Şekil 2.27. Film soğutma prosesi şematik gösterimi

Film soğutma etkinliği hesabı için Sturgess da pratik uygulamalar için bir yaklaşım ortaya koymuştur [1]. Pratik uygulamalarda yaygın olarak kullanılan “machined ring” ve “stacked ring” konseptleri için sırasıyla aşağıdaki denklemler önerilmektedir;

$$\eta = 1,0 - 0,12S_N^{0,65} \quad (2.105)$$

$$\eta = 1,0 - 0,094S_N^{0,65} \quad (2.106)$$

Denklemlerde verilen S_N değeri denklem (2.107) ile hesaplanmaktadır.

$$S_N = \frac{x - x_p}{ms} \left(Re_x \frac{\mu_a}{\mu_g} \right)^{-0,15} \frac{A_0}{A_{eff}} \quad (2.107)$$

Burada verilen x_p değeri film havası için potansiyel çekirdek uzunluğunu temsil etmekte olup pratik uygulamalarda sıfır kabul edilebilir [10]. A_0 ve A_{eff} değerleri ise kanal geometrik ve efektif çıkış alanlarını ifade etmektedir. İdeal koşullarda slot boyunun maksimum ve slot dudağının minimum ölçülerde olması beklenilmektedir. Bu durumda slot çıkışında dairesel olarak eşdağılımı mükemmel bir akış elde edilebilir. Ancak pratik koşullarda bunu sağlamak mümkün olmadığından slot çıkışında etkin bir alan oluşmaktadır. Slot yapısına bağlı olarak deneysel çalışmalar sonucunda A_0/A_{eff} değeri belirlenebilir. Ballal bir çalışmada bu değer için 1,5 değerini kullanmaktadır [45].

Deneysel çalışmalar neticesinde bulunan bu denklemler %10 hata payı ile sonuçlar vermektedir. Kirli diye tabir edilen pratik gaz türbini uygulamalarında bu yöntem genellikle daha fazla tercih edilmektedir.

Film soğutma etkinliği için türetilmiş bu ampirik korelasyonlar genellikle gaz türbini yanma odası koşullarını direk olarak yansıtmayan ideal durumlar için geçerlidir. İdealleştirilmiş test koşullarında üretilen bu denklemler gerçek çalışma koşullarında olması gerektiğinden daha yüksek değerler verebilmektedir [48]. Bu nedenle Sturgess tarafından verilen denklemlerin (denklem (2.105) ve denklem (2.106)) orijinalinde A ve B katsayıları tanımlanmaktadır [45]. Bu katsayılar film soğutma slotunun yapısı ve çalışma koşullarına bağlı olarak güncellenmelidir.

$$\eta = A[1,0 + BS_N^{0,65}] \quad (2.108)$$

Film soğutma kullanımında denklem (2.79)'da tanımlanan C_1 değeri momentum akı oranının $0,5 < m < 1,3$ olduğu durumda denklem (2.109) ile, $m > 1,3$ olduğu durumda ise denklem (2.110) ile hesaplanmaktadır.

$$C_1 = 0,069 \cdot \frac{k_a}{x} \cdot Re_x^{0,7} \cdot (T_{w,ad} - T_w) \quad (2.109)$$

$$C_1 = 0,10 \cdot \frac{k_a}{x} \cdot Re_x^{0,8} \cdot \left(\frac{x}{S}\right)^{-0,36} \cdot (T_{w,ad} - T_w) \quad (2.110)$$

$$Re_x = U_a \rho_a \frac{x}{\mu_a} \quad (2.111)$$

Isı transfer hesaplamalarına film soğutma havası da dahil olduğunda gaz tarafındaki taşınım ısı hesaplamaları revize edilmelidir. Hava tarafı taşınım ve radyasyon hesaplamaları ve gaz tarafı radyasyon hesabında ise bir değişiklik olmamaktadır.

Isı transfer hesaplamaları neticesinde maksimum gömlek sıcaklığı limitlerinin aşıldığı bölgeler için film soğutma hava debileri güncellenerek tasarım kriterlerinin sağlanmasına çalışılır. Bu eniyileştirme çalışmasının da tamamlanmasıyla yanma odasında arzu edilen akış dağılımı oluşturulmuş olup bu akış dağılımını sağlayacak olan gömlek deliklerinin tasarımına geçilmektedir.

2.11. Hava Giriş Delik Tasarımı

Yanma odası akış deliklerinin tasarımında 3 temel alan bulunmaktadır. Bunlar;

- Döndürücü delikleri
- Gömlek hava giriş delikleri
- Isı kalkanı çarpma soğutma delikleri
- Gömlek film soğutma delikleri

Sıkıştırılamaz akış kabulüyle deliklerden geçen hava debisi denklem (2.112)'de verildiği şekilde hesaplanmaktadır. Buradan da görülebileceği üzere debi katsayısının (C_D) doğru bir şekilde hesaplanabilmesi tasarım açısından büyük öneme sahiptir. Bunun yanında deliğin bulunduğu bölgedeki toplam basınç değerinin de bilinmesi gerekir.

$$\dot{m} = \psi \frac{A_{h,eff} P_0}{\sqrt{T_0}} \quad (2.112)$$

$$\psi = \frac{\dot{m} \sqrt{T_0}}{A_{h,eff} P_0} = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left[\left(\frac{P}{P_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (2.113)$$

$$A_{h,eff} = C_D \cdot A_h \quad (2.114)$$

2.11.1. Debi katsayısı hesabı

Kaddah [49] gömleklerde yer alan düz ve daldırılmış delik yapıları için ampirik denklemler türetmiştir. Burada verilen denklemlerde; β delikten geçen debinin ikincil kanaldan geçen debiye oranını (m_h/m_{ann}), α delik alanının ikincil kanal alanına oranını (A_h/A_{ann}), μ değeri ise β/α değerini ifade etmektedir. K değeri ise jet dinamik basıncının ikincil kanaldaki dinamik basınca oranıdır. Debi katsayısı ve K değerinin hesaplanması durumunda bu değerler üzerinden jet açısının da hesaplanması mümkündür.

Düz deliklerde:

$$K = 1 + 0,64(2\mu^2 + [4\mu^4 + 1,56\mu^2(4\beta - \beta^2)]^{0,5}) \quad (2.115)$$

$$C_d = \frac{K - 1}{0,8[4K^2 - K(2 - \beta)^2]^{0,5}} \quad (2.116)$$

$$\sin(\phi) = \frac{1}{1,6C_d} \cdot \frac{(K - 1)}{K} \quad (2.117)$$

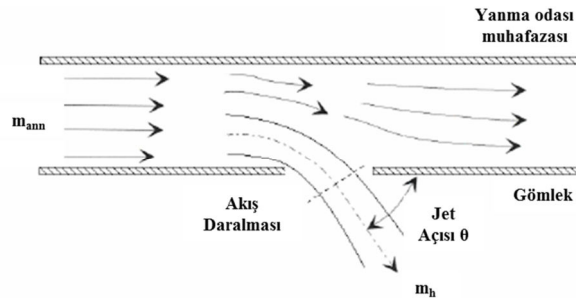
Daldırılmış deliklerde:

$$K = 1 + 0,36(2\mu^2 + [4\mu^4 + 2,77\mu^2(4\beta - \beta^2)]^{0,5}) \quad (2.118)$$

$$C_d = \frac{K - 1}{0,6[4K^2 - K(2 - \beta)^2]^{0,5}} \quad (2.119)$$

$$\sin(\phi) = \frac{1}{1,2C_d} \cdot \frac{(K - 1)}{K} \quad (2.120)$$

Gömlek deliği üzerinde akışın yapısı Şekil 2.28’de gösterilmektedir [50]. Havanın gömlek deliğinden geçerken oluşan akış daralması ve jet açısı şekil üzerinde görülebilmektedir.



Şekil 2.28. Gömlek deliği üzeri akış

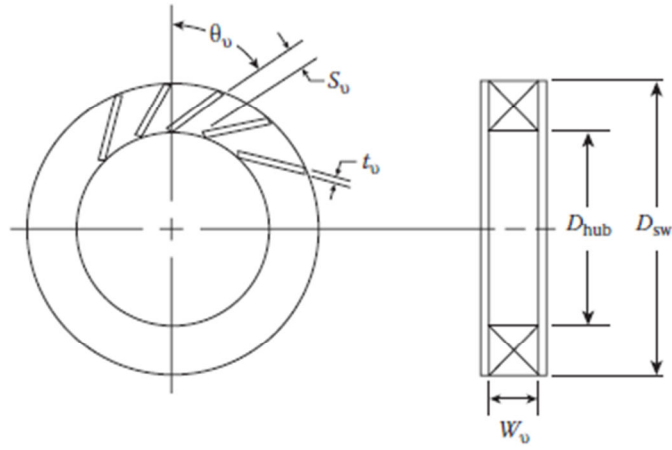
Debi katsayılarının hesaplanmasında öncelikle bir ilk değerin kabulü gerekmektedir. Bu kabul sonrasında tekrarlamalı hesaba dayanan bir yaklaşımla deşarj katsayıları hesaplanabilir. Tekrarlamalı hesapta kullanılan adımlar şu şekildedir [9]:

- Adım 1: β (m_h/m_{ann}) değerini hesapla
- Adım 2: C_d için bir ilk değer al (Bu değer düz delikler için 0,6, daldırılmış delikler için 0,8 olarak alınabilir.)
- Adım 3: C_d değeri üzerinden A_h (Deşik alanı) değerini hesapla
- Adım 4: α ve μ değerlerini hesapla
- Adım 5: α ve μ değerleri üzerinden K değerini hesapla
- Adım 6: K değerini ilgili denkleme koyarak C_d değerini hesapla

Hesaplama neticesinde çıkan C_d değeri öngörülen değerden farklı ise yakınmasa elde edilene kadar değer güncellenmekte ve çözüm sağlanmaktadır.

Film ve jet çarpma soğutma deliklerinde için ise geometrik yapıya göre çok fazla değişkenlik göstermekle birlikte Melconian ve Modak düz akışlı yanma odalarında film soğutma delikleri için 0,85 çarpma soğutma delikleri için ise 0,65 değerlerini önermiştir. Yanma odasını akış yapısı ve film soğutma ve çarpma soğutma deliklerinin geometrik yapısına bağlı olarak debi katsayıları değişebilmekte olup bu yapıların özelinde deneysel ve sayısal çalışmalar neticesinde elde edilecek değerler ön tasarım hesaplamalarına geri beslenilmelidir.

Döndürücüde yer alan birincil ve ikincil döngü pasajları debi katsayısı için Mellor 0,7 değerinin kullanılabileceğini belirtmiştir. Döndürücüde dikkate alınması gereken bir diğer husus da döndürücünün yapısına bağlı olarak döngü kanal girişinde yaşanacak alan daralmasıdır. Şekil 2.29’da verildiği üzere döndürücüye giren akışın döngü kanatlarının firar kenarı tarafından kısıtlandığı durumlarda debi katsayısı için verilen 0,7 tek başına debi hesaplamalarında kullanılabilir. Ancak döngü kanalının sabit alanlı olduğu durumlarda akışın kanal girişinde de bir kısıtlanması söz konusu olmaktadır. Bu durumda buradan da gelecek kayıplar birincil ve ikincil kanallardaki debinin hesaplanmasında dikkate alınmalıdır.

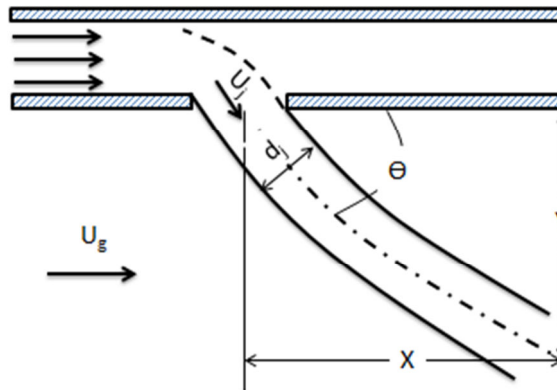


Şekil 2.29. Radyal döndürücü yapısı [1]

2.11.2. Jet penetrasyonu

Yanma odası tasarımında alev tüpüne gömlek deliklerinden beslenen havanın (jetlerin) penetrasyonu ve açısı tasarımsal açıdan önemlidir. Birincil, ikincil ve seyreltme bölgelerinde etkin karışım elde edebilmek adına penetrasyon derinliğinin istenilen seviyelerde oluşturulması ve bunun yanında jet açısının (Θ) mümkün olduğunca 90° 'ye yakın olması beklenilmektedir.

Gömlek deliklerinden giren havanın penetrasyonu Şekil 2.30'da gösterilmektedir. Burada verilen Y derinliği maksimum penetrasyonu, X değeri eksenel penetrasyon mesafesini, U_j ve U_g değerleri jet ve gaz hızlarını, d_j değeri efektif jet çapını ve Θ değeri jet açısını ifade etmektedir.



Şekil 2.30. Gömlek deliğinden akışın alev tüpüne girişinin gösterimi [1]

Ön tasarım esnasında maksimum jet penetrasyonları, Bölüm 2.5.6'da da anlatıldığı üzere gömlek delik çap ve adetlerinin belirlenebilmesi için gereklidir. Tasarımı oluşturulan bölgedeki jet penetrasyon derinliği gereksinimine bağlı olarak gömlek delik çap ve adet seçimi yapılmaktadır. Birincil bölge için bu değer Şekil 2.13'de de gösterildiği üzere kubbe yüksekliğinin ¼'ü şeklindedir. Buradaki temel prensip daha önce de belirtildiği üzere birincil bölgeyi tanımlayan sihirli çembere teğet dokunduğu noktaya kadar bir penetrasyon sağlanmasıdır. Bu sayede geri dönüş bölgesi daha etkin bir yapıya kavuşmaktadır. Seyreltme bölgesinde ise hedeflenen jet penetrasyon miktarı alev tüpü gömlek yüksekliğinin 1/3'ü olarak alınabilir [28].

Boru tipi yanma odaları için Y_{max} değeri denklem (2.121) ile hesaplanabilmekle birlikte denklemde verilen J , momentum akı oranı denklem (2.122) ile ifade edilmektedir [1]. Penetrasyon açısı ise denklem (2.123) ile hesaplanmaktadır. Burada verilmiş olan K , basınç kaybı katsayısı değeri ise denklem (2.118) ile bulunabilir.

$$Y_{max} = 1,25d_j J^{0,5} \dot{m}_g / (\dot{m}_g + \dot{m}_j) \quad (2.121)$$

$$J = (\rho_j U_j^2) / (\rho_g U_g^2) \quad (2.122)$$

$$\phi = \sin^{-1} \left(\frac{1}{1,2C_d} \cdot \frac{(K-1)}{K} \right) \quad (2.123)$$

2.11.3. Basınç düşüm hesabı

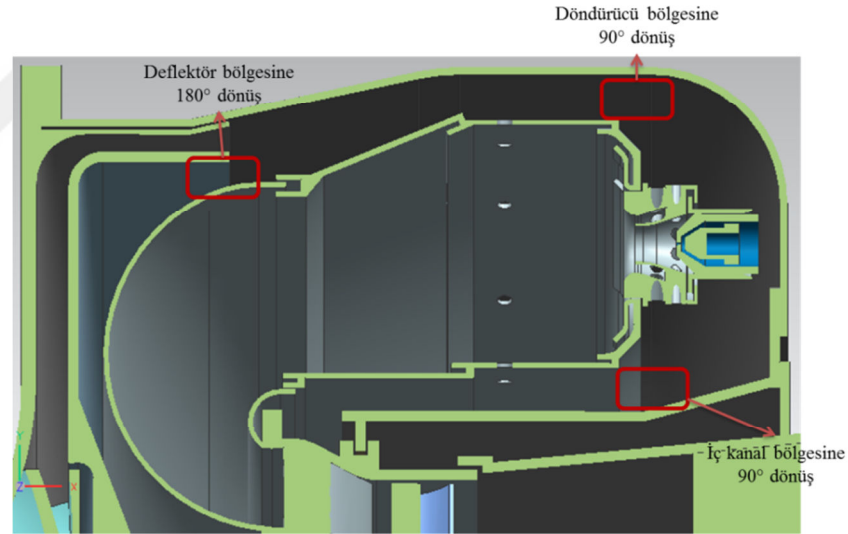
Motor performans hesaplamalarında yanma odası basınç düşümü sabitlenerek yanma odasına tasarım parametresi olarak verilmektedir. Dolayısıyla delik ölçeklendirmeleri yapılmadan önce hedeflenen toplam basınç kaybının ne kadarının deliklerde gerçekleşeceğinin hesaplanması gerekmektedir. Yanma odası toplam basınç kaybını oluşturan 3 ana terim denklem (2.124)'de verilmektedir.

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{diff}}{P_3} + \frac{\Delta P_L}{P_3} + \frac{\Delta P_{hot}}{P_3} \quad (2.124)$$

Bu terimlerden difüzörde oluşan basınç kaybı değeri denklem (2.47) üzerinden hesaplanabilir. Denklemde yer alan bir diğer terim olan $\Delta P_{hot}/P_{03}$ ise yanmadan kaynaklı oluşan basınç düşümünü ifade etmektedir. Bu parametrenin yaklaşık hesabı için ise Lefebvre denklem (2.125)'i önermiştir [1].

$$\frac{\Delta P_{hot}}{P_3} \approx \frac{T_4}{T_3} - 1 \quad (2.125)$$

Belirtilmiş olan bu terimlerin yanında yanma odasında basınç kaybı yaratan bir diğer olgu ise ikincil kanaldaki akışlardır. Özellikle kanal içinde gerçekleşen ani daralmalar, ani genleşmeler ve dönüşler basınç kaybına yol açan unsurlar olarak karşımıza çıkmaktadır. Deliklerden geçen hava debisinin hesaplanmasında kullanılan ikincil kanal toplam basınç değerinin belirlenmesinde bu unsurlar dikkate alınmalıdır. Örnek olarak ters akışlı bir yanma odasında ikincil kanaldaki basınç değerlendirmesi yapılırken dış kanaldan döndürücü bölgesine, buradan iç kanal bölgesine 90° dönüşe bağlı kayıplar oluşmaktadır. Bunun yanında difüzör çıkışından deflektör kanalına ise 180° bir dönüş bulunmaktadır (Şekil 2.31). Bu bölgelerde oluşan kayıpların yanında kanallar içindeki akıştaki sürtünmeye bağlı kayıplar da ayrıca hesaplamalara katılabilir. Ancak buradaki kayıplar görece çok düşük olduğundan hesaplamalarda ihmal edilebilmektedir.



Şekil 2.31. Ters akışlı bir yanma odasında ikincil akış ana basınç kayıp noktaları

Dönüş bölgelerindeki basınç kaybı hesaplamalarını 90° ve 180° kanal dönüş kayıp hesaplamaları üzerinden gerçekleştirmek pratik bir yaklaşım olarak kullanılabilir. Denklem (2.126) ile gösterilen Darcy denklemindeki K değeri basınç kayıp katsayısını ifade etmekte olup yanma odası mimarisine bağlı geçmiş tecrübelerle belirlenebilir.

$$\Delta P = 0,5K\rho V^2 \quad (2.126)$$

2.11.4. Döndürücü kanalları (delikleri)

Döndürücü tasarım parametreleri ve döndürücüden geçmesi beklenen hava debisi önceki bölümlerde belirlenmiştir. Döndürücü tasarımında birincil ve ikincil döndürücü olarak iki kısımda delik ölçeklendirmesi ihtiyacı bulunmaktadır. İlk etapta, kanal (veya delik) adetleri mevcut tecrübeler veya Çizelge 2.5'te belirtilen sayılar çerçevesinde belirlenmektedir. Kanal sayısı ve debi katsayıları çerçevesinde birincil ve ikincil döndürücüden geçecek hava debisine göre boyutlandırma yapılmaktadır.

Döndürücünün eksenel veya radyal tip olmasına bağlı olarak tasarımı da farklılık gösterecektir. Eksenel tip döndürücülerde akış kanatlar arasından geçmekteyken radyal tipi döndürücülerde dikdörtgen veya dairesel kesitli kanallar kullanılabilmektedir. Kanal genişlikleri debi miktarına bağlı olarak şekillenirken kanal açıları ile hedeflenen döngü sayısı oluşturulmaya çalışılmaktadır.

2.11.5. Gömlek hava giriş delikleri

Gömlek hava giriş deliklerinin tasarımında ana etkenler bölgesel hava gereksinimi, debi katsayısı ve penetrasyon derinliğidir. Bölgesel boyutlandırmada hesaplanan hava debisini sağlayacak efektif delik alanı debi katsayısına bağlı olarak hesaplandıktan sonra hedeflenen jet penetrasyonunu yaklaşık olarak sağlayan delik adeti seçilmektedir. Delik adetlerinin belirlenmesi esnasında temel prensiplerden biri delik sıralarının birbirinin katları şeklinde devam etmesidir. Dış ve iç gömleklerdeki delikler birbirine hizalı (in-line) veya çakışmayacak şekilde (staggered) yerleştirilebilir. Bu durum geçmiş tecrübeler ve tasarım mimarilerine göre şekillenen bir olgudur.

Emisyon, yanma verimi ve kararlılık gibi performans kriterlerini doğrudan etkileyen birincil bölgenin delik adetleri belirlenirken, jet penetrasyon derinliği geri dönüş bölgesi tasarımı için dikkatle seçilmelidir. Aşırı derine inen jetler birbiri ile çakışıp kararsızlıklara neden olabilirken yeteri kadar nüfuz etmeyen jetlerin ise geri dönüş bölgesine katılımı olamamaktadır.

Seyreltme bölgesi gömlek delik tasarımı ise türbin ömrünü doğrudan etkileyen çıkış sıcaklık dağılımında öneme sahiptir. HAD analizleri ile detaylandırılacak olan seyreltme bölgesinin ön tasarımda mümkün olduğunca eniyileştirilmesi tasarım süreçlerini kısaltacaktır. Yanma odası tasarımlarında seyreltme bölgesinde genel olarak iki sıra gömlek deliği konumlandırılmaktadır. Bu sıralardan ilki ortalama çıkış sıcaklık

profilinin iyileştirilmesi, ikincisi ise radyal sıcaklık profilinin şekillendirilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Seyreltme bölgesi ilk sıra delikleri yerel yüksek sıcaklıklı bölgeleri düşürerek çıkış sıcaklık profilini iyileştirmektedir. Burada kullanılan deliklerin çok sayıda ve küçük çaplı olması penetrasyonu azaltarak seyreltme bölgesindeki yüksek sıcaklıkların giderilememesine neden olmaktadır. Bunun yanında az sayıda ve büyük çaplı gömlek deliklerinin kullanılması da aşırı penetrasyona ve ideal karışımın sağlanamamasına bağlı aşırı soğuk ve yine aşırı sıcak bölgelerden oluşan bir çıkış sıcaklık dağılımı meydana getirecektir. Bu nedenle çıkış sıcaklık profilinin etkin bir şekilde sağlanabilmesi adına delik çap ve adetlerinin dikkatle belirlenmesi gerekmektedir. Lefebvre seyreltme bölgesi tasarımında Cranfield ve NASA yöntemleri şeklinde iki farklı yaklaşım sunmuştur [1].

Cranfield Tasarım Yöntemi: Cranfield yöntemi denklem (2.121) ile verilen maksimum jet penetrasyon derinliğine göre şekillenmektedir. Bu yöntemde ideal seyreltme bölgesi tasarımında Y_{max} değeri için boru tipi yanma odalarında $0,33D_L$, halka tipi yanma odalarında ise $0,40D_L$ değeri önerilmektedir.

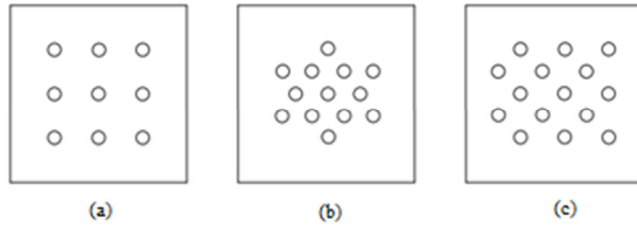
NASA Tasarım Yöntemi: NASA'nın yaklaşımında ise optimum delik adedinin denklem (2.127) ile hesaplanabileceği belirtilmektedir. Denklemden verilen C katsayısı için karşılıklı (çakışan) jetler için 1,25, çakışmayan jetler için 5,0 alınabileceği söylenilmektedir. Bu katsayılar yuvarlak seyreltme delikleri ve 1'den küçük jet debi ve ana akış debi oranları için deneysel olarak belirlenmiştir. Farklı durumlar için katsayıların yeniden değerlendirilmesinde fayda vardır.

$$n_{opt} = \pi(2J)^{0,5}/C \quad (2.127)$$

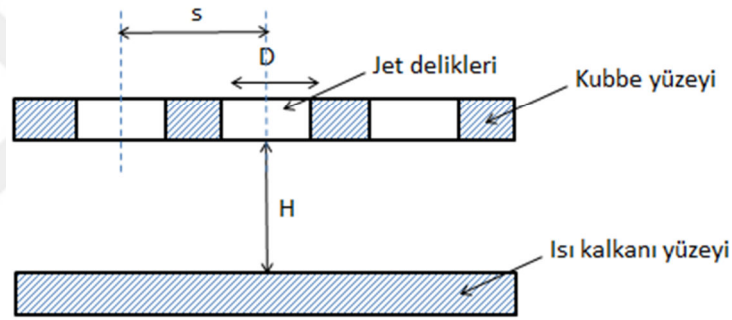
2.11.6. Isı kalkanı çarpma soğutma delikleri

Isı kalkanı çarpma soğutma deliklerinin tasarımında ana parametreler; soğutma hava debisi, jet delik çapı, delik ve ısı kalkanı arası mesafe ve delikler arası boşluklardır. Kubbe ısı kalkanı için soğutma havası öngörüsü Bölüm 2.5.5'de verilmiştir. Bu öngörü çerçevesinde yanma odası çalışma koşulları ve soğutulacak ısı kalkanı alanına bağlı olarak soğutma havası için ilk öngörüü yapmak mümkündür.

Şekil 2.32’de jet deliklerinin yerleşimi için genel yapılar sunulmaktadır [51]. Isı kalkanı soğutma hesaplamaları yapılırken kullanılan ana ölçüler ise Şekil 2.33’de verilmiştir. Şekilde verilen D değeri, jet delik çapını, s değeri delikler arası mesafeyi, H değeri ise nozul plaka arası mesafeyi ifade etmektedir. Jet soğutma performansı üzerinde etkisi olan parametreler nozul-ısı kalkanı arası mesafe, nozul şekli, delikler arası açıklık ve çapraz akış olarak sıralanabilir. Tasarımda maksimum Nusselt sayısı, dolayısıyla en etkin soğutmayı elde edebilmek için uygun ölçüler belirlenmelidir.



Şekil 2.32. Üç genel jet delik yerleşimi a) Sıralı b) Heksagonal c) Çakışmayacak şekilde



Şekil 2.33. Çarpma soğutma tasarımı ana ölçüleri

Tasarımda ölçülerin belirlenmesinde ilk aşama jet delik çaplarının seçilmesidir. Lefebvre jet çarpma delik çap ölçüsü için 0,4 mm değerini önermiştir [1]. Bu değer imalat kabiliyetlerine göre daha yukarılara da çıkabilmektedir. Delik çaplarının belirlenmesi sonrasında nozul plaka arası mesafe (H) ve delikler arası mesafe (s) değerleri yapılmış deneysel çalışmalara göre seçilebilir. Oluşan jet çarpma soğutma ölçüleri için Nusselt sayısı hesabı denklem (2.128) ile hesaplanabilmektedir. Denklemden verilmiş olan Reynolds sayısı jet akışına aittir.

$$Nu_{ave} = 0,993 Re^{0,625} (H/D)^{-0,625} (s/D)^{-0,375} \quad (2.128)$$

Nozul ısı kalkanı arası mesafenin soğutmaya etkisinde ideal H/D değeri 1,0 olarak verilmektedir (sıra arası mesafenin 1,67 – 6,67 arası olduğu durumlarda). Delikler arası mesafenin etkisinde ise en etkin soğutmanın s/D = 5,5 olduğu durumlarda elde edildiği

belirtilmektedir. Bu değerin altına inildiğinde ortalama Nusselt sayısının düştüğü, azaltıldığında ise jetler arasında etkileşimin artmasına bağlı olarak jet hızının düştüğü gözlemlenmiştir. Kare (sıralı) dizilimli jet deliklerinin kullanıldığı bir çalışmada ise ideal s/D değeri 6,0 olarak bulunmuştur [51].

2.11.7. Gömlek film soğutma delikleri

Gömlek panellerinde film soğutma gereksinimlerinin oluşması sonrasında belirlenen hava debisini sağlayacak delik adetinin belirlenmesi ve yerleşimi sağlanmaktadır. Belirlenen soğutma hava debisine göre delik çap ve adetinin belirlenmesi esnasında dikkate alınacak tasarım kriterleri Bölüm 2.5.5’de Çizelge 2.9’da verilmiştir. Delik çapının düşürülerek sayının artırılması ve dolayısıyla delikler arası mesafenin kısaltılması aerodinamik açıdan avantajlar sağlarken mekanik ve imal edilebilirlik problemleri oluşturmaktadır. Bu bakımdan delik tasarımı oluşturulurken mekanik kısıtların da dikkate alınması önem arz etmektedir.

2.12. Ateşleme Tasarımı

Tasarım sürecinin son aşaması ateşleme sisteminin seçimi ve ateşleyici konumunun belirlenmesidir. Ateşleme tiplerinde kıvılcım, meşale ve piroteknik olarak üç ana model belirtilmiştir. Motorun kullanım alanına bağlı olarak bu üç temel tipten biri tercih edilmektedir.

Genel bir yaklaşım olarak piroteknik ateşleyiciler %100 güvenilir bir ateşlemenin hedeflendiği seyir füzelerinde kullanılmaktadır. İki adet yerleştirilen bu ateşleyiciler yanma odası içerisine belirli bir süre alev sağlayarak yanmanın başlaması ve kararlı hale gelmesini sağlamaktadır. Meşale tipi ateşleme sistemi ise günümüzde irtifada tekrar ateşleme isterinin olduğu motorlarda tercih edilmektedir. Yanma odasına iki adet yerleştirilen meşale ateşleyiciler katı koni yapıya sahip bir enjektör ve birleşiminde kıvılcım tipi bir ateşleyiciden meydana gelmektedir. Meşale tipi ateşleyici ile ateşleme esnasında oluşturulan pilot alevler sayesinde irtifa şartlarında ateşleme güvenilirliği artmış olmaktadır. Kıvılcım tipi ateşleyiciler ise en genel kullanılan sistemler olarak karşımıza çıkmaktadır.

Ateşleme performansını belirleyen üç temel faktör ateşleme sistem parametreleri, akış değişkenleri ve yakıt parametreleri olarak sıralanabilir.

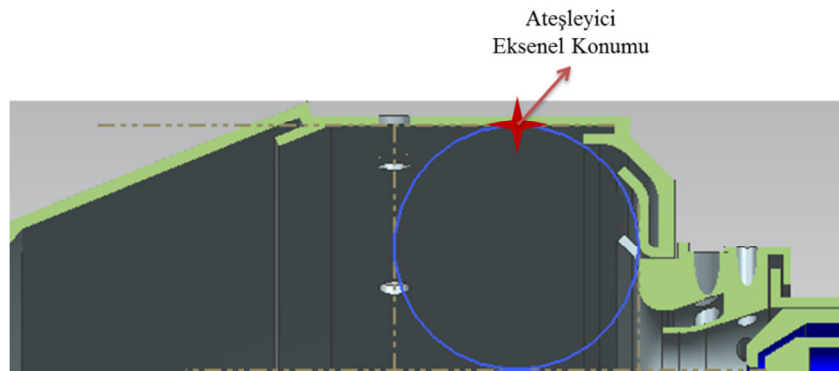
2.12.1. Ateşleme sistem parametreleri

Ateşleme tipinin seçimi sonrasında sistemin tasarımında dikkate alınacak dört öge bulunmaktadır. Bunlar;

- Kıvılcım enerjisi
- Kıvılcım süresi
- Kıvılcım hızı
- Ateşleyici konumu

Bu öğelerden ilk üçü ateşleme sistemine ait parametrelerken ateşleyici konumu yanma odası tasarımında dikkate alınması gereken bir parametredir. Özellikle kıvılcım tipi ateşleme sistemlerinde ateşleyicinin konumunun ateşleme performansı üzerinde ciddi bir etkisi bulunmaktadır.

Genellikle mekanik açıdan erişimin en uygun olduğu dış gömlek üzerine yerleştirilen ateşleyicide konumun belirlenmesinde en temel yaklaşım birincil bölge ile sınırlandırma ve bu sayede ateşleme ile oluşturulan sıcak çekirdeğin resirkülasyon sayesinde birincil bölgeye yayılmasıdır. Bu sayede belirli bir periyotta gerçekleştirilen ateşleme ile yanmış gaz paketleri sürekli olarak birincil bölgeye beslenmekte ve alevin bu bölgeye tamamen yayılması sağlanmaktadır [1]. Stokiyometrinin en uygun ateşleme ortamını sağlaması nedeniyle açısız olarak döndürücü ile aynı pozisyona yerleştirilmesi ve eksenel konumunun ise HAD analizleri ve rig testlerle optimize edilmesi gerekmektedir. Bunun yanında bir ön tasarım yaklaşımı olarak birincil bölge oluşturulurken kullanılan sihirli çemberin gömleğe teğet geçtiği bölge (Şekil 2.34) ateşleyici eksenel konumu olarak alınabilir.



Şekil 2.34. Ateşleyici eksenel konumu

Son olarak ateşleyici ucunun film soğutma havasından etkilenmeyecek derecede bir çıkıntı yapması gereği bulunmaktadır. Ayrıca ateşleyici ucunun soğuk tutulması adına bir uç soğutma tasarımı ile bu bölgenin 900 K değerinin altında kalması sağlanmalıdır [1].

2.12.2. Akış değişkenleri

Ateşleme performansında etkiye sahip ana değişkenler basınç, sıcaklık, hız ve türbülansdır. Bu değişkenlerin ateşleme performansı üzerindeki etkileri aşağıdaki şekliyle özetlenebilir [1];

- Basınç artışı minimum ateşleme enerjisini düşürmektedir.
- Sıcaklıktaki düşüş ateşleme performansını olumsuz etkilemektedir.
- Hava hızındaki artış ise kıvılcımı gererek kıvılcım deşarjında yayılan enerjinin artışı sağlar ancak bunun dışında deneysel çalışmalar artan hava hızının ateşleme performansı üzerindeki olumsuz etkilerini göstermektedir.
- Türbülans seviyesindeki artış ise türbülanslı difüzyon nedeniyle kıvılcım çekirdeğinde oluşan ısı kaybını arttırmakta buna bağlı olarak da ateşleme performansını olumsuz etkilemektedir.

2.12.3. Yakıt parametreleri

Yakıt parametreleri; yakıt tipi, yakıt/hava oranı, spreynin karakteristikleri ve yakıt sıcaklığı açısından ateşleme performansı üzerinde etkilere sahiptir [1].

Bu parametrelerden yakıt tipinin değişimine bağlı olarak değişen buharlaşma oranları ateşleyici etrafında ve birincil bölgede yakıt buharının konsantrasyonu açısından önem arz etmektedir. Yakıtın uçuculuğu ve vizkozitesine bağlı olarak değişen damlacık çapları nedeniyle değişecek olan buharlaşma oranları ateşleme performansını etkileyecektir. Bu nedenle farklı yakıtlarla çalışma istenir olduğu durumlarda ateşleme sistem tasarımı yapılırken bu etkilerin de dikkate alınması gereği vardır.

Yakıt/hava oranı parametresinde ise ideal olarak birincil bölgedeki stokiyometrinin optimum koşul olduğu düşünülmektedir. Ancak burada dikkate alınması gereken buharlaşmış olan yakıtın havaya oranını ifade eden etkin yakıt/hava oranıdır. Bu nedenle ideal ateşleme koşulları birincil bölgede etkin yakıt/hava oranının stokiyometriye yaklaştığı durum olarak değerlendirilmelidir. Bu parametre ateşleme

hava debisine bağılı olarak ateşleme yakıt debisinin belirlenmesinde önem arz etmektedir.

Bir diğere parametre olan sprej karakteristiğı ise yakıt damlacıklarının dağılımının ateşleme performansını etkilemesi açısından önemlidir. Yakıt damlacıklarının radyal olarak düzgün bir şekilde dağılmaması durumunda ateşleyici ile çekirdeğin oluşmasına rağmen merkezde yeteri kadar yakıt damlacığının bulunmamasına bağılı olarak alevin birincil bölgeye yayılmaması durumları olabilmektedir.

Son parametre olan yakıt sıcaklığındaki düşüş ise buharlaşma oranlarını olumsuz etkilemesinden dolayı ateşleme performansında düşüşe neden olmaktadır. Bu durum özellikle motorun soğuk hava çalışma limitleri açısından değerlendirilmesi gereken bir olgudur.

2.12.4. Minimum ateşleme enerjisi

Başarılı bir ateşlemenin ilk adımı uygun yüksek sıcaklığa sahip çekirdek yapının (kernel) oluşmasından geçmektedir. Bu çekirdeğin oluşturulabilmesi için sağlanacak minimum ateşleme enerjisi gaz yakıtlar için gerekenin çok üzerindedir. Gereken bu ekstra enerji sıvı yakıtın buharlaşmasında kullanıldığından minimum ateşleme enerjisi üzerinde atomizasyon performansının etkisi çok fazladır. Ateşlemenin gerçekleşebilmesi için yanma hızının ateşlenen hacmin yüzeyindeki ısı kaybından daha yüksek olması gerekmektedir. Bu sayede çekirdek gelişerek ateşlemenin oluşumunu sağlayabilmektedir. Bu olgu, ateşlenen hacmin ulaşması gereken kritik ölçüyü tanımlayan dalma derinliği (quenching distance) terimi ile ifade edilmektedir (Denklem (2.129)). Bu mesafe ortam ve yakıt parametrelerine bağılı olarak çekirdeğin gelişmesi için gerekli ölçüyü ifade etmektedir. Minimum ateşleme enerjisi ise dalma derinliği parametresine bağılı olarak denklem (2.130) ile hesaplanabilir [52].

$$d_q = \left[\frac{\rho_f D_0^2}{\rho_f \phi \ln(1 + B_{st})} \right]^{0,5} \quad (2.129)$$

$$E_{min} = c_{pa} \rho_a \Delta T_{st} (\pi/6) d_q^3 \quad (2.130)$$

2.13. Yanma Odası Performans Analizleri

Tasarımı yapılan bir yanma odası veya mevcut bir yapı üzerinde ampirik korelasyonlar üzerinden bir boyutta performans öngöröleri yapmak mümkündür.

Performans değerlendirmesi atomizasyon, yanma verimi kararlılık ve ateşleme, fakir sönme limiti ve emisyon olmak üzere dört ana başlıkta ele alınabilir.

Performans değerlendirmesinde ilk olarak ele alınacak olan atomizasyon konusu diğer üç performans başlığı açısından büyük öneme sahiptir. Sauter Mean Diameter (SMD) değeri ile ifade edilen ortalama damlacık çap büyüklüğü doğrudan yanma verimi, ateşleme, fakir sönme limiti ve emisyon değerlerini etkilemektedir. Bu nedenle atomizasyon performansının doğru bir şekilde öngörülebilmesi diğer performans parametreleri açısından önemlidir.

2.13.1. Atomizasyon

Atomizasyon kalitesinin yanma odası performansı üzerinde önemli derecede etkisi bulunmaktadır. Bu nedenle ön tasarım aşamasında yanma verimi, emisyon gibi performans olgularının etkin bir şekilde değerlendirilebilmesi ortalama damlacık çap tahminlerine dayalıdır. Ortalama damlacık çap değeri (SMD); döndürücü ölçüleri (D_h), döndürücü hava yakıt oranı (ALR), görelî hava hızı (U) ve yakıt ve hava özelliklerine bağlı olarak değişmektedir. Lefebvre ön filmlî hava parçalamalı atomizerler için denklem (2.131)'i önermektedir [1]. Denklemden verilen D_h değeri hava parçalamalı atomizer için etkin hidrolik çapı ifade etmektedir. D_p değeri ise film çapıdır. Tanımlanmış olan korelasyon spesifik bir döndürücü yapısı için türetilmiş olduğundan farklı döndürücü mimarileri için güncelleme gereksinimi ortaya çıkmaktadır.

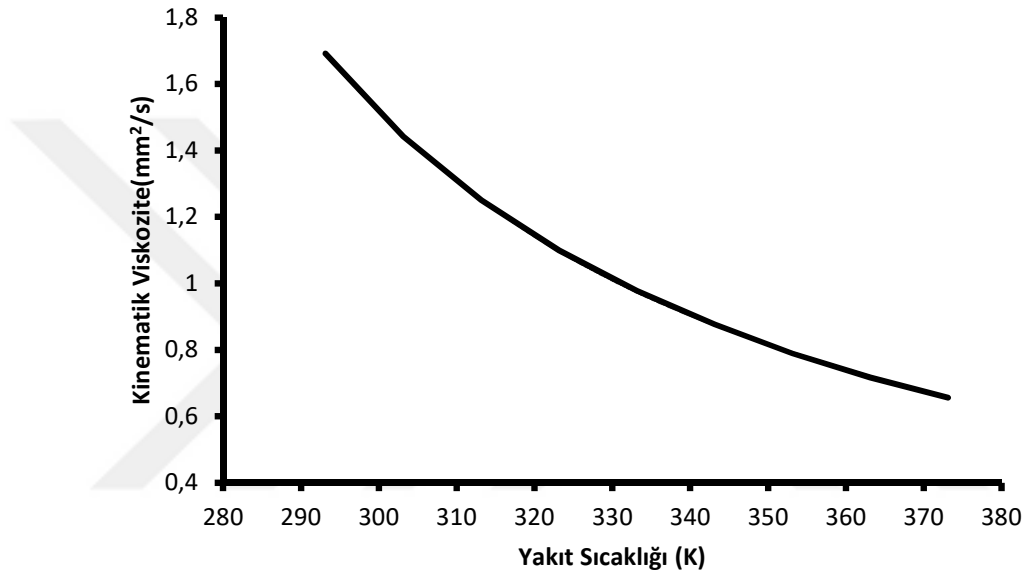
$$SMD = D_h [1 + ALR^{-1}] \left[0,33 \left(\frac{\sigma}{\rho_a U^2 D_p} \right)^{0,6} \left(\frac{\rho_a}{\rho_l} \right)^{0,1} + 0,068 (\mu_l^2 / \sigma \rho_l D_p)^{0,5} \right] \quad (2.131)$$

Lefebvre yaptığı bu çalışmada düşük viskoziteye sahip akışkanlarda damlacık çap değerinde baskın faktörün hava hızı ve yoğunluğu olduğunu belirtmiştir. Bunun yanında akışkan viskozitesi hava hızından bağımsız bir etkiye sahip olmaktadır. Bu nedenle iki terimli bir denklem tanımlanmıştır. Denklemin orijinal yapısı aşağıda verilmekte olup farklı mimariler için A ve B katsayıları tanımlanarak mimariye özel yeni korelasyonlar üretilebilir.

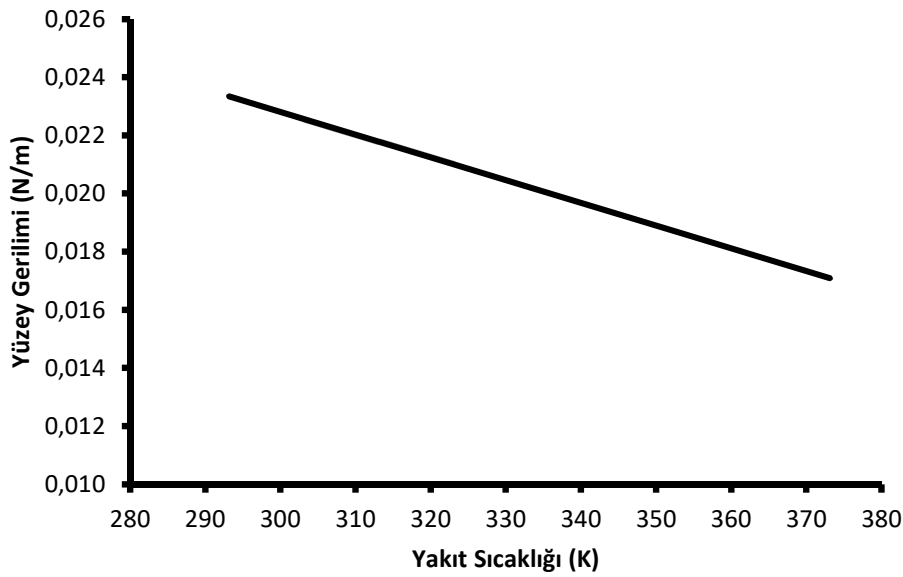
$$SMD = D_h [1 + ALR^{-1}] \left[A \left(\frac{\sigma}{\rho_a U^2 D_p} \right)^{0,6} \left(\frac{\rho_a}{\rho_l} \right)^{0,1} + B (\mu_l^2 / \sigma \rho_l D_p)^{0,5} \right] \quad (2.132)$$

Denklemden de görülebileceği üzere SMD değeri üzerinde yakıtın viskozite, yüzey gerilimi ve yoğunluk değerleri etkilidir. Özellikle farklı çalışma koşullarında

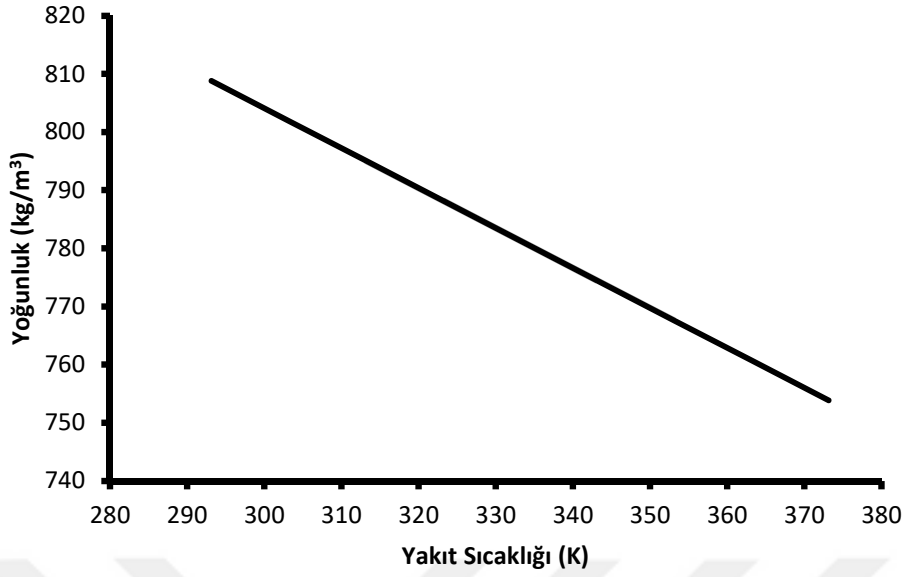
sıcaklığa bağlı olarak bu değerlerin hesaplanması SMD değerinin daha etkin öngörülebilmesini sağlayacaktır. Örnek olarak irtifada ateşlenecek bir seyir füzesi motorunda ilk ateşlemede irtifa koşullarına bağlı olarak yakıt sıcaklığının aşırı derecede düşük olması viskozite artışına dolayısıyla SMD değerinde artışa neden olmaktadır. Bu ve benzeri durumların yaratacağı olumsuzluğun ateşleme performansı açısından ön tasarımda irdelenebilmesi için yakıt parametrelerinin sıcaklığa bağlı değişiminin bilinmesi gerekmektedir [53].



Şekil 2.35. JP8 sıcaklığa bağlı kinematik viskozite değişimi [54]



Şekil 2.36. JP8 sıcaklığa bağlı yüzey gerilimi değişimi [54]



Şekil 2.37. JP8 sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimi [55]

2.13.2. Yanma verimi, kararlılık ve ateşleme

Ön tasarım hesaplamalarında yanma verimini öngörmeye en etkili yöntemler theta ve Odgers-Carrier parametreleridir. Her iki parametreye ait hesaplama yaklaşımları “Temel Boyutlandırma” bölümünde anlatılmıştır. Theta parametresi yaklaşımı benzer bir mimariye sahip bir yanma odasına ait deneysel veriye dayanırken, deneysel verinin bulunmadığı durumlarda Odgers-Carrier parametresi ideal bir çözüm olmaktadır.

Tasarımı oluşturulan veya mevcut yapı üzerinde her iki yaklaşımla motorun farklı çalışma koşulları için yanma verimi öngörüsünde bulunmak mümkündür. Melconian ve Modak farklı çalışma koşullarına bağlı olarak (irtifa ve hava sıcaklığı) kararlı bir yanma veya ateşlenebilme için sırasıyla minimum %50 ve %70 yanma verimi gereksinimi olması gerektiğini belirtmiştir [9]. Bu kabuller çerçevesinde yanma odasının irtifada çalışma ve irtifada ateşleme limitleri belirlenebilir. Yanma odası için en zorlayıcı çalışma koşulu maksimum irtifada maksimum sıcak gün koşulu olacaktır. Bu çalışma koşulu yanma odasına giren hava yoğunluğunun en düşük olduğu dolayısıyla yanma odasının en fazla yüklendiği koşuldur. Maksimum çalışma irtifası ve bu irtifa için ISA (International Standard Atmosphere) değerine göre en fazla artışın olduğu durum için yanma odası Odgers-Carrier yaklaşımı ile analiz edilmeli ve minimum yanma veriminin sağlanabilirliği kontrol edilmelidir. Aynı prosedür ateşleme limitleri için de geçerli

olacaktır. Ancak ateşleme yanma verimi limitinin %70 olmasına bağlı olarak ateşleme irtifa limitinin çalışma irtifa limitinden daha aşağıda çıkması kaçınılmazdır.

Ampirik yanma verimi hesaplamaları kullanılarak farklı giriş koşulları için kararlılık döngüsünü çıkarmak mümkündür. Bu çalışma sonucunda yanma odasında farklı çalışma koşullarına göre yanma verimi değişimi de öngörülmüş olmaktadır. Bu veri çevrim analizlerinde kullanılan ve tasarım dışı noktalarda yanma verimini belirleyen yanma odasının kısmi yükleme katsayısının belirlenmesine de katkı sağlayacaktır.

2.13.3. Fakir sönme limiti

Lefebvre yanma odası fakir sönme limitini (LBO), giriş hava parametreleri ve birincil bölge hacmi ile ilişkilendirmiştir. Genellikle global yakıt hava oranı ile ifade edilen LBO limiti için Lefebvre denklem (2.131)'i önermiştir [1]. Etkin buharlaşma katsayısı ise denklem (2.134) ile hesaplanabilir [8].

$$q_{LBO} = A \left[\frac{f_{pz}}{V_{pz}} \right] \left[\frac{\dot{m}_a}{P_3^{1,3} \exp(T_3/300)} \right] \left[\frac{d_r^2}{\lambda_{eff} LHV} \right] \quad (2.133)$$

Burada;

f_{pz} = Birincil bölgeye beslenen havanın toplam havaya oranı

d_r = Sauter ortalama damlacık çapı, m

λ_{eff} = Buharlaşma katsayısı (m^2/s)

LHV = Yakıt alt ısı değeri (J/kg)

$$\lambda_{eff} = \frac{8(k/c_p)_g}{\rho_l} \ln(1 + B)(1 + 0,276 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}) \quad (2.134)$$

$$Re_D = \frac{\rho_g U d_r}{\mu_g} \quad (2.135)$$

Denklem (2.133) ve (2.134)'de verilen A ve B katsayıları yanma odası geometrisi ve birincil bölge karışım karakteristiğine bağlı olarak değişmektedir. Bu katsayıların uygun bir test koşulunda belirlenmesi sonrasında korelasyon farklı çalışma koşulları için de kullanılabilir.

2.13.4. Fakir ateşleme limiti

Fakir sönme limitinde olduğu gibi yapılacak deneysel çalışmalar neticesinde çıkarılacak katsayılarla fakir ateşleme limiti için de bir denklem türetilebilir. Fakir sönme limiti için oluşturulan denklemin bir benzeri olan denklem (2.136)'da verilen B katsayısı yanma odasına özel olarak testlerle elde edilmektedir.

$$q_{LLO} = \left[\frac{B}{V_{pz}} \right] \left[\frac{\dot{m}_a}{P_3^{1,5} \exp(T_3/300)} \right] \left[\frac{d_r^2}{\lambda_{eff} LHV} \right] \quad (2.136)$$

2.13.5. Emisyon

Sivil motorlarda önemli bir çevresel regülasyon olan emisyon seviyeleri bakımından yanma odası tasarımı irdelenmelidir. Gaz türbini egzoz gazı; karbon monoksit (CO), karbon dioksit (CO₂), su buharı (H₂O), yanmamış hidrokarbon (UHC), partikül maddeler (temel olarak karbon, C), nitrojen oksit (NO_x) ve fazla havadan oluşmaktadır. Bu gazlar içinde ana kirleticiler ve etkileri Çizelge 2.15'de sunulmaktadır [1].

Çizelge 2.15. Gaz türbinlerinde salınan temel kirleticiler ve etkileri

Kirletici	Etkisi
CO	Toksik
UHC	Toksik
C	Görünür
NO _x	Toksik, kimyasal is öncüsü, stratosferde ozon tüketici
SO _x	Toksik, aşındırıcı

Kirleticilerin oluşum mekanizmasına bakıldığında CO ve UHC değerlerinin rölantide en yüksek seviyede olup artan güçle giderek düştüğü görülmektedir. Bu durum NO_x ve is seviyelerinde ise tam tersi şekilde ortaya çıkmaktadır. Yanma verimsizliğinin bir göstergesi olan CO ve UHC değerlerinin artan güçle düşmesi yanma verimindeki artan güce bağlı artış trendiyle eşleşmektedir.

Emisyon seviyelerinin istenilen değerler içerisinde tutulabilmesi için kirleticilere ait oluşum yapıları bilinmelidir. Ana kirleticilerden karbon monoksitin oluşumuna neden olan ana etkenler şu şekilde sıralanabilir;

- Birincil bölgenin yakıtça aşırı zengin olması
- Yakıt atomizasyonunun kötü olması
- Birincil bölgede yetersiz karışıma bağlı olarak bölgesel yakıtça zengin alanların oluşması
- Birincil bölgede yer alan soğutma havalarının ani soğutma etkisi

Bir diğer kirletici olan yanmamış hidrokarbonların oluşumu da karbon monoksitle benzerdir. Aynı şekilde is oluşumunda da soğutma havasının etkisi dışında benzer bir yapı görülmektedir. Yukarıda belirtilen etkenler incelendiğinde minimum is, CO ve UHC oluşumu için ön tasarım safhasında ilk olarak birincil bölge eşdeğerlilik oranının 1,5 değerinin altında tutulması gereği görülmektedir [9]. Bu değer üzerine çıkıldığı durumlarda CO oranları önemli miktarda artmaktadır. Yakıt atomizasyonunun ise tüm çalışma rejimlerinde belirli bir değerin altında kalması beklenilmektedir.

Nitrojen oksit oluşumu ise termal NO, nitrus oksit mekanizması, prompt NO ve yakıt NO olmak üzere dört farklı mekanizmadan oluşmakla birlikte en büyük katkı termal NO oluşumundan meydana gelmektedir. Bu mekanizmada nitrojen oksit yüksek sıcaklık bölgelerinin oksidasyonu sonucunda oluştuğunda stokiyometrik koşullarda kirletici miktarı maksimum seviyeye çıkmaktadır. Yapılan çalışmalarda genel olarak sadece 1850 K sıcaklık seviyesinin [1] üstünde görülmesi birincil bölge sıcaklıklarının düşük tutulduğu RQL (Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn) tipi yanma odalarının ortaya çıkmasına neden olmuştur.

Ön tasarım safhasında CO, UHC ve NO_x seviyeleri için ampirik korelasyonlar üzerinden öngörüler yapmak mümkündür. Bu kapsamda literatürde yer alan bazı denklemler Çizelge 2.16'da verilmiştir.

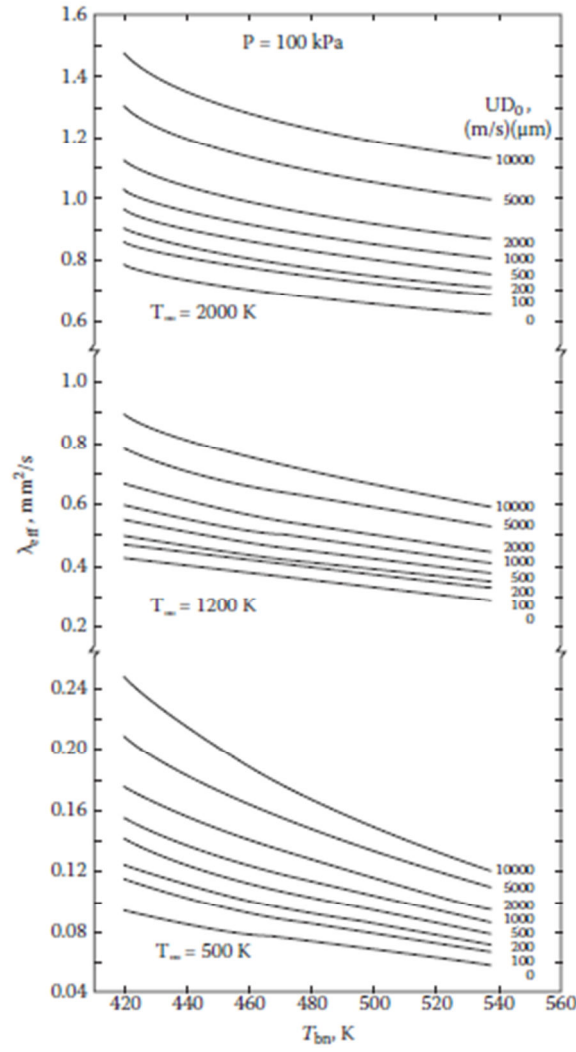
Çizelge 2.16. Ampirik Emisyon Korelasyonları

Emisyon	Korelasyon	Kaynak
CO	$\log_{10}[EI]_{CO} = 13,477 - 4,5270 \log_{10} T_3$	[9]
	$EI_{CO} = 86 \dot{m}_a T_{pz} \exp(-0,00345 T_{pz}) / [(V_c - V_e)(\Delta P/P)^{0,5} P^{1,5}]$ $V_e = 0,55 \dot{m}_{pz} D_0^2 / \rho_{pz} \lambda_{eff}$	[8]
	$EI_{CO} = 0,18 \times 10^9 \exp\left(\frac{7800}{T_{pz}}\right) / (P^2 (t - 0,4 t_e) (\Delta P/P)^{0,5})$	[56]
UHC	$\log_{10}[EI]_{UHC} = 19,730 - 7,1915 \log_{10} T_3$	[9]
	$EI_{UHC} = \frac{11764 \dot{m}_a T_{pz} \exp(-0,00345 T_{pz})}{(V_c - V_e) \left(\frac{\Delta P}{P_3}\right)^{0,5} P_3^{2,5}}$	[8]
	$EI_{UHC} = \frac{0,755 \times 10^{11} \exp\left(\frac{9756}{T_{pz}}\right)}{(P_3/1000)^{2,3} (\tau - 0,35 \tau_{evp})^{0,1} \left(\frac{\Delta P}{P_3}\right)^{0,6}}$ $\tau_{evp} = \frac{SMD^2}{\lambda_{eff}}$	[56]
NO _x	$EI_{NO_x} = 29 (10^{-9410/T_{st}}) P_3^{0,66} [1 - \exp(-250\tau)]$	[9]
	$EI_{NO_x} = 9 \times 10^{-8} P^{1,25} V_c \exp(0,01 T_{st}) / \dot{m}_a T_{pz}$	[52]
	$EI_{NO_x} = 29 \exp\left(-\frac{21670}{T_{pz}}\right) P^{0,66} [1 - \exp(-250\tau)]$	[57]
	$NO_x = 3,32 \times 10^{-6} \exp(0,008 T_{pz}) P^{0,5}$ (ppmv)	[58]
	$NO_x = 18,1 P^{1,42} \dot{m}_a^{0,3} q^{0,72}$ (ppmv)	[59]

Denklemlerde verilmiş olan λ_{eff} değeri etkin buharlaşma katsayısını temsil etmekte olup denklem (2.137)'de verildiği gibi ilk damlacık çapının karesinin (D_r) yakıt damlacığının buharlaşması için gerekli olan zamana oranıdır.

$$\lambda_{eff} = D_r^2 / t_e \quad (2.137)$$

Etkin buharlaşma katsayısı ortam basıncı, yakıtın kaynama noktası, ortam sıcaklığı, damlacık hızı ve ilk çapı gibi parametrelere göre değişmektedir. Bu parametrelere bağlı olarak 100 kPa ortam basıncı için katsayının değişimi Şekil 2.38'de verilmektedir [1].



Şekil 2.38. Atmosferik basınçta normal kaynama noktasına bağlı olarak etkin buharlaşma katsayısı

λ_{eff} değerinin hesaplamasında ortam basıncı, ortalama damlacık ortam sıcaklığı, kaynama noktası ve damlacık referans hız ve damlacık çap çarpım değerine bağlı olarak Lefebvre tarafından grafikler sunulmuştur. Bu grafikler üzerinden etkin buharlaşma katsayısını hesaplamak mümkündür.

Ampirik korelasyonlarda tanımlanmış olan τ birincil bölge kalış süresini temsil etmekte olup hesaplama yöntemi olarak denklem (2.138) kullanılabilir [60].

$$\tau = \frac{V_{pz}\rho_{pz}}{m_{pz}} \frac{T_{03}}{T_{pz,ad}} \quad (2.138)$$

Yarı-ampirik yaklaşımlar üzerinden gerçekleştirilecek olan emisyon hesaplamalarında dikkat edilmesi gereken en önemli husus, literatürde yer alan denklemlerin belirli yanma odalarına ait olmasıdır. Bu nedenle denklemlerde kullanılan

katsayılar deneysel çalışmalarla güncellenmelidir. Hiçbir deneysel verinin bulunmadığı koşullar için Çizelge 2.16'da verilen Melconian ve Modak'a ait denklemler kullanılabilir [9]. Bu denklemler sadece yanma odası giriş sıcaklığına göre hesaplamalar yapan jenerik bir yaklaşımdır. Bunun yanında aynı çizelgede yer alan ve Lefebvre tarafından sunulan denklemlerin orijinal hali denklem (2.139), (2.140) ve (2.141) ile verilmiştir. Burada verilen a, b ve n katsayılarını deneysel sonuçlar çerçevesinde belirlenmektedir [61]. Mongia bir çalışmasında farklı yanma odaları için bu katsayıların değişimini ortaya koymuştur [62]. Çizelge 2.17 ile sunulan bu katsayılardan da görülebileceği üzere bir yanma odasından diğerine denklemler çok farklılaşabilmektedir. Bu bakımdan herbir yeni mimari yanma odası için deneysel verilerin derlenmesi ve bu veriler üzerinden spesifik korelasyonları elde edilmesi en ideal yaklaşımdır.

$$EI_{CO} = a_{CO} \dot{m}_a T_{pz} \exp(-b_{CO} T_{pz}) / [(V_c - V_e)(\Delta P/P)^{0,5} P^{n_{CO}}] \quad (2.139)$$

$$EI_{UHC} = \frac{a_{UHC} \dot{m}_a T_{pz} \exp(-b_{UHC} T_{pz})}{(V_c - V_e) \left(\frac{\Delta P}{P_3}\right) P_3^{n_{UHC}}} \quad (2.140)$$

$$EI_{NO_x} = a_{NO_x} P^{1,25} V_c \exp(0,01 T_{st}) / \dot{m}_a T_{pz} \quad (2.141)$$

Çizelge 2.17. Farklı yanma odaları için deneysel katsayılar

Deneysel katsayı	Boru halka tipi	Düz akış halka tipi	Ters akış halka tipi
a_{NO_x}	9×10^{-8}	9×10^{-8}	9×10^{-8}
a_{CO}	18,17	26928	86
b_{CO}	0,0023	0,00345	0,00345
n_{CO}	1,5	2,5	1,5
a_{UHC}	5288	26928	19606
b_{UHC}	0,0025	0,00345	0,00345
n_{UHC}	2,5	2,5	2,5

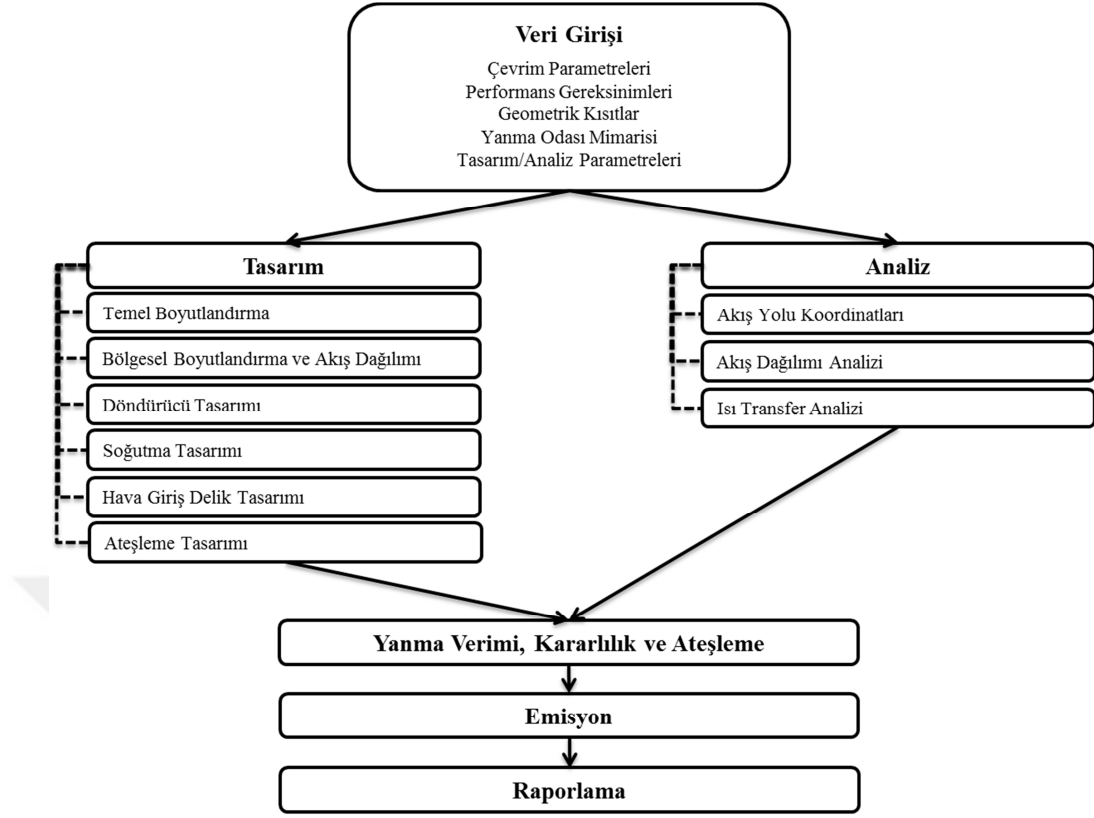
3. YANMA ODASI ÖN TASARIM PROGRAMI

Ön tasarım metodolojisinin oluşturulması sonrasında tüm hesaplamaların pratik ve hızlı bir şekilde yapılabilmesi için bir yazılıma ihtiyaç duyulmaktadır. Ön tasarım safhasında etkin ve doğrulanmış bir tasarım aracının olması detay tasarım fazındaki uzun süreli ve yüksek maliyetli çalışmaların azalmasına önemli derecede katkı sağlayacaktır. Tasarım kodunun en önemli özellikler şunlardır;

- a. Ağ modelleme yaklaşımına göre hızlı model oluşturabilme
- b. Tüm tasarım girdi ve çıktıları içerme
- c. Hızlı çözüm süresi
- d. Excel arayüzü sayesinde kolay modifikasyon ve raporlama
- e. Ticari HAD kodları ile entegre edilebilme imkanı

Bu bölümde yanma odası ön tasarım metodolojisi başlığı altında tanımlanmış yöntemlerin bir tasarım aracına entegrasyonu anlatılmıştır. Programlama çalışması MS Excel arayüzünde ve Visual Basic programlama dili ile gerçekleştirilmiştir. GTCODE-01 (1D Gas Turbine Combustor Design) olarak adlandırılan yazılımda ana akış şeması Şekil 3.1’de verilmektedir.

Şemadan da görülebileceği üzere veri girişleri sonrasında akış şeması iki bölüme ayrılmaktadır. Yapılan çalışmanın isterlerine bağlı olarak tamamen yeni bir mimarinin oluşturulması (tasarlanması) veya mevcut bir mimarinin analizlerinin yapılması mümkün olmaktadır. Tasarım ve analiz süreçlerinin temel ayrımı; tasarım modunda yanma odası boyutlandırması yapılırken analiz modunda bu parametrelerin mevcut olması şeklindedir.

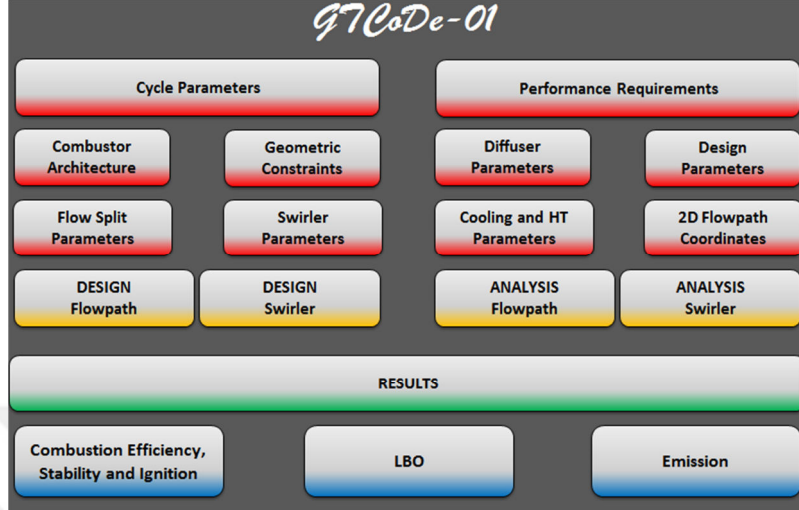


Şekil 3.1. Kod akış şeması

Program ana giriş ekranı arayüzü Şekil 3.2’de verilmektedir. Program 4 ana kısma ayrılabilir. Bunlar;

- Veri girişi
 - Çevrim parametreleri
 - Performans gereksinimleri
 - Yanma odası mimarisi
 - Geometrik kısıtlar
 - Difüzör parametreleri
 - Tasarım parametreleri
 - Akış dağılımı parametreleri
 - Soğutma ve ısı transfer parametreleri
 - Akış yolu koordinatları
- Akışyolu ve döndürücü tasarımı/analizi
- Sonuç raporlama
- Performans analizleri
 - Yanma verimi, kararlılık ve ateşleme

- Fakir sönme limiti
- Emisyonlar



Şekil 3.2. Kod akış şeması

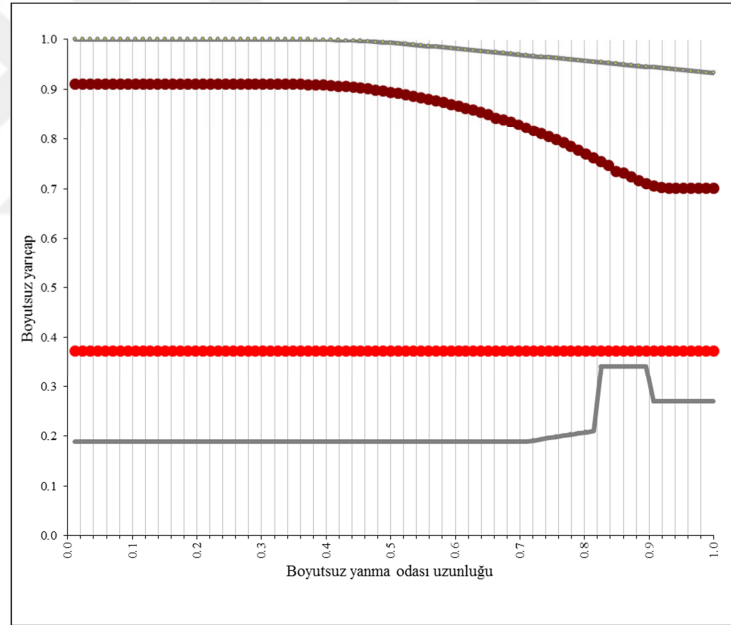
Ön tasarım kodunda veri girişleri için farklı sayfalar oluşturulmuştur. Motordan gelen çevrim, performans gibi isterlerin yanında tasarım tecrübelerine bağlı kriterlerin veri olarak girilmesi ile tasarım veya analiz girdileri sağlanmış olmaktadır.

CYCLE PARAMETERS										
PARAMETERS		Design Point	IDLE	OP-1	OP-2	OP-3	OP-4	OP-5	OP-6	OP-7
Air Mass Flow Rate (kg/s)	W3									
Fuel Mass Flow Rate (kg/s)	WF									
Combustor Inlet Total Temperature (K)	T03									
Combustor Inlet Static Temperature (K)	T3									
Combustor Inlet Density (kg/m³)	ρ_3									
Combustor Inlet Total Pressure (Pa)	P03									
Combustor Inlet Static Pressure (Pa)	P3									
Combustor Exit Total Temperature (K)	T04									
Combustor Exit Static Temperature (K)	T4									
Combustor Exit Total Pressure (Pa)	P04									
Combustor Exit Static Pressure (Pa)	P4									
Lower Heating Value (kJ/kg)	LHV									
Air Fuel Ratio	AFR	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ
Fuel Air Ratio	f	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ
Stoichiometric FAR	fs									
Global Equivalence Ratio	Φ_{global}	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ
Reduced Mass Flow Rate (kg/(K/s.bar))	mred	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ	# SAYI/Gİ
Bleed Air Mass Flow Percentage (%)	mbi									

Şekil 3.3. Veri giriş ekranları

Veri girişlerinin en önemli adımlarından biri de yanma odası iki boyutlu akış yoludur (Şekil 3.4). Belirli uzunlukta parçalara ayrılan yanma odasında dış muhafaza, dış gömlek, iç gömlek ve iç muhafaza koordinatlarının veri olarak girilmesi ile hesaplamalarda kullanılacak olan akış alanları da ortaya çıkmaktadır. Koordinatları oluşturulan yanma odası parçalarının her biri bir hesaplama düğümünü temsil etmekte olup program içinde her bir düğüm için şu veriler hesaplanmaktadır;

- Akış alanları
- Hava debisi
- Eşdeğerlilik oranı
- Alev sıcaklığı
- Akış hızları
- Gömlek sıcaklıkları



Şekil 3.4. Örnek bir yanma odası akış yolu

Hesaplamalar sonrası her bir düğüme ait hesaplanmış veriler sonuç sayfalarına yazdırılarak ilgili grafikler oluşmaktadır. Farklı çevrim koşullarının bulunduğu durumlarda ise her bir analiz koşulu ayrı ayrı koşularak sonuç kısmına kaydedilmektedir.

4. ÖN TASARIM KODU DOĞRULAMASI

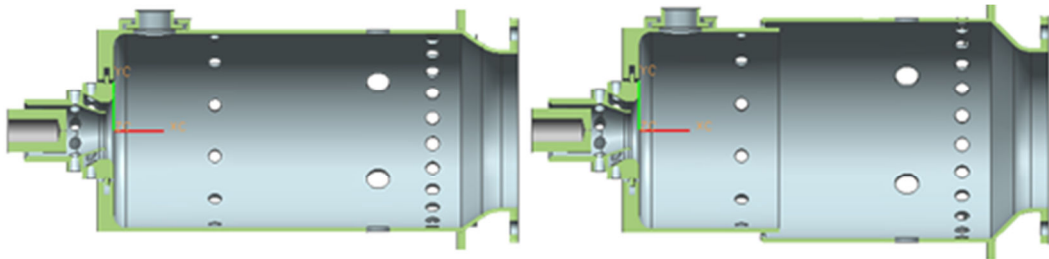
Tasarım yönteminin HAD analizleri ve rig testler ile doğrulanması için boru tipi bir yanma odası tasarlanmış ve üretilmiştir. HAD analizleri ve testlerde eksenel simetrisinin daha iyi sağlanabilecek olması nedeniyle bu tip yanma odası tercih edilmiştir. Boru tipi yanma odalarında tek yakıt enjektörü bulunması nedeniyle yakıt enjektörleri arasında oluşacak dağılım farklılıklarından gelen belirsizliklerin ortadan kaldırılması ve bu sayede bir boyuta daha doğru bir indirgeme sağlanması hedeflenmiştir.

Doğrulama çalışmaları iki ana kısma ayrılmıştır. Bazı başlıkların test ile doğrulanamayacak olması nedeniyle HAD analizleri üzerinden karşılaştırmaya gidilmiştir. HAD ve test imkanının olmadığı durumlarda ise literatür bilgileri kullanılmıştır. Çalışmada gerçekleştirilen doğrulama başlıkları ve yöntemi Çizelge 4.1’de verilmektedir.

Çizelge 4.1. Doğrulama başlık ve yöntemleri

Doğrulama Başlığı	Yöntem
Akış Dağılımı	HAD
Alev Sıcaklığı	HAD
Basınç Düşümü	Test
Radyasyon Isı Akısı	HAD
Metal Sıcaklığı	Test
Emisyon	Test

Doğrulama çalışmaları esnasında iki farklı mimari yapı kullanılmıştır. HAD analizlerinde kullanılan yanma odasında analiz sürelerinin azaltılmasının amaçlanması ve ısı transferi doğrulamasının testle yapılacak olmasından dolayı film soğutmasız bir mimari seçilmiştir.

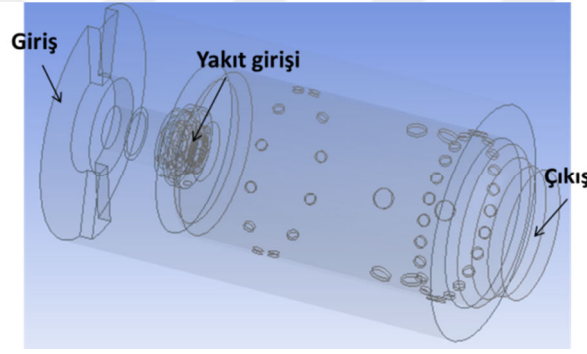


Şekil 4.1. HAD ve test modelleri

Doğrulama çalışmalarında eş döngülü radyal tip döndürücünün kullanıldığı yanma odasında yakıt beslemesi basınç döngülü yakıt ejektörü ile sağlanmaktadır.

4.1. HAD Analizleri ile Doğrulama

Akış dağılımı, basınç düşümü, alev sıcaklığı ve radyasyon ısı akısı başlıklarının doğrulamasının HAD analizleri üzerinden yapılması planlanmış olup bu kapsamda HAD modeli hazırlanmıştır. Model sınır koşulları Şekil 4.2’de genel olarak tanımlanmıştır. Yanma modeli olarak non-adiabatic falemelet modeli, türbülans modeli olarak ise realizable k- ϵ modeli seçilmiştir. Yakıt enjeksiyonu ejektör çıkışının 3 mm ötesinden boş koni olarak gerçekleştirilmiştir. Damlacık çapı olarak yakıt ejektörünün karakteristiğine uygun olarak 30 μ m değeri alınmıştır.



Şekil 4.2. HAD modeli sınır koşulları

4.1.1. Akış dağılımı doğrulaması

Akış dağılımı doğrulaması için Çizelge 4.2’de verilen 5 farklı sınır koşulu incelenmiştir. Analizlerde çalışma basıncı ve yakıt debisi sabit tutulurken hava debisi ve hava sıcaklıkları değiştirilmiştir.

Çizelge 4.2. Akış dağılımı ve basınç düşümü doğrulama analiz sınır koşulları

Sınır Koşulları	Analiz Noktaları (AN)				
	AN-1	AN-2	AN-3	AN-4	AN-5
Çalışma Basıncı (Pa)			101325		
Hava Debisi (kg/s)	0,050	0,045	0,040	0,055	0,060
Yakıt Debisi (g/s)	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Hava Yakıt Oranı	50	45	40	50	50
Hava Sıcaklığı	474	474	474	400	350

Yapılan analizler çerçevesinde ön tasarım kodu ve HAD analizleri sonuçlarının kıyaslaması Çizelge 4.3’de verilmektedir. Çizelgede verilen NPS ve NSS tanımları döndürücü birincil ve ikincil kanallarını, L1, L2 ve L3 ise gömlek deliklerini tanımlamaktadır.

Çizelge 4.3. Akış dağılımı ve basınç düşümü karşılaştırması

Analiz Noktası	Analiz Yöntemi	Döndürücü ve Gömlek Delik Debileri (kg/s)				
		NPS	NSS	L1	L2	L3
AN-1	Ön Tasarım Kodu	0,00266	0,00461	0,00812	0,01363	0,02077
	HAD	0,00265	0,00462	0,00818	0,01360	0,02095
	% Sapma	0,2	-0,1	-0,7	0,2	-0,9
AN-2	Ön Tasarım Kodu	0,00240	0,00417	0,00734	0,01231	0,01875
	HAD	0,00239	0,00417	0,00734	0,01222	0,01888
	% Sapma	0,3	-0,1	-0,1	0,7	-0,7
AN-3	Ön Tasarım Kodu	0,00213	0,00370	0,00652	0,01094	0,01667
	HAD	0,00212	0,00371	0,00652	0,01086	0,01679
	% Sapma	0,5	-0,2	0,0	0,8	-0,7
AN-4	Ön Tasarım Kodu	0,00293	0,00509	0,00896	0,01504	0,02291
	HAD	0,00292	0,00509	0,00895	0,01497	0,02307
	% Sapma	0,3	0,0	0,1	0,5	-0,7
AN-5	Ön Tasarım Kodu	0,00320	0,00556	0,00979	0,01643	0,02503
	HAD	0,00319	0,00555	0,00971	0,01636	0,02519
	% Sapma	0,3	0,2	0,8	0,4	-0,7

Akış dağılımı sonuçlarında bir boyutlu ön tasarım kodu ve HAD analizleri arasındaki sapmalar değerlendirildiğinde akış dağılım değerlerinde maksimum %0,9 görülmektedir. Bu değerlerin bir boyutta hesaplamalar için yeterli olduğu değerlendirilebilir.

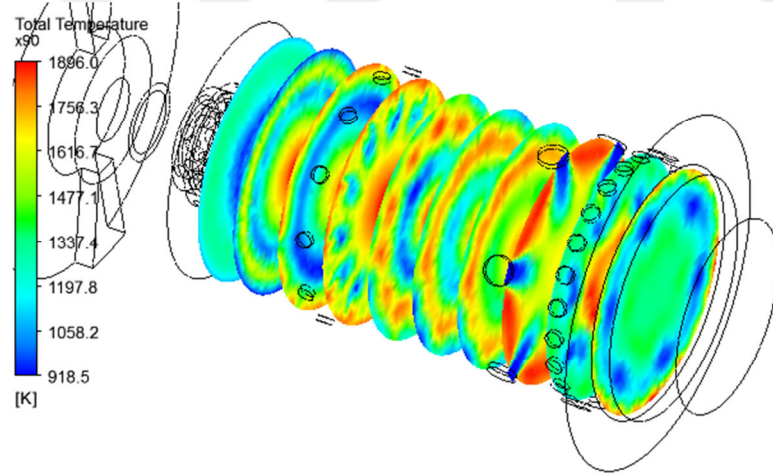
4.1.2. Alev sıcaklığı doğrulaması

Alev sıcaklığı hesaplamalarında yine 5 farklı analiz noktası belirlenmiştir. Analiz noktalarının seçiminde hava debisi ve giriş sıcaklığı sabit tutulurken yakıt debisi değiştirilmek suretiyle farklı global yakıt hava oranları elde edilmiştir.

Çizelge 4.4. Bölgesel yanma verimi ve alev sıcaklığı doğrulama analiz sınır koşulları

Sınır Koşulları	Analiz Noktaları (AN)				
	AN-1	AN-2	AN-3	AN-4	AN-5
Çalışma Basıncı (Pa)			101325		
Hava Debisi (kg/s)			0.05		
Yakıt Debisi (g/s)	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8
Hava Yakıt Oranı	41,7	45,5	50,0	55,6	62,5
Hava Sıcaklığı			474		

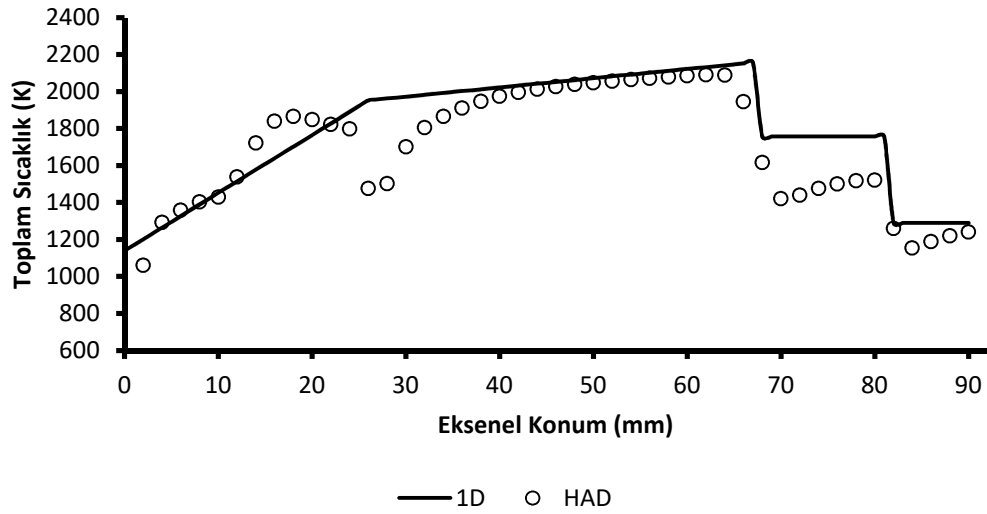
Doğrulama amacıyla HAD modelinde alev tüpünde 2 mm aralıklarla yüzeyler oluşturulmuş (Şekil 4.3) ve bu yüzeylerdeki debisel gaz sıcaklığı ortalamalarının aksenal olarak değişim grafiği çıkarılmıştır.



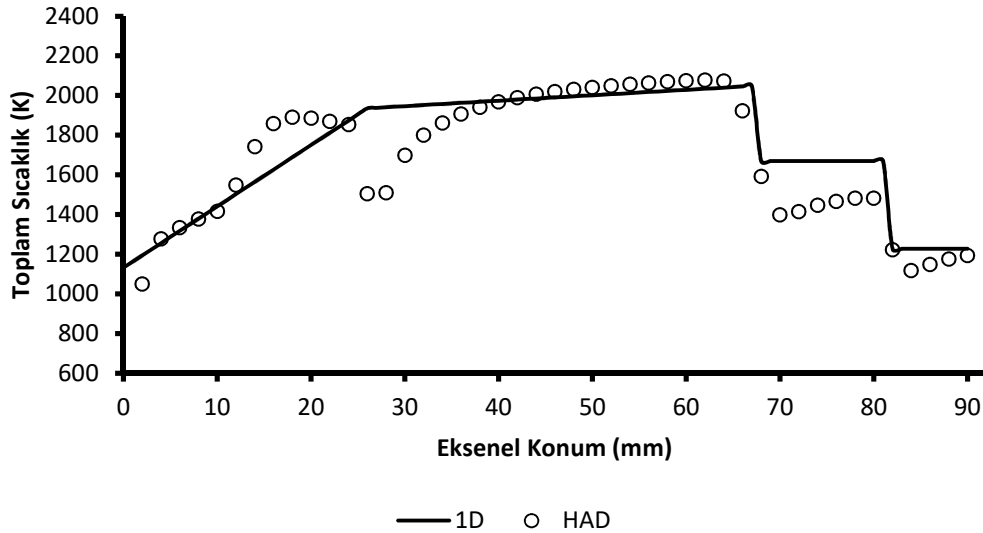
Şekil 4.3. HAD alev sıcaklığı hesaplaması için oluşturulmuş yüzeylerden bazıları

Bir boyut hesaplamalar ile HAD analizlerinden elde edilen alev sıcaklık dağılımları Şekil 4.4, Şekil 4.5, Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de verilmiştir. Bu grafiklerde de görülebileceği üzere özellikle gömlek havalarının alev tüpüne dahil olduğu konumlarda alev sıcaklığında ciddi sapmalar bulunmaktadır. Bu sapmalar ön tasarım kodunun alev sıcaklığı hesaplamasında kullanılan kabule dayanmaktadır. Bölüm

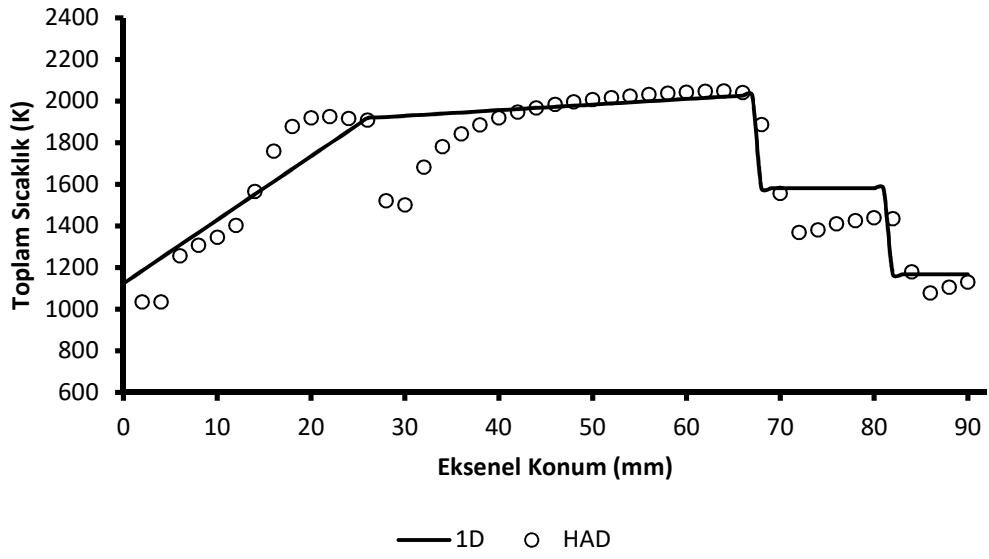
2.10.2’de tanımlanan bu yöntemle göre her bir bölge sonunun sıcaklığı bir sonraki bölgenin ilk sıcaklığı olarak kabul edilmekte ve bölge içinde gaz sıcaklığının doğrusal değiştiği kabul edilmektedir. Gömlek havalarının alev tüpüne girdiği bölgelerde karışım oranının düşük olmasına bağlı olarak gaz sıcaklığı dağılımında yerel olarak yüksek sıcaklıklı alanlar kalabilmekte ve bu durum metal sıcaklıkları açısından risk teşkil etmektedir. Bu nedenle yapılan kabul hesaplamalarda güvenli tarafta kalınmasına olanak sağlamaktadır.



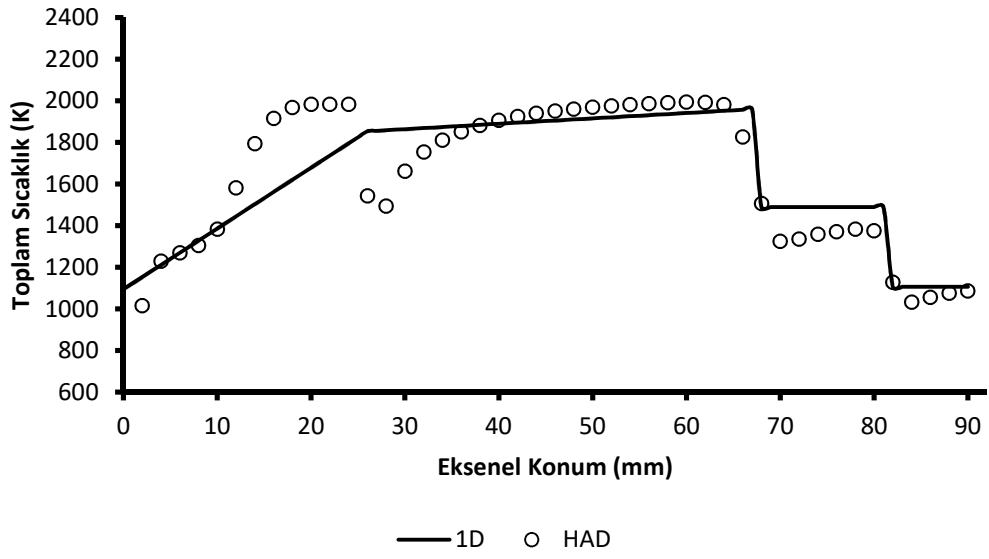
Şekil 4.4. AN-1 Alev sıcaklığı karşılaştırması



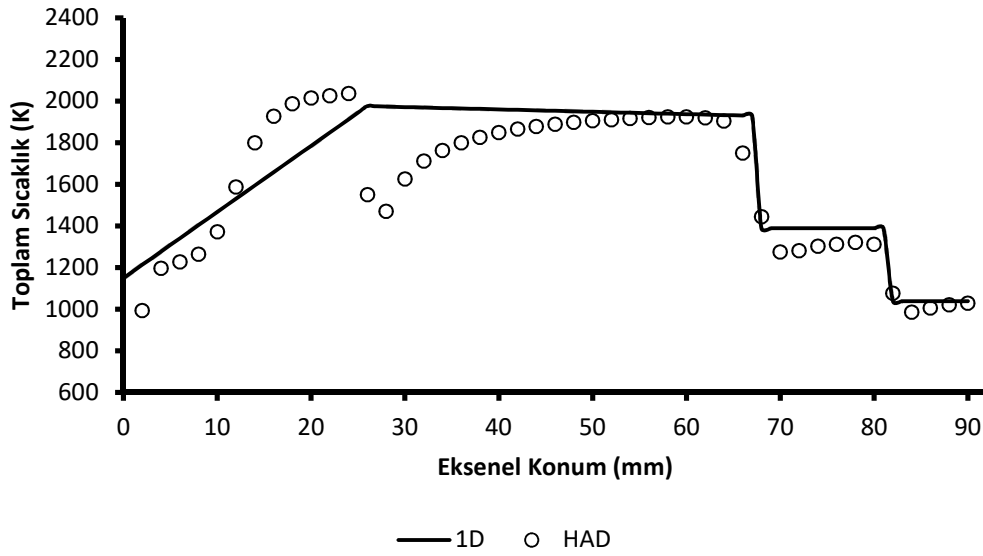
Şekil 4.5. AN-2 Alev sıcaklığı karşılaştırması



Şekil 4.6. AN-3 Alev sıcaklığı karşılaştırması



Şekil 4.7. AN-4 Alev sıcaklığı karşılaştırması



Şekil 4.8. AN-5 Alev sıcaklığı karşılaştırması

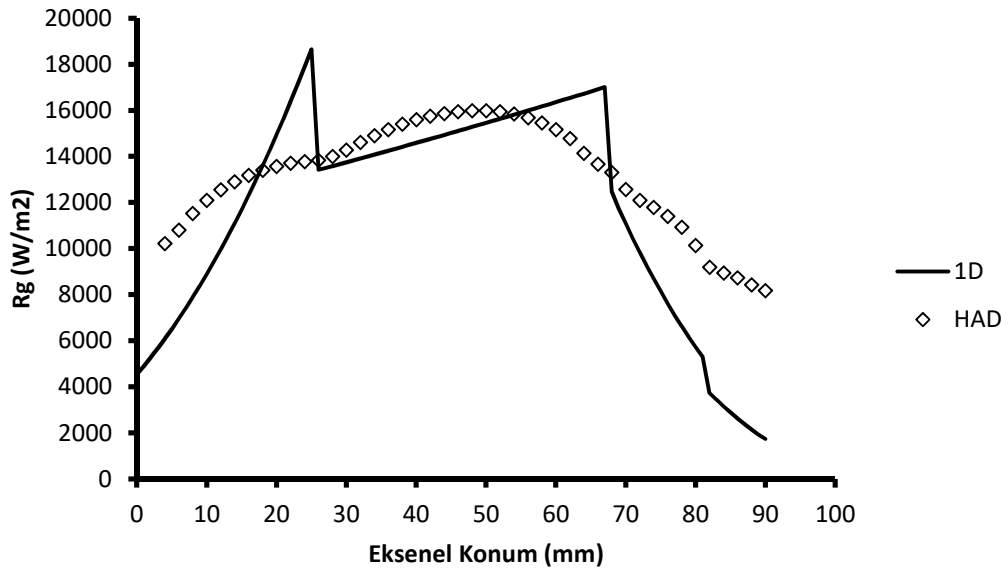
Hava yakıt oranında değişikliğe gidilen analizlerde çıkış sıcaklık değerinin her koşulda eşleştiği görülmektedir. Bunun yanında birincil ve ikincil bölgede bölgesel verim değerlerinin değişmesine bağlı olarak bazı sapmalar görülebilmektedir. Ancak elde edilen sonuçlar bir boyutlu hesaplamalar açısından yeterli seviyededir.

4.1.3. Radyasyon ısı akısı doğrulaması

Gaz türbininde alev tarafı radyasyon ısı akısı hesaplaması en belirsiz olan kısımdır. Bunun yanında gömlekten muhafazaya gerçekleşen radyasyonun hesabı daha nettir. Bu nedenle doğrulama çalışması yalnızca alev tarafı için gerçekleştirilmiştir.

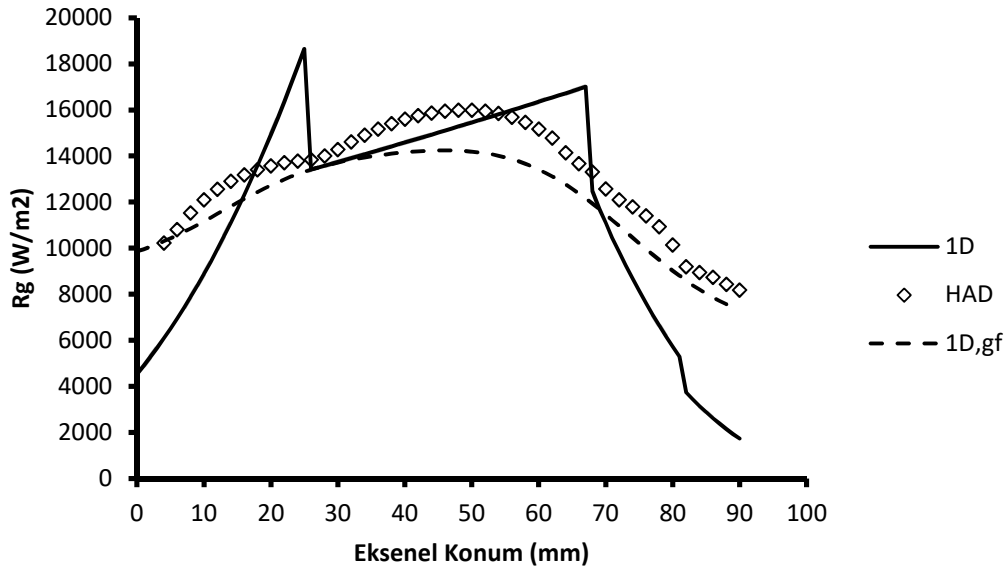
Ön tasarım metodolojisi bölümünde tanımlanan radyasyon ısı akısı hesabının HAD modeliyle birebir doğrulanabilmesi için HAD modeli duvar sıcaklıklarının da nihai sonuçla örtüşmesi gerekmektedir. Bu durum iteratif bir süreç gerektirdiğinden doğrulama yöntemi basitleştirilmiştir. Bu kapsamda HAD modelinde tüm alev tüpü duvar sıcaklığı 474 K olarak atanmış ve HAD modeli çözümlemesi buna göre yapılmıştır. HAD modeli çözümlemesinin sonrasında ön tasarım kodunda kullanılan ampirik korelasyonlar ve 474 K'lik duvar sıcaklığı için gaz tarafı radyasyon ısı akısı hesaplanmış ve HAD analizi sonuçları ile kıyaslanmıştır. İlk kıyaslama is modeli kullanılmadan gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak ön tasarım hesaplamalarında luminosite dikkate alınmamıştır. Bu kıyaslamada görüş açısının dikkate alınmadığı ve

radyasyon ısı akılarının her bir segment için ayrı ayrı değerlendirildiği durumda bir boyut hesaplama ve HAD sonuçları kıyaslaması Şekil 4.9'da verilmektedir. Buradan da görülebileceği gibi görüş açısının dikkate alınmamasına bağlı olarak özellikle birincil bölge ve seyreltme bölgesinde önemli sapmalar görülmektedir. Bu durum doğru sonuçların elde edilebilmesi için görüş açısının bir boyut hesaplamalarda dikkate alınması gereğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.9. Luminosite ve görüş açısı etkileri olmadan gaz tarafı radyasyon ısı akısı kıyaslaması

Şekil 4.10'da ise bir önceki grafiğe görüş faktörü kullanılarak hesaplanan radyasyon ısı akısı değerleri dahil edilmiştir. Buradan da görülebileceği üzere görüş faktörünün hesaplamalarda kullanılmasıyla genel trend ve mertebeler çok daha iyi yakalanmıştır. Bu durum alev tarafı radyasyon ısı akısı hesaplamasında görüş faktörü etkisinin önemini göstermektedir. Grafik daha detaylı değerlendirildiğinde genel olarak bir boyutta radyasyon ısı akısının bir miktar düşük hesaplandığı görülebilir. Bu bakımdan tasarımlarda güvenli tarafta kalmak amacıyla tecrübelerle bağlı olarak belirli düzeltme faktörleri de kullanılabilir.



Şekil 4.10. Luminosite olmadan ancak görüş açısı etkisi ile gaz tarafı radyasyon ısı akısı kıyaslaması

4.2. Yanma Odası Rig Testlerle Doğrulama

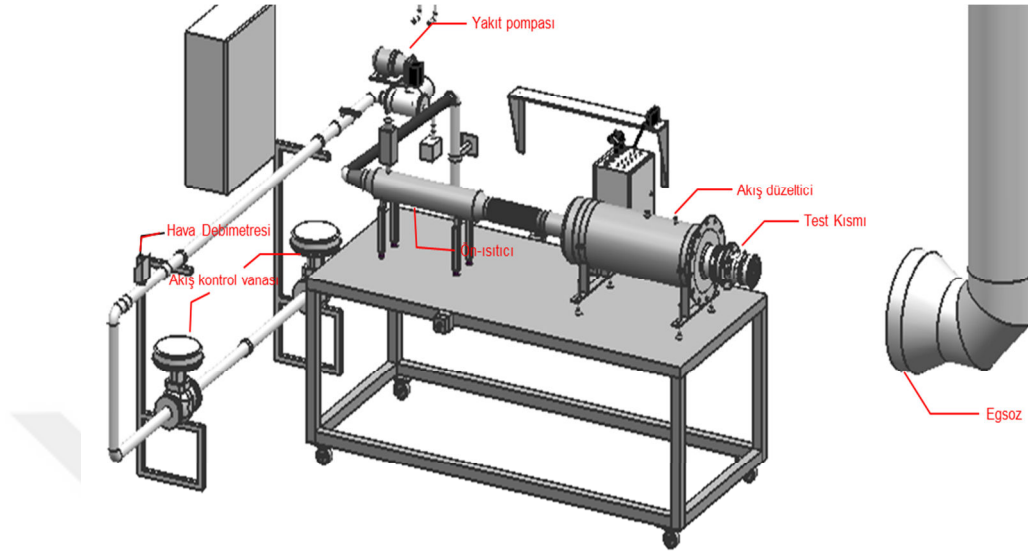
Çalışma kapsamında doğrulama testleri atmosferik yanma odası test rigi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yanma odası test sürecinin önemli bir kısmını oluşturan atmosferik testler zaman ve maliyet açısından yüksek basınçlı testlere göre büyük avantaja sahip olması ve temel performans parametreleri açısından benzeşimin yeterliliği, bu sistemlerin önem derecesini artırmaktadır. Test sistemine ait çalışma parametreleri Çizelge 4.5’de verilmektedir.

Çizelge 4.5. Test rig çalışma parametreleri

Giriş Basıncı	< 1,1 bar
Giriş Sıcaklığı	288 - 478 K
Hava Debisi	0 – 0,3 kg/s
Yakıt Debisi	0 – 0,005 kg/s
Hava Yakıt Oranı, AFR	> 35

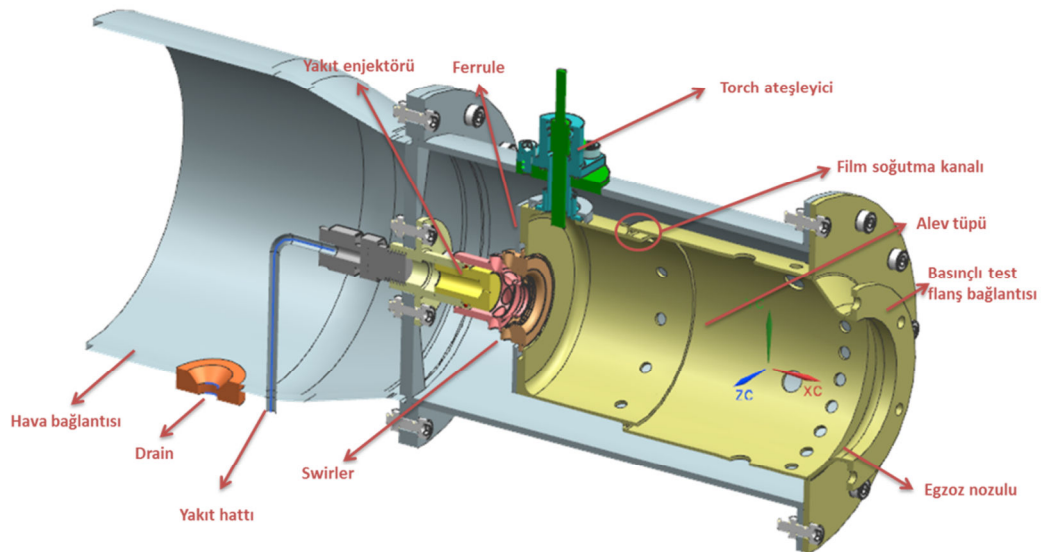
Daha önceki çalışmalar kapsamında kurulan test sisteminin genel yapısı ise Şekil 4.11’de sunulmaktadır [63]. Sistemde hava ve yakıt olmak üzere iki ana akış kontrolü bulunmaktadır. Hava akışının kontrolü elektro-pnömatik vanalarla sağlanırken yakıt akışının kontrolü ise yakıt pompası ve coriolis tipi debimetre üzerindeki servo vana ile sağlanmaktadır. Hava debisinde ölçüm ise termal debimetre ile sağlanmaktadır. Test

kısmı öncesinde, hava elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla ihtiyaç duyulan sıcaklığa yükseltilmektedir.



Şekil 4.11. Test sistemi genel yapısı

Testlerde kullanılan yanma odası test parçasının genel yapısı Şekil 4.12’de verilmektedir. Modüler bir yapıya sahip yanma odasının ana parçaları hava bağlantısı, muhafaza, alev tüpü, yakıt sistemi ve ateşleme sistemleridir. Sistemde kolay ateşleme için meşale tipi bir ateşleyici seçilmiştir. Olası yakıt birikmelerine karşıda hava bağlantısı kısmında bir drenaj hattı bulunmaktadır.



Şekil 4.12. Yanma odası test parçası

Basınç düşümü ve gömlek sıcaklıklarının ölçümü için yanma odası enstrümantasyonunda; girişte toplam basınç, statik basınç ve toplam sıcaklık değerleri alınmıştır. Bu değerler yanma odasının giriş değerlerini teşkil etmektedir. Gömlek metal sıcaklıkları ise ısı çiftleri ile ölçülmüştür. Basınç düşümü ve gömlek sıcaklığı testinin yanında emisyon değerleri de farklı çalışma koşulları için ölçülmüştür.

18 farklı test noktası için gerçekleştirilen ölçümlerde giriş koşulları Çizelge 4.6’da verilmektedir. Test koşulları belirlenirken farklı hava debileri, farklı yanma odası giriş koşulları ve farklı hava yakıt oranlarından bir kombinasyon sağlanması hedeflenmiştir. Bu kapsamda 0,35-0,50 kg/s hava debisi, 400-475 K yanma odası giriş sıcaklığı ve 40-50 hava yakıt oranı aralıklarında testler gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.6. Test koşulları

Test Noktası (TN)	Hava Debisi (kg/s)	Yakıt Debisi (g/s)	Hava Yakıt Oranı	Giriş Sıcaklığı (K)
TN1	0,035	0,70	50,0	475
TN2	0,035	0,70	50,1	450
TN3	0,035	0,70	50,1	425
TN4	0,035	0,70	50,4	401
TN5	0,036	0,77	46,6	476
TN6	0,035	0,88	39,9	469
TN7	0,040	0,80	50,3	475
TN8	0,040	0,80	50,2	450
TN9	0,040	0,80	49,9	426
TN10	0,040	0,80	49,8	401
TN11	0,045	0,90	49,8	475
TN12	0,045	0,90	50,2	449
TN13	0,046	0,90	50,4	425
TN14	0,047	0,90	51,4	401
TN15	0,050	1,00	50,1	475
TN16	0,049	1,00	49,3	450
TN17	0,050	1,00	50,1	427
TN18	0,051	1,00	50,6	399

4.2.1. Gömlek sıcaklığı ve basınç düşümü doğrulaması

Ön tasarım hesaplamalarında gerçekleştirilen gömlek sıcaklığı hesaplamalarının doğrulanması için gömlek üzerinde 6 farklı eksenel konumda ısı çifti yerleştirilmiştir (Şekil 4.13). Yerleştirilmiş olan ısı çiftlerinin eksenel konumları ve bu konumların seçim nedeni Çizelge 4.7’de verilmiştir. Ölçüm alınacak bölgede beklenen sıcaklık değerlerine uygun olarak K tipi ısı çiftleri enstrümantasyonda kullanılmıştır.

Çizelge 4.7. *Isılçift konumları*

Isılçift Adı	Konumun Seçim Nedeni
TC1	Birincil bölgeyi temsil etmektedir.
TC2	Film kanalı öncesi sıcaklığın en yüksek olduğu konumdur.
TC3	Film kanalı çıkış konumudur.
TC4	Film soğutma bölgesini temsil etmektedir.
TC5	Film soğutma bölgesinin sonunu temsil etmektedir.
TC6	Seyreltme bölgesini temsil etmektedir.



Şekil 4.13. *Isılçiftlerin gömlek üzerinde yerleşimi*

Herbir test noktası için toplamda altışar dakika veri kaydedilmiş olup, veri kaydı metal sıcaklıkları sabitlendikten sonra başlatılmıştır. Sunulan test sonuçları bu toplam sürenin ortalamasını yansıtmaktadır. Herbir ısılçift konumu için 1 Boyut (1D) ve test sonuçları Çizelge 4.8’de verilmektedir. 1D sonuçların test sonuçlarına göre yüzdesel farkı ise Çizelge 4.9’da verilmiştir. Çizelge incelendiğinde en yüksek sapma değerlerinin birincil bölgede yer alan TC1 ve TC2’de görülmüştür. Diğer bölgelerde ise sapmalar daha düşük gerçekleşmiştir. Kretschmer ve Odgers’in birincil bölge ve diğer bölgeler için belirttiği 1 boyut hesaplamalar için kabul edilebilir sapma değerleri ise şu şekildedir [64];

- Birincil Bölge Düşük verim için ± 100 K
 Yüksek verim için ± 50 K
- Diğer Bölgeler Tüm koşullar için ± 30 K

Birincil bölgedeki geri dönüşlü akışa bağlı konveksiyon ısı akısı ve luminus radyasyondan gelen ısı akısının hesaplanmasındaki belirsizlikler bu bölgedeki alev tarafında toplam ısı akısı hesabını güçleştirmektedir. Bu nedenle hesaplamalardaki

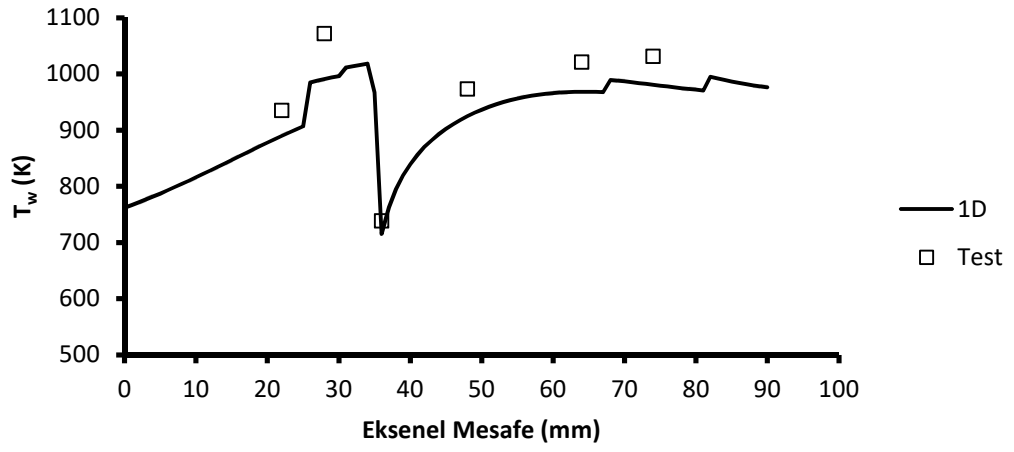
sapmalar çoğalmaktadır. Bu duruma bağlı olarak gömlek metal sıcaklığı hesaplamalarında birincil bölge için yapılan maksimum duvar sıcaklığı kabulünün diğer bölgelere göre daha düşük tutulması tasarımda güvenilir tarafta kalınması açısından önemlidir.

Çizelge 4.8. *ID ve test ısılıçift sıcaklık değerleri*

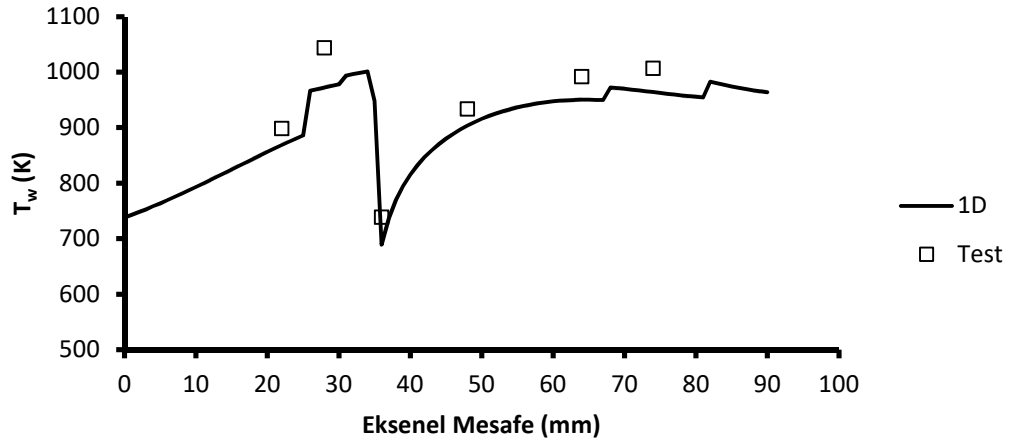
Test Noktası	TC1		TC2		TC3		TC4		TC5		TC6	
	ID	Test	ID	Test	ID	Test	ID	Test	ID	Test	ID	Test
TN1	890	935	991	1072	715	738	925	973	968	1021	981	1031
TN2	869	898	972	1044	689	738	904	933	950	991	964	1007
TN3	847	863	954	1020	663	652	882	892	932	962	948	986
TN4	827	827	936	989	638	615	861	859	914	936	930	966
TN5	897	922	1000	1038	722	710	943	961	992	1020	1010	1032
TN6	879	886	984	947	715	651	954	931	1022	1001	1059	1014
TN7	892	924	1000	1035	714	700	925	933	970	984	983	987
TN8	870	889	981	1005	687	657	903	896	952	959	966	969
TN9	850	856	962	970	662	618	880	860	930	933	947	951
TN10	828	823	944	940	636	582	857	824	910	905	929	928
TN11	884	900	996	990	706	669	911	903	956	971	974	972
TN12	859	869	974	962	677	631	885	863	932	939	952	950
TN13	837	831	955	932	651	595	861	825	911	908	932	926
TN14	812	797	933	906	623	561	832	786	883	873	906	896
TN15	875	880	992	957	699	648	900	877	945	949	967	958
TN16	856	844	974	913	675	609	882	842	931	920	955	937
TN17	831	809	953	884	648	573	855	800	906	882	931	907
TN18	805	772	930	853	618	539	827	758	880	840	906	874

Çizelge 4.9. *ID ve test ısılıçift sıcaklık yüzdesel farkı*

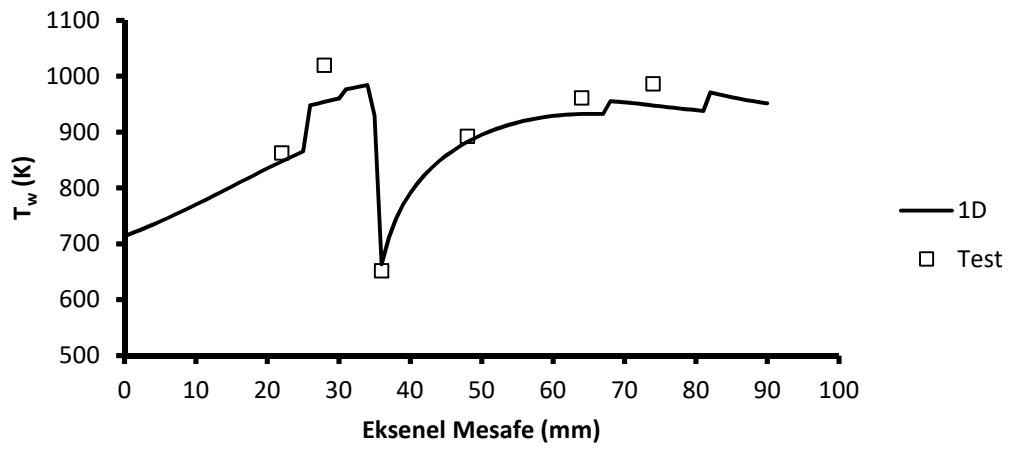
Test Noktası	TC1		TC2		TC3		TC4		TC5		TC6	
	Hata (%)	Hata (K)	Hata (%)	Hata (K)	Hata (%)	Hata (K)	Hata (%)	Hata (K)	Hata (%)	Hata (K)	Hata (%)	Hata (K)
TN1	-5,1	-45	-8,2	-81	-3,2	-23	-5,2	-48	-5,4	-52	-5,1	-50
TN2	-3,4	-30	-7,3	-71	-7,1	-49	-3,3	-30	-4,3	-41	-4,4	-43
TN3	-1,8	-15	-6,9	-66	1,6	11	-1,1	-10	-3,1	-29	-4,1	-39
TN4	0,0	0	-5,7	-53	3,7	23	0,3	2	-2,4	-22	-3,9	-36
TN5	-2,8	-25	-3,8	-38	1,7	12	-1,9	-18	-2,8	-27	-2,2	-22
TN6	-0,8	-7	3,8	38	8,9	64	2,4	23	2,1	21	4,3	45
TN7	-3,5	-31	-3,5	-35	2,0	14	-0,8	-8	-1,4	-13	-0,4	-4
TN8	-2,2	-19	-2,5	-25	4,3	30	0,8	7	-0,7	-7	-0,3	-3
TN9	-0,7	-6	-0,7	-7	6,7	44	2,3	20	-0,3	-3	-0,5	-5
TN10	0,6	5	0,4	3	8,5	54	3,8	33	0,6	5	0,1	1
TN11	-1,8	-16	0,6	6	5,3	37	0,9	9	-1,5	-15	0,1	1
TN12	-1,1	-9	1,3	13	6,9	46	2,5	22	-0,7	-6	0,2	1
TN13	0,6	5	2,3	22	8,7	57	4,2	36	0,4	3	0,7	6
TN14	1,8	15	2,8	27	9,9	62	5,6	47	1,2	10	1,1	10
TN15	-0,5	-5	3,5	35	7,2	51	2,5	23	-0,4	-4	0,9	9
TN16	1,3	11	6,3	62	9,8	66	4,6	40	1,3	12	1,9	18
TN17	2,6	22	7,3	69	11,5	75	6,4	55	2,7	25	2,6	24
TN18	4,1	33	8,3	77	12,8	79	8,3	69	4,6	40	3,5	32



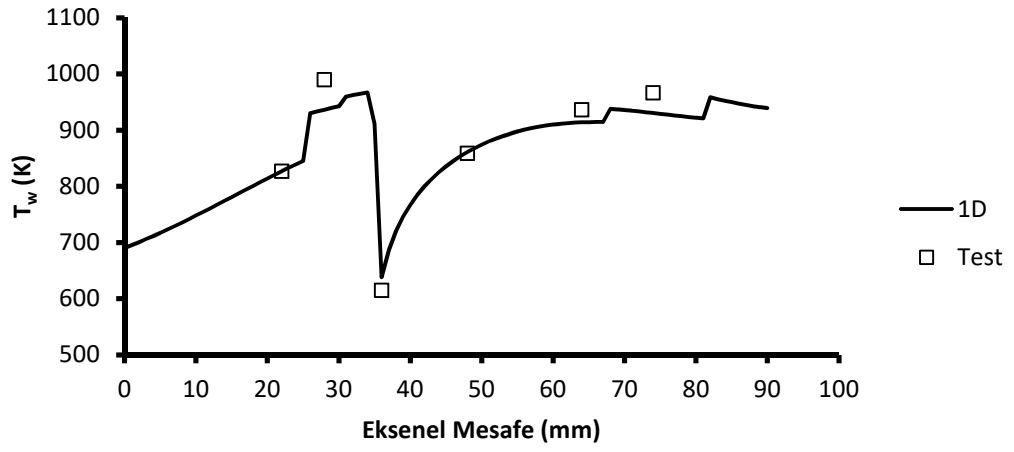
Şekil 4.14. TN1 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



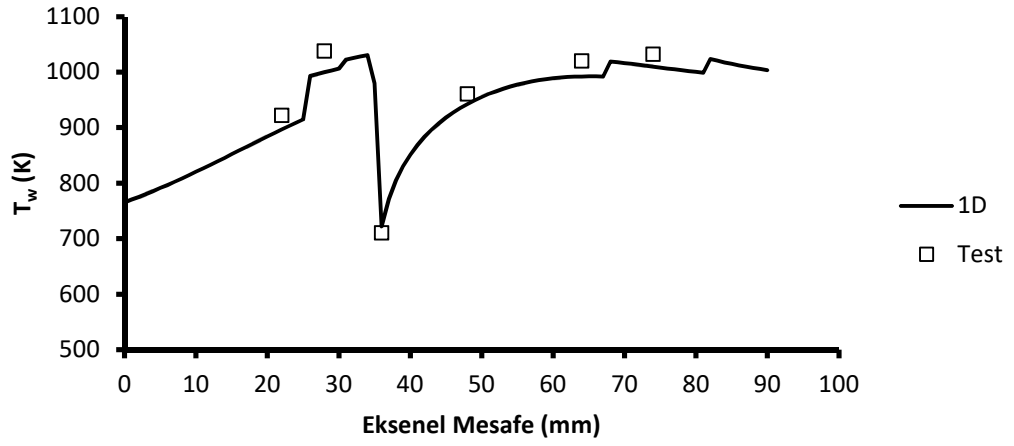
Şekil 4.15. TN2 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



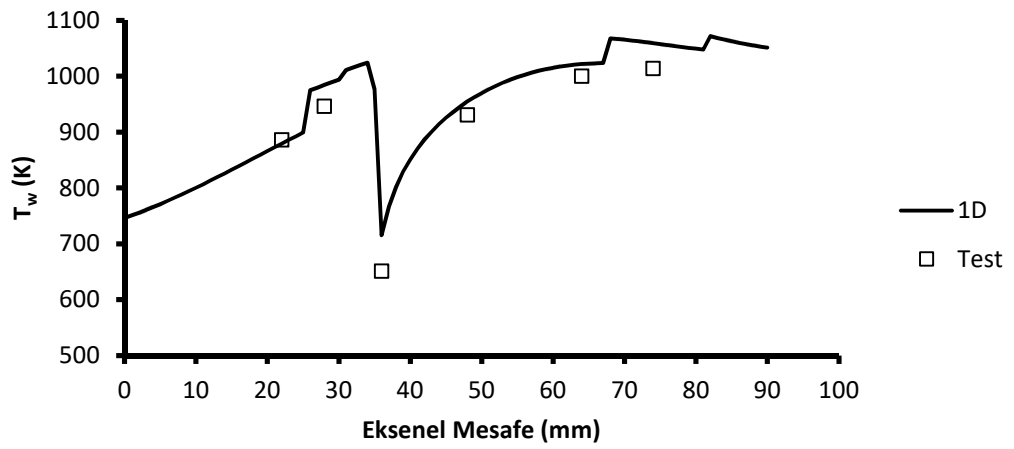
Şekil 4.16. TN3 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



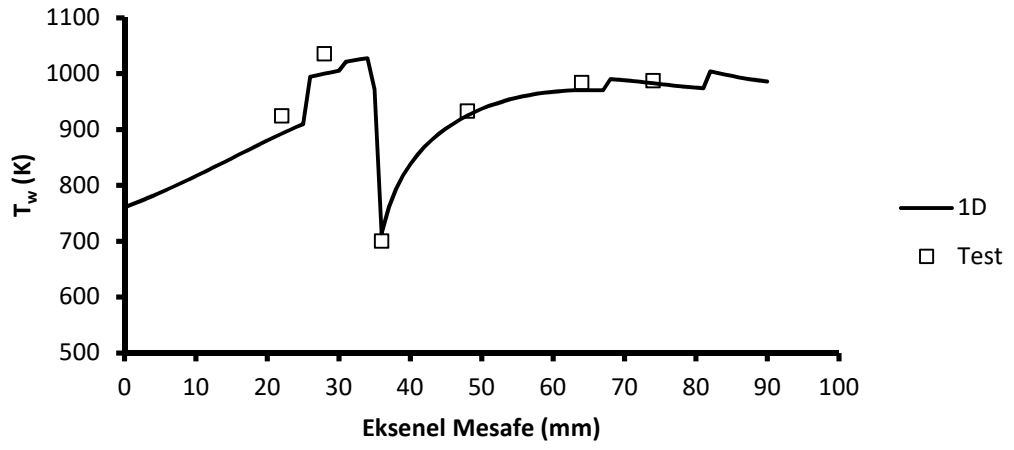
Şekil 4.17. TN4 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



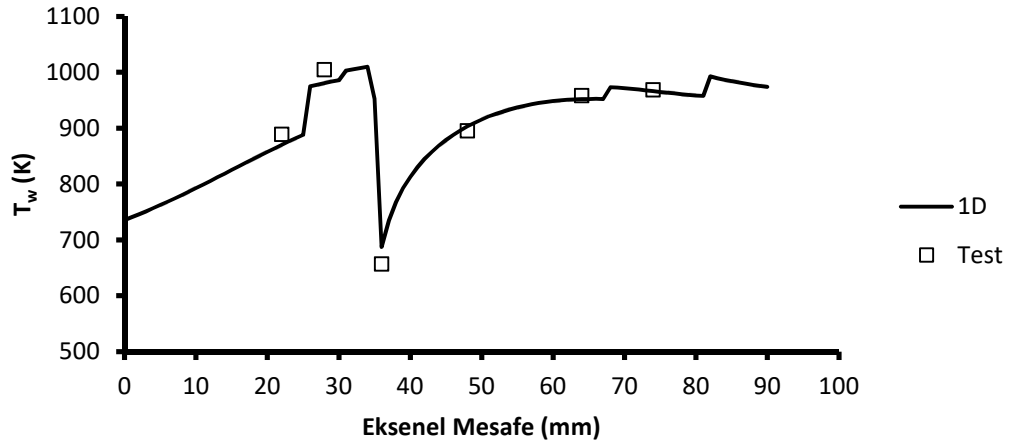
Şekil 4.18. TN5 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



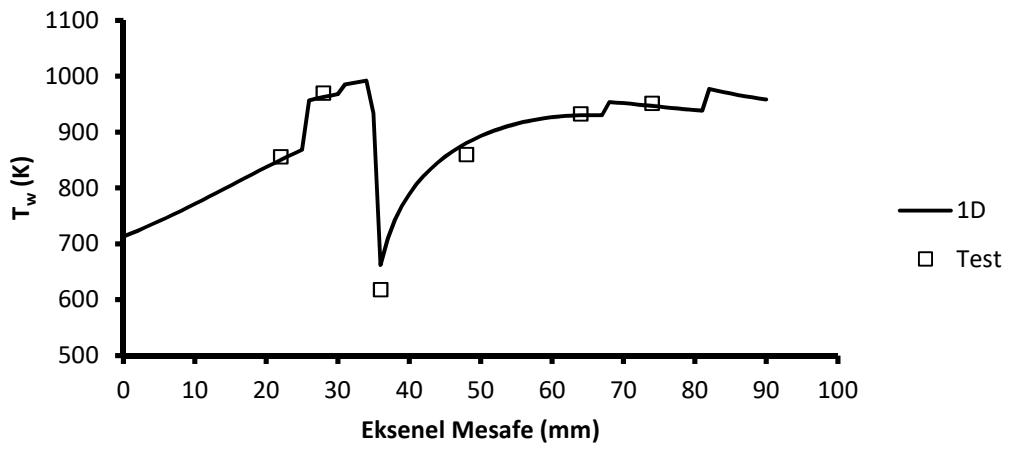
Şekil 4.19. TN6 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



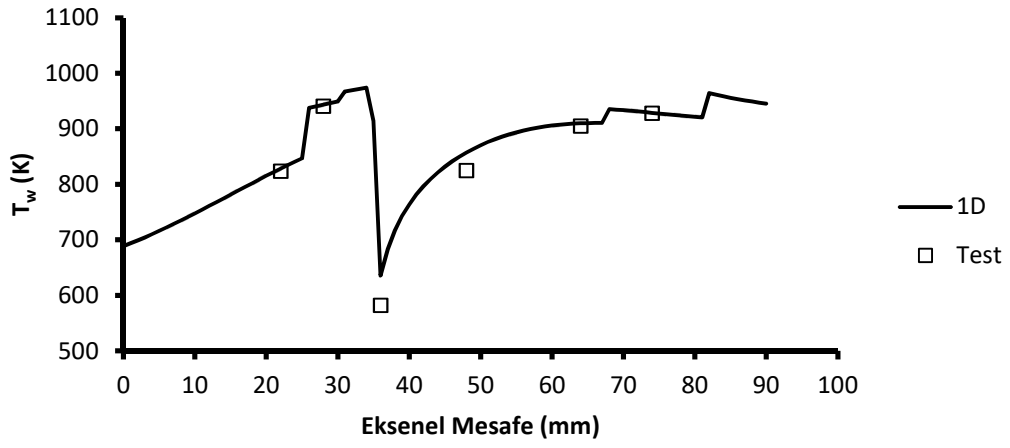
Şekil 4.20. TN7 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



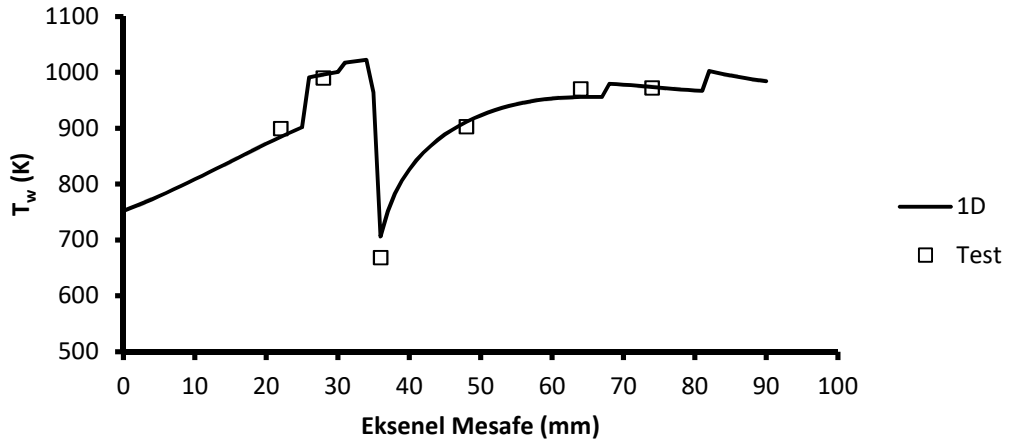
Şekil 4.21. TN8 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



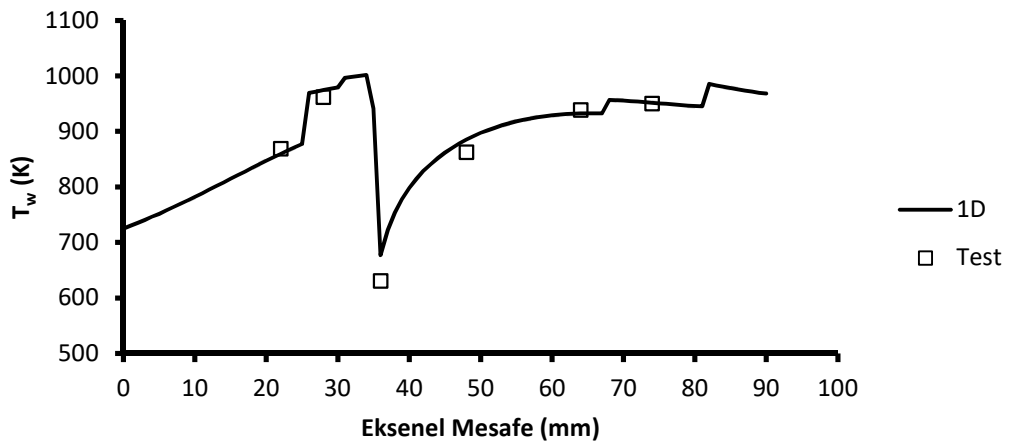
Şekil 4.22. TN9 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



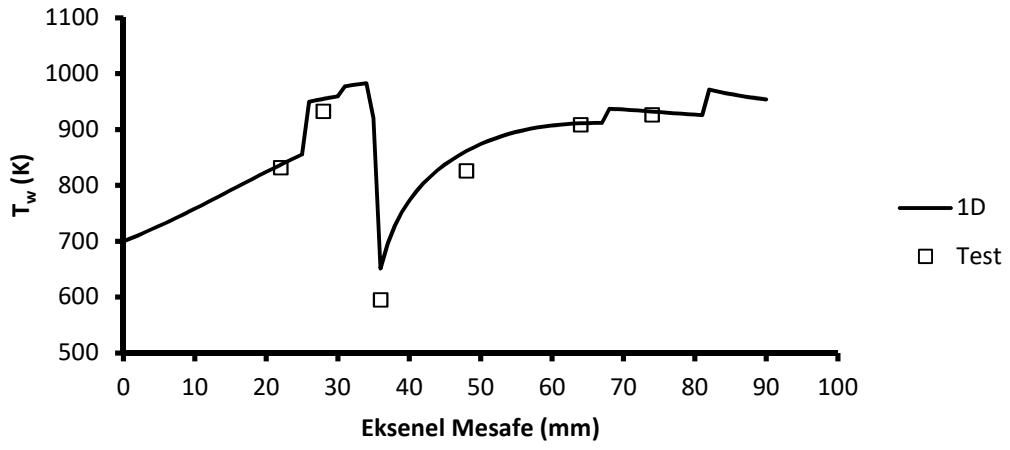
Şekil 4.23. TN10 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



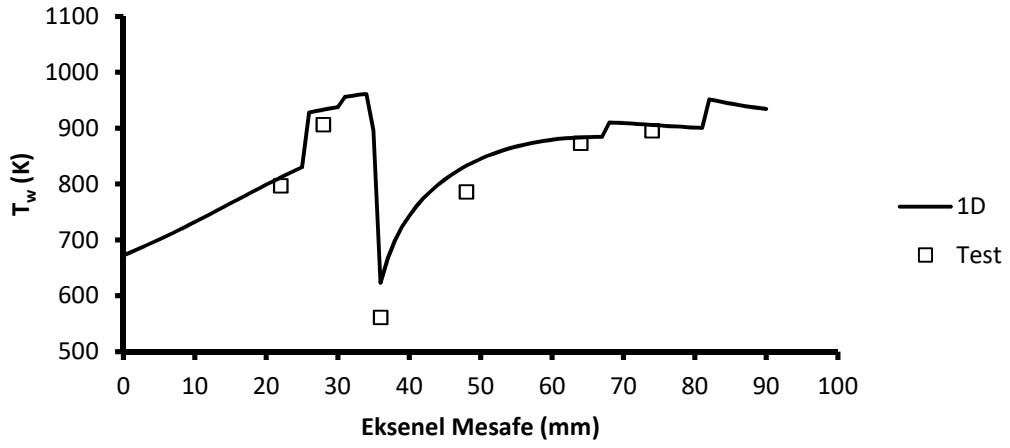
Şekil 4.24. TN11 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



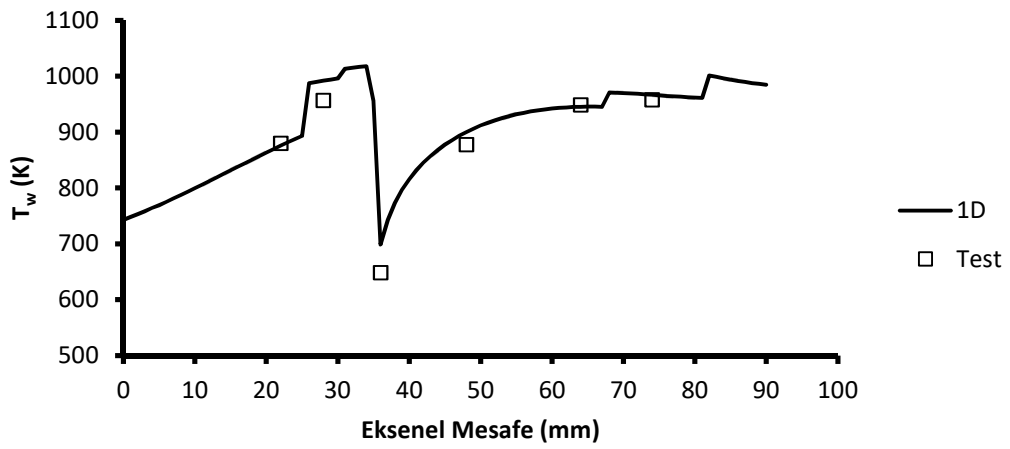
Şekil 4.25. TN12 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



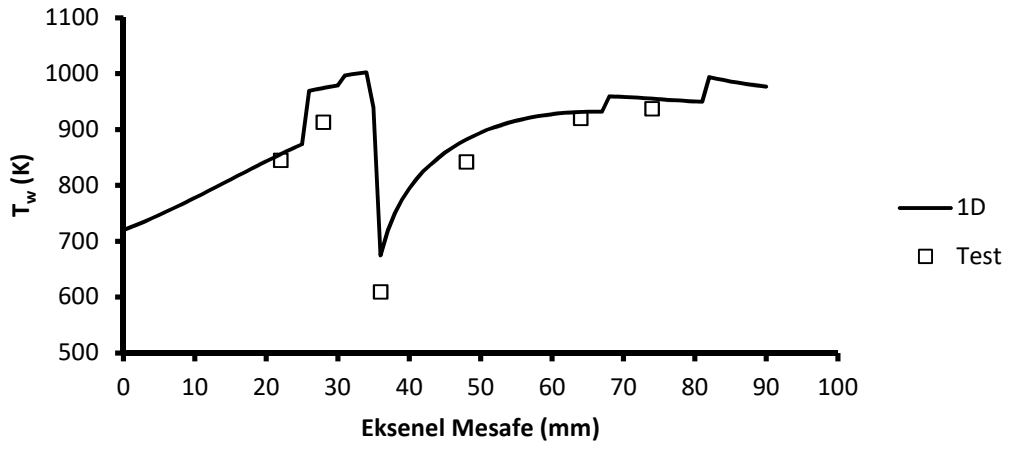
Şekil 4.26. TN13 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



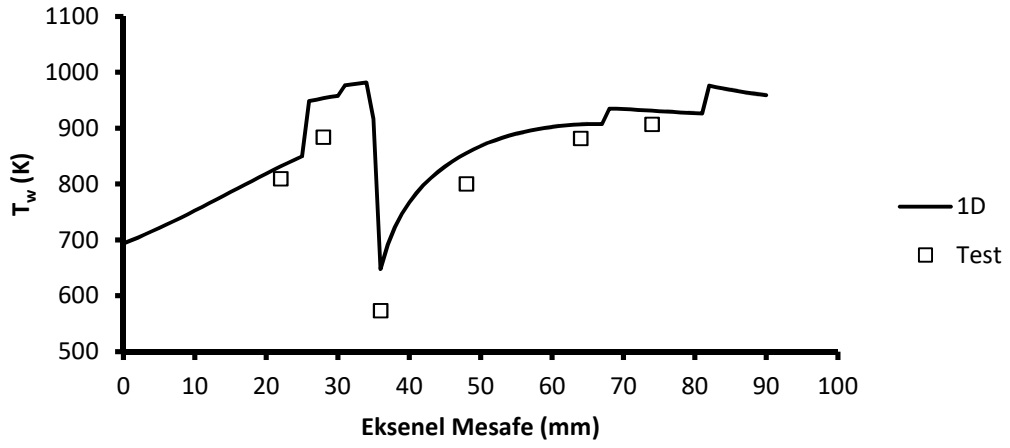
Şekil 4.27. TN14 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



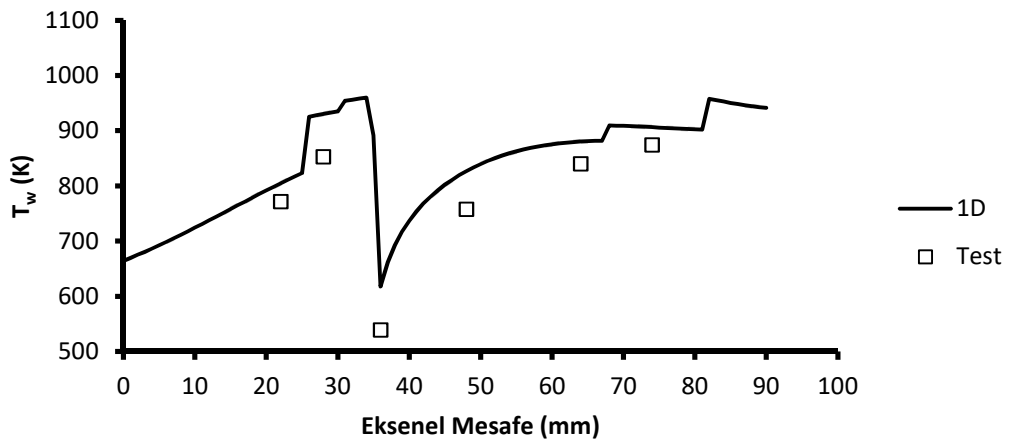
Şekil 4.28. TN15 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



Şekil 4.29. TN16 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



Şekil 4.30. TN17 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması



Şekil 4.31. TN18 için 1D ve test gömlek sıcaklık karşılaştırması

Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde genel olarak kabul edilebilir sınırlar içinde metal sıcaklıklarının hesaplandığı görülmektedir. Bununla birlikte değişen test koşullarına bağlı bazı test noktalarında sapma miktarları önemli miktarda artmıştır. Alev tarafı ısı akısının en belirsiz olduğu birincil bölgede maksimum sapma değeri 81 K olarak görülmekle beraber bu bölgedeki belirsizlikler dikkate alındığında iyi bir sonuç elde edildiği düşünülmektedir. Film soğutma bölgesinde ise sapma miktarları 80 K değerinin altında gerçekleşmiştir. Bu bölgede en fazla hata değeri film soğutma slot çıkış konumunda görülmüştür. Kullanılan film soğutma kanalı film etkinlik korelasyonları vb. etkilerden gelen belirsizlikler de dikkate alındığında bir boyutlu hesaplamalar için sapmalar kabul edilebilir sınırlar dahilindedir. Bunun yanında sapma miktarının giriş sıcaklığındaki değişimlere paralel olarak artması hava tarafı Nusselt korelasyonlarının yetersiz kalmasıyla ilişkilendirilebilir. Test parçasının mimarisi ve akış karakteristiğine bağlı olarak kullanılan Nusselt sayısında katsayılar revize edilmek suretiyle daha etkin sonuçların elde edilmesi mümkündür.

Yanma odası basınç düşümü için hesaplanan ve ölçülen değerlerin karşılaştırması Çizelge 4.10'da verilmektedir. Yanma odası basınç düşümü en yüksek hava debisi ve giriş sıcaklığı koşulunda %8,5'lik bir değere ulaşmıştır. Bu noktada hesaplanan basınç düşümü değeri ise %9,9'dur. Genel olarak artan hava debisi ile hesaplanan ve ölçülen değerler arasındaki farkın açıldığı görülmektedir. Elde edilen değerler bir boyut hesaplamalar için yeterli görülmektedir.

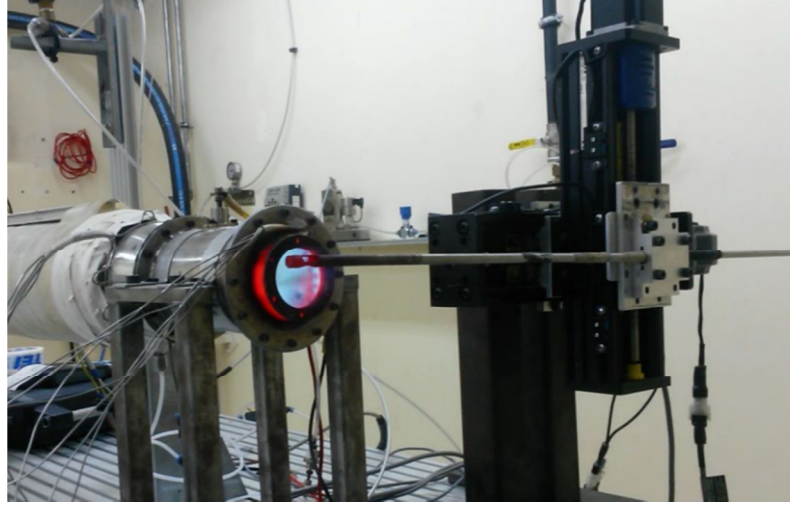
Çizelge 4.10. *ID ve test basınç düşümü karşılaştırması*

Test Noktası	ID (%)	Test (%)
TN1	5,1	5,1
TN2	4,9	4,9
TN3	4,6	4,6
TN4	4,4	4,4
TN5	5,3	5,3
TN6	5,1	5,0
TN7	6,6	6,3
TN8	6,3	6,0
TN9	5,9	5,6
TN10	5,5	5,4
TN11	8,1	7,3
TN12	7,8	7,1
TN13	7,5	6,8
TN14	7,3	6,6
TN15	9,9	8,5
TN16	9,1	7,9
TN17	9,0	7,7
TN18	8,6	7,4

4.2.2. Emisyon doğrulaması

Emisyon testleri gömlek sıcaklık testi ile aynı anda gerçekleştirilmiştir. Test koşullarına ait farklı hava debisi ve giriş sıcaklıkları sayesinde yanma odasında farklı yükleme koşullarının oluşturulması sağlanmıştır.

Emisyon verileri yanma odası çıkışının bir travers mekanizması ile taranması ile elde edilmiştir (Şekil 4.32). Üst, orta ve alt pozisyonda emisyon verileri kararlı hale geldikten sonra toplam 3 dk. süreyle veri kaydedilmiş ve bu verilerin ortalaması yanma odası çıkış emisyonunu ortaya çıkarmıştır. Herbir test noktası için ortalama emisyon değerleri Çizelge 4.11’de verilmektedir. Test esnasında karbon dioksit (CO₂), oksijen (O₂) karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbon (C_xH_y) ve azot oksit (NO_x) verileri kaydedilmiştir. CO₂ değeri kızılötesi ölçüm yöntemi ile hesaplanırken diğer emisyon değerleri elektrokimyasal algılayıcılar üzerinden yarı-kuru yöntem ile ölçülmüştür.



Şekil 4.32. Atmosferik test rigi yanma odası emisyon ölçümü

Çizelge 4.11. Yanma odası çıkışı ortalama emisyon değerleri

Test Noktası	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO (ppm)	C _x H _y (ppm)	NO _x (ppm)
TN1	3,57	15,7	1503	209	19,1
TN2	3,55	15,7	1669	218	18,6
TN3	3,54	15,7	1795	190	17,6
TN4	3,54	15,8	1924	171	17,2
TN5	3,85	15,3	1484	64	22,4
TN6	4,51	14,4	1014	10	26,2
TN7	3,57	15,7	1646	36	20,9
TN8	3,56	15,7	1783	27	19,9
TN9	3,95	15,9	1972	604	17,1
TN10	3,89	15,9	2119	799	17,0
TN11	3,78	16,0	1811	984	21,6
TN12	3,72	16,0	1956	1057	21,0
TN13	3,69	16,0	2130	1110	19,8
TN14	3,62	16,1	2277	1179	19,0
TN15	3,66	16,1	1958	1255	22,8
TN16	3,60	15,9	2039	1273	20,7
TN17	3,64	15,9	2304	1316	20,2
TN18	3,59	15,9	2497	1349	19,0

Testlerde elde edilen yanma odası çıkış emisyon değerleri SAE'nin "Procedure for the Analysis and Evaluation of Gaseous Emissions from Aircraft Engines" dokümanında tanımlanmış olan yöntem üzerinden işlenerek emisyon indeksleri ve buna bağlı olarak yanma verimi hesaplanmıştır [65]. Yöntem temel olarak ölçülen veriler üzerinden denklem (4.1) ile verilen yanma denkleminin çözülmesine dayanmaktadır. Standartta farklı yakıtlar için tanımlanmış olan kimyasal fomülasyonlar Çizelge 4.12'de verilmektedir. Kullanılan yakıta bağlı olarak denklemin çözülmesi

sonrasında kg yakıt başına düşen gram emisyon değerini ifade eden emisyon indeksi değerleri denklem (4.2) ve denklem (4.3)'de verildiği şekilde hesaplanmıştır. Yanmadaki verimsizliğin ana göstergeleri olan CO ve C_xH_y değerlerinin denklem (4.4)'de kullanılması ile de yanma verimi hesaplanabilir [7].

$$C_m H_n O_p N_q S_r + X[(R(O_2) + S(N_2) + T(CO_2 + h(H_2O) + U(CH_4))] \rightarrow P_1(CO_2) + P_2(N_2) + P_3(O_2) + P_4(H_2O) + P_5(CO) + P_6(C_x H_y) + P_7(NO_2) + P_8(NO) + P_9(SO_2) \quad (4.1)$$

Çizelge 4.12. Hidrokarbon yakıtlar için kimyasal formülasyonlar

Yakıt	Kimyasal Formül	LHV (Alt Isıl Değer) (kJ/kg)
Jet A	C _{11,6} H ₂₂	43080
JP-4	C _{8,5} H _{16,9}	43606
JP-5	C _{7,16} H _{13,87}	42566
JP-8	C _{10,9} H _{20,9}	43371
JP-10	C ₁₀ H ₁₆	42187
AVGAS	C _{7,68} H _{16,8}	43496
Doğal Gaz	C _{1,04} H _{4,01}	48102
#2 Dizel	C _{7,24} H _{12,90}	42608

$$EI_{CO} = \frac{P_5 \cdot M_{CO} \cdot 1000}{m \cdot M_C + n \cdot M_H} \quad (4.2)$$

$$EI_{C_x H_y} = \frac{x \cdot P_6 \cdot M_{C_x H_y} \cdot 1000}{m \cdot M_C + n \cdot M_H} \quad (4.3)$$

$$\eta_c = \left[1.00 - 10109 \frac{EI_{CO}}{LHV} - \frac{EI_{C_x H_y}}{1000} \right] \cdot 100 \quad (4.4)$$

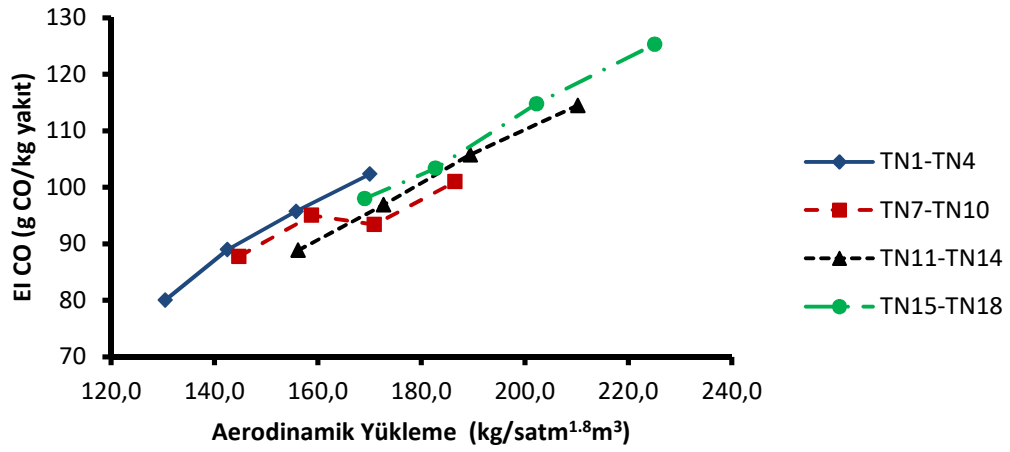
Herbir test noktası için CO emisyon indeksi, C_xH_y emisyon indeksi, NO_x emisyon indeksi ve yanma verim değeri Çizelge 4.13'de sunulmaktadır. Buradan da görülebileceği gibi CO ve C_xH_y emisyon indeks değerlerindeki artışa bağlı olarak yanma veriminde bir düşüş görülmektedir. Yanma verimini etkileyen üç temel unsur buharlaşma oranı, karışım oranı ve reaksiyon oranıdır. Buharlaşma oranı yakıt atomizasyonuna bağlı bir etken olmakla birlikte karışım oranı yanma odası aerodinamik

tasarımı ile ilişkilidir. Reaksiyon oranı ise artan aerodinamik yüklemeye bağlı olarak düşmekte ve bu durumda yanma veriminde azalmaya neden olmaktadır.

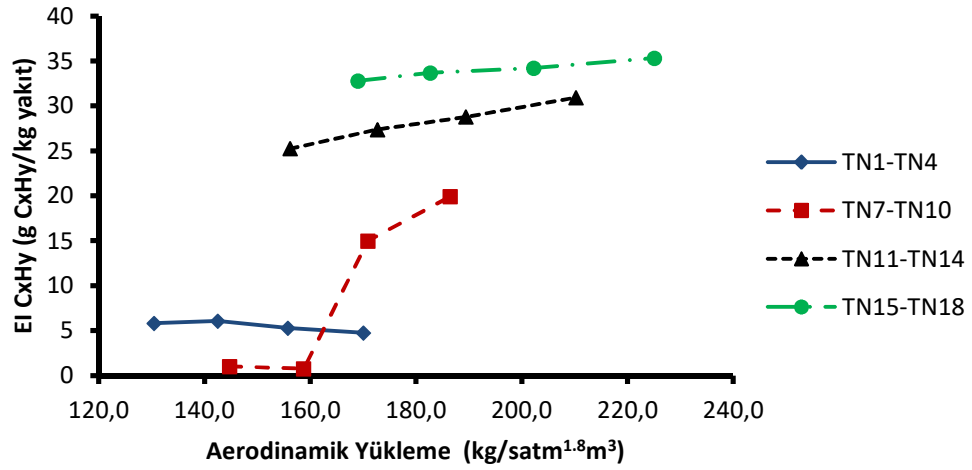
Test koşullarına bakıldığında artan yakıt debisine bağlı olarak yakıt basıncının yükselmesi neticesinde 5 ve 6 no'lu test noktalarında önemli miktarda yanma verimi iyileşmesi gözlemlenmiştir. Bu durum yakıt basıncının artması neticesinde yakıt atomizasyondaki iyileşmeyle oluşan bir yükselme olarak yorumlanabilir. Bunun yanında yakıt debisinin ve hava debisinin sabit olduğu TN1-TN4, TN7-TN10, TN11-TN14 ve TN15-TN18 koşulları için değişen aerodinamik yüklemeye bağlı olarak yanma veriminin değişimi Şekil 4.36'da gösterilmektedir. Buradan da görülebileceği üzere artan yükleme ile reaksiyon oranında düşüş gerçekleşmekte ve yanma verimi de buna paralel olarak düşmektedir.

Çizelge 4.13. Test noktaları için emisyon indekleri ve yanma verimi

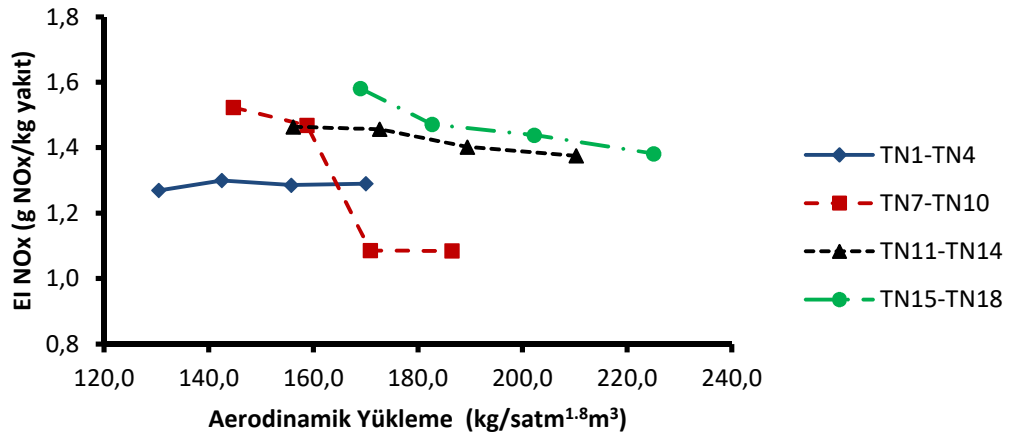
Test Noktası	Yükleme (kg/satm ^{1.8} m ³)	El _{CO} (gCO/kg yakıt)	El _{CxHy} (gC _x H _y /kg yakıt)	El _{NO_x} (gC _x H _y /kg yakıt)	η _{cc} (%)
TN1	130,5	80,0	5,8	1,3	97,5
TN2	142,5	89,0	6,1	1,3	97,3
TN3	155,8	95,7	5,3	1,3	97,2
TN4	170,1	102,4	4,7	1,3	97,1
TN5	131,7	73,8	1,7	1,5	98,1
TN6	132,8	43,6	0,2	1,4	99,0
TN7	144,8	87,8	1,0	1,5	97,8
TN8	158,8	95,0	0,8	1,5	97,7
TN9	170,9	93,4	15,0	1,1	96,3
TN10	186,5	101,0	19,9	1,1	95,6
TN11	156,2	88,9	25,2	1,5	95,4
TN12	172,7	96,9	27,4	1,5	95,0
TN13	189,4	105,8	28,8	1,4	94,6
TN14	210,3	114,5	30,9	1,4	94,2
TN15	169,0	98,0	32,8	1,6	94,4
TN16	182,7	103,4	33,7	1,5	94,2
TN17	202,3	114,8	34,2	1,4	93,9
TN18	225,1	125,3	35,3	1,4	93,5



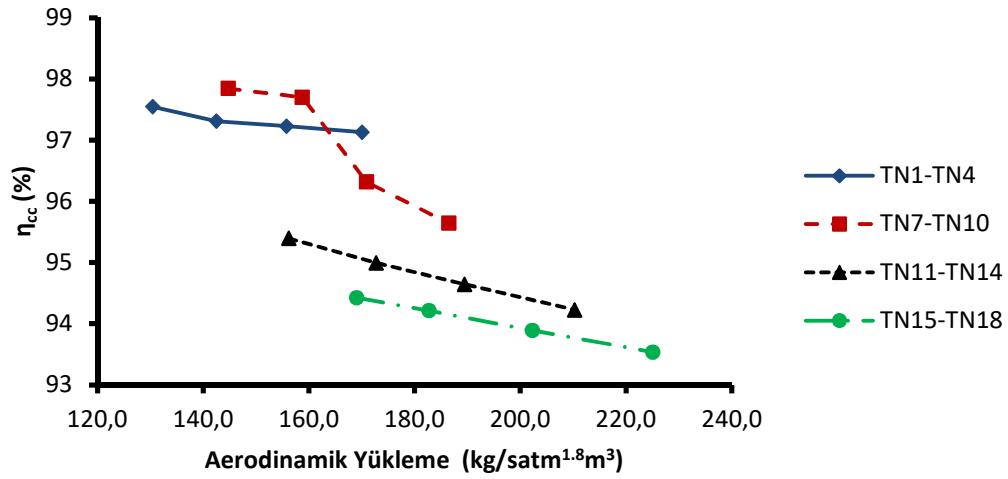
Şekil 4.33. Aerodinamik yüklemeye bağlı CO emisyon indeksi değişimi



Şekil 4.34. Aerodinamik yüklemeye bağlı C_xH_y emisyon indeksi değişimi

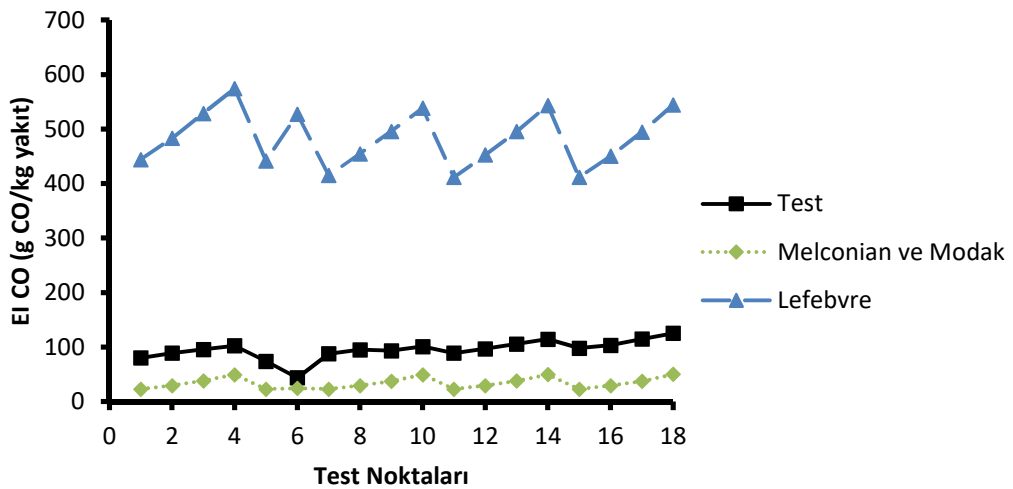


Şekil 4.35. Aerodinamik yüklemeye bağlı NO_x emisyon indeksi değişimi

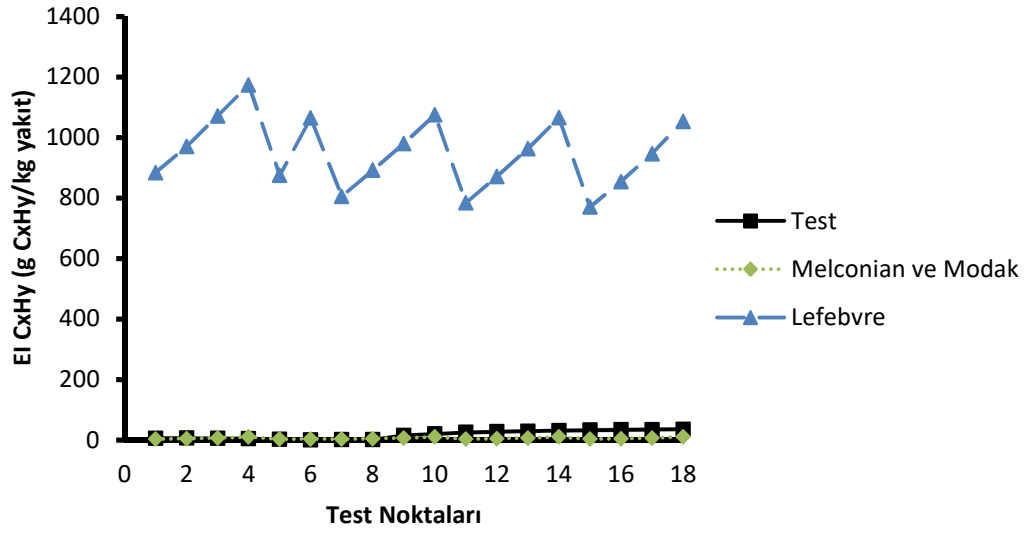


Şekil 4.36. Aerodinamik yüklemeye bağlı yanma verimi değişimi

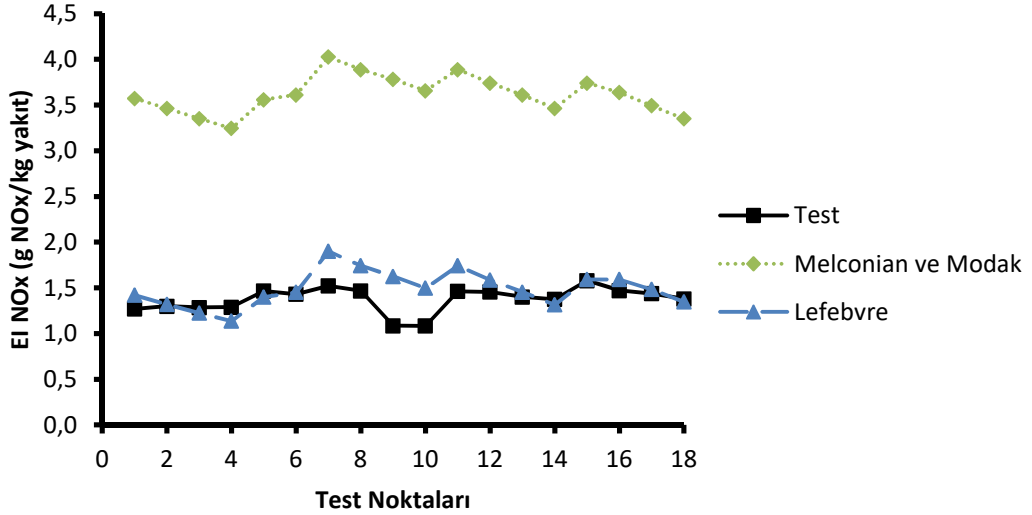
Bölüm 2.13.5’de de bahsedildiği üzere literatürde yer alan yarı-ampirik emisyon korelasyonlarında kullanılan mevcut katsayılar, çıkarıldığı yanma odasına özel olmakla birlikte bu katsayıların çalışılan yanma odasının deneysel verilerine göre güncellenmesi gereklidir. Lefebvre tarafından tanımlanmış ve Çizelge 2.16’da verilmiş olan korelasyonlar [9] ve Mongia [62] tarafından boru tipi halka yanma odalarına ait katsayılarla bağlı olarak her bir test noktası için hesaplama yapıldığında mevcut katsayıların emisyon değerlerini daha fazla hesapladığı görülmektedir (Şekil 4.37 - Şekil 4.39). Özellikle yanmamış hidrokarbon (C_xH_y) açısından çok farklı sonuçlar ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.37. Mevcut ampirik korelasyonlara bağlı CO emisyon indeksi değişimi

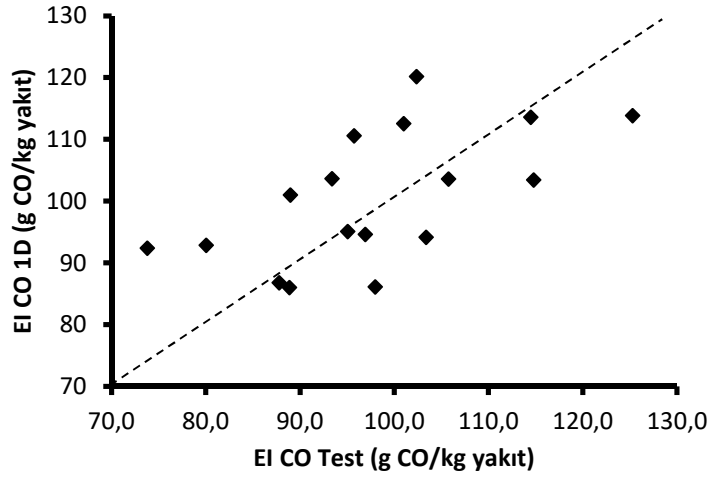


Şekil 4.38. Mevcut ampirik korelasyonlara bağlı CxHy emisyon indeksi değişimi

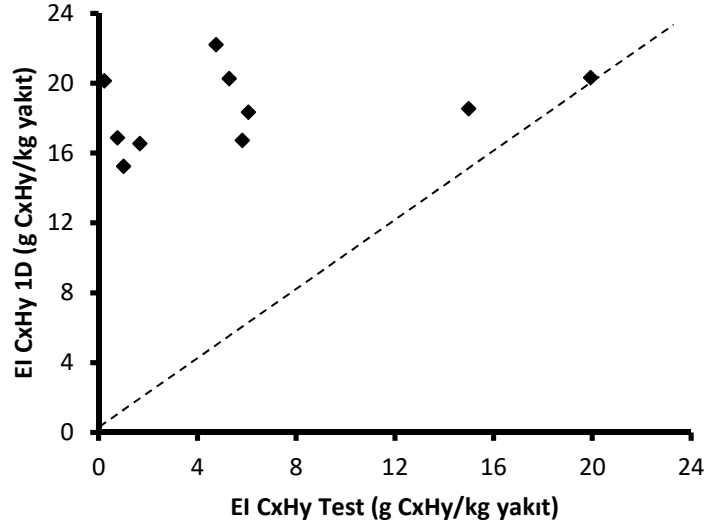


Şekil 4.39. Mevcut ampirik korelasyonlara bağlı NOx emisyon indeksi değişimi

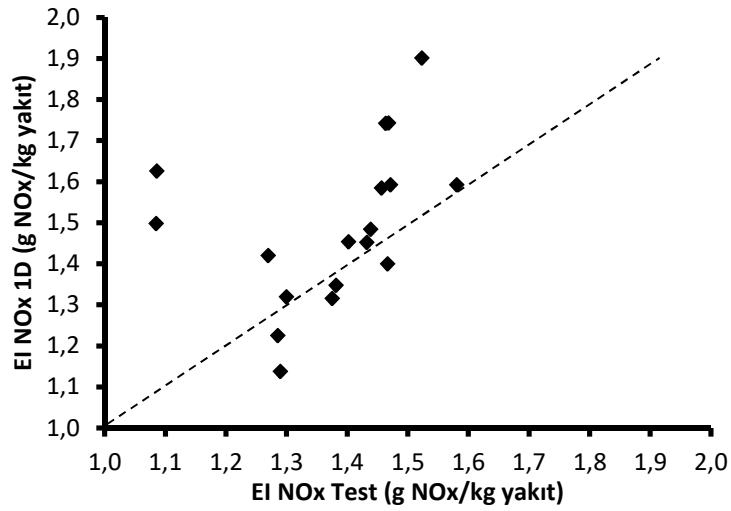
Deneyssel çalışma ile elde edilen emisyon indeksi değerleri kullanılarak denklem (2.139), (2.140) ve (2.141)'da yer alan deneyssel katsayılar yenilenmiş ve yanma odasına özel korelasyonlar (Denklem (4.5), (4.6) ve (4.7)) elde edilmiştir. Şekil 4.40, Şekil 4.41 ve Şekil 4.42'de CO, C_xH_y ve NO_x değerleri için ölçüm ve hesaplama değerlerinin karşılaştırması görülmektedir. Deneyssel katsayıların revize edilmesi ile CO ve NO_x değerlerinde 1D ve test arasında tutarlı sonuçlar elde edilirken C_xH_y emisyonunda sapmalar hala fazladır. Bu durum özellikle yakıt atomizasyonundan gelen belirsizliğin yarattığı bir durum olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 4.40. Revize CO yarı-ampirik korelasyonu için 1D ve test karşılaştırması



Şekil 4.41. Revize C_xH_y yarı-ampirik korelasyonu için 1D ve test karşılaştırması



Şekil 4.42. Revize NO_x yarı-ampirik korelasyonu için 1D ve test karşılaştırması

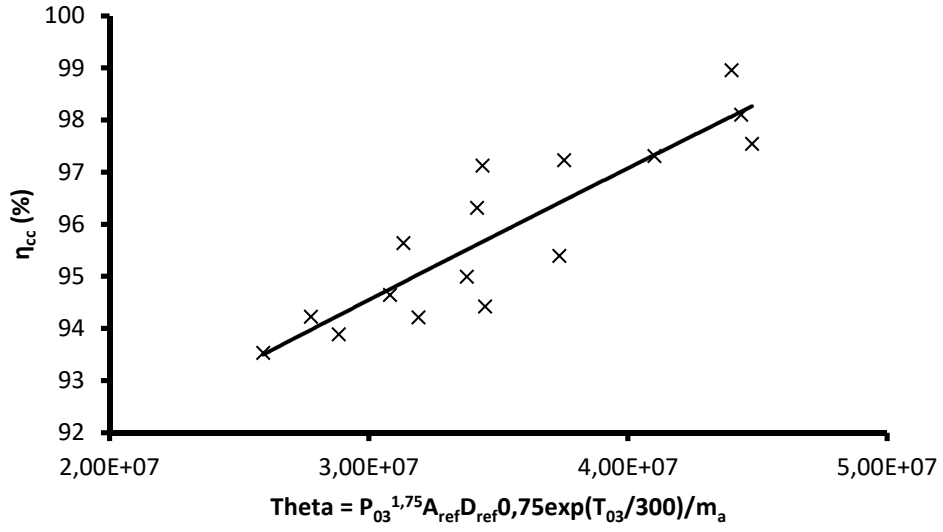
$$El_{CO} = \frac{3,5 \dot{m}_a T_{pz} \exp(-0,0023 T_{pz})}{\left[(V_c - V_e) \left(\frac{\Delta P}{P} \right)^{0,5} P^{1,5} \right]} \quad (4.5)$$

$$El_{UHC} = \frac{100 \dot{m}_a T_{pz} \exp(-0,00255 T_{pz})}{(V_c - V_e) \left(\frac{\Delta P}{P_3} \right)^{0,5} P_3^{2,5}} \quad (4.6)$$

$$El_{NO_x} = 20 \cdot 10^{-8} P^{1,25} V_c \exp(0,01 T_{st}) / \dot{m}_a T_{pz} \quad (4.7)$$

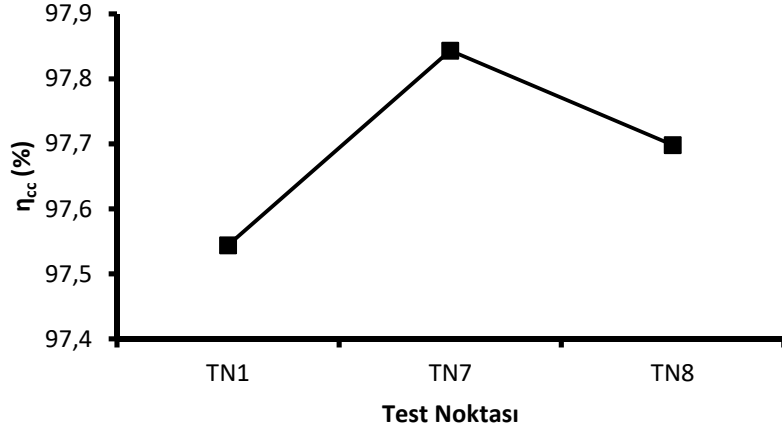
4.2.3. Yanma verimi doğrulaması

Yeni yanma odası tasarımları mutlaka önceki tasarımlardan elde edilen tecrübeler üzerine inşa edilmelidir. Mimarinin korunarak yeni çalışma koşullarına göre ölçeklendirilmenin yapıldığı durumlarda deneysel verileri çıkarılmış mevcut tasarımlardan elde edilen grafik ve denklemler çok önemli katkı sağlayacaktır. Bu grafiklerden en önemlilerinden biri de Lefebvre tarafından tanımlanmış olan theta parametresidir. Denklem (2.8)'le tanımlanmış olan bu parametreye bağlı olarak yanma verimi değişiminin çıkarılması sonraki tasarımlar için referans teşkil edecektir. Grafiğin tam anlamıyla oluşturulması için basınçlı testlerle geniş bir aerodinamik yükleme aralığında veriler elde etme ihtiyacı olduğundan mevcut atmosferik testlerle yalnızca dar bir aralık için grafik çıkarılmıştır. Şekil 4.43'de de görülebileceği üzere artan theta değerine bağlı olarak yanma verimi yükseliş göstermektedir. Lefebvre, atomizasyon ve karışım gibi yanma verimini etkileyen diğer parametrelerin ideal durumda olduğu varsayıldığında maksimum yanma verimine ulaşılması için ($\eta > \%99,0$) minimum theta değerinin $7,3 \times 10^7$ (SI biriminde) olması gereğini ifade etmiştir. Mevcut durumda yaklaşık $4,5 \times 10^7$ (SI biriminde) theta değerinde $\%98,0$ yanma verimlerine ulaşıldığı görülmektedir.



Şekil 4.43. AFR = 50 için theta parametresine bağlı yanma verimi değişimi

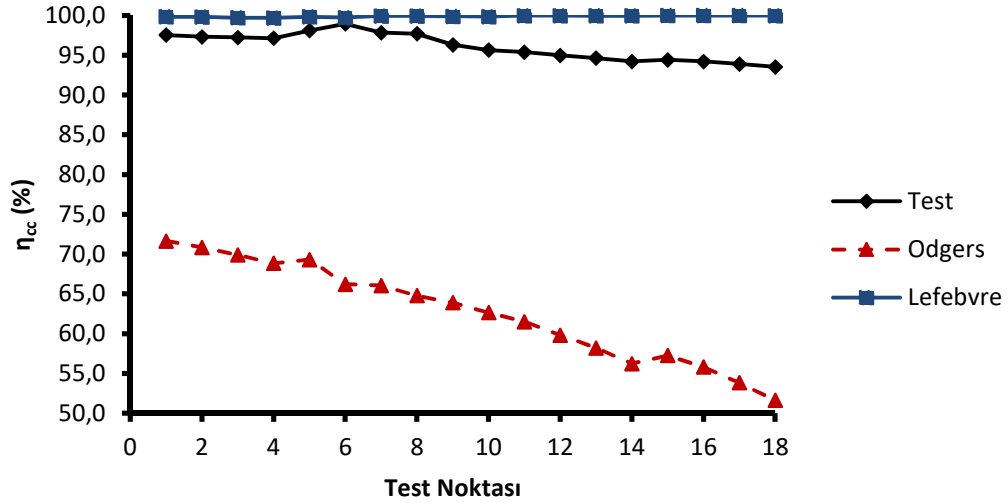
Theta parametresinin test noktası 1'e göre sabit tutulduğu ve yalnızca yakıt debisini arttırmak suretiyle hava yakıt oranının sırasıyla yaklaşık 45 ve 40'a çekildiği 5 ve 6 no'lu test noktalarında ise yanma veriminin düşen AFR ve artan yakıt basıncına bağlı olarak arttığı gözlenmiştir. Bu durum yanma odasındaki verimsizliğin bir kısmının da karışım veya atomizasyon kaynaklı olduğunun göstergesidir.



Şekil 4.44. AFR ve yakıt basıncına göre yanma verimi değişimi

Yanma verimi için “Temel Boyutlandırma” bölümünde ampirik denklemler verilmiş olup bu denklemler literatürde yer alan ve belirli yanma odalarında gerçekleştirilmiş deneysel çalışmalar neticesinde ortaya çıkan sonuçlara aittir. Odgers ve Carrier ve Lefebvre tarafından denklem (2.22) ve denklem (2.30)'un mevcut

katsayıları ile hesaplanan yanma verimi ile deneysel değerlerin karşılaştırması Şekil 4.45’de verilmektedir. Denklem (2.22) ile verilen Odgers ve Carrier korelasyonunun çok düşük, denklem (2.30) ile verilen Lefebvre’ye ait korelasyonun ise yüksek değerler verdiği buradan görülmektedir.



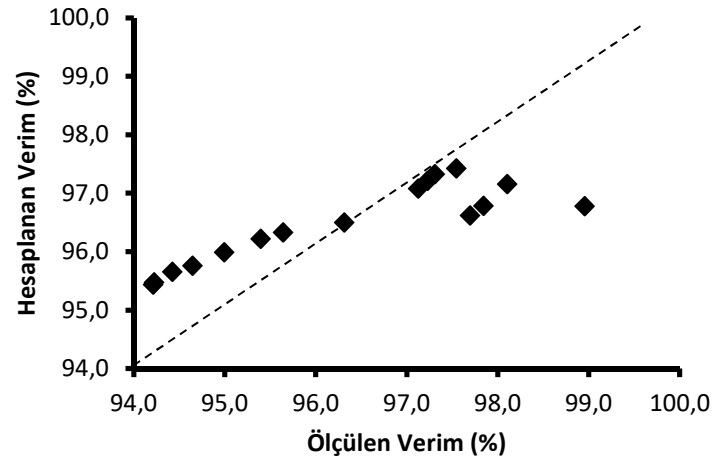
Şekil 4.45. Mevcut korelasyonlar üzerinden yanma verimi hesabı ve test karşılaştırması

Hesaplamalarda kullanılan denklemlere ait katsayıların deneysel verilere göre güncellenmesi sonrasında denklem (4.8), (4.9) ve (4.10) elde edilmiş ve Şekil 4.46 ve Şekil 4.47’de güncellenmiş hesaplamalarla test sonuçları karşılaştırılmıştır.

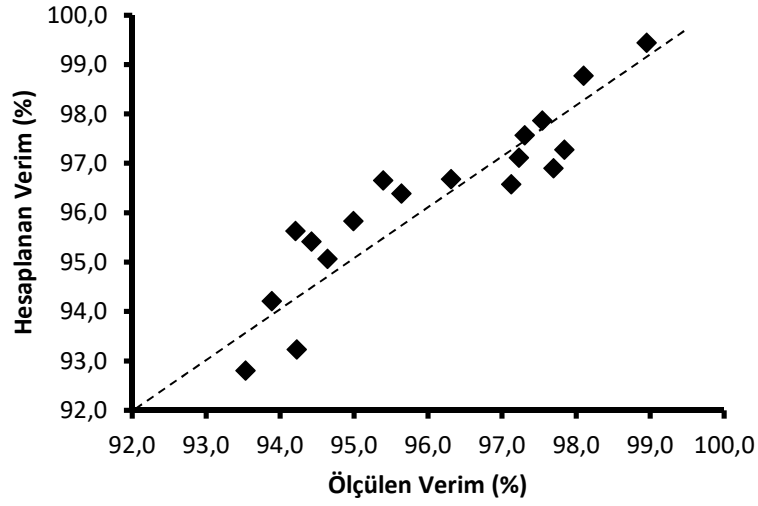
$$\log \log 1/\eta = \Pi = 0,975 \log \psi_{300} + 8/\phi_{pz} - 1,8 + D_{ri}^* \quad (4.8)$$

$$\eta_{\theta} = 1 - \exp[-0,004P_3^{1,3}V_c \exp(T_c/400)/f_c \dot{m}_a] \quad (4.9)$$

$$\eta_e = 1 - \exp[-12P_3V_c\lambda_{eff}/T_cD_0^2f_c\dot{m}_a] \quad (4.10)$$



Şekil 4.46. Güncellenmiş Odgers korelasyonu ile yanma verimi hesabı ve test karşılaştırması



Şekil 4.47. Güncellenmiş Lefebvre korelasyonu ile yanma verimi hesabı ve test karşılaştırması

Revize edilmiş korelasyonlar üzerinden hesaplanan yanma verimleri incelendiğinde Lefebvre korelasyonundan daha yakın sonuçlar elde edildiği görülmektedir. Bu korelasyonun atomizasyondan gelen verimsizlikleri de dikkate alması sapma miktarını düşürmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında havacılık gaz türbini yanma odası ön tasarım metodolojisi çalışılmış, hesaplamalar için bir yazılım geliştirilerek, HAD ve test çalışmaları kullanılarak doğrulama faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen tasarım kodu literatürde yer alan ağ yapısına sahip kodların aksine yanma odasının 1 mm'lik dilimlere bölünmesi ile elde edilen akış koordinatları üzerinden hesaplama gerçekleştirmektedir. Bu sayede ağ modeli kurmanın getirdiği model hazırlama güçlükleri azaltılmaktadır. Bunun yanında radyasyon hesaplamalarında bilinen yöntemlere ilave olarak alev tarafında görüş açısının etkisi de dikkate alınmıştır. Bu sayede farklı bölgelerdeki gaz sıcaklıklarının gömleğin farklı eksenel konumlarına etkisi de hesaplamalara dahil edilebilmiştir.

Barındırdığı birçok tasarım parametresi ve bu parametrelerin herbir yanma odası mimarisine göre farklılıklar göstermesi ön tasarım süreçlerini ve bu süreçlerde kullanılan ampirik yaklaşımların güncellenmesini önemli hale getirmektedir. Yazarın yüksek lisans tezi ve “Hava Parçalamalı Yakıt Hava Püskürücülü Yanma Odası Geliştirme Projesi” SANTEZ projesi kapsamında Tusaş Motor Sanayii bünyesinde kurulumu gerçekleştirilen ve halen aktif kullanılmakta olan yanma odası atmosferik test rigi kullanılmış ve ampirik denklemlerin güncellenmesinde ihtiyaç duyulan deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Boru tipi bir deneysel yanma odasında gerçekleştirilen bu çalışmalar sonucunda ampirik korelasyonlar güncellenerek tasarım programına girdi olarak beslenmiştir. Hava debisi, yakıt debisi, giriş hava sıcaklığı, giriş hava toplam ve statik basıncı verilerinin alındığı test sisteminde gömlek metal sıcaklığı, basınç düşümü ve egzoz gaz emisyon ölçümleri yapılmıştır. Akış dağılımı, alev sıcaklığı ve radyasyon hesaplamaları gibi test imkanının olmadığı durumlar için de HAD analizleriyle karşılaştırma yoluna gidilmiştir. Genel olarak doğrulama sürecinde elde edilen sonuçlar geliştirilmiş olan 1 boyut ön tasarım aracının etkin bir şekilde yanma odası tasarım süreçlerinde kullanılabileceğini göstermiştir. Bu kapsamda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- a. HAD analizleri ile kıyaslandığında maksimum %2'lik hata payı ile gömlek debi değerlerinin hesaplanabildiği görülmüştür.

- b. Radyasyon ısı akısı hesaplamalarında görüş faktörünün hesaplama yöntemine ilave edilmesi ile genel dağılımının çok daha etkin hesaplanabildiği tespit edilmiştir.
- c. Metal sıcaklıklarında maksimum sapma değeri birincil bölgede 81 K olarak gözlemlenmiş olup, bir boyut hesaplamalar için kabul edilebilir sınırlar içindedir.
- d. Mevcut emisyon ve yanma verimi korelasyonlarının deneysel veriler üzerinden güncellenmesi durumunda etkin sonuçlar elde edilebileceği ortaya çıkmıştır.

Yüksek basınçlı test altyapısı bulunmaması nedeniyle deneysel çalışmalarda basıncın etkisi görülememiştir. Özellikle gaz emissivitesinin basınçla birlikte artması ve buna bağlı alev tarafı radyasyon ısı akısı değerindeki artış uzun vadede üzerine çalışılması gereken bir olgudur. Bununla birlikte emisyon değerleri de 6-8 bar çalışma basıncına kadar önemli bir değişim gösterebilmektedir. Ampirik denklemlerin daha sağlıklı olması açısından emisyon testlerinin de basınçlı ortamlarda tekrarlanacağı çalışmaların planlanması hesaplamalara katkı sağlayacaktır.

Bunun yanında yapılan çalışma yanma odası tasarımının farklı olgularında, daha detaylı alt çalışmaların yapılması ve ön tasarım süreçlerine girdi beslenmesi gereğini ortaya koymuştur. Bu kapsamda ileriki çalışmalar için şu konuların üzerine yoğunlaşılması gereği ortaya çıkmıştır;

- Döndürücü SMD korelasyonlarının güncellenmesi için döndürücü atomizasyon testleri
- Döndürücü aerodinamik karakterizasyonun 1B modellere indirgenebilmesi için döndürücü soğuk akış PIV testleri
- Film soğutma etkinlik korelasyonlarının güncellenmesi için film soğutma testleri
- Isı transfer hesaplamalarının daha etkin gerçekleştirilmesi ve ampirik yaklaşımların güncellenmesi kapsamında alev tarafı radyasyon ısı akısının boru tipi bir yanma odasında deneysel olarak çalışılması
- Emisyon korelasyonlarının güncellenmesi için farklı döndürücü parametreleri ve test koşulları ile deneysel çalışmalar
- Emisyon ölçüm yönteminin iyileştirilmesi
- Yanma verimi korelasyonlarının güncellenmesi için ilave deneysel çalışmalar

- LBO korelasyonlarının güncellenmesi için farklı döndürücülerle LBO testleri
- Fakir ateşleme limiti korelasyonunun deneysel çalışmalarla yenilenmesi
- Farklı döndürücü parametrelerinin model bir yanma odasında kararlılık davranışının gözlemlenmesi ile döndürücü tasarım parametrelerinin iyileştirilmesi
- Deneysel veriler üzerinden ampirik korelasyonların güncellenmesi için regresyon yönteminin çalışılması
- Tasarım programına optimizasyon modülünün entegrasyonu
- Tasarım programının sonlu elemanlar ve HAD yazılımlarıyla entegrasyonu

Yukarıda sıralanan bu maddeler tez çalışmasının önemli çıktılarından biri olarak görülmektedir. Ön tasarım sürecinin bir bütün olarak ele alınması, uzun vadede tasarımda hangi konular üzerinde çalışmalar yapılması gerektiğini de ortaya koymuştur. Bu sayede yeni bir yol haritası da ortaya çıkmıştır.

KAYNAKÇA

- [1] Lefebvre, A. H. (1999). *Gas turbine combustion*. New York: Taylor & Francis.
- [2] Badarinath, C. (1993). Development of aero gas turbine annular combustor: an overview. *GTRE*. Bangalore, India.
- [3] Khandelwal, B. (2012). *Development of gas turbine combustor preliminary design methodologies and preliminary assessments of advanced low emission combustor concepts*. PhD Thesis. London: Cranfield University.
- [4] Schinzl, P., Malzacher, P., Moncoutie P. and Brereton B. (2000). The succesful development history of the MTR390 turboshaft engine from the definition of the series production. Kalsruhe Institute of Technology, Germany.
- [5] Navia, J.A.N. (2010). *Preliminary design methodology for multi fuel gas turbine combustors*. PhD Thesis. São José dos Campos: Campo Montenegro.
- [6] Mongia, H.C., Reynolds, R.S. and Srinivasan, R. (1986). Multidimensional gas turbine combustion modeling applications and limitations. *AIAA Journal*, Vol. 24, No. 6, 890-904.
- [7] Topal, A. (2014) *Küçük bir turbojet motor için yanma odası tasarımı, testi ve termodinamik analizi*. Yüksek Lisans Tezi. Eskişehir: Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [8] Murthy, J. N. (1988). *Gas turbine combustor modelling for design*. Ph.D Thesis. London: Cranfield Institute of Technology, School of Mechanical Engineering.
- [9] Melconian, J.O. and Modak, A.T. (1966). *Combustors design, Saywer's gas turbine engineering handbook*. London: Gas Turbine Publications.
- [10] Mellor, A.M., (1990). *Design of modern combustors*. New York: Academic Press.
- [11] Mohammad, B.S. and Jeng, S.M. (2009). Design procedures and a developed computer code for single annular combustor design. AIAA 45th Joint Propulsion Conference & Exhibit, Denver, Colorado, USA.
- [12] Odgers, J. (1977). Combustion modelling within gas turbine engines. *AIAA 15th Aerospace Science Meeting*, Los Angeles, USA.
- [13] Swithenbank, J., Poll, I. and Vincent, M.W. (1973). Combustion design fundemantals. *Symposium on Combustion*, Volume 14, Issue 1, 627-638

- [14] Stuttaford J. P. (1997). *Preliminary gas turbine combustor design using a network approach*. PhD Thesis. London: Cranfield University, School of Mechanical Engineering, England.
- [15] Conrado A.C., Lacava P.T., Filho, A.C.P. and Sanches M.S. (2004). Basic design principles for gas turbine combustors. *Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, Rio de Janeiro, Brasil.
- [16] SAE Aerospace, Aerospace Recommended Practice, ARP1533 (2004). *Procedure for the Analysis and Evaluation of Gaseous Emissions from Aircraft Engines*, Rev. A.
- [17] Cohen, J.D. (1983). *Analytical fuel property effects small combustors (Phase I)*. NASA CR-168138.
- [18] Kumar, N.A. and Kale, S.R. (2002). Numerical simulation of steady state heat transfer in a ceramic-coated gas turbine blade. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 45, Issue 2, 4831-4845.
- [19] Hosking, E., Kenny, D. P., McCormick, R. I., Moustapha, S. H., Sampath, P. and Smailys, A. A. (1998). The PW100 engine: 20 years of gas turbine technology evolution. *Pratt & Whitney Canada Inc., Turbomachinery International Publications*, Connecticut, Vol. 1.
- [20] Padture, N.P., Gell, M. and Jordan, E.H. (2002). Thermal barrier coatings for gas-turbine engine applications. *Science*, Vol. 296, Issue 5566, 280-284.
- [21] Zhao, H., Yu, F., Bennett, T.D. and Wadley, H.N.G. (2006). Morphology and thermal conductivity of yttria-stabilized zirconia coatings, *Acta Materialia*, Vol. 54, 5195–5207.
- [22] Reneau, L.R. (1965). Performance and design of straight, two-dimensional diffusers. *Journal of Basic Engineering*, Vol.89, Issue 1, 141-150.
- [23] Walsh, P. P. and Fletcher, P. (2004). *Gas Turbine Performance*. Oxford: John Wiley and Sons.
- [24] Braunscheidel, E.P, Welch, G.E., Skoch, G.J., Medic, G. and Sharma, O.M. (2015). Aerodynamic performance of a compact, high work-factor centrifugal compressor at the stage and subcomponent level. *AIAA*, NASA Archive.
- [25] Bragg, S.L. (1953). Application of reaction rate theory to combustion chamber analysis. *Aeronautical Research Council*, ARC 16170.

- [26] Beer, J. M. and Chigier, N. A. (1972). *Combustion aerodynamics*. London: Applied Science.
- [27] Halpin, J.L.. (1993). Swirl generation and recirculation using radial swirl vanes. *ASME*, 93-GT-169, Cincinnati, Ohio, USA.
- [28] Mattingly J.D., Heiser, W.H. and Pratt, D.T. (2002). *Aircraft engine design*. AIAA Education Series. ISBN | -56347 -538 -3.
- [29] Lee, J.D. (2010). *Experimental investigation of breakup and coalescence characteristics of a hollow cone swirling spray*. PhD Thesis. Florida: University of Central Florida.
- [30] Hunter, S.C., Johansen, K.M., Mongia, H.C. and Wood M.P. (1974). *Advanced small high temperature rise program. Vol I. Analytical model derivation and combustor element rig tests*. Garrett AirResearch, USASMRDL, Techn. Rep. 74-3A.
- [31] Sjöblom, B.G.A. (1980). Effects of design parameters on cooling air requirement in a gas turbine combustor. *Journal of Aircraft and Propulsion*, Vol.17, No.5.
- [32] Andreini, C., Carcasci, C., Ceccherini, A., Facchini, B., Surace, M., Coutandin, D., Gori, S. and Peschiulli, A. (2007). Combustor liner temperature prediction: A preliminary tool development and its application on effusion cooling systems. *Symposium on Collaboration in Aircraft Design*, Firenze, Italy.
- [33] Kim, K.M., Yun, N., Jeon, Y.H., Lee, D.H., Cho, H.H. and Kang, S.H. (2010). Conjugated heat transfer and temperature distributions in a gas turbine combustion liner under base-load operation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Volume 24, Issue 9, 1939–1946.
- [34] Liebert, C.H. (1978). *Emission and absorptance of NASA ceramic thermal barrier coating systems*. NASA Technical Paper 1190.
- [35] Charest, R.J. (2005). *Design methodology for a lean premixed prevaporized can combustor*. Msc Thesis. Ontario: Carleton University, Department of Mechanical and Aerospace Engineering.
- [36] Boyce, M. P. (2002). *Gas turbine engineering handbook*. Texas: Gulf Professional Publishing.

- [37] Lefebvre, A.H. (1984). Fuel effects on gas turbine combustion-liner temperature, pattern factor, and pollutant emissions. *International Journal of Aircraft*, Vol 21, No 11, 887-898.
- [38] Tacina, R.R. and Grobman, J. (1969). *Analysis of total pressure-loss and airflow distribution for annular gas turbine combustors*. NASA Technical Note, D-5385.
- [39] Lilley, D.G. (1977). Swirl flows in combustion: A Review. *AIAA*, Vol. 15, No.8, 1063-1078.
- [40] Gülder, Ö.L. (1986). Flame temperature estimation of conventional and future jet fuels. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, Issue 2, 376-380.
- [41] Gouws, J. J. (2007). *Combining a One-Dimensional Empirical and Network Solver with Computational Fluid Dynamics to Investigate Possible Modifications to a Commercial Gas Turbine Combustor*, PhD Thesis. Pretoria: University of Pretoria, Faculty of Mechanical/Aeronautical Engineering.
- [42] McBride, B. and Gordon, S. (2004). Nasa-Glenn Chemical Equilibrium Program, <https://cearun.grc.nasa.gov>
- [43] Claus, R.W., Neely, G.M. and Humenik, F.M. (1984). Flame radiation and liner heat transfer in a tubular-can combustor. *AIAA 22nd Aerospace Sciences Meeting*. Vol. 1, No. 4, 270-278.
- [44] Lefebvre, A. H. (1985). Influence of Fuel Properties on Gas Turbine Combustion Performance, AFWAL-TR-84-2104.
- [45] Ballal, D.R. (1973). Estimation and optimization of the film cooling requirements in a gas turbine combustion chamber. Cranfield Institute of Technology, Cranfield Report S.M.E. No. 5.
- [46] Fishenden, M., and Saunders, O. A. (1950). *An Introduction to Heat Transfer*, New York: Oxford University Press.
- [47] Kadoya, K., Matsunaga, N. and Nagashima, A. (1985). Viscosity and thermal conductivity of dry air in the gaseous air. *Journal of Physical and Chemical, Reference Data* 14, 947.
- [48] Juhasz, A.,J. and Marek, C.J. (1971). Combustor liner film cooling in the presence of high free-stream Turbulence, NASA TN D-6360.

- [49] Kaddah, K.S. (1974). *Discharge coefficient and jet deflection studies for combustor liner air-entry holes*, MSc Thesis. London: Cranfield Institute of Technology, College of Aeronautics.
- [50] Van Niekerk, J.E. and Morris, R.M. (2001). T56 Isothermal tests and CFD predictions, PTE/01/003/1.
- [51] Geers, L.F.G. (2004). *Multiple impingement jet arrays: An experimental study on flow and heat transfer*. PhD Thesis. Delft: Technische Universiteit Delft.
- [52] Lefebvre, A.H. (1982). Fuel effects on gas turbine combustion. DTIC AFWAL-TR-83-2004.
- [53] Batarseh, F. Z. (2008) *Spray Generated by an Airblast Atomizer: Atomization, Propagation and Aerodynamic Instability*, MSc. Thesis. Darmstadt: Vom Fachbereich Maschinenbau an der Technische Universität Darmstadt.
- [54] DTIC (1983). Aviation fuel properties. Handbook of Aviation Fuel Properties.
- [55] Bruno, T.J., Huber, M., Laesecke, A., Lemmon, E., McLinden, M., Outcalt, S.L., Perkins, R., Smith, B.L. and Widegren, J.A. (2010). Thermodynamic, transport, and chemical properties of reference JP8. NISTIR 6659.
- [56] Rizk, N.K. and Mongia, H.C. (1994). Emissions predictions of different gas turbine combustors. *AIAA*, 94-0118.
- [57] Odgers, J. and Kretschmer, D. (1985). The Prediction of thermal NO_x in gas turbines. *ASME*, 85-IGT-126, Quebec, QC, Canada.
- [58] Lewis, G.D. (1991). A New understanding of NO_x formation. *10th International Symposium on Air-Breathing Engines*. ISABE 91-7064, 625-629, Nottingham, England.
- [59] Rokke, N.A., Hustag, J.E., and Berg, S. (1993). Pollutant emissions from gas fired turbine engines offshore practice-measurements and scaling. *ASME*, 93-GT-170, Trondheim, Norway.
- [60] Rokke, P.E., Hustag, J.E., Rokke, N.A. and Svendsgaard, O.B. (2003). Technology update on gas turbine dual fuel, dry low emission combustion systems. *ASME Turbo Expo*, GT-2003-38112, Atlanta, Georgia, USA.
- [61] Danis, A.M., Pritchard, B.A. and Mongia, H.C. (1986). Empirical and semi-empirical correlation of emission data from modern turbopropulsion gas turbine engines. *ASME*, 96-GT-86, Cincinnati, USA.

- [62] Mongia, H.C. (2013). Combining Lefebvre's correlations with combustor CFD. *40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Florida, USA.
- [63] Topal, A., Uslu, S., Celik, E. and Battaloğlu H. (2013). Design of an atmospheric test rig for small aero engine applications. *ISABE-2013-10305*, Busan, Korea.
- [64] Kretschmer, D and Odgers, J. (1978). A Simple method for the prediction of wall temperatures in gas turbines. *ASME*, 78-GT-90, Quebec, Canada.
- [65] SAE Aerospace Recommended Practice (2004). Procedure for the analysis and evaluation of gaseous emissions from aircraft engines. SAE ARP1533 Rev A.



EKLER

EK-1 Jet Yakıtı Adyabatik Alev Sıcaklığı Tablosu

P (Pa)	Tref (K)	PHI																												
		0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10
10000	200	60,0	88,0	116,0	145,0	174,0	201,0	229,0	288,0	421,0	549,0	794,0	1017,0	1226,0	1450,0	1608,0	1766,0	1894,0	1968,0	1973,0	1922,0	1853,0	1779,0	1713,0	1615,0	1466,0	1287,2	1078,8	840,6	572,8
10000	400	57,0	85,5	114,0	141,5	169,0	196,0	223,0	278,0	407,0	527,0	758,0	978,0	1183,0	1365,0	1534,0	1674,0	1778,0	1820,0	1843,0	1815,0	1758,0	1690,0	1623,0	1525,1	1384,9	1216,8	1020,8	796,9	545,0
10000	600	54,0	81,0	108,0	134,0	160,0	185,5	211,0	261,0	384,0	501,0	723,0	934,0	1126,0	1301,0	1452,0	1570,0	1651,0	1696,0	1708,0	1693,0	1656,0	1595,0	1531,0	1428,6	1296,2	1137,7	952,8	741,8	504,4
10000	800	51,0	76,5	102,0	127,0	152,0	176,0	200,0	250,0	365,0	478,0	695,0	896,0	1074,0	1232,0	1362,0	1454,0	1515,0	1552,0	1569,0	1567,0	1538,0	1490,0	1436,0	1321,7	1197,1	1048,0	874,4	676,4	453,8
10000	1000	48,0	72,0	96,0	120,0	144,0	167,5	191,0	235,0	348,0	458,0	664,0	862,0	1030,0	1150,0	1255,0	1328,0	1379,0	1412,0	1428,0	1430,0	1418,0	1372,0	1327,0	1202,8	1084,7	943,8	780,1	593,7	384,5
30000	200	60,0	88,0	116,0	145,0	174,0	201,5	229,0	288,0	421,0	549,0	794,0	1017,0	1235,0	1432,0	1614,0	1774,0	1911,0	1993,0	1998,0	1936,0	1861,0	1784,0	1715,0	1623,7	1473,7	1293,8	1084,0	844,3	574,8
30000	400	57,0	85,5	114,0	141,5	169,0	196,0	223,0	278,0	407,0	527,0	758,0	978,0	1184,0	1370,0	1540,0	1687,0	1805,0	1871,0	1882,0	1840,0	1773,0	1702,0	1629,0	1541,0	1398,7	1228,0	1029,0	801,7	546,0
30000	600	54,0	81,0	108,0	134,0	160,0	185,5	211,0	261,0	384,0	501,0	723,0	934,0	1126,0	1309,0	1465,0	1596,0	1684,0	1738,0	1756,0	1732,0	1678,0	1612,0	1453,0	1402,9	1257,5	1084,5	883,8	655,4	399,3
30000	800	51,0	76,5	102,0	127,0	152,0	176,0	200,0	250,0	365,0	478,0	695,0	896,0	1077,0	1244,0	1382,0	1488,0	1562,0	1608,0	1622,0	1609,0	1573,0	1518,0	1455,0	1354,4	1227,7	1075,9	899,1	697,3	470,4
30000	1000	48,0	72,0	96,0	120,0	144,0	167,5	191,0	235,0	348,0	458,0	664,0	862,0	1022,0	1169,0	1285,0	1373,0	1433,0	1468,0	1484,0	1481,0	1453,0	1414,0	1360,0	1248,5	1129,8	987,9	822,7	634,3	422,6
100000	200	60,0	88,0	116,0	145,0	174,0	201,5	229,0	288,0	421,0	549,0	794,0	1017,0	1234,0	1432,0	1614,0	1784,0	1930,0	2025,0	2012,0	1944,0	1868,0	1789,0	1713,0	1627,7	1475,7	1293,6	1081,2	838,6	565,9
100000	400	57,0	85,5	114,0	141,5	169,0	196,0	223,0	278,0	407,0	527,0	758,0	978,0	1183,0	1374,0	1548,0	1700,0	1830,0	1912,0	1911,0	1855,0	1785,0	1707,0	1633,0	1549,7	1404,7	1230,9	1028,4	797,1	537,1
100000	600	54,0	81,0	108,0	134,0	160,0	185,5	211,0	261,0	384,0	501,0	723,0	934,0	1126,0	1310,0	1472,0	1610,0	1723,0	1789,0	1802,0	1762,0	1695,0	1625,0	1552,0	1471,6	1335,2	1171,8	981,2	763,5	518,7
100000	800	51,0	76,5	102,0	127,0	152,0	176,0	200,0	250,0	365,0	478,0	695,0	896,0	1083,0	1251,0	1399,0	1520,0	1602,0	1660,0	1678,0	1652,0	1603,0	1540,0	1471,0	1383,3	1254,3	1099,7	919,5	713,7	482,4
100000	1000	48,0	72,0	96,0	120,0	144,0	167,5	191,0	235,0	348,0	458,0	664,0	862,0	1030,0	1189,0	1319,0	1419,0	1489,0	1530,0	1550,0	1538,0	1502,0	1449,0	1387,0	1290,7	1169,1	1023,5	853,9	660,4	443,0
300000	200	60,0	88,0	116,0	145,0	174,0	201,5	229,0	288,0	421,0	549,0	794,0	1017,0	1239,0	1438,0	1609,0	1789,0	1940,0	2043,0	2025,0	1942,0	1868,0	1790,0	1720,0	1630,7	1477,7	1294,4	1080,8	836,8	562,5
300000	400	57,0	85,5	114,0	141,5	169,0	196,0	223,0	278,0	407,0	527,0	758,0	978,0	1139,0	1373,0	1550,0	1710,0	1850,0	1940,0	1930,0	1861,0	1787,0	1709,0	1640,0	1561,7	1417,8	1245,1	1043,7	813,6	554,8
300000	600	54,0	81,0	108,0	134,0	160,0	185,5	211,0	261,0	384,0	501,0	723,0	934,0	1145,0	1323,0	1484,0	1639,0	1750,0	1820,0	1838,0	1769,0	1705,0	1630,0	1550,0	1469,0	1326,2	1155,5	956,8	730,3	475,8
300000	800	51,0	76,5	102,0	127,0	152,0	176,0	200,0	250,0	365,0	478,0	695,0	896,0	1085,0	1252,0	1409,0	1590,0	1640,0	1707,0	1718,0	1672,0	1618,0	1550,0	1480,0	1392,8	1257,9	1096,6	908,9	694,8	454,3
300000	1000	48,0	72,0	96,0	120,0	144,0	167,5	191,0	235,0	348,0	458,0	664,0	862,0	1033,0	1192,0	1345,0	1450,0	1530,0	1580,0	1611,0	1579,0	1529,0	1469,0	1399,0	1316,0	1191,2	1041,8	867,7	669,1	446,0
1000000	200	60,0	88,0	116,0	145,0	174,0	201,5	229,0	288,0	421,0	549,0	794,0	1017,0	1239,0	1433,0	1615,0	1789,0	1949,0	2059,0	2030,0	1949,0	1869,0	1789,0	1710,0	1626,5	1471,3	1285,5	1069,1	822,2	544,7
1000000	400	57,0	85,5	114,0	141,5	169,0	196,0	223,0	278,0	407,0	527,0	758,0	978,0	1185,0	1377,0	1552,0	1718,0	1861,0	1968,0	1944,0	1870,0	1790,0	1711,0	1635,0	1554,8	1405,5	1226,8	1018,8	781,5	514,9
1000000	600	54,0	81,0	108,0	134,0	160,0	185,5	211,0	261,0	384,0	501,0	723,0	934,0	1129,0	1313,0	1482,0	1630,0	1770,0	1859,0	1853,0	1779,0	1710,0	1630,0	1552,0	1478,7	1336,4	1166,2	968,0	741,8	487,8
1000000	800	51,0	76,5	102,0	127,0	152,0	176,0	200,0	250,0	365,0	478,0	695,0	896,0	1089,0	1257,0	1420,0	1560,0	1673,0	1749,0	1753,0	1705,0	1640,0	1555,0	1480,0	1408,4	1272,4	1109,9	920,7	704,8	462,3
1000000	1000	48,0	72,0	96,0	120,0	144,0	167,5	191,0	235,0	348,0	458,0	664,0	862,0	1033,0	1200,0	1350,0	1475,0	1560,0	1635,0	1649,0	1613,0	1550,0	1479,0	1407,0	1333,7	1206,1	1053,4	875,7	672,8	444,9
3000000	200	60,0	88,0	116,0	145,0	174,0	201,5	229,0	288,0	421,0	549,0	794,0	1017,0	1230,0	1430,0	1617,0	1790,0	1950,0	2079,0	2039,0	1950,0	1869,0	1790,0	1715,0	1632,0	1477,3	1291,9	1076,1	829,6	552,6
3000000	400	57,0	85,5	114,0	141,5	169,0	196,0	223,0	278,0	407,0	527,0	758,0	978,0	1180,0	1375,0	1552,0	1720,0	1872,0	1989,0	1951,0	1870,0	1790,0	1711,0	1639,0	1557,8	1408,0	1228,8	1020,1	782,0	514,5
3000000	600	54,0	81,0	108,0	134,0	160,0	185,5	211,0	261,0	384,0	501,0	723,0	934,0	1130,0	1315,0	1489,0	1649,0	1789,0	1887,0	1870,0	1795,0	1715,0	1637,0	1550,0	1481,7	1336,4	1162,7	960,7	730,3	471,6
3000000	800	51,0	76,5	102,0	127,0	152,0	176,0	200,0	250,0	365,0	478,0	695,0	896,0	1083,0	1260,0	1421,0	1520,0	1700,0	1785,0	1780,0	1717,0	1640,0	1561,0	1485,0	1418,0	1283,1	1121,5	933,3	718,5	477,0
3000000	1000	48,0	72,0	96,0	120,0	144,0	167,5	191,0	235,0	348,0	458,0	664,0	862,0	1035,0	1205,0	1359,0	1498,0	1605,0	1675,0	1685,0	1635,0	1563,0	1489,0	1410,0	1343,1	1211,3	1053,8	870,7	661,8	427,3

EK-2 Tez Çalışması Kapsamında Gerçekleştirilen Yayın Faaliyetleri

- Topal A., Pişkin A. and Turan Ö. (2017). One dimensional radiation heat flux calculation for a tubular combustor. *AIAC*.
- Topal, A. and Turan. Ö. (2018). Thermo-efficiencies of a Tubular Combustor under Different Inlet Conditions. *IJTJJ*.
- Topal, A. and Turan. Ö. (2018). Semi-empirical combustion efficiency prediction of a tubular combustor. *IJTJJ*. (Tam makale gönderildi.)
- Topal, A. and Turan. Ö. (2018). One dimensional liner temperature prediction in a tubular combustor. *Applied Thermal Engineering*. (Başvuru aşamasında)

EK-3 ÖZGEÇMİŞ

Adı-Soyadı : Ahmet TOPAL
Yabancı Dil : İngilizce
Doğum Yeri ve Yılı : İstanbul, 1982
E-posta : ahmet.topal@tei.com.tr, topalahmet@gmail.com

Eğitim ve Mesleki Geçmişi

- 2005, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Lisans
- 2014, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uçak Gövde Motor Bakım, Yüksek Lisans (Küçük bir Turbojet Motor için Yanma Odası Tasarımı, Testi ve Termodinamik Analizi)
- 2005-2006, Bakım Mühendisi, ETİ TAM GIDA
- 2006-2008, ARGE Mühendisi, TÜRK DEMİRDÖKÜM A.Ş.
- 2008-2010, Termal Analiz Mühendisi, TUSAŞ MOTOR SANAYİİ A.Ş.
- 2010-2013, Yanma Odası Modül Tasarım Lideri, TUSAŞ MOTOR SANAYİİ A.Ş.
- 2013-..., Yanma Disiplin Uzmanı, TUSAŞ MOTOR SANAYİİ A.Ş.

Yayınları ve Bilimsel/Sanatsal Faaliyetleri

- Topal A., Pişkin, A. (2010). Küçük Bir Turbojet Motoru Yanma Odasında Emisyon Analizi, *II. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı*.
- Çelik, E., Uslu, S., Topal, A. (2011). Numerical Simulation of the Reacting Flow Through the Combustor of a Small Scale Turboprop Engine. *6. Ankara International Aerospace Conference*.
- Topal A., Uslu, S., Çelik, E., Battaloğlu, H. (2013). Design of an Atmospheric Combustor Test Rig for Small Aero Engine Applications. *21. International Symposium on Air Breathing Engines*.

- Çelik, E., Uslu, S., Topal, A., Battaloğlu, H. (2013). Reacting CFD Simulations Through a Small Turbojet Combustor with Pre-filming Air-blast Atomizer. *21. International Symposium on Air Breathing Engines*.
- Topal, A., Turan, Ö., Uslu, S. (2013). A Design Tool for the Preliminary Analysis of Gas Turbine Combustors. *7th Ankara International Aerospace Conference*.
- Topal, A., Çatorı, C., Çağan, L., Turan, Ö. Uslu, S., Pişkin, A. (2014). One-Dimensional Heat Transfer Analysis and Experimental Investigation of a Gas Turbine Combustor. *International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer*.
- Topal, A., Turan, Ö, Uslu, S., Söğüt, Z. (2014). Energy and Exergy Analysis of a Combustor for a Turbojet Engine. *International Conference on Clean Energy*.
- Topal, A., Uslu, S., Turan, Ö. (2014). Hava Parçalamalı Yakıt-hava Püskürtücülü Gaz Türbini Yanma Odası Tasarım Metodolojisi. *V. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı*
- Turan, Ö, Topal, A., Uslu, S., Söğüt, Z. (2015). Exergy Analysis of an Air-blasted Combustor: An Application for Atmospheric Test Rig Condition. *International Journal of Exergy*.
- Pişkin, A., Topal, A. (2016). Coupled CFD and Heat Transfer Analysis for a Small Scale Turbojet Combustor. *ASME Turbo Expo 2016*.
- Topal, A., Turan, Ö. (2017). On-design Exergy Analysis of a Combustor for a Turbojet Engine: A Parametric Study. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology, Vol. 89 Issue: 5, pp.719-724*.
- Topal A., Pişkin, A., Turan Ö. (2017). One Dimensional Radiation Heat Flux Calculation for a Tubular Combustor. *AIAC*
- Pişkin A., Aktaş, H.E, Topal, A. (2017). Rotor Balancing with Turbine Blade Assembly Using Ant Colony Optimization for Aero-Engine Applications. *IJTJJ*.
- Topal, A., Turan. Ö. (2018). Thermo-efficiencies of a Tubular Combustor under Different Inlet Conditions. *IJTJJ*.

Projeler

- K    k Bir Turbojet Motoru i  in Hava Par  alamalı Yakıt-Hava Enjekt  rl  
Yanma Odası Geli  tirme SANTEZ Projesi, TOBB ET  -TEI, 2010-2013

