

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YAKIT ENJEKSİYONUNDAKİ DÜZENSİZLİKLERİN YANMA ODASI ÇIKIŞ
SICAKLIK PROFİLİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN BÜYÜK BURGAÇ
BENZETİMİ İLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ozan Can KOCAMAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

NİSAN 2018

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 151511025 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ozan Can KOCAMAN**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**YAKIT ENJEKSİYONUNDAKİ DÜZENSİZLİKLERİN YANMA ODASI ÇIKIŞ SICAKLIK PROFİLİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN BÜYÜK BURGAÇ BENZETİMİ İLE İNCELENMESİ**” başlıklı tezi **02.04.2018** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. M. Haluk AKSEL(Başkan)**
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Abdullah ULAŞ
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Harika KAHVECİ
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.



Ozan Can KOCAMAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YAKIT ENJEKSİYONUNDAKİ DÜZENSİZLİKLERİN YANMA ODASI ÇIKIŞ SICAKLIK PROFİLİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN BÜYÜK BURGAÇ BENZETİMİ İLE İNCELENMESİ

Ozan Can KOCAMAN

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

Tarih: Nisan 2018

Gaz türbinleri yanma odası tasarımı ve geliştirilmesinde, en önemli isterlerden birisi yanma odası çıkışında düzenli sıcaklık dağılımlarının, ortalarda yüksek, yanma odası iç ve dış çap bölgelerinde düşük sıcaklıkların yer aldığı bir radyal sıcaklık profilinin elde edilmesidir. Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı ve çıkış sıcaklık profillerinin oluşumundaki en önemli faktörler, hava yakıt karışımının yeterliliği, seyreltme ve soğutma deliklerinin konum ve büyüklükleri ve yanma odası içerisindeki yakıt dağılımıdır. Günümüzde, reaksiyonlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinin kullanımı ile bu tür önemli parametreler tahmin edilebilmekte ve yanma odası tasarımı için kritik olan durumlar önceden gözlemlenebilmektedir. Bu tez çalışmasında, Avrupa Birliği Komisyonu 7. Program çerçevesinde gerçekleştirilen ESPOSA (Efficient Systems and Propulsion for Small Aircraft) projesi kapsamında 2-5 kişi kapasiteye sahip küçük boyutlu uçaklarda kullanılmak üzere geliştirilen 160-180kW güçte turboprop/turboşaft motora ait ters akışlı RQL (Rich burn Quick Quench Lean burn) tipi bir yanma odası içerisinde gerçekleşen reaksiyonlu akış, Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation) kullanılarak HAD yöntemi ile incelenmiştir.

Yapılan çalışmada düzenli ve düzensiz yakıt dağılımının yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı ve radyal sıcaklık profiline olan etkileri incelenmiş, HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar, CIAM (Central Institute for Aviation Motors) tarafından gerçekleştirilen ölçümler sonucunda elde edilen veriler ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Tez çalışması kapsamında, öncelikli olarak tam dairesel geometri ve LES analizlerine referans olması amacı ile bir enjektöre karşılık gelen 1/12'lik parça, 30 derecelik dilim geometri üzerinde RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) analizleri gerçekleştirilmiştir. Böylelikle kullanılması planlanan modellerin uygunluğu ve LES için gerekli olan sayısal ağ çözünürlüğünün yeterliliği ile ilgili ön çalışmalar tamamlanmıştır. Dilim geometri hesaplamaları için 1.8 milyon, 7.5 milyon ve 29 milyon hücreden oluşan üç farklı sayısal ağ yapısı kullanılmıştır. Tamamlanan çözüm ağı bağımsızlaştırma, türbülans modeli ve yanma modeli çalışmaları sonucunda tez kapsamında yapılan analizlerde Relizable k-ε türbülans, SLF (Steady Laminer Flamelet) yanma modeli ve 7.5 milyon hücre içeren orta ağ yapısı kullanılması uygun görülmüştür. Dilim geometri analizlerine ek olarak RANS ve LES yaklaşımları kullanılarak tam geometri ile düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için reaksiyonlu HAD analizleri tamamlanmıştır. Tamamlanan tam geometri HAD analizleri sonucunda düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı durumları için yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları, çıkış sıcaklık profilleri, Radyal Sıcaklık Dağılımı Faktörü ve Genel Sıcaklık Dağılımı Faktörü gibi önemli parametreler birbirleri ile karşılaştırılmış ve yakıt dağılımındaki düzensizliklerin çıkış sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tamamlanan tam geometri analizleri sonucunda düzensiz yakıt dağılımı koşulu için elde edilen sonuçların deney verileri ile daha uyumlu sonuçlar gösterdiği belirlenmiştir. Yanma odası çıkış sıcaklık profili, radyal sıcaklık dağılımı faktörü ve genel sıcaklık dağılımı faktörü hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yanma odası, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Large Eddy Simulation, Yakıt dağılımı, Çıkış sıcaklık dağılımı, Radyal sıcaklık profili, Radyal Sıcaklık Dağılımı Faktörü (RTDF), Genel Sıcaklık Dağılımı Faktörü (OTDF), Büyük Burgaç Benzetimi.

ABSTRACT

Master of Science

INVESTIGATION OF THE NON-UNIFORM FUEL DISTRIBUTION EFFECT ON A FULL ANNULAR RQL COMBUSTION CHAMBER OUTLET TEMPERATURE PROFILE USING LARGE EDDY SIMULATION

Ozan Can KOCAMAN

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Dr. Sitki USLU

Date: April 2018

One of the most important requirements in the design and development of an aero engine combustion chamber is to achieve uniform temperature pattern in circumferential direction and a radial temperature profile in traverse direction with a peak in the middle. Outlet temperature distribution and outlet temperature profile is mainly affected by mixing of air and fuel, number and size of the cooling and dilution holes and the distribution of the fuel on fuel nozzles. Nowadays, these kind of valuable and critical parameters are predicted using reactive Computational Fluid Dynamic (CFD) analysis. In the present work, a full annular reverse flow RQL (Rich burn quick Quench Lean burn) type combustion chamber that belongs to 160-180 kW turboprop/turboshaft engine using in 2-5 people capacity small aircraft have been investigated using LES (Large Eddy Simulation) under European Commission Seventh Framework Programme (FP7) ESPOSA (Efficient Systems and Propulsion for Small Aircraft) project. In order to observe the effects of uniform and non-uniform fuel distribution on combustion chamber outlet temperature profile, reactive CFD computations have been performed. Additionally, CFD results have been compared.

with experimental data obtained by CIAM (Central Institute for Aviation Motors). Before the full annular geometry calculations, RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) computations have been performed with 30 degree sector geometry which corresponds to one injector. Thus, preliminary studies have been completed and the suitable models and mesh resolution have been obtained. In order to obtain mesh independent solution, several analysis have been performed with three different computational grid which are 1.8 million, 7.5 million and 29 million. According to the mesh, turbulence model and combustion model studies, Relizable k- ϵ turbulence, SLF (Steady Laminar Flamelet) combustion model and medium mesh have been selected as suitable sub-models for further analysis. In addition to sector calculations, full annular geometry calculations have been completed with RANS and LES methods for uniform and non-uniform fuel distribution situations. Furthermore, outlet temperature fields and temperature profiles have been compared with experimental data for uniform and non-uniform fuel distribution conditions. And finally, effects of the fuel distributions on combustion chamber outlet temperature profiles have been investigated. Also outlet temperature profile, radial temperature distribution factor (RTDF) and overall temperature distribution factor (OTDF) are calculated.

Keywords: Combustion chamber, Computational Fluid Dynamics, Large Eddy Simulation, Fuel distribution, Outlet temperature distribution, Radial temperature profile, Radial Temperature Distribution Factor (RTDF), Overall Temperature Distribution Factor (OTDF).

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni akademik hayatımın her alanında yönlendiren çok değerli hocam Dr. Sıtkı USLU'ya, yüksek lisans eğitimim boyunca bana her zaman destek olan çalışma arkadaşlarım Tekin AKSU, Serhan DÖNMEZ, Bertan ÖZKAN, Yücel SAYĖİN, Mahmut DOĞRUDİL, Tacettin Utku SÜER, Burak CENİK ve diğer tüm CSL (Combustion Systems Laboratory) üyelerine, yüksek lisans eğitimim boyunca burs imkanı sağlayarak çalıőmalarıma destek olan TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne, kıymetli bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim görevlilerine, bu çalışmada kullanılan test sonuçlarımı paylaşmalarından dolayı CIAM'a (Central Institute for Aviation Motors) her zaman yanımda olan aileme ve diğer tüm dostlarıma çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
KISALTMALAR	xv
SEMBOL LİSTESİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Genel Bilgiler	1
1.1.1. Kompresör.....	2
1.1.2. Türbin.....	2
1.1.3. Yanma odası.....	3
1.1.4. Yanma odası bölgeleri.....	5
1.1.5. RQL (Rich burn quick Quench Lean burn) tipi yanma odası	7
1.1.6. Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation)	8
1.2. Literatür Özeti	9
1.3. Tezin Kapsamı ve Amacı	16
2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	19
2.1. Temel Denklemler.....	19
2.2. Türbülansın Modellenmesi	21
2.2.1. RANS yaklaşımı	23
2.2.2. LES yaklaşımı	32
2.3. Yanma Reaksiyonlarının Modellenmesi	34
2.3.1. Arrhenius yaklaşımı.....	35
2.3.2. Standart Eddy Break-up yanma modeli	36
2.3.3. Hibrit Eddy Break-up yanma modeli	36
2.3.4. Flamelet (SLF) yanma modeli	37
2.3.5. Yanma kimyası.....	39
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ VE SONUÇLARI	41
3.1. Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Profili ve Deney Sonuçları.....	43
3.2. Çözüm Ağı Bağımsızlaştırma Çalışması	44
3.3. Türbülans Modeli Çalışması	56
3.4. Yanma Modeli Çalışması.....	61
3.5. Dilim Geometri LES Analizi Sonuçları	65
4. TAM GEOMETRİ HAD ANALİZLERİ VE SONUÇLARI	71
4.1. Tam Geometri RANS Yaklaşımı Had Analizi Sonuçları ve Yakıt Dağılımındaki Düzensizliklerin Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Dağılımına Etkisi..	71

4.2. Tam Geometri LES Yaklaşımı HAD Analizi Sonuçları ve Yakıt Dağılımındaki Düzensizliklerin Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Dağılımına Etkisi..	76
5. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR	85
5.1. Sonuçlar.....	85
5.2. Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar	89
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	95



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: İlk gaz türbini şematik çizimi [1].....	1
Şekil 1.2: HeS 3B Jet Motoru [1].....	2
Şekil 1.3: İdeal yanma odası çıkış sıcaklık profili [4].....	3
Şekil 1.4: (a) Boru tipi yanma odası, (b) Boru-halka tipi yanma odası, (c) Halka tipi yanma odası [4].	4
Şekil 1.5: Yanma odası bölgeleri.	5
Şekil 1.6: Yanma odası birinci bölge CRV yapıları.	6
Şekil 1.7: RQL tipi yanma odası NO ve sıcaklık oluşumu yakıt denge katsayısı grafiği [6].....	7
Şekil 2.1: Enerji yoğunluğu fonksiyonu dalga sayısı logaritmik grafiği [18].....	22
Şekil 2.2: RANS ve URANS yaklaşımlarına ait ortalama ve sapma değerleri.....	24
Şekil 3.1: RQL tipi yanma odası CAD modeli ve üretimi tamamlanmış gerçek geometri görüntüleri.	41
Şekil 3.2: Yanma odası kesit görünümü.	42
Şekil 3.3: Yanma odası dilim geometrisi ve sınır koşulları.	42
Şekil 3.4: Deney ısı çift grubu pozisyonu.	43
Şekil 3.5: Deney sonuçları yanma odası çıkış sıcaklık profilleri.	44
Şekil 3.6: Orta düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 görüntüleri.	45
Şekil 3.7: Orta düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 için 50 mm ² 'lik alana yakınlaştırılmış görüntüleri.	46
Şekil 3.8: Alev tüpü içerisinde oluşturulan dikey çizgi konumları.	47
Şekil 3.9: Orta Düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 sıcaklık [K] konturları.	47
Şekil 3.10: Orta düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 hız büyüklüğü [m/s] konturları.	48
Şekil 3.11: Çözüm ağı 1, 2 ve 3 dikey çizgiler üzerindeki sıcaklık profilleri.	49
Şekil 3.12: Çözüm ağı 1, 2 ve 3 dikey çizgiler üzerindeki aksel hız profilleri.	49
Şekil 3.13: (a)Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 ve (c) Çözüm ağı 3 iç astar boyutsuz y^+ değerleri.	51
Şekil 3.14: Çözüm Ağı 2 için integral türbülans uzunluk skalasına çözünürlük göstergesi.	52
Şekil 3.15: Çözüm Ağı 2 için kolmogorov uzunluk skalası çözünürlük göstergesi. .	53
Şekil 3.16: Çözüm Ağı 2 için LES temelli 'M' çözünürlük göstergesi.	53
Şekil 3.17: Çözüm Ağı 2 için LES IQ çözüm ağı çözünürlük göstergesi.	54
Şekil 3.18: Alev tüpü içerisinde yer alan gözlem noktası lokasyonları.	55
Şekil 3.19: Gözlem noktaları üzerindeki hız [m/s] değerlerinin iterasyona bağlı değişim grafiği.	55
Şekil 3.20: Gözlem noktaları üzerindeki sıcaklık [K] değerlerinin iterasyona bağlı değişim grafiği.	55

Şekil 3.21: Yanma odası ortalamalı çıkış sıcaklığı iterasyon değişim grafiği.	56
Şekil 3.22: Türbülans modelleri, orta düzlem sıcaklık [K] konturları.	57
Şekil 3.23: Türbülans modelleri, dikey çizgiler üzerinde sıcaklık [K] verileri.	58
Şekil 3.24: Türbülans modelleri, orta düzlem hız büyüklüğü [m/s] konturları.	58
Şekil 3.25: Türbülans modelleri, yanma odası çıkış sıcaklık [K] konturları.	59
Şekil 3.26: Yanma odası çıkışında oluşturulan veri alma noktası konumları.	60
Şekil 3.27: Türbülans modelleri, yanma odası çıkış radyal sıcaklık profilleri.	60
Şekil 3.28: Yanma modeli çalışması orta düzlem sıcaklık [K] konturları.	62
Şekil 3.29: Yanma modeli çalışması dikey çizgiler üzerinde sıcaklık [K] verileri.	62
Şekil 3.30: Yanma modeli çalışması orta düzlem hız büyüklüğü [m/s] konturları.	63
Şekil 3.31: Yanma modeli çalışması çıkış sıcaklık dağılımı [K] konturları.	64
Şekil 3.32: Yanma modeli çalışması yanma odası çıkış radyal sıcaklık profilleri.	64
Şekil 3.33: Dilim geometri LES analizi orta düzlem anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.	66
Şekil 3.34: Dilim geometri LES analizi orta düzlem anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı hız büyüklüğü [m/s] konturu.	67
Şekil 3.35: Dilim geometri LES analizi anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı çıkış sıcaklık [K] konturu.	68
Şekil 3.36: Dilim geometri LES analizi anlık ve zaman ortalamalı çıkış radyal sıcaklık [K] profilleri.	68
Şekil 4.1: Yanma odası enjektör görünüşleri ve enjektör numaraları.	72
Şekil 4.2: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt debisi koşulları orta düzlem sıcaklık [K] dağılımları.	73
Şekil 4.3: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları orta düzlem hız büyüklüğü [m/s] konturu.	74
Şekil 4.4: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları çıkış sıcaklık [K] dağılımları.	74
Şekil 4.5: Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları çıkış radyal sıcaklık [K] profilleri.	75
Şekil 4.6: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları birinci (dikey) orta düzlem anlık sıcaklık [K] konturu.	77
Şekil 4.7: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları ikinci (yatay) orta düzlem anlık sıcaklık [K] konturu.	78
Şekil 4.8: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları birinci (dikey) orta düzlem zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.	79
Şekil 4.9: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları birinci orta düzlem anlık hız büyüklüğü [m/s] konturu.	79
Şekil 4.10: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları ikinci (yatay) orta düzlem anlık karışım oranı konturu.	80
Şekil 4.11: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkışı anlık sıcaklık [K] konturu.	81
Şekil 4.12: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkışı kısa süreli (5 kalış süresi) zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.	81
Şekil 4.13: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkışı uzun süreli (10 kalış süresi) zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.	82
Şekil 4.14: Düzenli, düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkış radyal sıcaklık [K] profilleri.	83

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Standart $k-\varepsilon$ modeli deneysel sabitler.	27
Çizelge 2.2: Realizable $k-\varepsilon$ modeli deneysel sabitler.	29
Çizelge 2.3: Standart $k-\omega$ modeli deneysel sabitler.	30
Çizelge 2.4: Standart $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	31
Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	31
Çizelge 2.6: WALE modeli sabitleri.	34
Çizelge 2.7: İndirgenmiş kerosen mekanizmasına ait parametreler [43].	40
Çizelge 3.1: Tanımlanan sınır koşulları.	43
Çizelge 3.2: Çözüm ağı hücrelerinin özellikleri.	46
Çizelge 4.1: Enjektör numaraları ve yüzdesel yakıt debileri.	72
Çizelge 4.2: Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı RANS analizi sonuçları.	76
Çizelge 4.3: Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı LES analizi sonuçları.	84

KISALTMALAR

BBB	: Büyük Burgaç Benzetimi
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CHT	: Conjugated Heat Transfer
CRV	: Merkezi Resirkülasyon Girdabı (Central Recirculation Vortex)
DNS	: Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation)
FRC	: Finite Rate Chemistry
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HEBU	: Hybrid Eddy Break-up
LES	: Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation)
NGV	: Lüle Yönlendirme Kanadı (Nozzle Guide Vane)
OTDF	: Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (Overall Temperature Distribution Factor)
PDF	: Olasılık Yoğunluğu Fonksiyonu (Probability Density Function)
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
RTDF	: Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (Radial Temperature Distribution Factor)
RQL	: Rich burn quick Quench Lean burn
SEBU	: Standard Eddy Break-up
SGS	: Ağ-altı modeli (Sub-grid Scale)
SLF	: Steady Laminer Flamelet
SST	: Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport)
URANS	: Zamana Bağlı RANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes)
WALE	: Wall Adapting Local Eddy Viscosity
YO	: Yanma Odası

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A_p	Ön üstel faktör
C	Taşıyım ısı akısı
C_p	Özgül ısı
CD_{kw}	Çapraz yayılım tensörü
D	Kütlesel yayılım katsayısı
Da	Damköhler sayısı
E_A	Aktivasyon enerjisi
f	Karışım oranı
f'	Karışım oranı sapması
h	Isı aktarımı katsayısı
H	Toplam entalpi
K	İletim ısı akısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
k_g	Isıl iletim katsayısı
k_λ	Saçılma katsayısı
M	Mol ağırlığı
P	Türbülans kinetik enerjisi üretim hızı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı akısı
R	İdeal gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı
S	Kaynak terimi
S_{ij}	Gerinim Hız Tensörü
S_i	Reaksiyon hızı
Sc	Schmidt sayısı
t	Zaman
T	Sıcaklık
u	Hız vektörü
V	Hacim
W_{ij}	Vortisite Tensörü
x	Yatay koordinat eksen
y	Dikey koordinat eksen
Y	Kütlesel oran
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
ν_k	Kolmogorov hız ölçeği

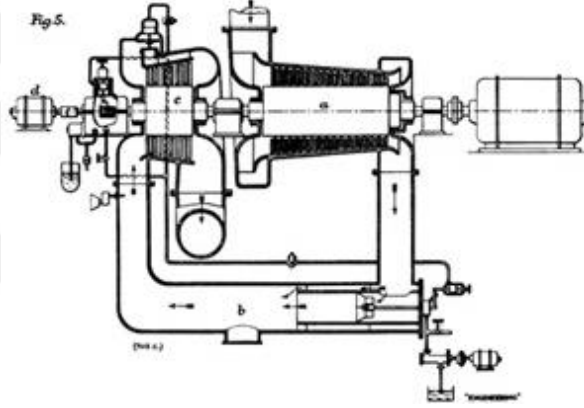
ω	Özgöl türbülans yitimi
ω_r	Reaksiyon hızı
ρ	Yoğunluk
ψ	Reaksiyon derecesi
κ	von Karman sabiti
ε	Türbülans yitim oranı
τ_{ij}	Gerilme tensörü
τ_k	Kolmogorov zaman ölçeği
τ_t	Türbülanslı karışım zamanı
η	Kolmogorov uzunluk ölçeği
Δt	Zaman adımı
Z	Kütlesel oran
χ	Skaler yitim oranı
ζ	Entalpi değişimi
μ_t	Türbülanslı viskozite
α_t	Türbülanslı ısıl yayılım



1. GİRİŞ

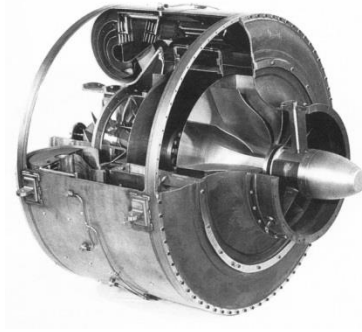
1.1. Genel Bilgiler

1791 yılında İngiliz John Barber tarafından ilk kez patenti alınan gaz türbini, yıllar içerisinde birçok araştırmacı tarafından geliştirilmiş ve 1903 yılında ilk başarılı gaz türbini ortaya çıkarılmıştır. 1939 yılında Brown Boveri firması tarafından güç üretimi için kullanılan ilk endüstriyel gaz türbini geliştirilmiştir. İlk gaz türbinine ait şematik çizim Şekil 1.1’de gösterilmektedir.



Şekil 1.1: İlk gaz türbini şematik çizimi [1].

Hemen ardından, 1930’lu yıllarda Kraliyet Hava Taşıtları kuruluşunda (Royal Aircraft Establishment) Sir Frank Whittle liderliğinde çalışan bir grup araştırmacı jet uçaklarında kullanılması planlanan verimli bir gaz türbini tasarlama işini üstlenmiş ve ilk fonksiyonel jet motorlu uçağın tasarımını ortaya çıkarmışlardır. Aynı yıllarda Dr. Hans P. Ohain, Almanya’da Heinkel’in üretim firmasında gaz türbinli uçak motorları üzerinde çalışmaya başlamıştır. Çalışmalar sonucunda HeS 3B adı ile tamamen kullanıma hazır olan jet uçak motoru üretilmiştir. Şekil 1.2 ile gösterilen HeS 3B gaz türbini motoru, 27 Ağustos 1939 yılında başarılı bir test uçuşunun ardından dünyanın ilk gaz türbin motorlu uçuşu olarak tarihte yerini almıştır [1].



Şekil 1.2: HeS 3B Jet Motoru [1].

Havacılık motorlarında kullanılan gaz türbinlerinde, kompresör, yanma odası, türbin ve itki lülesi olmak üzere dört temel bileşen bulunmaktadır. Havacılık motorlarının temel çalışma prensibi, kompresör tarafından belirli oranlarda sıkıştırılan havanın yanma odası içerisinde yakıt ile karıştırılması ve oluşan reaksiyonlar sonucu ortaya çıkan sıcak gazların lüle yardımı ile dışarı atılarak itki elde edilmesine dayanmaktadır. Aynı zamanda, reaksiyonlar sonucu açığa çıkan sıcak yanma ürünü gazlar, lüle ile dışarı atılmadan önce türbin kanatçıklarına çarparak türbin kanatçıklarını döndürmekte ve türbin kanatları ile aynı şaft üzerinde yer alan kompresörün çalışması için gerekli olan işi üretmektedir [2].

1.1.1. Kompresör

Radyal ve aksenal olmak üzere iki farklı tipi olan kompresör, dışarıdan alınan havanın sıkıştırılarak basınçlandırılmasını sağlayarak motor içerisine daha fazla hava alınmasını sağlayan bileşendir. Kompresörün çalışması için gereken güç, aynı şafta bağlı olduğu türbin kanatçıklarının sıcak gazlar ile döndürülmesi sonucunda elde edilmektedir. Kompresör tarafından sağlanan basınç oranı, motor performansının belirlenmesindeki en önemli tasarım parametrelerinden birisidir [3].

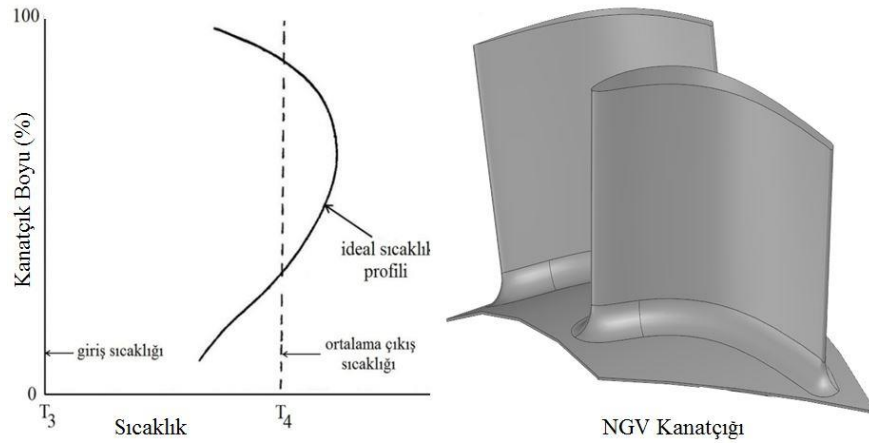
1.1.2. Türbin

Kompresör ile benzer şekilde radyal ve aksenal tipleri olan türbin komponentinin asıl amacı, bağlı olduğu şaft ile aynı şaft üzerinde yer alan kompresörün çalışması için gereken gücün üretilmesini sağlamaktır. Türbin kanatçıklarına çarpan yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazlar, türbin kanatçıklarını döndürmekte ve daha sonra genişleşerek

sıcaklık ve basınçları düşürerek itki lülesine yönelmektedir. Günümüzde, radyal tipe göre daha yüksek verime sahip olmaları ve daha az gürültülü çalışmalarını sebebi ile havacılık motorlarında aksenel tip türbinler kullanılmaktadır.

1.1.3. Yanma odası

Yanma odası (YO), kompresör tarafından sıkıştırılan havanın, püskürtücüler yardımı ile alev tüpü içerisine gönderilen yakıtla karıştırılarak yanma reaksiyonlarının gerçekleştiği ve yüksek sıcaklıkta gazların elde edildiği motor ana bileşenlerinden birisidir. İstenilen motor performansının elde edilebilmesi için yüksek verim ve düşük basınç kayıpları ile çalışması gereken yanma odası, tasarımı bir hayli zor üretimi ise diğer komponentlere göre nispeten daha kolay bir bileşendir. Yanma odası tasarımında dikkat edilmesi gereken birçok kritik durum yer almaktadır. Bunlardan en önemlileri hava ve yakıtın mümkün olduğunca iyi şekilde karıştırılması, yüksek sıcaklıktaki gazların duvardan uzak tutulması ve yanma odası çıkışında yer alan türbin yönlendirme kanatçıklarının zarar görmeyeceği sıcaklık profillerinin elde edilmesidir. İdeal bir yanma odası çıkış sıcaklık profiline ait gösterim Şekil 1.3 ile gösterilmektedir.



Şekil 1.3: İdeal yanma odası çıkış sıcaklık profili [4].

Yanma odası çıkışında, uygun sıcaklık profili, radyal sıcaklık dağılımı (RTDF) ve genel sıcaklık dağılımı faktörlerinin (OTDF) elde edilmesi, motor ömrünün belirlenmesinde ve güvenilir çalışan bir motor üretiminde büyük önem teşkil etmektedir [4]. RTDF ve OTDF parametrelerinin elde edilmesi özellikle NGV

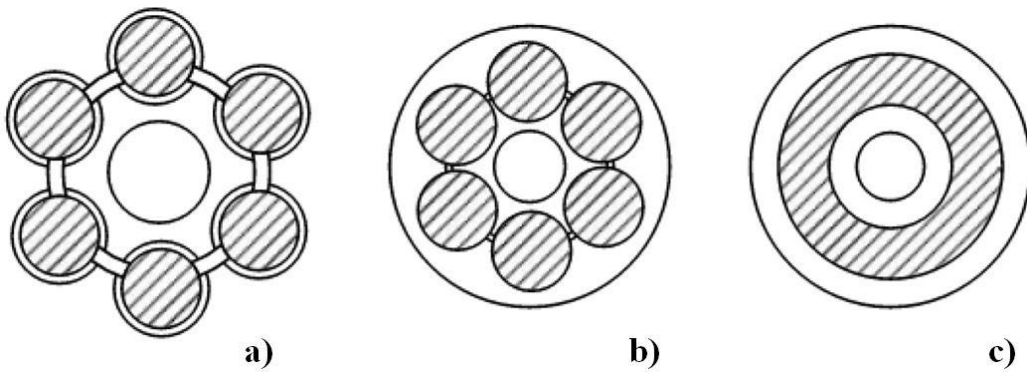
(Nozzle Guide Vane) olarak adlandırılan türbin yönlendirme kanatçıklarının maruz kalacağı ısı yüklerinin ve NGV ömürlerinin belirlenmesinde kullanılmakta ve NGV tasarımını büyük ölçüde etkilemektedir. RTDF ve OTDF parametrelerine ait tanımlar Denklem (1.1) ve Denklem (1.2) ile gösterilmektedir.

$$RTDF = \frac{T_{m,r} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (1.1)$$

$$OTDF = \frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (1.2)$$

Denklem (1.1)'de yer alan $T_{m,r}$ yanma odası çıkışında gözlemlenen maksimum ortalama radyal sıcaklık değerini temsil etmektedir. Yine aynı denklemlerde kullanılan T_3 ve T_4 ifadeleri ise sırası ile yanma odası giriş ve yanma odası ortalama çıkış sıcaklıklarını tanımlamaktadır. T_{\max} ise yanma odası çıkışında gözlemlenen maksimum sıcaklık değerini ifade etmektedir.

Geçmişten günümüze birçok farklı tipte yanma odası konsepti geliştirilmiştir. Bunlardan en bilinen ve en sık kullanılanları tubular olarak isimlendirilen boru tipi yanma odası, annular olarak isimlendirilen halka tipi yanma odası ve bu iki tipin birleşimi olan tubo-annular (boru-halka) tipi yanma odası konseptleridir. Tanımlanan yanma odası tiplerine ait görünüşler Şekil 1.4 ile gösterilmiştir.

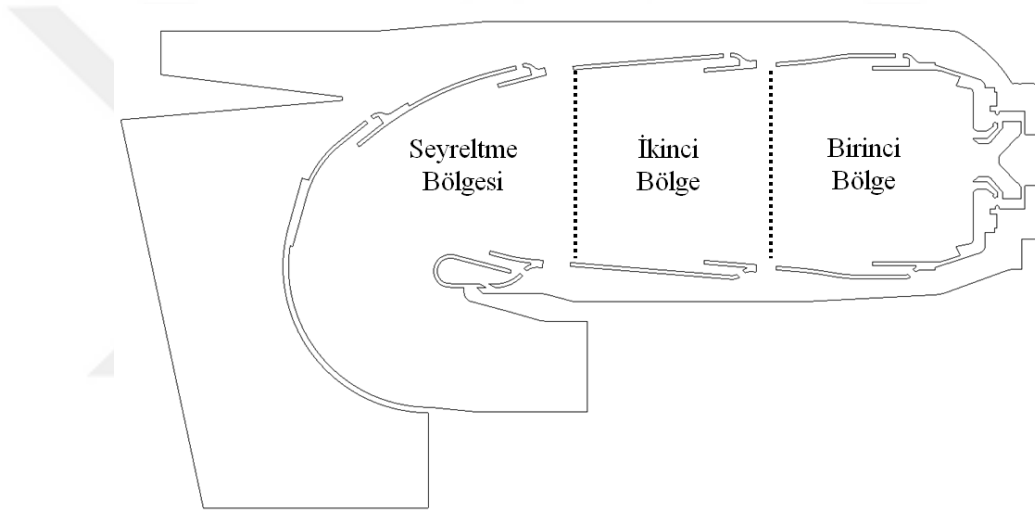


Şekil 1.4: (a) Boru tipi yanma odası, (b) Boru-halka tipi yanma odası, (c) Halka tipi yanma odası [4].

Günümüzde en sık kullanılan yanma odası tipi, halka tipi yanma odasıdır. Bu tip yanma odalarında, alev tüpü, iç ve dış kabuk olarak adlandırılan duvarlar arasında yer almaktadır. Düşük basınç kayıpları, yüksek yanma verimi, düşük üretim maliyeti ve üretim kolaylığı açısından birçok avantaj sağlayan halka tipi yanma odası tasarımı özellikle havacılık motorlarında kullanılmaktadır [5].

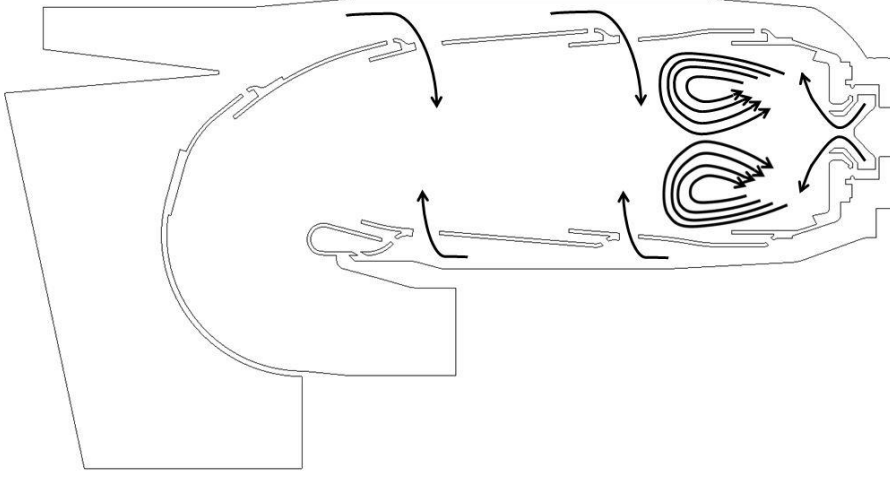
1.1.4. Yanma odası bölgeleri

Yanma odası tipleri birbirine göre farklılıklar göstermesine rağmen, yanma odalarında genellikle üç ana bölge bulunmaktadır. Yanma odası bölgeleri Şekil 1.5 ile gösterilmektedir.



Şekil 1.5: Yanma odası bölgeleri.

Enjektör girişinden birincil jet deliklerine kadar olan bölüm birinci bölge olarak adlandırılmaktadır. Birincil jetlerden gelen hava birinci bölgede duvar etkisi yaratmakta ve döngü yaratıcıdan gelen hava bu jet havalarına çarparak CRV (Central Recirculation Vortex) olarak adlandırılan resirkülasyon bölgelerini oluşturmaktadır. Bu oluşumlar hava ve yakıtın daha iyi şekilde karıştırılmasını sağlamaktadır. Ek olarak, oluşan duvar etkisi residence time olarak adlandırılan kalma sürelerinin artırılmasını sağlamakta ve böylelikle yakıtın tamamının reaksiyona girmesi için ek süre tanımaktadır. Yanma odası birinci bölgesinde oluşan CRV yapılarının şematik gösterimi Şekil 1.6 ile gösterilmektedir.

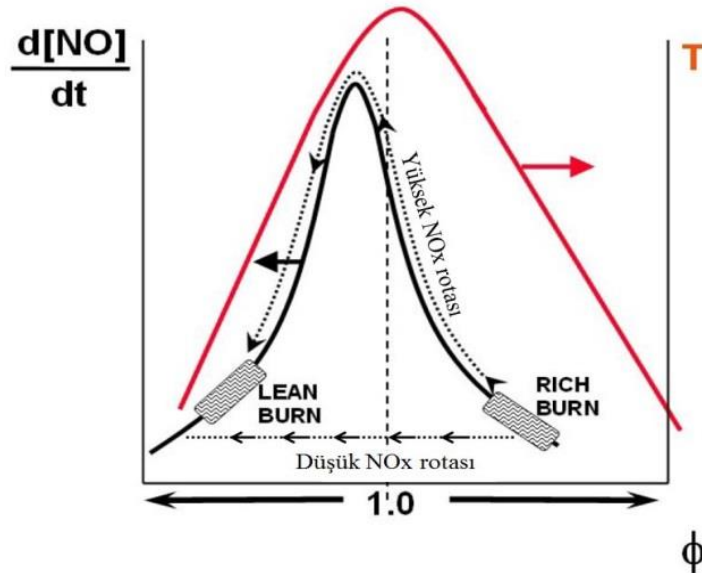


Şekil 1.6: Yanma odası birinci bölge CRV yapıları.

Günümüz yanma odalarında, kimyasal reaksiyonlar önemli oranda birinci bölgede gerçekleşmektedir. Ancak birinci bölgede gerçekleşen reaksiyonlar sonucu açığa çıkan ara türlerin ve birinci bölgede reaksiyona girmeyen yakıtın da yakılması emisyon değerlerinin düşürülmesi ve yanma veriminin artırılmasında büyük önem taşımaktadır. Birincil jet deliklerinden ikincil jet deliklerine kadar olan bölüm ikinci bölge olarak isimlendirilmektedir. Birinci bölgede gerçekleşen reaksiyonlar sonucu açığa çıkan sıcak gazlar jet deliklerinden gelen havanın da yardımı ile karıştırılarak yakılmaktadır. Böylelikle, yanmamış hidrokarbonlar mümkün olduğunca azaltılarak is (soot) oluşumu engellenmektedir. Ek olarak yanmamış yakıt miktarı düşürüldüğü için yanma verimi de artırılmaktadır. İkincil jet delikleri aynı zamanda seyreltme deliği olarak da tanımlanmaktadır. Seyreltme deliklerinden yanma odası çıkışına kadar olan bölüm seyreltme bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Birinci ve ikinci bölgede gerçekleşen reaksiyonlar sonucu açığa çıkan yüksek sıcaklıktaki gazların yanma odası tasarımında belirlenen çıkış sıcaklığı değerine soğutulması gerekmektedir. Seyreltme deliklerinden gelen soğuk hava, yanma sonucu açığa çıkan yüksek sıcaklıktaki gazlarla olabildiğince homojen şekilde karıştırılarak yanma odası çıkışında lokal yüksek sıcaklıkların olmadığı düzenli bir sıcaklık dağılımı elde edilmesi hedeflenmekte ve böylelikle halihazırda yüksek mekanik kuvvetlere maruz kalan türbin kanatçıklarının ek ısı yüküne maruz kalmasının önüne geçilmek istenmektedir [4].

1.1.5. RQL (Rich burn quick Quench Lean burn) tipi yanma odası

Daha önceki bölümlerde bahsedildiği üzere farklı tipte yanma odası geometrileri bulunmaktadır. Yanma odası tiplerine ek olarak, NO_x oluşumlarının önüne geçmek, yanma verimini artırmak ve diğer sebeplerle araştırmacılar tarafından farklı yanma odası konseptleri geliştirilmiştir. RQL tipi yanma odası konsepti ilk olarak 1980'li yıllarda gaz türbinli motorlarda NO_x emisyonlarının düşürülmesi amacı ile ortaya çıkarılmıştır. 1990'lı yıllarda NASA tarafından yeni nesil havacılık itki motorlarında emisyonların düşürülmesi amacıyla geliştirilmeye devam edilen RQL yanma odası konsepti, özellikle Pratt & Whitney' tarafından tamamlanan TALON (Technology for Advanced Low NO_x) projesi kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda günümüz formunu almış ve sıkça kullanılan bir yanma odası konsepti haline gelmiştir [6]. RQL konseptinin NO_x emisyonlarının düşürülmesinde iddialı bir yaklaşım olduğunu vurgulayan Lefebvre [4], RQL tipi yanma odasının çalışma prensibini şu şekilde ifade etmiştir; birinci bölgede yakıtça zengin reaksiyonların gerçekleşmesi ve buna bağlı olarak düşük sıcaklıkların oluşumu ortaya çıkan NO_x seviyelerini düşürmektedir.



Şekil 1.7: RQL tipi yanma odası NO ve sıcaklık oluşumu yakıt denge katsayısı grafiği [6].

Birincil jetler yardımı ile hızlı bir karışım sağlanarak kalan yakıt ve havanın iyi şekilde karıştırılmasının bu konseptte ait en özel noktalardan biri olduğunu vurgulayan Lefebvre, homojen ve hızlı bir karışımın (quick mixing) sağlanamaması durumunda yüksek sıcaklıkta gazların açığa çıkacağını ve bu gazların birinci bölgede uzun süre kalmasına bağlı olarak çok fazla NOx oluşacağını ileri sürmüştür.

1.1.6. Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation)

Günümüzde karşılaşılan neredeyse bütün mühendislik problemleri ve doğal olaylarda oluşan akış türbülanslıdır. Bu nedenle CFD (Computational Fluid Dynamic) araştırmalarının büyük bir çoğunluğu türbülansın baskın rol oynadığı akış problemlerine odaklanmaktadır. Günümüzde türbülansın fiziksel doğası hala tam olarak anlaşılammaktadır. Ancak kullanılan sayısal yöntemler ile yeterli doğruluk derecesinde modellenenbilmektedir. Geniş bir aralıkta süresiz ve üç boyutlu hareketlerden oluşan türbülansın sayısal yöntemlerle tam olarak çözümlenmesi zordur. Türbülanslı akışın en doğru şekilde çözümlenebilmesi amacıyla Navier-Stokes denklemlerinin doğrudan sayısal olarak çözüldüğü DNS yaklaşımı kullanılması gerekmektedir. Ancak çok iyi çözünürlükte çözüm ağırları gerektiren DNS yaklaşımı CPU gereksinimleri artırmaktadır. Bu sebeple DNS yaklaşımı yalnızca düşük Re sayıları ve basit geometrilerin yer aldığı akış problemlerinde kullanılabilir. Türbülanslı akışın modellenmesi amacı ile birçok yaklaşım geliştirilmiştir. Ancak bu modellerin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. RANS modelleri akış problemlerinin çözülmesinde en sık kullanılan yöntemlerden birisidir. Her ne kadar CPU gereksinimi açısından büyük avantajlar sağlasa da, RANS yöntemleri ile akışın süresiz hareketlerinden kaynaklanan özellikleri elde edilememekte ve bu yöntemle yalnızca akışa ait temel özellikler belirlenebilmektedir. Günümüzde sıkça kullanılan diğer bir yöntem ise LES yöntemidir. DNS ve RANS yaklaşımlarına alternatif olan LES metodu, ilk olarak 1963 yılında Smogoronsky tarafından ortaya çıkarılmıştır. Başlangıçta yalnızca atmosferik akışların tahmin edilmesinde kullanılan LES yöntemi, 1970 yılında Deadorff ve 1975 yılında Schouman tarafından yapılan çalışmalarda basit

mühendislik problemlerine adapte edilmiştir. 1960-1980 yılları arasında gelişimi devam eden LES yöntemi CPU güçlerindeki artışla birlikte 1990'lı yıllarda geniş bir alanda, kompleks geometri ve oluşumların yer aldığı problemlerin çözümünde de kullanılmaya başlanmıştır. Büyük ölçekteki burgaçların doğrudan çözüldüğü, küçük ölçekli burgaçların ise çeşitli filtreleme yöntemleri kullanılarak modellendiği BBB (Büyük Burgaç Benzetimi) metodu, özellikle süreksiz akışların incelenmesinde sıkça kullanılmaktadır. Her ne kadar RANS analizleri kadar yaygın olarak kullanılmasa da, LES yaklaşımı, gaz türbini yanma odası analizlerinde akustik problemlerinin çözümünde ve benzeri kompleks problemlerin çözümünde sıkça kullanılmaktadır [7].

1.2. Literatür Özeti

Tamamlanan literatür araştırmaları sonucunda reaktif HAD analizi, LES yaklaşımı, yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları, çıkış sıcaklık profilleri, yakıt dağılımı ve gaz türbini yanma odası konuları ile ilgili birçok çalışma yapıldığı belirlenmiştir. Bu bölümde tamamlanan tez çalışmasına uygun olan ve tez konusu kapsamında faydalanılan çalışmalar özetlenmiştir.

Spencer [8], tamamlamış olduğu yüksek lisans tezi kapsamında Honeywell'de tasarlanan ters akışlı RQL tipi bir yanma odası için RANS ve LES yaklaşımlarını kullanarak HAD analizleri gerçekleştirmiş ve elde ettiği sonuçları yine Honeywell'de yapılan testler sonucu elde edilen veriler ile karşılaştırmıştır. Analizlerini ticari bir yazılım olan ANSYS Fluent aracı ile gerçekleştiren Spencer, farklı yanma modelleri, çözüm ağları ve yaklaşımlar kullanarak analizler gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmalar sonucunda, yanma odası çıkış sıcaklık profillerinin deney sonuçları ile uyumlu olduğunu, yanma odası reaktif akış analizleri için en uygun yaklaşımın LES/Flamelet ikilisi olduğunu belirtmiştir. Ek olarak LES sonuçlarından elde edilen profillerin RANS sonuçlarına göre daha parabolik yapıda olduğu, NGV kök ve uç kısımlarında daha düşük sıcaklıklar elde edildiğini vurgulamıştır. Son olarak her iki yaklaşım için de sıcaklık profilleri deneyle uyumlu şekilde elde edilirken, NGV kök kısımlarında, uç kısımlara göre deneyden daha uzak sonuçlar elde edildiği belirlenmiştir.

Alessandro ve diğeri [9], 18 enjektörlü CLEAN yanma odası için iki adımlı bir kerosen mekanizması ile Eddy Break-up yanma modeli ve RANS yaklaşımı kullanarak reaksiyonlu HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Analizler için bir enjektöre denk gelecek şekilde 20°'lik dilim geometri üzerine 330000 hücre içeren sayısal ağ kullanan araştırmacılar, analiz sonuçlarını, test verileri ile kıyaslamışlardır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, analiz sonuçlarının veriler ile uyumlu olduğu, RTDF ve OTDF değerlerinin test sonuçları ile yakın olduğu gözlemlenmiştir. Alessandro ve diğeri, HAD analizlerinden elde edilen verilerin doğruluğunun, kullanılan sayısal ağın iyileştirilmesi ve daha detaylı reaksiyon mekanizmaları kullanılması ile artırılabilceğini vurgulamışlardır.

Mitsumasa ve diğeri [10] yaptıkları çalışmada, JAXA (Japan Aerospace Exploration Agency) TechClean projesi kapsamında gerçekleştirdikleri küçük bir uçak motoru yanma odası tasarımına ait ayrıntılar paylaşmışlardır. Tam geometri ile çalışmalar yapan Mitsumasa, tasarladıkları yanma odası için emisyon değerlerinin ICAO CAEP4 standartlarına göre %38'lik daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmiştir. Ayrıca, yanma odası çıkış sıcaklık dağılımlarının elde edilmesi amacı ile dönen bir disk üzerine beşli ısı çift grupları yerleştirildiğini ve yarım derecelik açıl aralıklarla veri topladıkları bir test düzeneği kurduklarını belirtmişlerdir. Yapılan ölçümler sonucunda, yanma odası OTDF değerini %19 olarak elde ettikleri görülmüştür. Ek olarak, yanma odası çıkışında karşılaşılan düzensiz sıcaklık dağılımlarının doğrudan yakıt dağılımındaki düzensizliklerden etkilendiğini belirtmişlerdir.

Bourdier ve diğeri [11] yaptıkları çalışmada LES ve RANS yaklaşımları ile bir havacılık gaz türbini motoruna ait yanma odası geometrisi için reaksiyonlu HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. HAD analizleri için iki adımlı bir decane mekanizması kullanan araştırmacılar, dilim geometri için 1.55 milyon hücre içeren sayısal ağ yapısı kullanmışlardır. Analizlerini 0.13 milisaniye zaman adımı ile gerçekleştiren araştırmacılar, analizlerden elde ettikleri sonuçları Turbomeca Safran Grubu tarafından gerçekleştirilen deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Yaptıkları karşılaştırmalar ve çalışmalar sonucunda LES ve RANS yaklaşımları sonucu elde ettikleri sonuçların özellikle yanma odası çıkışında birbirlerine göre bazı farklar

gösterdiğini ve bu farkların jet penetrasyonlarında gözlemlenen farklılıklardan kaynaklandığını belirtmişlerdir. Ek olarak LES yaklaşımının deney verileri ile daha uyumlu sonuçlar sunduğunu belirten Bourdier, LES yaklaşımının alevin süreksiz davranışı hakkında değerli bilgiler edinilmesini sağladığını ve tasarım aşamasında LES kullanılmasının önemli bir nokta olduğunu vurgulamıştır.

Hideki ve diğerleri [12], bir uçak motoruna ait RQL tipi yanma odası için Kyoto Üniversitesi'nde geliştirilen Front Flow/Red adlı bir yazılım kullanarak LES yaklaşımı ile HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Analizler için 1/18'lik dilim geometri kullanan araştırmacılar 20 milyon hücre içeren sayısal ağ yapısı, yanma modellenmesi için 274 tür ve 1537 reaksiyon içeren JET-A1 mekanizması kullanmışlardır. 512 çekirdekli süper bilgisayar yardımı ile tamamlanan analizlerin 16 gün sürdüğünü belirtmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları yapılan testlerden elde edilen veriler ile karşılaştıran Hideki ve diğerleri, yanma odası çıkış radyal sıcaklık profillerinin deneysel verilerle uyumlu olduğunu ancak, özellikle iç ve dış yarıçap yakınlarında analiz sonuçlarının deney verilerinden %10'luk sapmalar gösterdiğini belirtmişlerdir.

Fabian Fuchs ve diğerleri [13], küçük bir jet motoruna ait yanma odası için sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. ANSYS CFX ile gerçekleştirdikleri analizlerde 40°'lik dilim geometri için 1.3 milyonluk bir sayısal ağ kullanan araştırmacılar SST $k-\omega$ türbülans modelini kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmalar sonucunda yakıt dağılımında, enjektörler arasında %2 ile %6 arasında düzensizlikler olduğunu belirlemişlerdir. Ek olarak yanma odası çıkış sıcaklık profillerini deney verileri ile karşılaştıran Fabian ve diğerleri, SST $k-\omega$ türbülans modelinin yanma odası çıkışında çok daha düzensiz ve salınımların yüksek olduğu sıcaklık dağılımı sunduğu belirtmişlerdir.

Malecki ve diğerleri [14] Pratt&Whitney PW6000 motoruna ait yanma odası için Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanarak HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuçlarından elde ettikleri yanma odası çıkış sıcaklık dağılımlarını, rig testlerinden elde edilen veriler ile karşılaştıran araştırmacılar, analiz sonuçlarının

deney verileri ile uyumlu olduğunu sıcaklık dağılımında karşılaşılan en yüksek farkın 22 K mertebesinde olduğunu vurgulamışlardır.

Dumrongsak [15] 2014 yılında yapmış olduğu doktora tezi çalışmasında, bir helikopter motoruna ait yanma odasının sayısal analizlerini LES yaklaşımı kullanarak tamamlamıştır. Çalışmasında, öncelikli olarak kullanacağı modelleri doğrulamak amacı ile daha basit modeller üzerinde çeşitli analizler gerçekleştirmiştir. Daha sonra yanma odasına ait 30°'lik dilim geometri için RANS ve LES analizleri yapmıştır. Analizlerinde 200000, 1.8 milyon ve 5 milyon hücre içeren tetrahedral çözüm ağı kullanan Dumrongsak, yakıt olarak Jet-A kullanmıştır. LES analizlerinin çözüm ağına olan hassaslığını inceleyen araştırmacı, ince çözüm ağının daha doğru sonuçlar verdiğini, karışıma bağlı olarak daha düzensiz ve yayılmış bir alev yapısı elde edildiğini belirtmiştir. Üç farklı çözüm ağı için zaman ortalamalı sıcaklık dağılımlarının birbiri ile benzerlik gösterdiğini, ancak ince çözüm ağı için elde edilen sıcaklık değerlerinin daha yüksek olduğunu gözlemlemiştir. LES yaklaşımı kullanılarak tamamlanan HAD analizlerinden önemli tasarım bilgileri elde edildiğini belirten araştırmacı, elde ettiği çıkış sıcaklık dağılımı, ortalama çıkış sıcaklığı ve NO_x değerlerinin, deney verileri ile uyumlu sonuçlar verdiğini belirtmiştir.

Dönmez [16], tamamlamış olduğu yüksek lisans tezi kapsamında turboprop/turboşaft motora ait ters akışlı RQL tipi bir yanma odası için RANS ve LES yaklaşımları kullanarak reaksiyonlu HAD analizleri gerçekleştirmiştir. RANS hesaplamalarında Realizable k - ϵ türbülans modeli kullanan Dönmez, LES analizleri için Smogoronsky ağ altı uzunluk ölçeği modelini kullanmıştır. Hybrid Eddy Break-up (HEBU) yanma modeli kullanarak tamamladığı analizler ile tutuşma karakteristiklerini incelediği bu çalışmada RTDF ve OTDF değerlerini elde etmiş ve yanma odası çıkış sıcaklık profilini elde etmiştir.

Fureby [17] çalışmasında gaz türbini, ramjet ve scramjet gibi itki sistemlerine ait yanma problemlerinin LES yaklaşımı ile tahmin edilmesini incelemiştir. LES yaklaşımının son zamanlarda sıkça kullanılan bir yöntem olduğunu belirten araştırmacı, çok brülörlü halka tipi bir yanma odası ve basitleştirilmiş scramjet

yanma odası geometrileri için HAD analizleri gerçekleştirmiştir. Gaz türbini endüstrisinde reaktif akış analizlerinde hızlı sonuç vermesi ve tasarım aşamasında özellikle çıkış sıcaklık profillerinin elde edilmesinde sağladığı avantajlardan dolayı RANS yaklaşımı ve Flamelet yanma modelinin sıkça kullanıldığını belirten Fureby, RANS yaklaşımının, karışımın ve hızlı kimyanın büyük önem taşıdığı durumlarda yanma odası içerisinde gözlemlenen süreksiz davranışların, tutuşma ve hava yakıt karışımı gibi daha karmaşık durumlar için yetersiz kaldığını vurgulamıştır. LES yönteminde büyük burgaçların doğrudan çözülmesi ile türbülans-kimya etkileşiminin daha doğru şekilde gözlemlenebileceğini belirtmiştir. Open-Foam açık kaynak yazılımı ile çok brülörlü bir yanma odası için Eddy Dissipation Concept yanma modeli ve LES yaklaşımı kullanarak gerçekleştirdiği HAD analizlerine ait sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmış ve sonuçların deneyler ile benzer olduğunu belirtmiştir.

Çelik [18], tamamlamış olduğu yüksek lisans tezi kapsamında, turbojet motora ait yanma odası geliştirilmesi amacı ile ticari bir yazılım olan STAR-CCM+ kullanarak reaksiyonlu HAD analizleri gerçekleştirmiştir. HAD analizlerinde 1 enjektörü temsil edecek şekilde 51.4 derecelik dilim geometri kullanan araştırmacı, çalışmalarında Realizable $k-\epsilon$ türbülans ve Hybrid Eddy Break-up yanma modeli kullanmış ve sıvı fazın modellenerek enjektör ventüri bölgesinde gözlemlenen sıvı film oluşumunu incelemiştir.

Nanduri ve diğerleri [19] türbülans modellerinin yanma reaksiyonları üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla Standart $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modelleri ile birlikte Standart Eddy Break-up yanma modeli kullanarak reaksiyonlu HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Yüksek döngü sayısına sahip bir akış problemi için gerçekleştirdikleri analizler sonucunda, Realizable $k-\epsilon$ türbülans modelinin, türbülanslı akışları daha doğru tahmin ettiği ve deneylerden elde edilen verilerle daha uyumlu sonuçlar verdiği sonucunu elde etmişlerdir.

Norgren ve diğerleri [20] yapmış oldukları çalışmada, ters akışlı yanma odalarının avantajlarından bahsetmiş ve yanma odası çıkış sıcaklık dağılımlarının yakıt enjektörlerindeki dağılım ile doğrudan ilişkili olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle 2-3

kg/s debili küçük motorlarda sıkça kullanılan ters akışlı yanma odalarında, son kompresör kademesinin radyal bir boşaltma tipi difüzör ile yanma odasına bağlanıyor olmasının, difüzörde karşılaşılan basınç kayıplarını azalttığını ve böylelikle yanma odası içerisine giren akışın daha düzenli olduğunu belirtmişlerdir. Buna ek olarak düzenli bir çıkış sıcaklık dağılımı elde edilebilmesi için yakıt ve havanın iyi şekilde karıştırılması gerektiğini ve bunun yakıtın enjektörlere dağılımının belirlenmesi ve enjektör sayısının artırılması ile elde edilebileceği belirtilmiştir.

Liukai ve Xuli [21] yapmış oldukları çalışmada gaz türbini yanma odası üzerinde 100 noktadan sıcaklık ölçümü yaparak çıkış sıcaklık dağılımı elde etmişlerdir. Buna ek olarak RTDF, OTDF ve çıkış ortalama sıcaklığı değerlerini de elde etmişlerdir. Araştırmacılar, yanma odası çıkışında düzenli bir sıcaklık dağılımının elde edilebilmesinin, yakıt enjeksiyonunun aktif olarak kontrol edilmesi veya yakıt enjeksiyonundaki düzensizliklerin giderilmesi ile sağlanabileceğini vurgulamışlardır. Yanma odası ortalama çıkış sıcaklığını 1435 K olarak ölçen Liukai ve Xuli, RTDF ve OTDF değerlerini sırası ile %21.6 ve %8.9 olarak belirlemişlerdir. Ek olarak, yanma odası çıkış sıcaklık dağılımının seyreltme deliklerinin yerleşimi ve büyüklüklerine de bağlı olduğunu vurgulamışlardır.

Bulat ve diğerleri [22], endüstriyel bir gaz türbinine ait yanma odası için LES yaklaşımı ile HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. SGS modeli olarak Smagorinsky ağ-altı modeli kullanan araştırmacılar, Yanma modeli olarak PDF yanma modelini tercih etmiş, 19 tür ve 15 adımlı bir mekanizma kullanmışlardır. HAD analizlerinden elde ettikleri sonuçları, deneysel veriler ile karşılaştıran Bulat ve diğerleri, sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğunu ve dinamik Smagorinsky ağ-altı modelinin gaz türbini yanma odası reaksiyonlu HAD analizleri için uygun bir model olduğunu belirtmişlerdir.

Di Mare ve diğerleri [23], tamamlamış oldukları çalışmada, model bir gaz türbini yanma odası için LES yaklaşımı kullanarak HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. LES analizleri için Smagorinsky-Lilly ağ altı modeli kullanan araştırmacılar, yanma modeli olarak β -PDF Flamelet yanma modelini tercih etmişlerdir. 1 milyon hücre

sayısına sahip yapısal ağ ile 10 ms süre için LES analizlerini tamamlamışlardır. Analiz sonuçlarından elde ettikleri sonuçları deneysel veriler ile karşılaştıran di Mare ve diğerleri, sıcaklık ve karışım oranı değerlerinin deneysel verilerle uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Ek olarak analizler sonucunda RTDF ve OTDF değerlerini sırası ile %15 ve %53 olarak elde etmişlerdir. Deney verilerinde ise RTDF ve OTDF değerleri sırası ile %20 ve %46 olarak elde edilmiştir.

Doğrudil [24], yapmış olduğu yüksek lisans tezi çalışmasında, turbojet motoru yanma odası duvar sıcaklıklarını CFD ve Eşlenik Isı Transferi (CHT) yöntemlerini kullanarak elde etmiştir. Reaksiyonlu CFD analizlerinde farklı alt modeller kullanan araştırmacı, Realizable $k-\epsilon$ türbülans ve HEBU yanma modellerinin test sonuçlarına en yakın değerleri sunan alt modeller olduğunu belirtmiştir. Doğrudil, duvar sıcaklıklarının belirlenmesi amacı ile gerçekleştirmiş olduğu çalışmalarda radyasyon ısı transferi modellerini hesaplamalarına dahil etmemiştir.

Povey ve diğerleri [25], yanma odası çıkışında gözlemlenen lokal yüksek sıcaklıkların NGV kanatçıkları üzerindeki etkilerini incelemek amacı ile sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımında gözlemlenen düzensizliklerin yakıt dağılımı ve atomizasyonuna, seyreltme deliklerinin konum ve büyüklüklerine bağlı olduğunu belirten araştırmacılar, sayısal ve deneysel yöntemler ile yanma odası çıkış sıcaklık dağılımlarını elde etmişlerdir. HAD analizleri sonucu elde ettikleri dağılımları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Ek olarak, RTDF ve OTDF değerlerini hesaplamış ve deney verileri ile kıyaslamışlardır. Karşılaştırmalar sonucunda, HAD analizlerinden elde edilen sonuçların deney verileri ile uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Elde ettikleri düzenli ve düzensiz sıcaklık dağılımına sahip yanma odası çıkış sıcaklıkları ile NGV kanatçıkları üzerinde çalışmalar gerçekleştiren Povey ve diğerleri, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı, RTDF ve OTDF gibi değerlerin önceden belirlenmesinin NGV tasarımında büyük önemi olduğunu vurgulamışlardır.

Çatori ve diğerleri [26], küçük boyutlu, hava parçalamalı atomizere sahip bir turbojet motora ait yanma odası için CFD analizleri gerçekleştirmiş ve yanma odası çıkış sıcaklık dağılımlarını incelemişlerdir. Yapmış oldukları çalışmada, enjektörlere

beslenen yakıt debilerinde ani değişiklikler olduğunu, salınımların nominal değere göre %2 ile %10 arasında değişimler gösterdiğini belirlemişlerdir. 10 milyon sayısal ağ ve PDF yanma modelini kullandıkları HAD analizleri sonucu elde ettikleri çıkış sıcaklık dağılımları ile rig testleri sonucu elde edilen sıcaklık dağılımlarını karşılaştıran araştırmacılar, sonuçların uyumlu olduğunu özellikle lokal yüksek sıcaklık bölgelerinin HAD analizleri ile belirlenebildiğini belirtmişlerdir. Ek olarak, OTDF değerini %28 olarak hesaplamış ve tasarımda 1168 K olarak belirlenen yanma odası ortalama çıkış sıcaklığı değerini 1148 K olarak elde etmişlerdir.

1.3. Tezin Kapsamı ve Amacı

Tez çalışmasının amacı, yakıt dağılımındaki düzensizliklerin yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı ve sıcaklık profili üzerindeki etkilerinin Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation) yaklaşımı ile incelenmesidir. Mevcut tez çalışması Avrupa Birliği 7. Programı Çerçevesinde gerçekleştirilen ESPOSA Projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Tez çalışması kapsamında, öncelikle 1 enjektörü temsil edecek şekilde dilim geometri kullanılarak, çözüm ağı bağımsızlaştırma, türbülans modeli ve yanma modeli analizleri gerçekleştirilerek tam geometri analizlerinde kullanılacak olan alt modellerin uygunluğu belirlenmiştir. Yapılan dilim geometri analizlerinde, çözüm ağı bağımsızlaştırma çalışması için 1.8 milyon, 7.5 milyon ve 29 milyon hücre içeren üç farklı ağı yapıları kullanılmıştır. Ek olarak elde edilen çözüm ağları için literatürde yer alan LES çözüm ağı çözünürlük göstergeçleri incelenerek uygun ağı yapısına karar verilmiştir. Türbülans modeli çalışması için Standart $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$, Standart $k-\omega$ ve SST- $k-\omega$ olmak üzere dört farklı türbülans modeli ile analizler tekrarlanmıştır. Yanma modeli çalışmasında ise FRC (Finite Rate Chemistry), Standart Eddy Break-up, Hybrid Eddy Break-up ve Steady Laminer Flamelet yanma modelleri ile analizler gerçekleştirilmiştir. Dilim geometri analizleri sonucunda orta çözüm ağının analizler için yeterli çözünürlüğü sağladığı, en uygun alt modellerin Realizable $k-\epsilon$ türbülans ve SLF yanma modeli olduğı belirlenmiştir. Uygun modellerin belirlenmesinin ardından, 12 enjektör içeren tam geometri için düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullarda RANS ve LES yaklaşımları kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda düzensiz yakıt dağılımı koşulu için, toplam yakıt debisi sabit tutulacak şekilde belirlenen enjektörler için nominal

değere göre %5 fazla veya az yakıt debisi tanımlanmıştır. Analizler sonucunda elde edilen ölçümler ve CIAM tarafından gerçekleştirilen testler sonucunda elde edilen veriler ile doğrulanmıştır. Doğrulama çalışmaları için yanma odası çıkış sıcaklık profilleri deney sonucu elde edilen profillerle karşılaştırılmıştır. Ek olarak düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı için yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları RTDF, OTDF değerleri ve çıkış sıcaklık profilleri karşılaştırılarak yakıt dağılımının etkileri incelenmiştir.





2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Tez çalışmasında, Avrupa Birliği 7 Program Çerçevesi ESPOSA projesi kapsamında geliştirilen ve küçük uçaklarda kullanılan turboprop/turboşaft motora ait yanma odası için reaksiyonlu HAD analizleri tamamlanmıştır. Tamamlanan analizler için STAR-CCM+ ticari yazılımı kullanılmıştır. Bu bölümde, yanma odası reaktif HAD analizlerinde kullanılan farklı yaklaşım ve modellere ait denklemler açıklamaları ile birlikte paylaşılmıştır.

2.1. Temel Denklemler

Bu bölümde, gaz fazında bulunan akışkanın modellenmesi amacıyla çözülen temel denklemler paylaşılmaktadır. Süreklilik, lineer momentum denklemleri sırası ile Denklem (2.1) ve Denklem (2.2) ile gösterilmektedir. Enerji ve türlerin taşınımı denklemleri ise yine sırası ile Denklem (2.4) ve Denklem (2.5) ile verilmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

Denklem (2.1) ile gösterilen süreklilik denkleminde yer alan ρ terimi akışkan öz kütlelerini ifade etmektedir. Aynı denklemde yer alan t terimi zamanı temsil ederken, konum vektörü x ile ifade edilmektedir. Ek olarak hız vektörü u indisi ile tanımlanmaktadır.

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

Denklem (2.2) ile gösterilen lineer momentum denkleminde yer alan p terimi basıncı, τ_{ij} indisi ise viskoz gerilme tensörünü temsil etmektedir. τ_{ij} viskoz gerilme indisine ait formülasyon Denklem (2.3) ile gösterilmektedir.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.3)$$

Denklem (2.3) ile gösterilen viskoz gerilme indisine ait formülasyonda yer alan μ ifadesi akışkanın dinamik viskozitesini tanımlamaktadır.

Özellikle reaktif HAD analizlerinde önemli olan enerji denklemine ait formülasyon reaksiyonların hesaba katılmış hali ile Denklem (2.4)'de verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k_g}{C_p} \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) + S_H \quad (2.4)$$

Denklem (2.5)'de yer alan H terimi toplam entalpiyi, k_g terimi ise ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Yine aynı denklemde yer alan C_p terimi özgül ısıyı ifade etmektedir. Ek olarak, kimyasal reaksiyonlar sonucunda ortaya çıkan enerji S_H terimi ile ifade edilmektedir.

Tamamlanan reaksiyonlar sonucu ortaya çıkan moleküllerin taşınımın ifade edildiği formülasyon Denklem (2.5) ile gösterilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho Y_M)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_M) = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_M}{\partial x_j} \right) + S_C + S_M \quad (2.5)$$

Denklem (2.5)'de yer alan Y_M ifadesi, M indisi ile ifade edilen türe ait kütle oranını tanımlamaktadır. Aynı denklemde yer alan S_C terimi yanma reaksiyonları esnasında gözlemlenen tüketim veya üretimi ifade etmektedir. D terimi ise kütle yayılım katsayısını temsil etmektedir. Verilen D katsayısı, Denklem (2.6) ve Denklem (2.7) ile formülasyonu verilen boyutsuz bir ifade olan Schmidt sayısı kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} \quad (2.6)$$

Ek olarak, basınç temelli çözümleme yöntemlerinde, öz kütle, Denklem (2.7) ile verilen ideal gaz yasası kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (2.7)$$

Denklem (2.7)'de yer alan P terimi basıncı, R ifadesi ise ideal gaz sabitini temsil etmektedir. Aynı denklemde yer alan T terimi ise sıcaklığı ifade etmektedir.

2.2. Türbülansın Modellenmesi

Yanma odası tasarımında hava ile yakıtın verimli şekilde karıştırılması, sıcak gazların duvardan uzaklaştırılması ve farklı yanma bölgeleri oluşturulması amacı ile döngü yaratıcı, soğutma delikleri ve seyreltme delikleri içeren karmaşık geometriler kullanılmaktadır. Bu tip geometrik detaylar ve yanma odasındaki yüksek hızlar, akışın türbülanslı olmasına sebep olmaktadır. Türbülanslı akışlar, üç boyutta düzensiz ve dönel yapıda hareket eden, farklı uzunluk ölçeklerinde yayımsal davranışlar gösteren ve burgaç olarak adlandırılan yapılardan meydana gelmektedir.

Yanma odası içerisinde gözlemlenen büyük boyuttaki burgaçlar geometrik ve sınır şartı gibi parametrelere bağlı oluşurken, küçük boyuttaki burgaçlar büyük burgaçların aksine belirtilen parametrelerden bağımsız bir şekilde oluşmaktadır [27]. Richardson, yaptığı çalışmalar sonucunda, burgaçlar arasında gerçekleşen enerji aktarımının ifade edilmesi amacı ile enerji kademesi olarak adlandırılan yaklaşımı öne sürmüştür [28]. Enerji kademesi yaklaşımına göre, kinetik enerji sadece büyük burgaçların oluşumu ile değil aynı zamanda büyük burgaçların küçük burgaçlara dönüşümü esnasında da türbülansa aktarılmış olmaktadır. Kinetik enerjinin türbülansa aktarılması süreci, büyük burgaçların, mümkün olan en küçük yapıdaki küçük burgaçlara dönüşümüne kadar süregelir ve sonuç olarak yayılım yolu ile ısıya dönüşür. Bu süreç boyunca ortaya çıkan küçük yapıdaki burgaçlara ait uzunluk ölçeği, Kolmogorov tarafından Denklem (2.8) ile gösterildiği gibi tanımlanmış ve (Kolmogorov Length Scale) olarak adlandırılmaktadır [29].

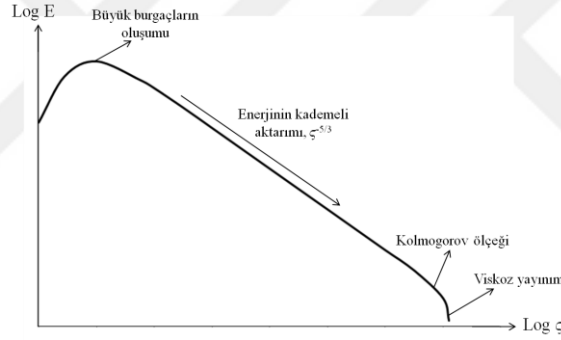
$$\eta_k = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (2.8)$$

Denklem (2.8) de yer alan η_k terimi Kolmogorov uzunluk ölçeğini temsil ederken, ν terimi kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Ek olarak, ε ifadesi türbülans kinetik enerji yitimini belirtmektedir. Diğer yandan, Kolmogorov oluşan küçük burgaçların yayınmadan önce belirli bir hıza ve zaman ölçeğine sahip olduğunu belirtmiştir. Kolmogorov zaman ölçeği (τ_k) ve Kolmogorov hız ölçeği (ν) terimlerine ait fonksiyonlar Denklem (2.9) ve Denklem (2.10) ile tanımlanmıştır.

$$\tau_k = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (2.9)$$

$$\nu = (\nu\varepsilon)^{1/4} \quad (2.10)$$

Enerji yoğunluğu fonksiyonunun dalga sayısına bağlı değişiminin yer aldığı grafik Şekil 2.1 ile gösterilmektedir.



Şekil 2.1: Enerji yoğunluğu fonksiyonu dalga sayısı logaritmik grafiği [18].

Yanma odası içerisindeki türbülansın modellenenebilmesi amacıyla çeşitli sayısal yaklaşımlar ve modeller geliştirilmiştir. Bu yaklaşımların en temeli DNS (Direct Numerical Simulation) Doğrudan Sayısal Modelleme olarak adlandırılan yöntemdir. Bu yöntemde, adından da anlaşılacağı üzere herhangi bir modelleme kullanılmamaktadır. Akış alanı içerisinde bulunan her burgaç, boyutundan bağımsız olarak doğrudan önceki kısımda yer alan temel denklemler kullanılarak çözümlenmektedir. Ancak DNS yöntemi için sayısal ağ çözünürlüğünün çok yüksek ve zaman adımlarının çok küçük olması gerekmektedir. Yeterli sayısal ağ çözünürlüğünün sağlanması için çok sayıda hesaplama hücresi gerekmekte ve zaman adımlarının küçük olması da hesaplama sürelerini büyük ölçüde artmasına sebep

olmaktadır. Belirtilen sebepler ve mevcut CPU kaynakları dikkate alındığında, DNS yönteminin sanayi bazlı projelerde kullanımını neredeyse imkansız hale getirdiği görülmektedir [30].

Diğer yandan, literatürde DNS yaklaşımına göre daha az çözüm süreleri ve CPU kaynağı gerektiren yöntemler de yer almaktadır. Bunlardan ilki, büyük burgaçların çeşitli filtreleme yöntemleri ile doğrudan çözümlendiği, küçük burgaçların ise Sub-Grid Scale (SGS) olarak isimlendirilen ağ-altı türbülans modelleri ile simüle edildiği Büyük Burgaç Benzetimi (BBB) veya Large Eddy Simulation (LES) yöntemidir. LES yönteminde en önemli parametre büyük boyuttaki burgaçları doğrudan çözümlenebileceği sıklıkta ağ yapılarının kullanılmasıdır [18]. Bu durum DNS yöntemi ile benzer şekilde hesaplama gücü ihtiyacını artırmakta ve LES yönteminin yaygın şekilde kullanılmasını engellemektedir [18]. Ancak artan bilgisayar güçleri ve LES yönteminin sunduğu önemli bilgiler sayesinde günümüzde LES kullanımı artmaya başlamıştır.

DNS yaklaşımına göre hesaplama kaynağı açısından daha düşük maliyetler sunan bir diğer yöntem ise RANS yöntemidir. RANS yaklaşımı, günümüzde en sık kullanılan HAD analizi yöntemi olmakla beraber, özellikle tasarım aşamasında değerli bilgiler sunmaktadır. Belirtilen yaklaşımlara ait detaylar ilerleyen bölümlerde paylaşılmıştır.

2.2.1. RANS yaklaşımı

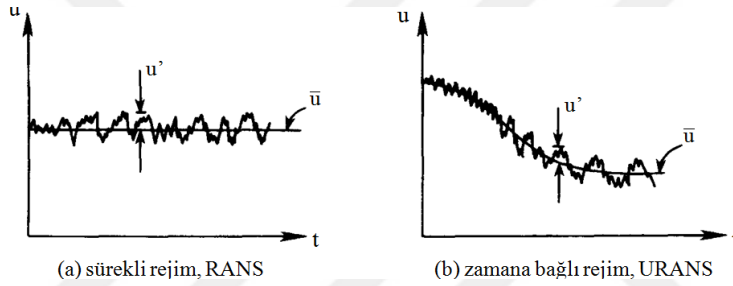
RANS yaklaşımında, burgaçlar boyutlarından bağımsız olarak direk olarak modellenir ve akış hacminde yer alan skaler büyüklükler, anlık ortalama değerlerinin değişimleri ile toplamı olarak tanımlanır. Akışın herhangi bir skaler değerinin tanımlanmasına ait formülasyon Denklem (2.11) ile gösterilmektedir.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.11)$$

Denklem (2.11)'de yer alan $\bar{\phi}$ ifadesi, herhangi bir skalar büyüklüğün zamana göre ortalamasını temsil ederken, ϕ' terimi ise belirtilen skalar büyüklüğün ortalama değerinden sapmasını belirtmektedir. Herhangi bir skalar büyüklüğün zamana göre ortalamasına ait formülasyon Denklem (2.12) ile gösterilmektedir.

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (2.12)$$

Denklem (2.12)'de yer alan Δt terimi sonsuza yaklaştıkça, belirtilen skalar büyüklük sürekli rejime ulaşır ve zamandan bağımsız hale gelmektedir. Diğer yandan, Δt 'nin sonlu bir değere sahip olması durumunda, akış zamana bağlı bir şekilde çözümlenmektedir. Δt 'nin sonlu değere sahip olduğu durumda elde edilen çözüm Zamana Bağlı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes veya Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (URANS) olarak adlandırılmaktadır. Akışın RANS ve URANS yaklaşımları için sergilediği davranış farklılıkları Şekil 2.2 ile gösterilmektedir [31].



Şekil 2.2: RANS ve URANS yaklaşımlarına ait ortalama ve sapma değerleri.

Reaksiyonlu HAD analizlerinde, önemli seviyelerde yoğunluk değişimleri gözlemlenmekte ve problemin çözümünde büyük önem teşkil etmektedir. Bu sebeple reaksiyonlu HAD çözümlerinde Favre ortalama yöntemi kullanılmaktadır. Favre ortalama yöntemi Denklem (2.13) ve Denklem (2.14) ile gösterilmektedir [32].

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad (2.13)$$

$$\tilde{\phi} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} \rho \phi dt}{\int_t^{t+\Delta t} \rho dt} = \frac{\overline{\rho \phi}}{\bar{\rho}} \quad (2.14)$$

Süreklilik, momentum, enerji ve molekül taşınımı denklemlerinin Favre ortalama yöntemi uygulanmış halleri aşağıda gösterilmektedir;

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = \bar{S}_M \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{u}_i) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{\tau}_{ij} + \overline{\rho u_j'' u_i''}\right) + \bar{S}_{F,i} \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{H})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{H})}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{\rho}\alpha\frac{\partial\tilde{H}}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j'' H''}\right) + \bar{S}_H + \bar{S}_E \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Y}_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Y}_m)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{\rho}D\frac{\partial\tilde{Y}_m}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j'' Y_m''}\right) + \bar{S}_C + \bar{S}_M \quad (2.18)$$

Denklem (2.17)'de α ile gösterilen ifade ısı yayılım katsayısını temsil etmekte ve Denklem (2.19)'da gösterildiği gibi tanımlanmaktadır.

$$\alpha = \frac{k}{\bar{\rho}C_p} \quad (2.19)$$

Oluşturulan Favre ortalama denklemlerin çözülmesi için, türbülansa bağlı $\overline{\rho u_j'' u_i''}$, $\overline{\rho u_j'' H''}$ ve $\overline{\rho u_j'' Y_m''}$ terimlerinin çeşitli modeller yardımı ile hesaplanmaları gerekmektedir.

Denklem (2.15)'de yer alan $\overline{\rho u_j'' u_i''}$ terimi, Reynolds gerilme tensörü olarak adlandırılırken, içerisinde bulunan u_j'' ve u_i'' ifadeleri farklı yönlerdeki hız değerlerinin ortalama hızdan sapma büyüklüklerini temsil etmektedir. Literatürde Reynolds gerilme tensörünün hesaplanabilmesi amacı ile iki farklı yaklaşım olduğu bilinmektedir. Bu yaklaşımlardan ilki, Reynolds Gerilme Modelidir (Reynolds Stress Model, RSM). RSM yaklaşımında, tensöre ait altı elemanın her biri ayrı denklemler yardımı ile hesaplanmaktadır. Ancak RSM yaklaşımı için çözülmesi gereken denklem sayısının fazlalığı, HAD analizi çözüm sürelerini uzatmaktadır.

Literatürde yer alan diğer bir yaklaşım ise, tensörde yer alan bütün elemanların birbirine eşit olduğu kabul edilen Boussinesq yaklaşımıdır [18]. Boussinesq yaklaşıma göre, sıkıştırılamaz akışlar için Reynolds gerilme tensörü ve viskoz gerilme tensörleri benzer şekilde ifade edilmektedir. Reynolds gerilme tensörüne ait formülasyon Denklem (2.20) ile gösterilmektedir.

$$\overline{\rho u_j u_i} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.20)$$

Reynolds gerilme tensörü denkleminde yer alan μ_t ifadesi türbülanslı viskozite terimini temsil etmektedir. Türbülansa bağlı diğer terimler ise Denklem (2.21) ve Denklem (2.22) yardımı ile hesaplanmaktadır;

$$\overline{\rho u_j H} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x_j} \quad (2.21)$$

$$\overline{\rho u_j Y_m} = \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \quad (2.22)$$

Denklem (2.21)'de yer alan Pr_t ifadesi Prandtl sayısını temsil etmekte ve şu şekilde ifade edilmektedir;

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\rho \alpha_t} \quad (2.23)$$

Denklem (2.22)'de yer alan Sc_t terimi ise türbülanslı Schmidt sayısını ifade etmekte ve şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (2.24)$$

Türbülanslı Prandtl ve Schmidt denklemlerinde yer alan D_t ve α_t ifadeleri sırasıyla türbülanslı kütleli yayılım ve türbülanslı ısı yayılım katsayılarını temsil etmektedir.

Günümüzde türbülanslı viskozitenin çözülmesi amacı ile farklı yaklaşımlar ve modeller kullanılmaktadır. Bu bölümde, tez kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde kullanılan modellere ait denklemler ve detaylar verilmektedir.

2.2.1.1. Standart k - ε türbülans modeli

Jones ve Launder'in [33] tarafından geliştirilen Standart k - ε modelinde, türbülanslı viskozite değerinin hesaplanmasında kullanılan formülasyon Denklem (2.25) ile gösterilmiştir.

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.25)$$

Denklem (2.25)'de yer alan k ve ε terimleri sırasıyla türbülans kinetik enerjisini ve türbülans kinetik enerjisinin yitim oranını temsil etmektedir. Yine aynı denklemde yer alan C_μ terimi ise deneysel bir sabittir. Denklemde yer alan k ve ε terimleri Denklem (2.26) ve Denklem (2.27)'de gösterilen taşınım denklemleriyle hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P - \bar{\rho}\varepsilon \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.27)$$

Denklem (2.26) ve Denklem (2.27) yer alan σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ ve $C_{\varepsilon 2}$ ifadeleri Standart k - ε türbülans modelinde kullanılan deneysel sabitleri ifade etmektedir. Tamamlanan analizlerde kullanılan değerler Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1: Standart k - ε modeli deneysel sabitler.

Deneysel Sabit	C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
Değer	0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Denklem (2.26) ve Denklem(2.27)'de yer alan P terimi ise türbülans kinetik enerjisinin üretimin hızını tanımlamaktadır ve Denklem (2.28) ile gösterildiği şekilde elde edilmektedir.

$$P = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.28)$$

2.2.1.2. Realizable k - ε türbülans modeli

Shih ve diğerleri [34], Standart k - ε modelinin yetersiz olduğunu düşündükleri akış problemleri için Realizable k - ε modelini geliştirmişlerdir. Realizable k - ε modelinde, standart k - ε modelinde sabit olarak alınan C_μ ve $C_{\varepsilon 1}$ terimleri Denklem (2.29) ve Denklem (2.34) ile hesaplanmaktadır.

$$C_\mu = \left(A_0 + A_3 V^* \frac{k}{\varepsilon} \right)^{-1} \quad (2.29)$$

$$A_3 = \sqrt{6} \cos \left(\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\frac{\sqrt{6} S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{|S_{ij}|^3} \right) \right) \quad (2.30)$$

$$V^* = (S_{ij} S_{ij} + W_{ij} W_{ij})^{0.5} \quad (2.31)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.32)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.33)$$

$$C_{\varepsilon 1} = \max \left(0.43, \frac{\eta_\varepsilon}{5 + \eta_\varepsilon} \right) \quad (2.34)$$

$$\eta_\varepsilon = \frac{|S_{ij}| k}{\varepsilon} \quad (2.35)$$

C_μ teriminin hesaplanmasında kullanılan denklemde yer alan A_0 deneysel bir katsayı iken, V^* terimi Denklem (2.31) ile hesaplanan bir değişkendir. Aynı şekilde

$C_{\varepsilon 1}$ teriminin hesaplanmasında kullanılan η_ε terimi de Denklem (2.35) ile hesaplanabilen değişken bir parametrelerdir. Denklemlerde yer alan S_{ij} ve W_{ij} terimleri sırası ile gerinim hız tensörünü ve vortisite tensörünü ifade etmektedir. Realizable k - ε türbülans modeli ile tamamlanan analizlerde kullanılan deneysel sabitlere ait değerler Çizelge 2.2.'de gösterilmektedir.

Çizelge 2.2: Realizable k-ε modeli deneysel sabitler.

Deneysel Sabit	A_0	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
Değer	4,0	1,9	1,0	1,2

2.2.1.3. Standart k - ω türbülans modeli

Wilcox'un [35] Kolmogorov tarafından geliştirilen denklemleri sadeleştirilmesi ile günümüzdeki formunu alan Standart k - ω türbülans modelinde, türbülanslı viskozite Denklem (2.36)'da verilen formülasyon ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho}k}{\omega} \quad (2.36)$$

$$\omega = \max \left[\omega, 0.875 \left(\frac{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}{\beta^*} \right)^{0.5} \right] \quad (2.37)$$

$$\bar{S}_{ij} = S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.38)$$

Denklemlerde yer alan ω ifadesi özgül türbülans yitimini, \bar{S}_{ij} terimi ise ortalama gerinim hızını tanımlamaktadır. Ek olarak, β^* terimi türbülans model katsayısını temsil etmektedir. Denklemlerde yer alan ve k ile ifade edilen türbülans kinetik enerjisi ve ω ile gösterilen özgül türbülans yitimi terimleri Denklem (2.39) ve Denklem (2.40) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \bar{\rho} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta^* \omega k \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \bar{\rho} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \sigma_d \frac{\bar{\rho}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta \omega^2 \quad (2.40)$$

Denklemlerde yer alan τ_{ij} ifadesi Özgül Reynolds gerilim tensörünü temsil etmekte ve Denklem (2.41) ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_{ij} = 2 \frac{\mu_t}{\rho} \overline{S_{ij}} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \quad (2.41)$$

Standart $k-\omega$ türbülans modeli ile yapılan analizlerde kullanılan deneysel sabitler Çizelge 2.3 ile verilmiştir.

Çizelge 2.3: Standart $k-\omega$ modeli deneysel sabitler.

Deneysel Sabit	α	β	β^*	σ^*	σ_d	σ
Değer	0,52	0,07	0,09	0,6	0,125	0,5

2.2.1.4. SST $k-\omega$ türbülans modeli

Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ türbülans modeli, Menter [36, 37] tarafından Standart $k-\omega$ ve yüksek Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ türbülans modellerinin birleştirilmesi sonucunda ortaya çıkmıştır. SST $k-\omega$ türbülans modelinde, k ve ω değerleri aşağıda verilen denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\overline{\rho k})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho u_j k})}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho \beta^* \omega k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial(\overline{\rho \omega})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho u_j \omega})}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{v_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \overline{\rho \beta \omega^2} + 2(1-F_1) \sigma_{\omega^2} \frac{\overline{\rho}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.43)$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \overline{\rho k} \delta_{ij} \quad (2.44)$$

$$\mu_t = \frac{\overline{\rho a_1 k}}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (2.45)$$

Verilen denklemlerde yer alan sabitler, standart $k-\omega$ ve dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modellerinde kullanılan sabitlerin harmanlanması sonucunda elde edilmekte ve Denklem (2.46) ile gösterilmektedir.

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1-F_1) \phi_2 \quad (2.46)$$

Denklem (2.46)'da yer alan F_1 terimi, duvar kenarlarında ve duvar üzerinde tanımlanan herhangi bir fonksiyonu ifade etmektedir. Aynı denklem içerisinde yer

ala, ϕ_1 terimi standart $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılan sabitleri temsil ederken, ϕ_2 terimi ise dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ türbülans modelinde kullanılan sabitleri belirtmektedir.

$$F_1 = \tanh \left(\left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right)^4 \right) \quad (2.47)$$

Denklem (2.47)'de yer alan y terimi, duvara en yakın uzaklığı temsil etmektedir.

$CD_{k\omega}$ terimi ise çapraz yayınıcı (cross difsusion) ifade etmektedir.

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (2.48)$$

$$F_1 = \tanh \left(\left(\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right)^2 \right) \quad (2.49)$$

Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılacak olan sabitlerin hesaplanmasında kullanılan, Standart $k-\omega$ modeline ait ϕ_1 ve dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeline ait ϕ_2 sabitlerinin yer aldığı tablolar Çizelge 2.4 ve Çizelge 2.5 verilmektedir.

Çizelge 2.4: Standart $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

Deneysel Sabit	σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$	β_1	a_1	β^*	γ_1
Değer	0,85	0,5	0,075	0,31	0,09	0,533

Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

Deneysel Sabit	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 2}$	β_2	a_1	β^*	γ_2
Değer	1	0,856	0,828	0,31	0,09	0,44

2.2.2. LES yaklaşımı

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere, Büyük Burgaç Benzetimi (BBB) yönteminde büyük ölçekteki burgaçlar doğrudan çözümlenirken, Şekil 2.1’de gösterilen grafikte kademeli enerji aktarımı aralığında yer alan küçük burgaçlar ağ-altı türbülans modelleri kullanılarak modellenmektedir. Literatürde, LES yöntemlerinde kullanılan farklı ağ-altı modeller (SGS) yer aldığı bilinmektedir. Günümüzde en sık kullanılan modellerden birisi de WALE (Wall-Adapting Local-Eddy Viscosity) modelidir. WALE sub-grid scale modeli, hız gradyen tensörünün yeni bir formunun kullanıldığı daha modern bir model olarak tanımlanmaktadır. WALE sub-grid scale modelinin diğer SGS modellerine göre bazı avantajları olduğu bilinmektedir. Bu avantajlardan ilki, WALE modelinin, evrensel bir model katsayısı kullanılmamasına bağlı olarak farklı yaklaşımlar sergiliyor olmasına rağmen, diğer modellere kıyasla bu katsayılar daha az duyarlı olmasıdır. WALE modelinin diğer bir avantajı ise, modelin duvar yakınlarında herhangi bir sönümlenme (near-wall damping) kullanmaksızın duvar yakınlarında hassas ölçekleme sağlıyor olmasıdır [38]. Bu avantajlar göz önünde bulundurulduğunda, tez çalışması kapsamında WALE (Wall-Adapting Local-Eddy Viscosity) ağ-altı türbülans modeli kullanılmasına karar verilmiştir. WALE ağ-altı türbülans modelinde türbülanslı burgaç viskozitesinin hesaplanmasında kullanılan formülasyon Denklem (2.50) ile gösterilmektedir.

$$\mu_t = \bar{\rho} \Delta^2 S_w \quad (2.50)$$

Denklem (2.50)’de yer alan Δ ifadesi uzunluk ölçeğini temsil etmektedir. Δ ifadesi Denklem (2.51) kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Delta = \min(\kappa d, C_w V^{1/3}) \quad (2.51)$$

Uzunluk ölçeği denkleminde kullanılan κ terimi von Karman sabitini temsil ederken, duvara en yakın hücre mesafesi ise d terimi ile ifade edilmektedir. Yine aynı denklemde yer alan C_w terimi deneysel bir sabiti, V ise çözüm ağı hücresinin hacmini tanımlamaktadır. Ek olarak, Denklem (2.50)’de bulunan S_w ifadesi deformasyon parametresini belirtmektedir. Deformasyon parametresine ait formülasyon Denklem (2.52) ile gösterilmektedir.

$$S_w = \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/4} + (S_{ij} S_{ij})^{5/2}} \quad (2.52)$$

Denklemden bulunan S_{ij} terimi gerilim tensörü olarak tanımlanmakta ve Denklem (2.53) ile ifade edilmektedir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.53)$$

Denklem (2.52)'de yer alan S_{ij}^d terimi deformasyon tensörünü ifade etmekte ve Denklem (2.54) ile gösterildiği şekilde tanımlanmaktadır.

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2 u_k}{\partial x_k^2} \right) \quad (2.54)$$

WALE (Wall-Adapting Local-Eddy Viscosity) SGS modelinde zaman ölçeği ve ağ altı uzunluk ölçeğinin hesaplanmasında kullanılan denklemler aşağıda gösterilmektedir;

$$t = \frac{C_t}{S} \quad (2.55)$$

$$l = \frac{C_t^{3/2} \mu_t^{1/2}}{S^{1/2} \rho^{1/2}} \quad (2.56)$$

Denklem (2.55) ve (2.56)'da yer alan C_t terimi deneysel bir sabiti temsil edilmektedir. WALE modelinde türbülans kinetik enerjisi ve yitim hızının hesaplanmasında kullanılan denklemler aşağıda verilmektedir;

$$k_{sgs} = \frac{C_t \mu_t S}{\rho} \quad (2.57)$$

$$\varepsilon_{sgs} = \frac{\mu_t S^2}{\rho} \quad (2.58)$$

WALE modelinde kullanılan deneysel sabitler Çizelge 2.6 ile gösterilmektedir.

Çizelge 2.6: WALE modeli sabitleri.

Sabit	C_w	C_t	κ
Değer	0,325	3,5	0,41

2.3. Yanma Reaksiyonlarının Modellenmesi

Havacılık motorlarına ait yanma odalarında, enjektörler yardımı ile alev tüpü içerisine püskürtülen yakıt, döngü yaratıcısından gelen hava ile karışarak reaksiyona girer ve yanma meydana gelir. Hava ve yakıtın önceden karışmadığı bu tip yanma problemleri ön karışimsız (non-premixed) yanma olarak isimlendirilmektedir. Literatürde yer alan ve genellikle laboratuvar tipi yanma odalarında kullanılan hava ve yakıtın yanma odası içerisine gelmeden önce belirli oranlarda karıştırıldığı problemler ise ön karışimli (premixed) yanma olarak tanımlanmaktadır. Tamamlanan tez çalışması kapsamında, 12 enjektör içeren bir havacılık motoruna ait yanma odası için ön karışimsız reaksiyonlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar dahilinde, dilim geometri üzerinde farklı yanma modelleri kullanılarak analizler gerçekleştirilmiş ve tez içeriğinde yer alan problemin çözümü için en uygun yanma modeli belirlenmiştir. Bu kapsamda, Arrhenius, Standart Eddy-Break Up, Hybrid Eddy Break Up ve Steady Laminer Flamelet olmak üzere dört farklı yanma modeli kullanılmıştır. Bu modeller birbirlerine göre farklı yaklaşımlar sergilemektedir. Bu bölümde farklı yanma modellerine ait yaklaşımlar anlatılmaktadır.

Arrhenius, Standart Eddy Break Up ve Hibrit Eddy Break Up yanma modellerinde, öncelikli olarak reaksiyon hızlarının (ω_r) belirlenmesi ve gerçekleşen reaksiyonlar sonucunda ortaya çıkan enerjinin (S_H) hesaplanması gerekmektedir. Literatürde, reaksiyon hızlarının belirlenmesi amacı ile iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır [39]. Literatürde yer alan ilk yaklaşım, reaksiyon hızlarının, hava ve yakıtın türbülans etkisi ile olan karışımından daha hızlı gerçekleştiğinin öne sürüldüğü hızlı kimya olarak adlandırılan fast chemistry yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda reaksiyon hızları hava ile yakıtın türbülans etkisi ile karışımına göre sınırlandırılmaktadır. Literatürde yer alan diğer bir yaklaşım ise yavaş kimya olarak adlandırılan ve hava ile yakıtın

türbülans etkisi ile karışımının, kimyasal reaksiyonlara göre daha hızlı şekilde gerçekleştiğinin öne sürüldüğü finite-rate chemistry yaklaşımıdır. Hızlı kimya yaklaşımının aksine, yavaş kimya yaklaşımında, reaksiyon hızlarının sınırlandırılması kimyasal kinetiklere göre belirlenmektedir.

Gerard Damköhler, reaksiyon hızlarının belirlenmesi aşamasında, türbülans veya kimyasal kinetik hızlarından hangisinin daha baskın olduğunun belirlenebilmesi amacı ile çeşitli çalışmalar yapmış ve kendi soy ismi ile tanımladığı Damköhler boyutsuz sayısı kavramını ortaya çıkarmıştır;

$$Da = \frac{\text{Karışım zaman ölçeği}}{\text{Kimyasal reaksiyonlar zaman ölçeği}} \quad (2.59)$$

Denklem (2.59)'da da görüldüğü üzere, türbülanslı karışım zaman ölçeğinin, kimyasal reaksiyon zaman ölçeğine oranı şeklinde ifade edilen Damköhler sayısının yüksek olması durumunda hızlı kimya yaklaşımının baskın hale geldiği kabul edilmektedir. Bu boyutsuz sayının küçük olması durumunda ise yavaş kimya yaklaşımının daha baskın olduğu kabul edilmektedir.

2.3.1. Arhenius yaklaşımı

Arhenius yaklaşımında hava ile yakıtın türbülans etkisi ile karışımının kimyasal kinetiklere göre daha hızlı gerçekleştiği ve reaksiyon hızlarının sadece kimyasal kinetikler göz önünde bulundurularak belirlendiği kabul edilmektedir. Arhenius yaklaşımında reaksiyon hızlarının (ω_r) belirlenmesi için kullanılan formülasyon Denklem (2.60) ile gösterilmektedir.

$$\omega_r^{kin} = -A_p \exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right) \prod_m \left(\frac{\bar{\rho} Y_m}{M_m}\right)^{\psi_m} \quad (2.60)$$

Denklem (2.60)' da yer alan A_p terimi deneysel olarak belirlenmiş ön üstel faktör olarak adlandırılan pre-exponential factor ifadesini tanımlamaktadır. Yine aynı denklemde kullanılan E_A terimi ise reaksiyona ait aktivasyon enerjisini belirtmektedir. M_m terimi m indisi ile belirtilen moleküle ait mol ağırlığını temsil

ederken, ω_m terimi m indisi ile belirtilen moleküle ait reaksiyon derecesini yani m molekülünün rate exponentini ifade etmektedir.

2.3.2. Standart Eddy Break-up yanma modeli

Magnusen ve Hiertager'in [40, 41], Spalding'in [42] geliştirmiş olduğu modeli düzenlemesi sonucunda son halini alan bu modelde kimyasal kinetikten gelen hızların türbülans etkisi ile gerçekleşen hava ve yakıt karışımının hızına göre daha hızlı olduğu varsayımı yapılmaktadır. Standart Eddy Break-up (SEBU) yanma modelinde reaksiyon hızlarının belirlenmesi için kullanılan formülasyon Denklem (2.61) ile gösterilmektedir.

$$\omega_r^{mix} = \frac{-\rho}{M_F} \left(\frac{1}{\tau_t} \right) A_{EBU} \min \left[Y_F, Y_O \left(\frac{\nu_F M_F}{\nu_O M_O} \right) \right] \quad (2.61)$$

Denklem (2.61)'de kullanılan Y_F ve Y_O terimleri sırası ile yakıt ve oksitleyiciye ait molar oranları temsil etmektedir. A_{EBU} terimi ise deneyler sonucu elde edilen sabiti ifade etmektedir. Yine aynı denklemde bulunan ν_F ve ν_O ifadeleri sırası ile yakıt ve oksitleyiciye ait stokiyometrik katsayıları tanımlamaktadır. Türbülanslı karışım zamanı ise τ_t ile ifade edilmekte ve Denklem (2.65) kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\tau_t = \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.62)$$

2.3.3. Hibrit Eddy Break-up yanma modeli

Hibrit Eddy Break-up (HEBU) yanma modelinde, reaksiyon hızları, Arhenius ve Standart Eddy Break-up modellerinde kullanılan yaklaşımlar doğrultusunda, kimyasal kinetik ve türbülanslı karışım için reaksiyon hızlarının ayrı ayrı belirlenmesi ve elde edilen en düşük reaksiyon hızının baz alınması ile belirlenmektedir. Bu modelde, reaksiyon hızlarının belirlenmesi için Denklem (2.63) kullanılmaktadır.

$$\omega_r = \min\left(\omega_r^{kin}, \omega_r^{mix}\right) \quad (2.63)$$

2.3.4. Flamelet (SLF) yanma modeli

Flamelet yanma modelinde, diğer modellere ek olarak türbülans ve kimyasal reaksiyonlar arasındaki etkileşimler göz önünde bulundurulmaktadır. Modelde, adiyabatik ve adiyabatik olmayan (non-adiabatic) durumlar için farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır. Adiyabatik durumlar için, reaksiyona giren bileşenlere ait kütle oranlar, yoğunluk ve anlık sıcaklık değerleri, karışım oranı olarak tanımlanan mixture fraction değerleri kullanılarak hesaplanırken, adiyabatik olmayan durumlarda karışım oranının yanı sıra entalpi değerleri de kullanılmaktadır. Karışım oranına ait formülasyon Denklem (2.64) ile gösterilmektedir.

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,o}}{Z_{i,f} - Z_{i,o}} \quad (2.64)$$

Denklem (2.64)'de yer alan Z_i , $Z_{i,f}$ ve $Z_{i,o}$ terimleri i 'nci atoma ait yakıt hava karışımı kütle oranlarını ifade etmektedir.

Flamelet modelinde, öncelikli olarak, türbülansın dahil edilmediği, hava ile yakıtın tek boyutta reaksiyona girdiği varsayımları altında, karışım oranı uzayında, flameletlere ait skaler yitim oranları (Scalar Dissipation Rate) ve laminer flamelet denklemleri kullanılarak bir kütüphane oluşturulmaktadır. Sonraki aşamada, kimyasal olarak dengede olan laminer flameletlerin, sıcaklık ve reaktant kütle oranlarının türbülanslı akış içerisindeki değerleri, Beta-PDF yaklaşımı ve Favre-ortalama metodu ile birlikte \tilde{f} karışım oranı ve \tilde{f}^2 karışım oranı sapması kullanılarak hesaplanmaktadır. Buna ek olarak, oluşturulan flamelet kütüphanesi, hesaplanan sapma değerleri doğrultusunda, her bir skaler yitim oranı için güncellenerek PDF (Probability Density Functions) tabloları oluşturulmakta ve böylelikle akış çözülmeden önce detaylı kimya hakkında fikir sahibi olunmaktadır. PDF tablolarının oluşturulması için kullanılan bir boyutlu flamelet denklemleri aşağıda verilmektedir.

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i \quad (2.65)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{c_p} \sum_i H_i S_i + \frac{1}{2c_p} \rho \chi \left[\frac{\partial c_p}{\partial f} + \sum_i c_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f} \quad (2.66)$$

$$\chi = \frac{a_s}{4\pi} \frac{3 \left(\sqrt{\frac{\rho_\infty}{\rho}} + 1 \right)^2}{2 \sqrt{\frac{\rho_\infty}{\rho}} + 1} \exp \left[-2(\operatorname{erfc}^{-1}(2f))^2 \right] \quad (2.67)$$

Denklemler içerisinde yer alan χ terimi skaler yitim oranını, Y_i terimi ise i 'nci moleküle ait kütle oranı ifade etmektedir. Ek olarak, S_i ve $c_{p,i}$ ifadeleri sırası ile i 'nci moleküle ait reaksiyon hızı ve özgül ısıyı temsil etmektedir. Denklemlerde yer alan ve ρ_∞ ile gösterilen terim oksitleyici yoğunluğunu tanımlarken, a_s ifadesi ise gerinim oranını temsil etmektedir.

Daha önce de belirtildiği üzere, moleküllere ait kütle oranların, sıcaklık ve yoğunluk gibi skaler değişkenlerin türbülans kimya etkileşimi ile ilişkisinin hesaplanmasında β -PDF yaklaşımı kullanılmaktadır. β -PDF yaklaşımında kullanılan denklemler aşağıda gösterilmektedir.

$$P(f) = \frac{f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1}}{\int f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1} \partial f} \quad (2.68)$$

$$\alpha = f \left[\frac{f(1-f)}{f'^2} - 1 \right] \quad (2.69)$$

$$\beta = (1-f) \left[\frac{f(1-f)}{f'^2} - 1 \right] \quad (2.70)$$

Denklem (2.68)'de yer alan $P(f)$ terimi herhangi bir karışım oranında, akışkanın geçirdiği zaman dilimi olarak tanımlanmaktadır. Karışım oranına göre elde edilmiş olan molekül kütle oranı ve sıcaklık değerlerinin, yoğunluk ortalamalı değerlerinin hesaplanması için kullanılan denklem aşağıda gösterilmektedir.

$$\phi_i = \iint \phi_i(f, \chi, h) P(f; f; f'^2) P(\chi) \partial f \partial \chi \quad (2.71)$$

ϕ_i tümleminde kullanılan taşınım denklemleri aşağıda gösterilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} f}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} u_j f}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\rho} D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right] \quad (2.72)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} f^2}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} u_j f^2}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\rho} D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial f^2}{\partial x_j} \right] - \left[2 \bar{\rho} \frac{\mu_t}{Sc_t} \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right)^2 - \bar{\rho} \chi \right] \quad (2.73)$$

$$\zeta = \frac{h_{ad}(f) - h}{h_{sens}(f)} \quad (2.74)$$

Denklem (2.74)'de gösterilen ζ terimi entalpi değişimini temsil etmektedir.

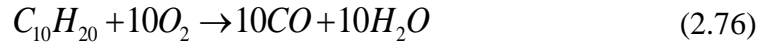
Non-Adyabatik durum için birleşik PDF formülasyonu Denklem (2.75) ile gösterilmektedir.

$$P(f, h) = P(f)P(h) = \beta(f; f; f^2) \delta(h) \quad (2.75)$$

2.3.5. Yanma kimyası

Bu bölümde, tez çalışması kapsamında kullanılan reaksiyon modelleri ve mekanizmalarına ait detaylar verilmektedir. Daha önceki bölümlerde belirtildiği üzere tez çalışmasında yer alan probleme en uygun yanma modelinin belirlenmesi ve yanma modellerinin etkilerinin incelenmesi amacı ile dört farklı yanma modeli kullanılarak dilim geometri üzerinde reaksiyonlu HAD analizleri tamamlanmıştır. Reaksiyonlu HAD analizlerinde detaylı kimya kullanılması ve ara türlerin de hesaba katılması, analizlerin doğruluğunun artırılması açısından büyük önem taşımaktadır. Havacılık motorlarına ait yanma odası analizlerinde JET-A kerosen reaksiyon mekanizmaları sıkça kullanılmaktadır. Ancak çok sayıda tür ve reaksiyon adımı içeren kerosen mekanizmalarının kullanılması, çözülmesi gereken denklem sayısını artırmakta ve buna bağlı olarak analizlerin çözüm sürelerini uzamaktadır. Günümüzde, birçok çalışmada, çözüm sürelerinin kısaltılması amacı ile indirgenmiş reaksiyon mekanizmaları kullanılmaktadır. Tez çalışması kapsamında, Arrhenius, SEBU ve HEBU yanma modelleri ile gerçekleştirilen analizlerde B. Franzelli ve diğerlerinin [43] çalışmalarında kullanmış oldukları indirgenmiş iki adımlı kerosen mekanizması kullanılmıştır. HAD analizlerinde kullanılan $C_{10}H_{20}$ reaksiyon

mekanizmasına ait reaksiyon mekanizması Denklem (2.76) ve Denklem (2.77) ile gösterilmektedir.



Analizlerinde kullanılan indirgenmiş reaksiyon mekanizmasına ait parametreler Çizelge 2.7 ile verilmiştir.

Çizelge 2.7: İndirgenmiş kerosen mekanizmasına ait parametreler [43].

	$C_{10}H_{20} + 10O_2 \rightarrow 10CO + 10H_2O$		$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$	
Aktivasyon Enerjisi	4.15x10 ⁴		2x10 ⁴	
Ön Exponansiyel Faktör	8x10 ¹¹		4.5x10 ¹⁰	
Reaksiyon Derecesi	$n_{C_{10}H_{20}}$	0.55	n_{CO}	1
	n_{O_2}	0.9	n_{O_2}	0.5

Detayları Çizelge 2.7 ile gösterilen reaksiyon mekanizması için kullanılan birimler mol, s, cm³, J ve cal/mol olarak tanımlanmıştır. Tez çalışmasında, Arrhenius, SEBU ve HEBU yanma modellerine ek olarak, SLF yanma modeli de kullanılarak reaktif HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Flamelet yanma modeli için J. Luche ve diğerleri [44] tarafından yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen 134 tür ve 1220 reaksiyon içeren C₁₀H₂₀ iskelet mekanizması kullanılmış ve PDF tablosu ticari bir yazılım olan DARS Basic kullanılarak oluşturulmuştur [38].

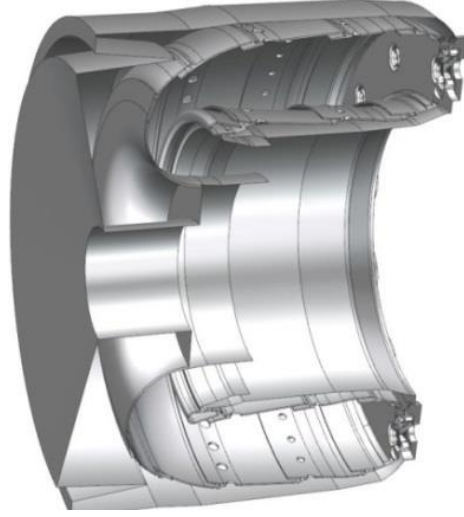
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZLERİ VE SONUÇLARI

Bu bölümde Şekil 3.1 ile gösterilen ile gösterilen Avrupa Birliği Komisyonu 7. Program çerçevesinde gerçekleştirilen ESPOSA (Efficient Systems and Propulsion for Small Aircraft) projesi kapsamında 2-5 kişi kapasiteye sahip küçük boyutlu uçaklarda kullanılmak üzere geliştirilen 160-180kW güçte tuboprop/turboşaft motora ait ters akışlı RQL (Rich burn quick Quench Lean burn) tipi bir yanma odası reaksiyonlu HAD analizleri sonuçları, CIAM (Central Institute for Aviation Motors) tarafından yapılan deney verileri ile birlikte sunulmuştur. Proje kapsamında, ilk tasarımı CIAM tarafından yapılan yanma odasına ait tüm HAD analizleri TOBB-ETU CSL (Combustion Systems Laboratory) tarafından gerçekleştirilmiştir. Yanma odası üretimi ise diğer bir proje partneri olan TEI (TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş) tarafından tamamlanmıştır.



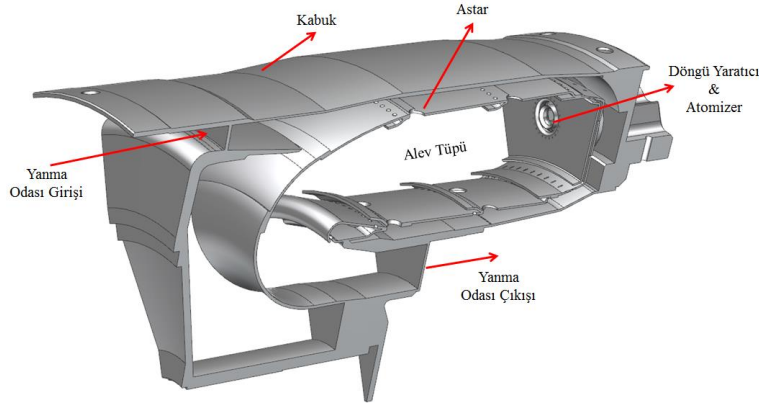
Şekil 3.1: RQL tipi yanma odası CAD modeli ve üretilmiş gerçekteki geometri görüntüleri.

Şekil 3.2’de analizlerde kullanılan yanma odası geometrisine ait kesit görünümü verilmiştir.



Şekil 3.2: Yanma odası kesit görünümü.

Tamamlanan tam geometri HAD analizlerinde Şekil 3.2’de kesit görünümü verilen geometri kullanılmıştır. Diğer yandan, HAD analizlerinde çözüm sürelerinin düşürülmesi ve kullanması planlanan modellerin belirlenebilmesi amacıyla öncelikli olarak bir enjektörü temsil edecek şekilde 30 derecelik dilim geometri analizleri tamamlanmıştır. Dilim geometriye ait görünüm ve sınır koşulları Şekil 3.3 ile gösterilmektedir.



Şekil 3.3: Yanma odası dilim geometrisi ve sınır koşulları.

Tamamlanan analizlerde giriş sınır koşulu kütleli debi olarak tanımlanırken, çıkış sınır koşulu ise statik basınç olarak belirlenmiştir. Benzer şekilde yakıt sınır koşulu da kütleli debi olarak belirlenmiş ve yakıt girişi, döngü yaratıcısı ventüri silindirin ön kısmında yer alan yüzeyden sağlanmıştır. Tamamlanan analizlerde giriş sınır koşulu kütleli debi olarak tanımlanırken, çıkış sınır koşulu ise statik basınç olarak

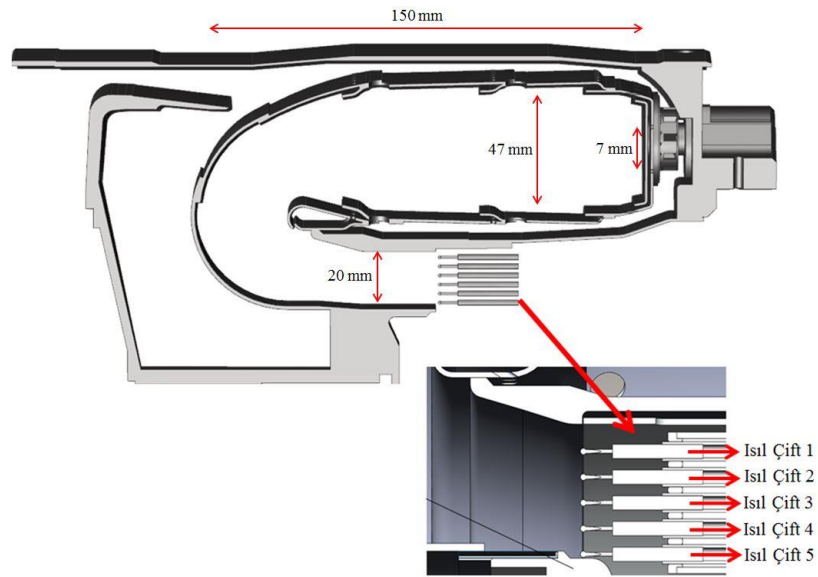
belirlenmiştir. Benzer şekilde yakıt sınır koşulu da kütleli debi olarak belirlenmiş ve yakıt girişi, döngü yaratıcısı ventüri silindirinin ön kısmında yer alan yüzeyden sağlanmıştır. Sınır koşullarına ait detaylar Çizelge 3.1’de yer almaktadır.

Çizelge 3.1: Tanımlanan sınır koşulları.

Sınır Koşulları	Değer
Hava giriş kütle debisi [kg/s]	0,1215
Hava giriş sıcaklığı [K]	483,3
Yakıt kütle debisi [kg/s]	$2,1108 \times 10^{-3}$
Çıkış basıncı [bar]	4,41

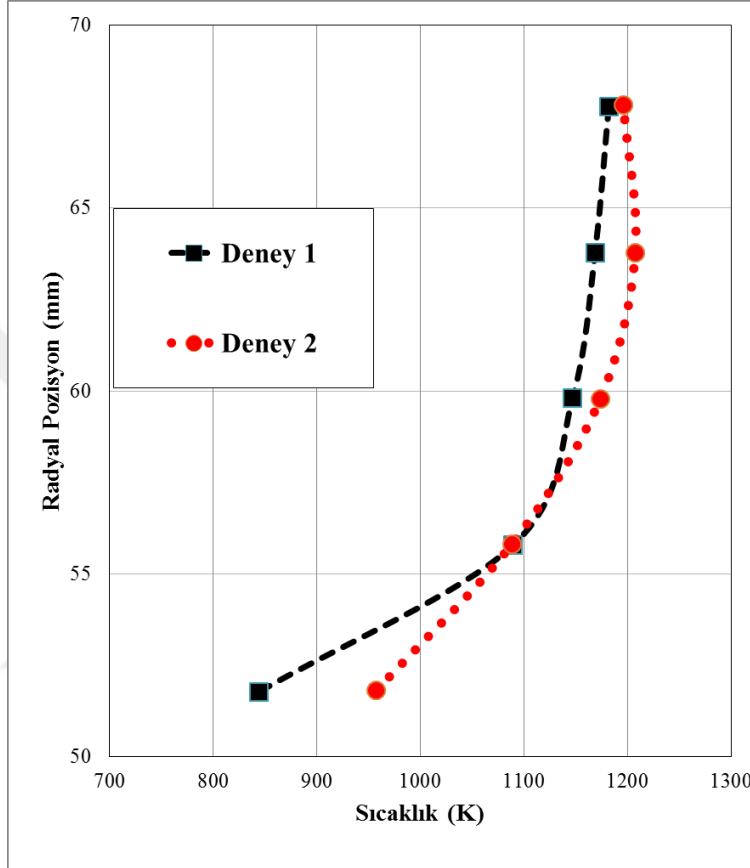
3.1. Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Profili ve Deney Sonuçları

HAD analizleri yapılan yanma odasına ait testler, CIAM (Central Institute for Aviation Motors) tarafından tamamlanmıştır. Testler farklı çalışma basınçları ve sınır koşulları altında tekrarlanmış ancak tez kapsamına uygun olan ve Çizelge 3.1 ayrıntıları verilen %100 güç çalışma noktasına ait sonuçlar TOBB ETU ile paylaşılmıştır. Tamamlanan testlerde Şekil 3.4’de gösterildiği gibi yanma odası çıkışına su soğutmalı 5’li ısı çift grubu 45°; 60°; 135°; 150°’lik açılarda yerleştirilmiştir. Testler, ısı çift grupları dikey eksene göre simetrik şekilde yerleştirilerek tekrarlanmıştır.



Şekil 3.4: Deney ısı çift grubu pozisyonu.

Tamamlanan testler sonucunda, ortalama çıkış sıcaklığı, RTDF, OTDF değerleri ve çıkış sıcaklık profili gibi yanma odası tasarımı için önemli parametreler elde edilmiştir. Testler sonucunda, yanma odası ortalama çıkış sıcaklığı 1134 K olarak elde edilirken, RTDF ve OTDF değerleri sırası ile 11.6 ve 14.2 olarak hesaplanmıştır. yanma odası çıkış sıcaklık profillerinin yer aldığı grafik Şekil 3.5 ile verilmektedir.



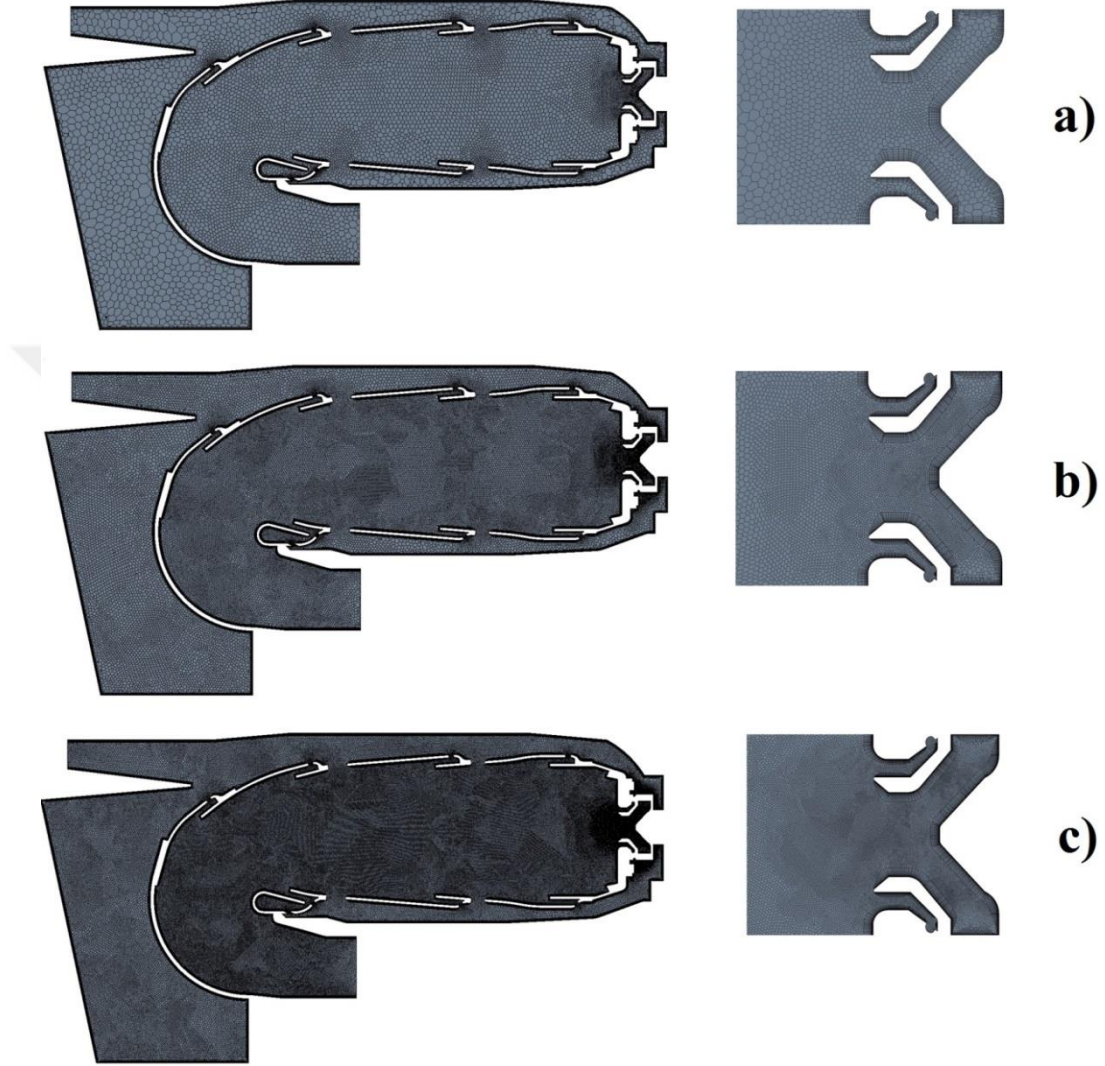
Şekil 3.5: Deney sonuçları yanma odası çıkış sıcaklık profilleri.

Şekil 3.5’de farklı zamanlarda tamamlanan testlere ait yanma odası çıkış sıcaklık profilleri yer almaktadır.

3.2. Çözüm Ağı Bağımsızlaştırma Çalışması

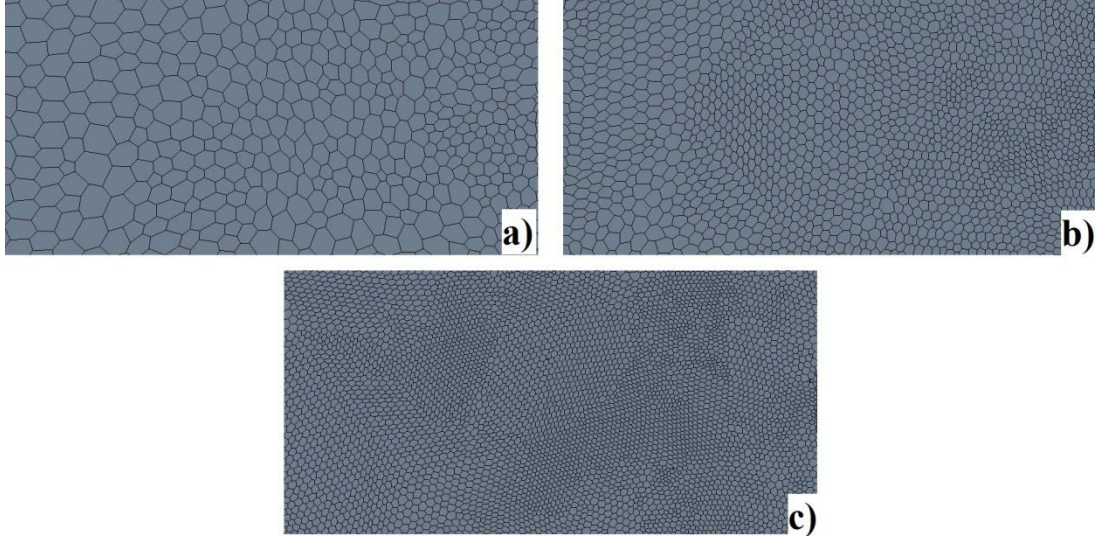
Daha önceki bölümlerde de belirtildiği üzere, tam geometri analizlerinde kullanılması planlanan modellerin doğrulanması ve tam geometri analizlerine referans olması amacı ile öncelikli olarak dilim geometri analizleri tamamlanmıştır. Çözüm ağından bağımsız sonuçlar elde edilmesi amacı ile üç farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Sırasıyla 1,8 milyon, 7,5 milyon ve 29 milyon çok yüzeyli hücreler

bulunduran çözüm ağı, sırası ile çözüm ağı 1, çözüm ağı 2, çözüm ağı 3 veya yine sırası ile kaba, orta ve ince ağı yapıları olarak adlandırılmıştır. Çözüm ağı bağımsızlaştırma çalışmalarında kullanılmak üzere oluşturulan ağı yapılarına ait orta düzlemde alınmış görüntüler Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6: Orta düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 görüntüleri.

Reaksiyonlu HAD analizlerinde hava ile yakıt karışımının iyi şekilde tahmin edilebilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple Şekil 3.6'da gösterildiği gibi üç çözüm ağı için de enjektör bölgesinde özel çözüm ağı boyutlandırmaları kullanılmıştır. Orta düzlem üzerinde (a) çözüm ağı 1, (b) çözüm ağı 2 ve (c) çözüm ağı 3 için 50 mm^2 'lik bir bölgeye düşen hücre yoğunlukları Şekil 3.7



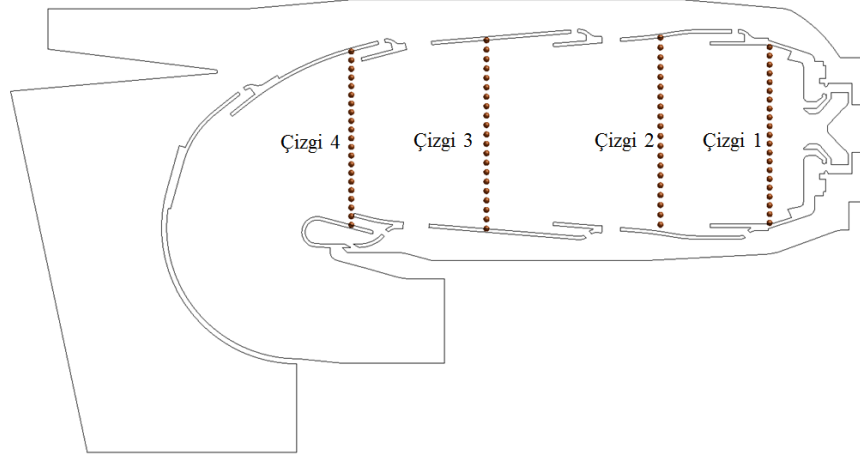
Şekil 3.7: Orta düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 için 50 mm²'lik alana yakınlaştırılmış görüntüleri.

Şekil 3.7 incelendiğinde, üç farklı çözüm ağı için aynı bölgeden alınan 50mm²'lik yakınlaştırılmış görüntüler üzerinde gözlemlenen hücre yoğunluklarının sistematik şekilde artırılmış olduğu gözlemlenmektedir. Ek olarak duvar kenarlarında daha doğru sonuçlar elde edilebilmesi amacı ile sınır tabaka çözüm ağları oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağlarına ait detaylar Çizelge 3.2 ile gösterilmiştir.

Çizelge 3.2: Çözüm ağı hücrelerinin özellikleri.

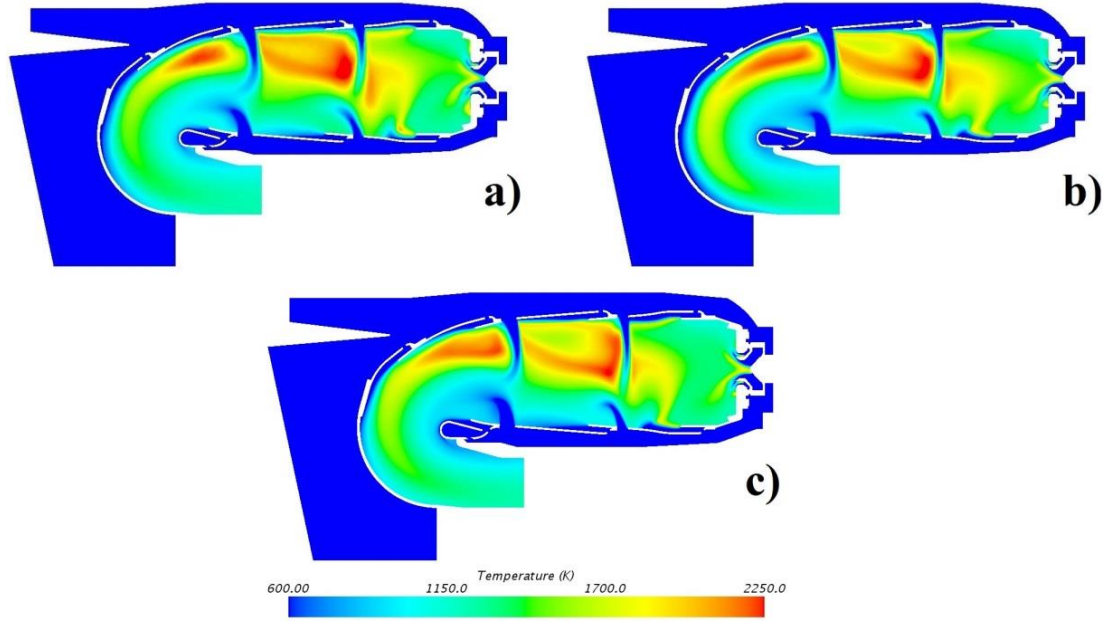
Çözüm Ağı	Hücre Sayısı	Sınır Tabaka Hücre Sayısı	Temel Hücre Boyutu	Sınır Tabaka Hücre Kalınlığı [mm]	Alev Tüpü En Küçük Hücre Boyutu [mm]	Alev Tüpü En Büyük Hücre Boyutu [mm]	Enjektör Bölgesi Küçük Hücre Boyutu [mm]	Enjektör Bölgesi Büyük Hücre Boyutu [mm]
	[Milyon]		[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Çözüm Ağı 1	1.8	8	3	1	1.2	1.8	0.2	0.5
Çözüm Ağı 2	7.5	12	1,25	0.75	0.45	0.8	0.05	0.2
Çözüm Ağı 3	29	20	0.75	0.75	0.2	0.5	0.03	0.15

Oluşturulan çözüm ağlarının sonuçlar üzerindeki etkisinin incelenmesi amacıyla yanma odası içerisine Şekil 3.8'de gösterildiği gibi birinci bölgede iki, ikinci bölge ve üçüncü bölgede birer adet olmak üzere toplamda dört adet dikey çizgi oluşturulmuş ve bu çizgiler üstünde sıcaklık ve hız profilleri karşılaştırılmıştır.



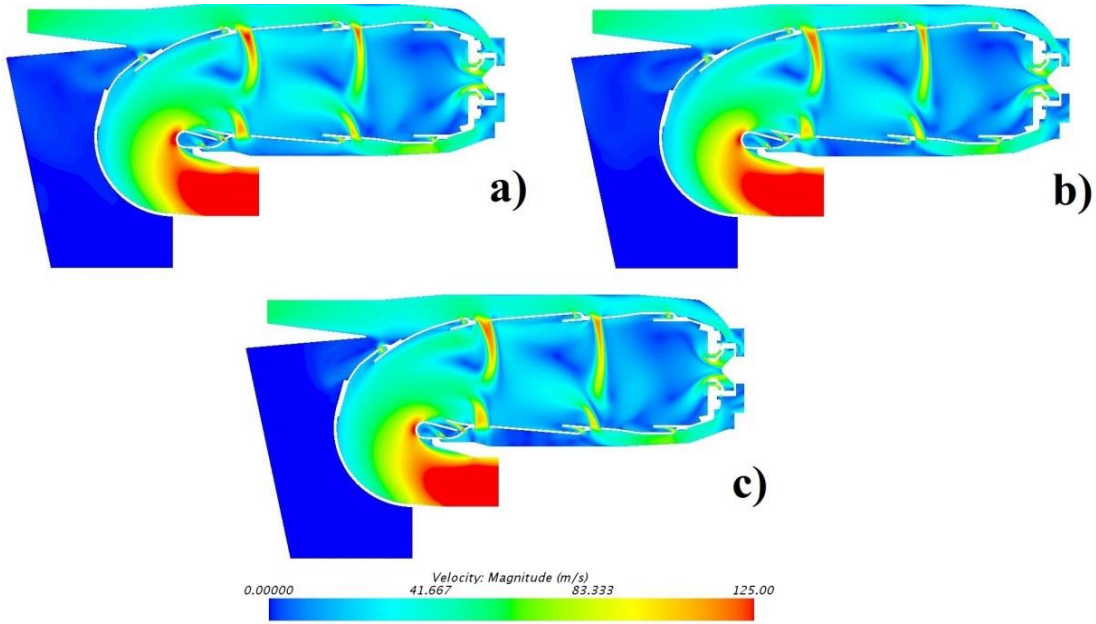
Şekil 3.8: Alev tüpü içerisinde oluşturulan dikey çizgi konumları.

Oluşturulan kaba, orta ve ince çözüm ağları ile tamamlanan HAD analizlerine ait orta düzlem sıcaklık ve orta düzlem hız konturları sırası ile Şekil 3.9 ve Şekil 3.10 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.9: Orta Düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 sıcaklık [K] konturları.

Şekil 3.9'de gösterildiği üzere, üç farklı çözüm ağından elde edilen sonuçlarda, yüksek sıcaklık konumlarının benzer olduğu ancak ikinci ve üçüncü bölgede oluşan yüksek sıcaklık bölgelerinin yapılarının birbirlerine göre küçük farklılıklar gösterdiği gözlemlenmiştir.

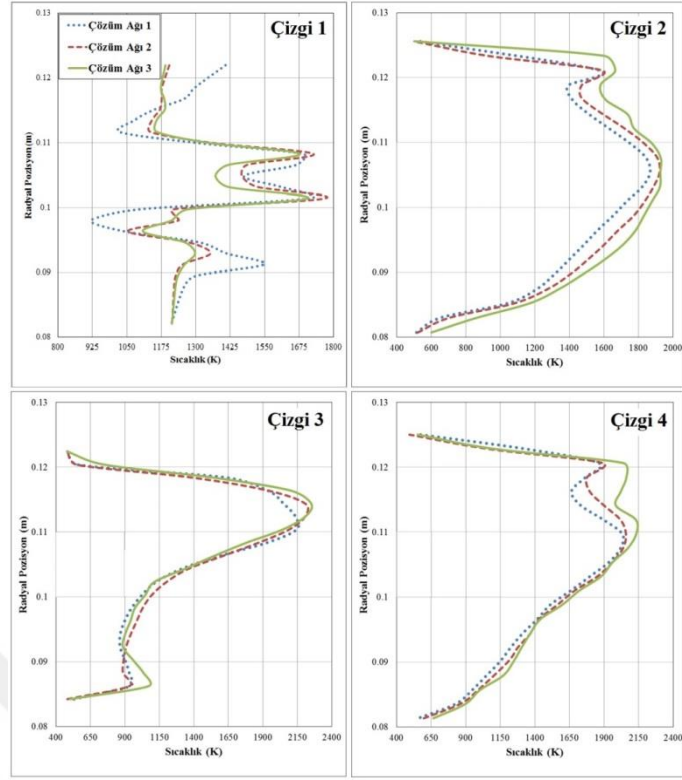


Şekil 3.10: Orta düzlem (a) Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 (c) Çözüm ağı 3 hız büyüklüğü [m/s] konturları.

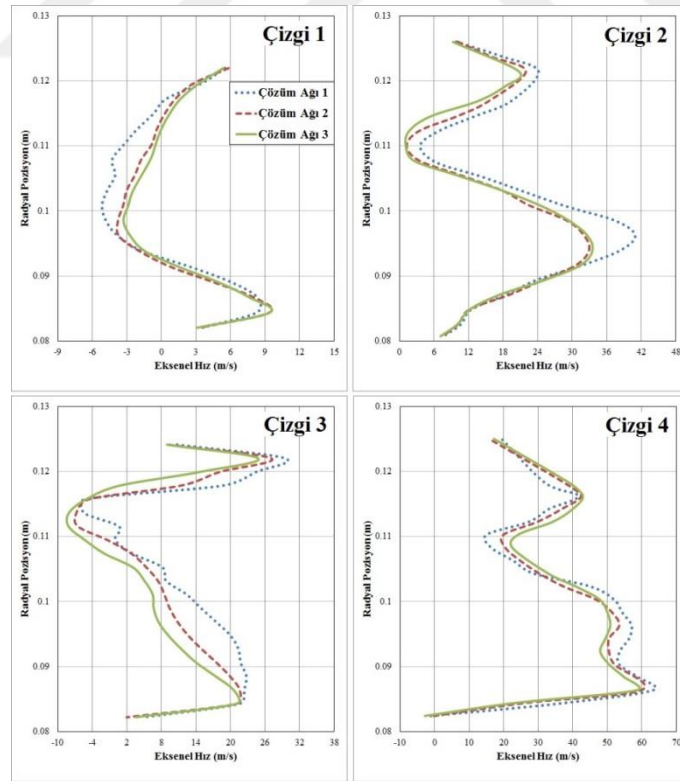
Şekil 3.10 ile gösterildiği gibi, üç farklı çözüm ağından elde edilen sonuçlarda hız konturlarının birbirleri ile benzer olduğu gözlemlenmektedir.

Daha detaylı bir inceleme için, konumları gösterilen dikey çizgiler üzerinde kaba, orta ve ince çözüm ağları için sıcaklık ve aksenal hız profilleri karşılaştırılmıştır. Sıcaklık ve aksenal hız profilleri üzerinde yapılan karşılaştırmaya ait grafikler Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de verilmiştir.

Şekil 3.11 ve Şekil 3.12 incelendiğinde Çözüm Ağı 1, Çözüm Ağı 2 ve Çözüm Ağı 3 ile yapılan HAD analizlerinden elde edilen sonuçlardan, dört farklı çizgi üzerinde alınan veriler ile çizilen sıcaklık ve aksenal hız grafiklerinin benzer davranışlar sergilediği gözlemlenmektedir. Şekil 3.11 ile verilen sıcaklık profilleri detaylı incelendiğinde, çözüm ağı 1’den , çözüm ağı 3’e doğru tekdüze bir artış olduğu görülmektedir. Ek olarak çözüm ağı 2’nin, çözüm ağı 1’e göre, çözüm ağı 3’e daha yakın sonuçlar verdiği ve salınım bölgelerinde çözüm ağı 3 profillerine daha benzer sonuçlar sunduğu görülmektedir. Elde edilen sıcaklık verileri daha detaylı incelendiğinde, çözüm ağı 1 ile çözüm ağı 3 arasında lokal bölgelerde %15’lik sıcaklık farkları gözlemlenirken, çözüm ağı 2 ile çözüm ağı 3 arasında gözlemlenen en yüksek sıcaklık farklarının %5 mertebesinde olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.11: Çözüm ağı 1, 2 ve 3 dikey çizgiler üzerindeki sıcaklık profilleri.

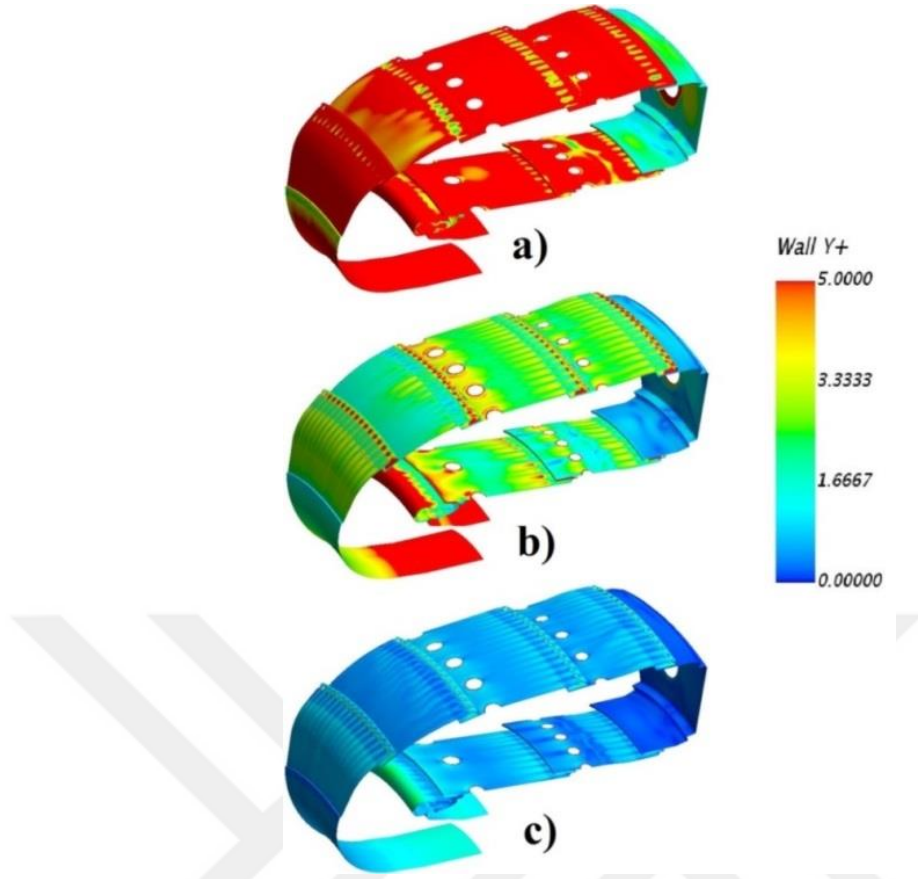


Şekil 3.12: Çözüm ağı 1, 2 ve 3 dikey çizgiler üzerindeki eksenel hız profilleri.

Dikey çizgiler üzerinde aksenal hız profilleri incelendiğinde, üç çözüm ağının da benzer eğilimler gösterdiği gözlemlenmiştir. Sıcaklık profilleri ile benzer şekilde, aksenal hız profillerinde de, çözüm ağı 2' den elde edilen sonuçların, çözüm ağı 3'den elde edilen profiller ile daha uyumlu ve elde edilen değerlerin birbirine daha yakın olduğu belirlenmiştir. Çözüm ağı 1 ile çözüm ağı 3 arasında aksenal hız değerleri arasında %3'lük farklar gözlemlenirken, çözüm ağı 2 ile çözüm ağı 3'den elde edilen aksenal hız değerlerinde karşılaşılan en yüksek farkın %1 mertebesinde olduğu belirlenmiştir.

Yanma odası reaksiyonlu HAD analizlerinde, duvar yakınlarındaki sınır tabaka bölgesinin hassas şekilde çözümlenmesi duvar yakını gaz sıcaklıklarının belirlenmesinde ve duvar/türbülans etkileşiminin doğru şekilde modellenmesinde büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple, HAD analizlerinde duvar yakınlarında oluşturulan çözüm ağlarının iyileştirilmesi ve sınır tabaka problemlerinin çözümü için bir doğruluk göstergesi olarak bilinen boyutsuz y^+ sayısının incelenmesi gerekmektedir. Sınır tabakanın doğru şekilde çözülebilmesi için, viskoz alt tabaka olarak adlandırılan duvara en yakın bölge için çözüm elde edilmesi gerekmektedir. Bu sebeple duvar yakını çözüm ağları için elde edilen y^+ değerlerinin 5'ten küçük olması gerektiği bilinmektedir [45].

Şekil 3.13 incelendiğinde, çözüm ağı 1 için elde edilen y^+ değerlerinin 5'ten büyük olduğu, çözüm ağı 2'den elde edilen y^+ değerlerinin ise astar bölgesinin büyük çoğunluğunda 5'ten küçük olduğu gözlemlenmiştir. Çözüm ağı 3'den elde edilen astar bölgesi y^+ değerlerinin ise neredeyse tamamının 1'den küçük olduğu görülmektedir. Çözüm ağları için astar üzerinde gözlemlenen en yüksek y^+ değeri kaba ağ yapısı için 27, orta ve ince ağ yapıları için ise sırası ile 7 ve 2 olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ve CPU kaynakları göz önünde bulundurulduğunda, çözüm ağı 2'nin RANS hesaplamaları için yeterli olduğu söylenebilmektedir.



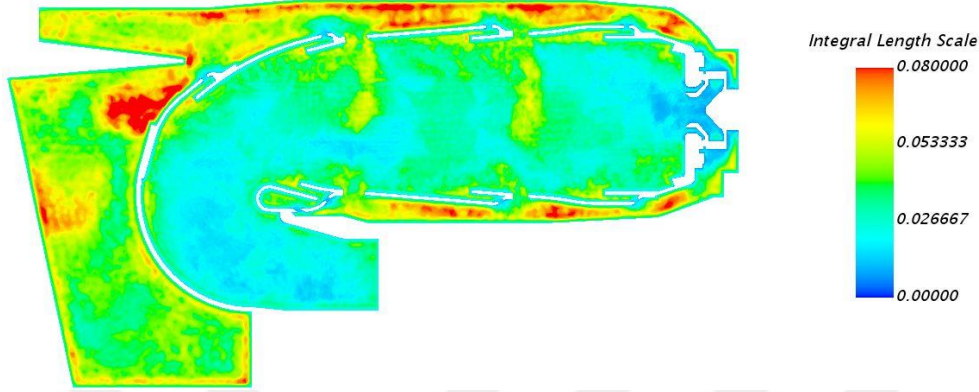
Şekil 3.13: (a)Çözüm ağı 1, (b) Çözüm ağı 2 ve (c) Çözüm ağı 3 iç astar boyutsuz y^+ değerleri.

Diğer yandan tez kapsamında LES hesaplamaları yapılması planlanmaktadır. Bu sebeple çözüm ağı 2'nin LES çözümleri için de yeterli çözünürlüğü sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmelidir. Bu kapsamda, literatür araştırmaları yapılmış ve çözüm ağının LES hesaplamaları için yeterliliğinin gözlemlenmesi amacıyla RANS ve LES bazlı göstergeler olduğu belirlenmiştir. Literatürde kullanılan göstergelere ait denklemler, LES hesaplamaları için gerekli çözünürlük aralığı ve HAD analizlerinde kullanılan çözüm ağı 2'ye ait sonuçlar aşağıda verilmektedir. Tamamlanan literatür araştırmalarında sıkça karşılaşılan RANS temelli göstergelerden ilki, Integral Length Scale göstergesidir. Sunulan bu gösterge, integral türbülans uzunluk skalasının Δ 'ya oranı olarak ifade edilmiştir.

$$l_i = k^{3/2}/\varepsilon$$

$$r_i = \Delta/l_i$$

Yapılan çalışmalara göre, r_l değerinin 0.08'den küçük olması durumunda LES çözümleri için yeterli çözünürlüğün elde edilebileceği belirtilmiştir [46]. RANS hesaplamalarından elde edilen sonuçlar üzerinden hesaplanan integral türbülans uzunluk skalası göstergesi konturu Şekil 3.14 ile verilmiştir.



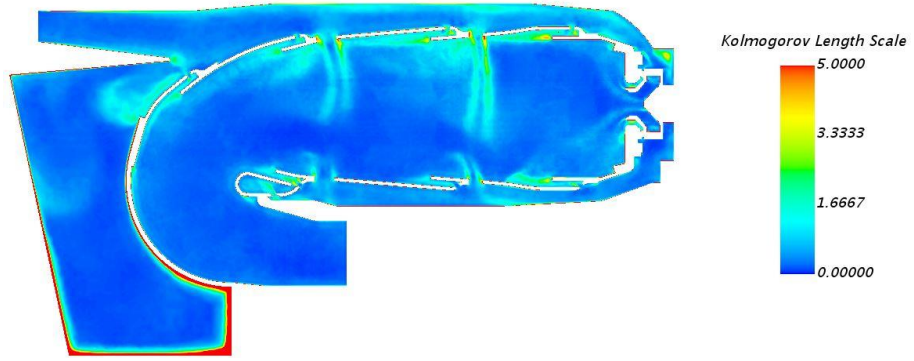
Şekil 3.14: Çözüm Ağı 2 için integral türbülans uzunluk skalasına çözünürlük göstergesi.

Şekil 3.14 incelendiğinde, alev tüpü içerisindeki değerlerin istenildiği üzere 0.08'den küçük olduğu ve integral türbülans uzunluk skalası göstergesine göre çözüm ağı 2'nin LES için yeterli çözünürlüğü sağladığı görülmektedir.

Literatürde yer alan bir diğer RANS temelli gösterge ise Kolmogorov uzunluk skalası göstergesidir [47]. Marchioli [48], yaptığı çalışmalarda LES için yeterli çözünürlüğün Δ/η oranının 5 den küçük olması durumunda elde edilebileceğini belirtmiştir.

$$r_\eta = \frac{\Delta}{\eta} = \frac{(V_{hücre})^{\frac{1}{3}}}{\left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{0.25}} < 5$$

Şekil 3.15 incelendiğinde alev tüpü içerisindeki değerlerin istenildiği üzere 5'den küçük olduğu ve Kolmogorov uzunluk skalası göstergesine göre çözüm ağı 2'nin LES için yeterli çözünürlüğü sağladığı görülmektedir.

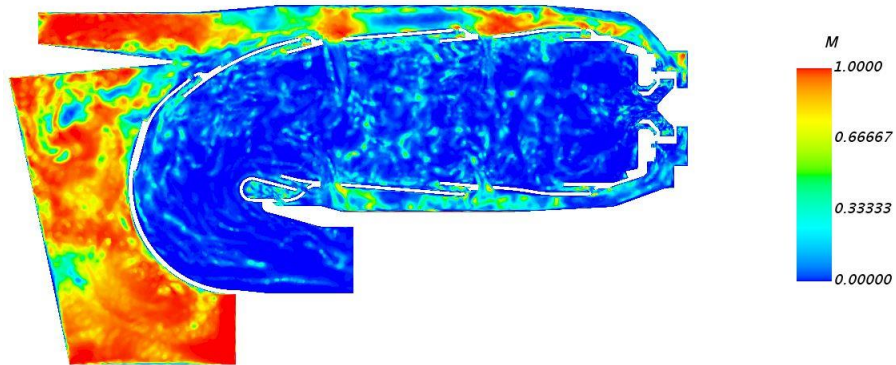


Şekil 3.15: Çözüm Ağı 2 için kolmogorov uzunluk skalası çözünürlük göstergesi.

LES analizlerinden elde edilen sonuçların doğruluğunun ve güvenilirliğinin artırılması amacı ile RANS temelli göstergelere ek olarak LES temelli göstergelerin de incelenmesi gerekmektedir. Literatürde yer alan göstergeler dilim geometri LES hesaplamaları üzerinde incelenmiştir. Literatürde yer alan LES temelli göstergelerden ilki subgrid scale türbülans kinetik enerjinin toplam kinetik enerjiye oranı şeklinde ifade edilmekte ve ‘M’ olarak isimlendirilmektedir.

$$M = \frac{k_{sgs}}{k_{sgs} + k_{res}}$$

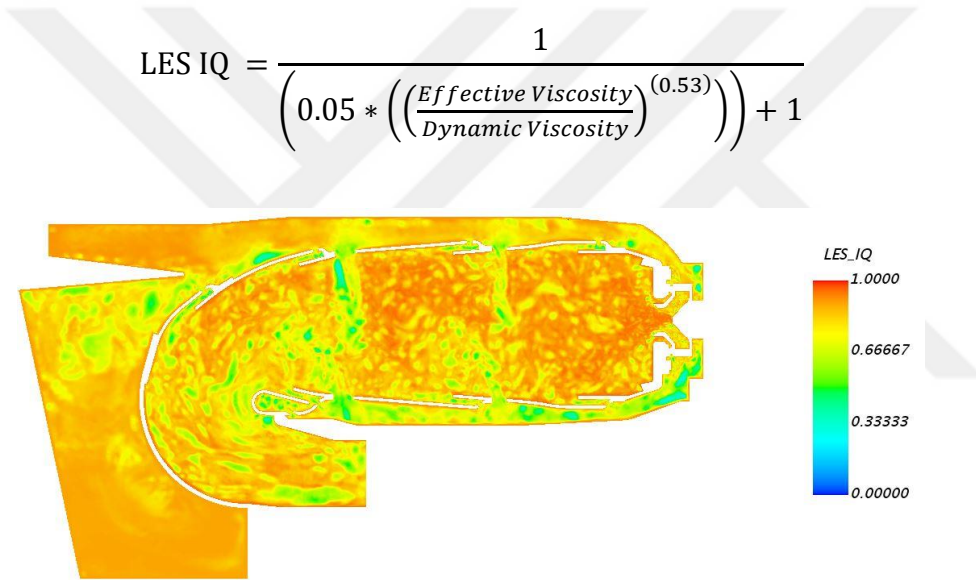
Tanımından da görülebileceği üzere, ‘M’ değerinin 1 olması durumunda kinetik enerji spektrumundaki tüm enerjinin modellendiği, sıfır olması durumunda ise LES ile çözümlendiği belirlenmiştir [38]. Dilim geometri LES analizleri sonucunda elde edilen ‘M’ konturu aşağıda gösterilmektedir.



Şekil 3.16: Çözüm Ağı 2 için LES temelli ‘M’ çözünürlük göstergesi.

Şekil 3.16 incelendiğinde alev tüpü içerisindeki ‘M’ değerlerinin sıfıra yaklaştığı ve LES için yeterli çözünürlüğün elde edilebildiği görülmektedir. Yanma odası girişinde ve ölü bölge olarak isimlendirilen durma noktalarında ise hücre yoğunluğunun alev tüpüne göre daha az olmasından dolayı RANS yaklaşımı ile türbülans kinetik enerjisinin modellendiği gözlemlenmiştir.

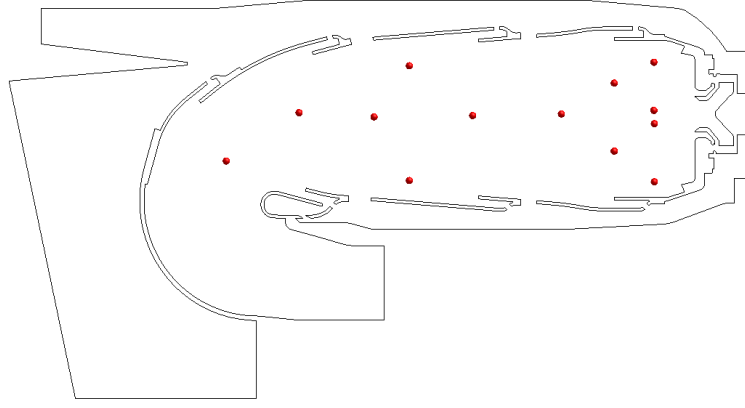
Literatürde yer alan ve LES çözünürlüğünün kontrol edilmesi amacıyla sıkça kullanılan diğer bir gösterge ise Celik ve diğerleri [49] tarafından geliştirilen LES IQ göstergesidir. LES IQ göstergesi aşağıda verildiği gibi tanımlanmaktadır ve LES IQ değerinin 1 olduğu bölgelerde iyi çözünürlükte LES veya DNS çözümleri elde edilebilmektedir.



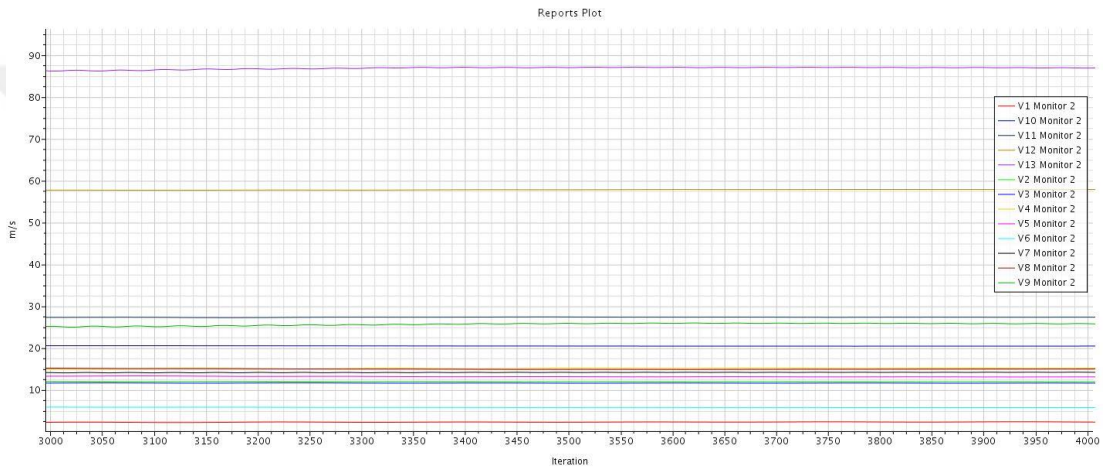
Şekil 3.17: Çözüm Ağı 2 için LES IQ çözüm ağı çözünürlük göstergesi.

Şekil 3.17’de gözlemlendiği üzere çözüm ağı 2 ile tamamlanan LES hesaplamaları sonucu elde edilen LES IQ değerlerinin yeterli çözünürlüğün sağlandığını gösterdiği belirlenmiştir.

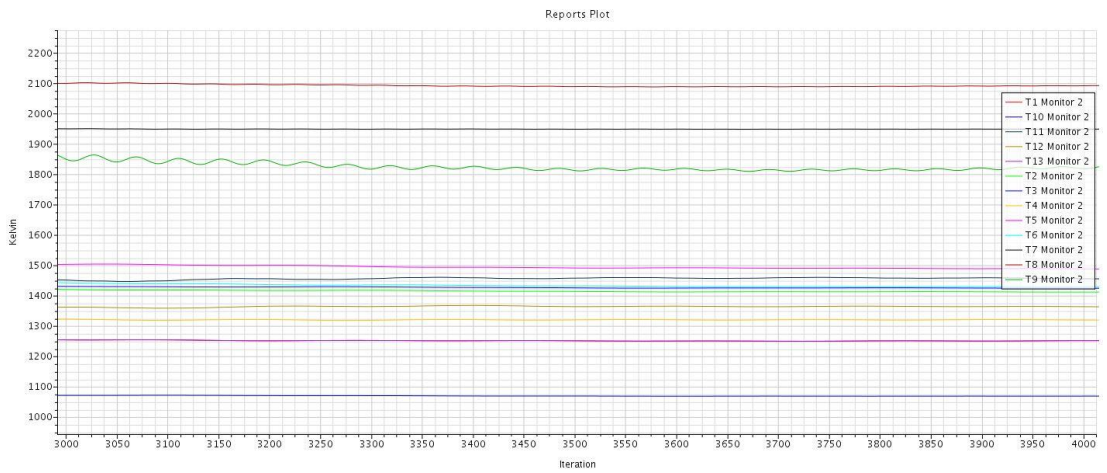
Tamamlanan analizlerde yakınsama kriteri olarak Şekil 3.18’de gösterildiği üzere yanma odası alev tüpü içerisinde farklı konumlarda 13 nokta yerleştirilmiş ve noktalar üzerinde hız ve sıcaklık salınımları iterasyona bağlı olarak incelenmiştir. Ek olarak kalan monitörleri (residual) ve yanma odası çıkış sıcaklık salınımları incelenmiştir. Elde edilen grafikler Şekil 3.19, Şekil 3.20’ de sunulmuştur.



Şekil 3.18: Alev tüpü içerisinde yer alan gözlem noktası lokasyonları.

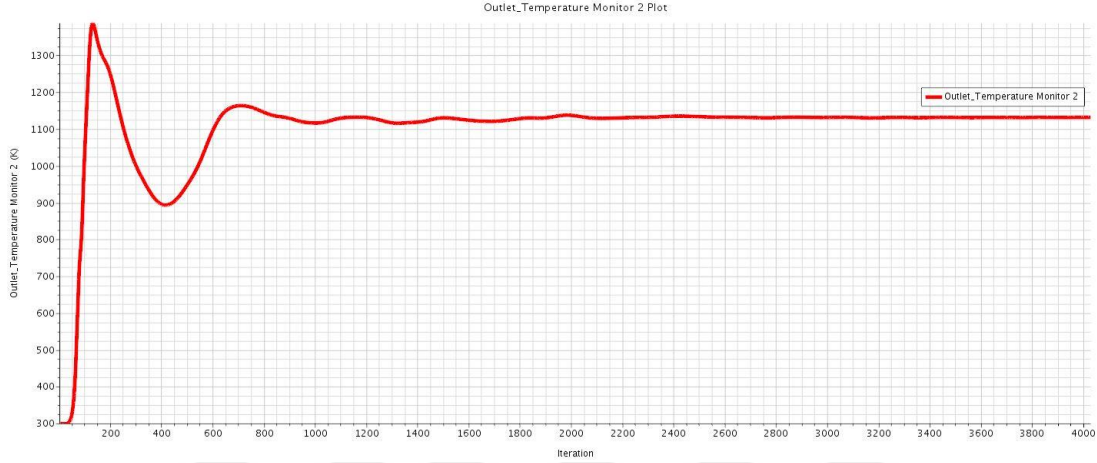


Şekil 3.19: Gözlem noktaları üzerindeki hız [m/s] değerlerinin iterasyona bağlı değişim grafiği.



Şekil 3.20: Gözlem noktaları üzerindeki sıcaklık [K] değerlerinin iterasyona bağlı değişim grafiği.

Şekil 3.19 ve Şekil 3.20 incelendiğinde, 3000-4000 iterasyon aralığında gözlem noktalarında hız sıcaklık ve basınç salınımlarının giderildiği veya düşük genliklerde periyodik salınımlar yaptığı gözlemlenmiştir. Noktalar üzerindeki değişimlerin giderilmesi ile tamamlanan analizin yakınsadığı söylenebilmektedir.

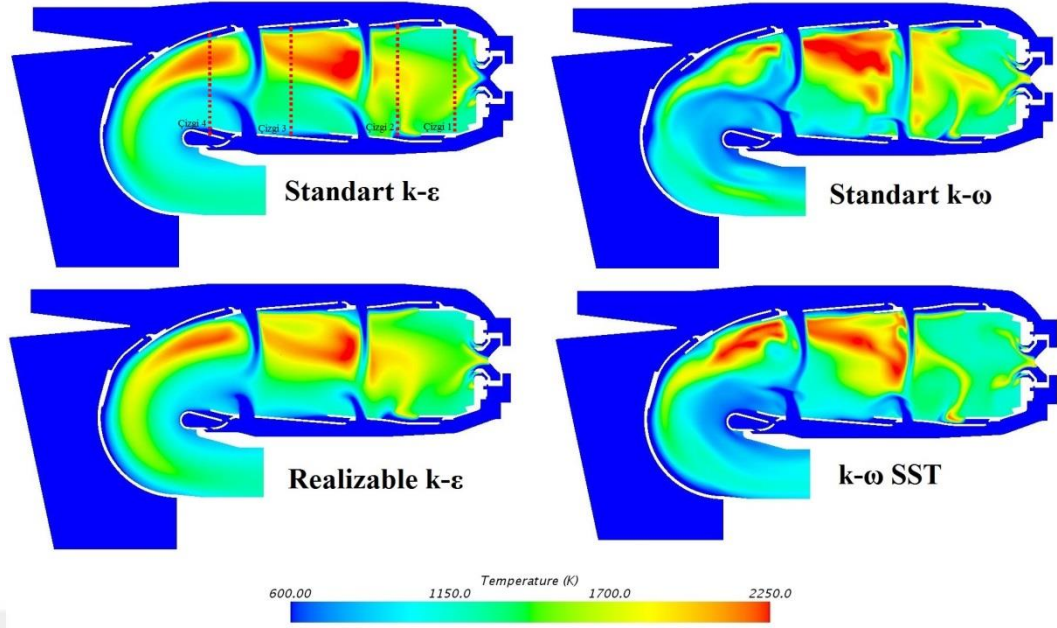


Şekil 3.21: Yanma odası ortalamalı çıkış sıcaklığı iterasyon değişim grafiği.

Şekil 3.21 incelendiğinde 0-1000 iterasyon arasında yanma odası çıkış sıcaklık değerinde salınımlar olduğu 1000-2000 iterasyon arasında bu salınımların sönümlendiği ve yaklaşık olarak 2500. iterasyondan sonra yanma odası ortalama çıkış sıcaklık değerinin sabitlendiği gözlemlenmektedir. Bu değerler de diğer gözlem noktaları gibi tamamlanan HAD analizlerinin yakınsadığını doğrulamaktadır.

3.3. Türbülans Modeli Çalışması

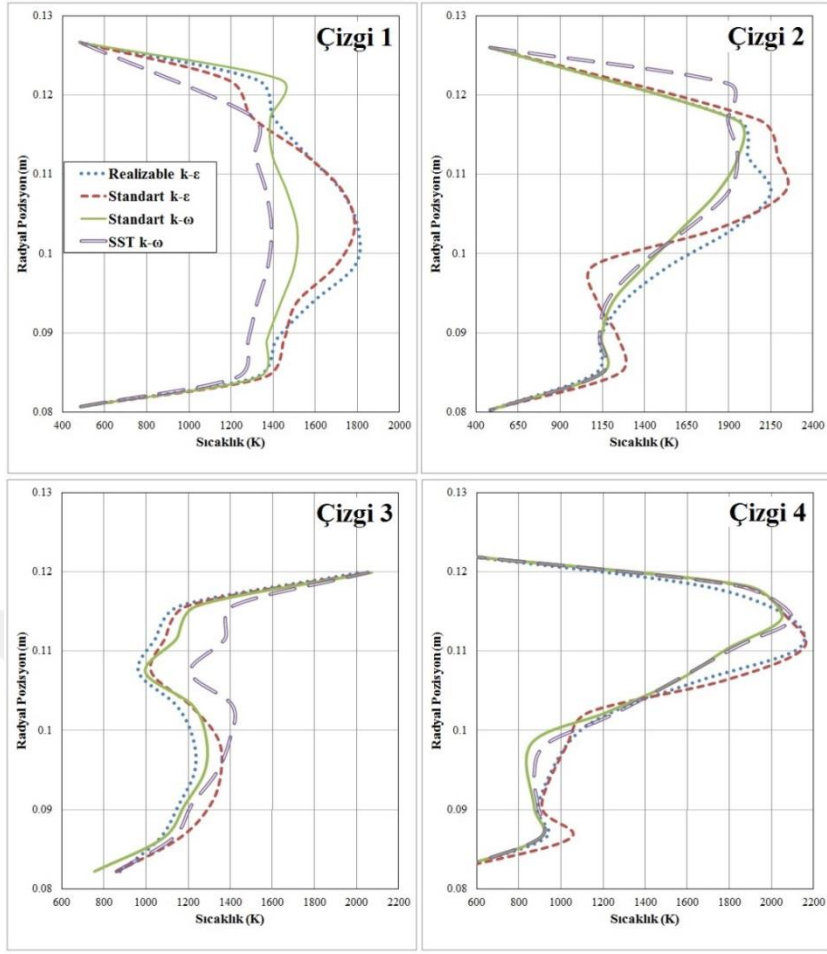
Bu bölümde, sonraki bölümlerde detayları verilen HAD analizleri için kullanılacak olan türbülans modellerinin uygunluğu incelenmiştir. Tez konusu olan problemin çözümü için uygun olan türbülans modelinin belirlenmesi amacı ile Standart $k-\epsilon$ (Sk- ϵ), Realizable $k-\epsilon$ (Rk- ϵ), Standard $k-\omega$ (Sk- ω) ve SST $k-\omega$ olmak üzere dört farklı model kullanılarak dilim geometri üzerinde HAD analizleri tamamlanmıştır. Türbülans modeli çalışmalarında SLF (Steady Laminar Flamelet) yanma modeli kullanılmıştır. Farklı türbülans modelleri ile yapılan analizlerden elde edilen orta düzlem sıcaklık konturları Şekil 3.22’de verilmektedir.



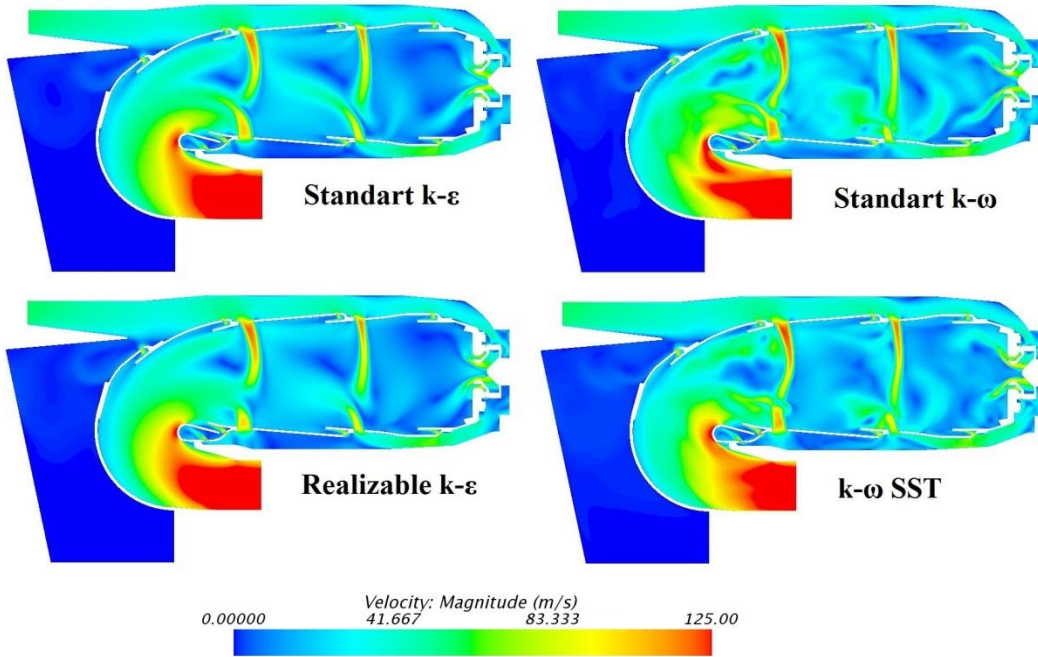
Şekil 3.22: Türbülans modelleri, orta düzlem sıcaklık [K] konturları.

Orta düzlem sıcaklık konturları incelendiğinde k-ε türbülans modellerinin daha düzenli değerler gösterirken, k-ω türbülans modellerinin daha düzensiz ve salınımların daha yüksek olduğu sıcaklık dağılımları verdiği gözlemlenmektedir. Ek olarak, elde edilen sonuçlar dikey çizgiler üzerinde sıcaklık verileri birbirleri ile karşılaştırılmış ve farklı türbülans modellerine ait davranışlar incelenmiştir.

Diğer yandan, dikey çizgiler üzerinde yapılan sıcaklık değerleri karşılaştırmaları incelendiğinde, elde edilen sıcaklık değerlerinin, k-ε türbülans modellerinde birbirine daha yakın sonuçlar verdiği ancak k-ω türbülans modelinden elde edilen değerlerin salınımlar gösterdiği görülmektedir. Ek olarak çizgi 1'den çizgi 4'e (yanma odası çıkışına) doğru elde edilen sıcaklık değerlerinin birbirine yaklaştığı gözlemlenmektedir.



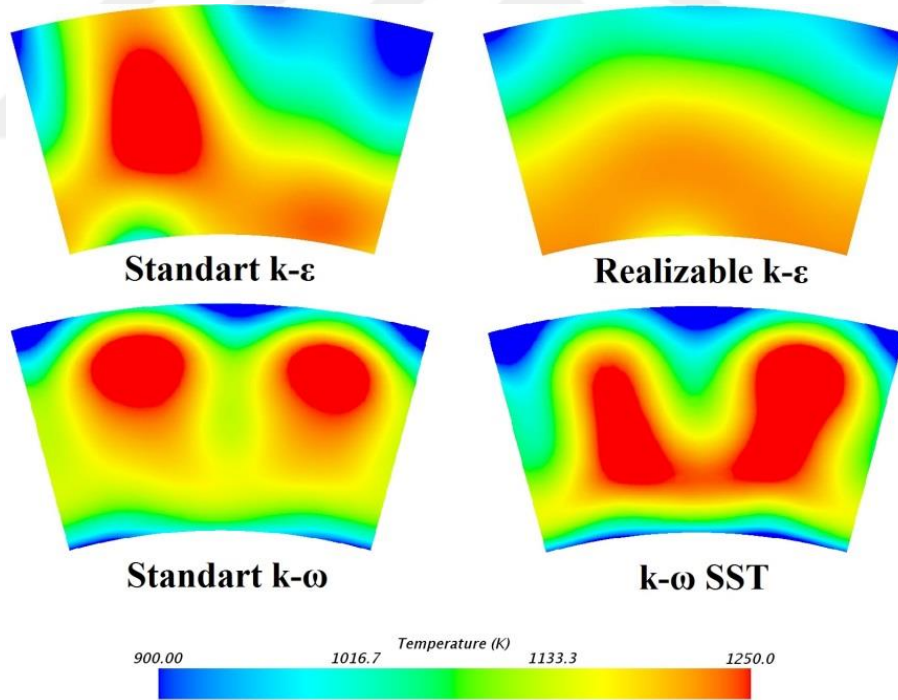
Şekil 3.23: Türbülans modelleri, dikey çizgiler üzerinde sıcaklık [K] verileri.



Şekil 3.24: Türbülans modelleri, orta düzlem hız büyüklüğü [m/s] konturları.

Şekil 3.24 incelendiğinde, standart ve realizable k-ε türbülans modellerinin daha düzenli hız dağılımları gösterdiği, birincil ve ikincil hava jetlerinin orta bölgeye kadar nüfuz ettiği ve döngü yaratıcısı çıkışında havanın duvar dibinden (wall attached) hareket ettiği gözlemlenmektedir. Diğer yandan, k-ω türbülans modellerinde birincil ve ikincil jet havalarının çarpıştıkları, döngü yaratıcıdan çıkan havanın k-ε türbülans modellerinden elde edilen sonuçlara göre daha çok aksel yönde bir eğilim gösterdiği gözlemlenmektedir. Ek olarak, k-ε türbülans modelleri ile yanma odası çıkışına doğru daha düzenli hız profilleri sergilediği gözlemlenmektedir.

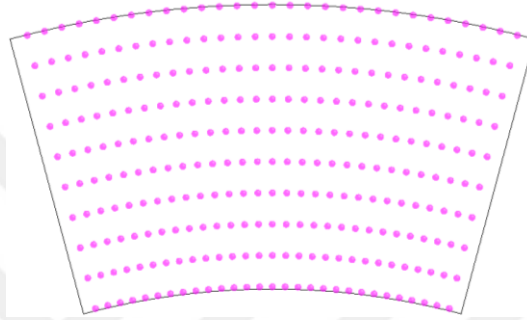
Yanma odası içerisinde konumlandırılan çizgiler üzerinde test verisi olmadığından, farklı türbülans modellerinden elde edilen ve gaz türbini yanma odası tasarımı için bir hayli önemli olan çıkış sıcaklık profilleri deneysel veriler ile karşılaştırılmalıdır. Farklı türbülans modellerine ait yanma odası çıkış sıcaklık konturları Şekil 3.25’de verilmiştir.



Şekil 3.25: Türbülans modelleri, yanma odası çıkış sıcaklık [K] konturları.

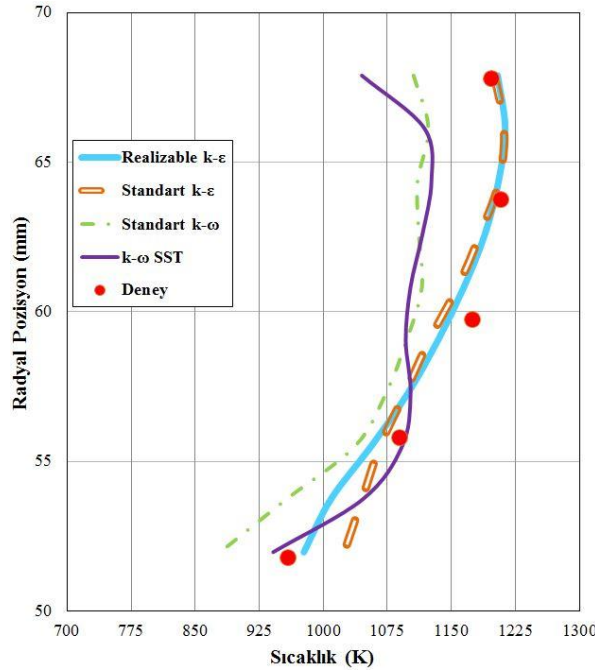
Şekil 3.25 incelendiğinde standart k-ε, standart k-ω ve k-ω SST türbülans modelleri ile yapılan analizlerde yanma odası çıkışında yüksek sıcaklık bölgeleri olduğu ve realizable k-ε türbülans modeli ile elde edilen sonuçlara göre daha düzensiz sıcaklık

dağılımları elde edildiği gözlemlenmiştir. Hangi türbülans modelinin problem için uygun sonuç verdiği incelenmesi amacıyla, HAD analizlerinden elde edilen yanma odası çıkış sıcaklık profilleri, deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Tamamlanan analizlere ait yanma odası çıkış sıcaklık profillerinin elde edilebilmesi amacıyla STAR CCM+ üzerinde macro kodu yazılmış ve Şekil 3.26'de gösterildiği gibi çıkış düzlemi üzerinde her 1 derece için radyal yönde 10 nokta oluşturulmuş ve her yarıçap üzerinde teğetsel yönde seçilen 30 noktaya ait ortalama sıcaklık değerleri kullanılarak çıkış sıcaklık profilleri elde edilmiştir.



Şekil 3.26: Yanma odası çıkışında oluşturulan veri alma noktası konumları.

Farklı türbülans modellerinden elde edilen çıkış sıcaklık profillerinin deney verileri ile karşılaştırıldığı grafik Şekil 3.27'de verilmiştir.



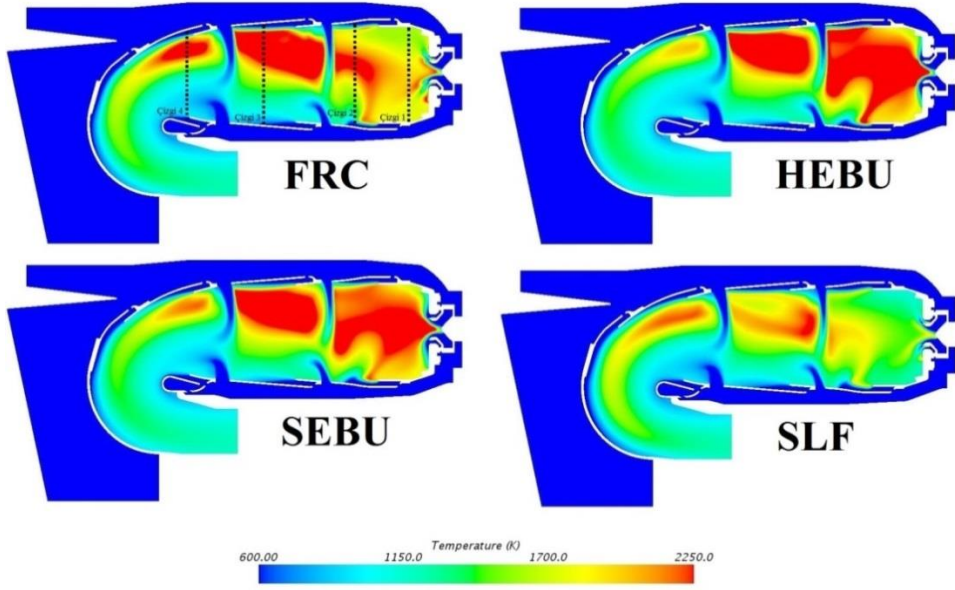
Şekil 3.27: Türbülans modelleri, yanma odası çıkış radyal sıcaklık profilleri.

Yanma odası çıkış sıcaklık profilleri incelendiğinde k-ε türbülans modelleri ile yapılan analizlerden elde edilen sonuçların deney sonuçları ile daha uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 3.27 detaylı incelendiğinde, standart k-ε ve Realizable k-ε modellerinin özellikle yanma odası çıkışında radyal olarak orta bölge ile üst bölgelerde çok benzer sonuçlar verdiği ve deney verilerine uyumlu sıcaklık değerleri verdiği gözlemlenmiştir. Diğer yandan alt bölgelerde Realizable k-ε modelinin Standart k-ε modeline göre deney verilerine daha yakın sıcaklık değerleri gösterdiği belirlenmiştir. Orta düzlem sıcaklık konturları, çıkış sıcaklık konturları, çizgiler üzerinde gösterilen sıcaklık profilleri, çıkış sıcaklık profillerinin deney sonuçları ile karşılaştırma sonuçları incelendiğinde ve ek olarak literatürde yapılan çalışmalar göz önünde bulundurulduğunda, Realizable k-ε modelinin, tez konusunda yer alan problemin incelenmesinde en uygun türbülans modeli olduğuna karar verilmiştir. Bu kapsamda ilerleyen bölümlerde tamamlanan RANS hesaplamalarında Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

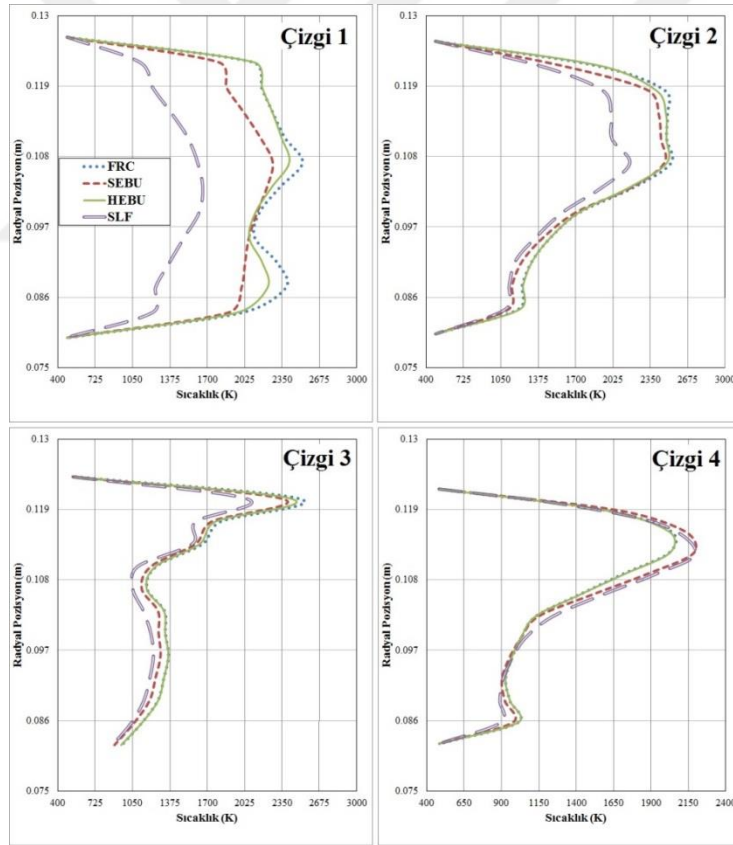
3.4. Yanma Modeli Çalışması

Yanma odası reaksiyonlu HAD analizlerinde, uygun yanma modellerinin kullanılması ve yüksek sıcaklık bölgelerinin doğru belirlenmesi, güvenilir sonuçlar elde edilmesinde büyük önem taşımaktadır. Bu kapsamda, dilim geometri üzerinde Realizable k-ε türbülans modeli ile Standard Eddy Break-up (SEBU), Hybrid Eddy Break-up (HEBU), Arrhenius ve Steady Laminar Flamelet (SLF) olmak üzere dört farklı yanma modeli ile HAD analizleri tamamlanmıştır. Farklı yanma modelleri ile tamamlanan analizlere ait orta düzlem sıcaklık konturları Şekil 3.28’de verilmiştir.

Şekil 3.28 ile gösterilen farklı yanma modellerine ait orta düzlem sıcaklık konturları incelendiğinde, yüksek sıcaklıkların benzer bölgelerde olduğu, ancak SLF yanma modelinin özellikle birinci ve ikinci bölgelerde diğer yanma modellerine göre çok daha düşük sıcaklık değerleri gösterdiği görülmektedir. Diğer yandan, yanma odası çıkışına doğru sıcaklık konturlarının gösterdiği sıcaklık dağılımlarının birbirlerine yaklaştığı görülmektedir. Farklı yanma modelleri ile tamamlanan analizlerden elde edilen sonuçlar orta düzlemde konumlandırılmış dikey çizgiler üzerinde ve çıkış profilleri üzerinde karşılaştırılmıştır. Dikey çizgiler üzerinde alınan sıcaklık verilerinin karşılaştırıldığı grafikler Şekil 3.29 ile verilmiştir.

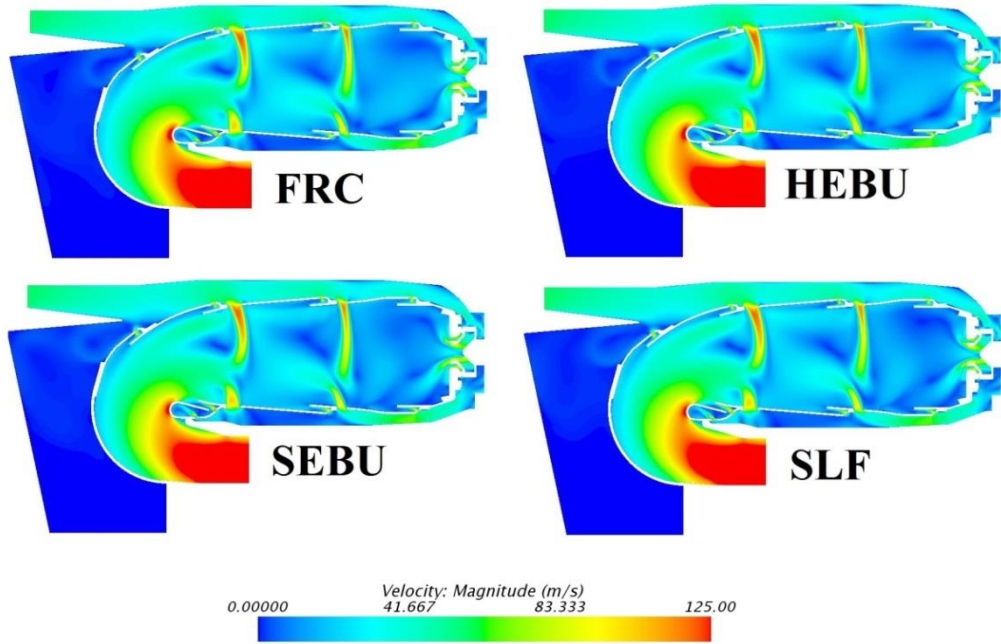


Şekil 3.28: Yanma modeli çalışması orta düzlem sıcaklık [K] konturları.

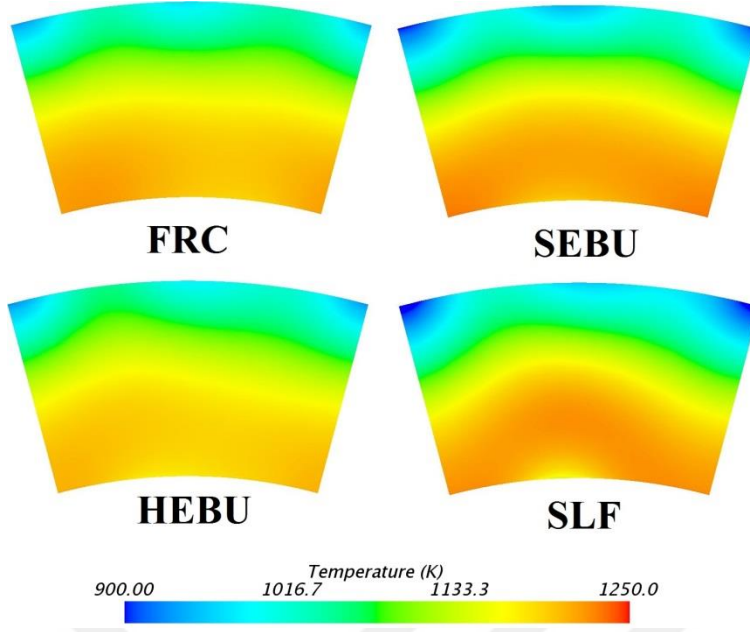


Şekil 3.29: Yanma modeli çalışması dikey çizgiler üzerinde sıcaklık [K] verileri.

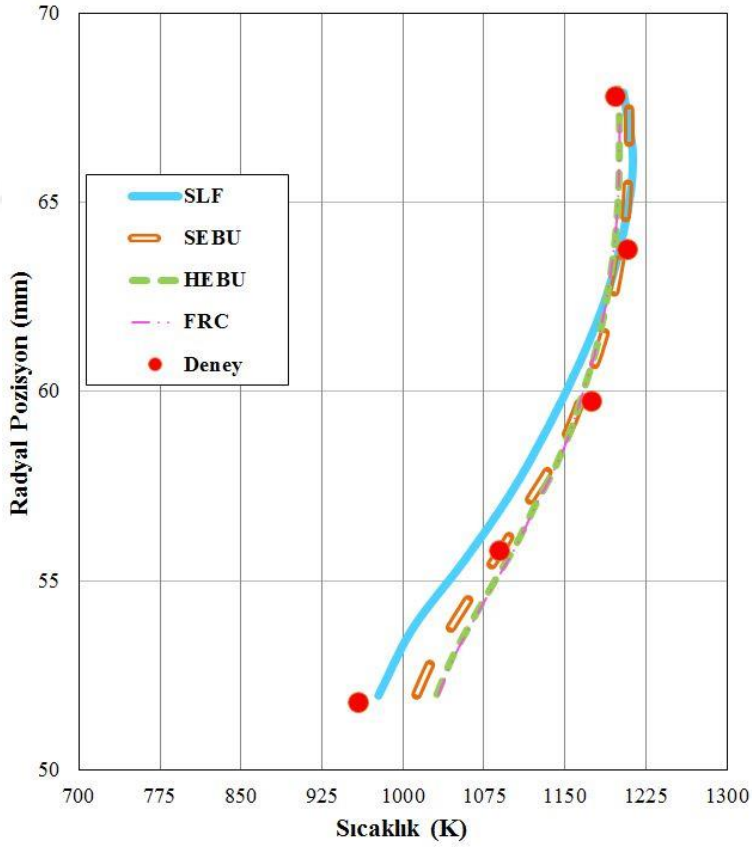
Şekil 3.29 incelendiğinde, dört farklı yanma modelinin de benzer eğilimler gösterdiği ancak orta düzlem sıcaklık konturlarında da gözlemlendiği üzere SLF modelinin özellikle birinci ve ikinci bölgede SEBU, HEBU ve FRC modellerine göre daha düşük sıcaklık değerleri sunduğu belirlenmiştir. Diğer yandan, birinci ve ikinci çizgi üzerinde gözlemlenen bu sıcaklık farklarının yanma odası çıkışına doğru azaldığı gözlemlenmiştir. Şekil 3.30 incelendiğinde dört farklı yanma modeline ait orta düzlem hız konturlarının birbirleri ile benzer olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 3.31 incelendiğinde, farklı yanma modelleri ile tamamlanan analizlere ait yanma odası çıkış sıcaklık konturlarının benzer sonuçlar sunduğu görülmektedir. Diğer yandan SLF yanma modeline ait sonuçlarda yanma odası dış çap bölgesinde daha düşük sıcaklıklar elde edildiği gözlemlenmiştir. Ayrıca, HEBU ve FRC modellerinin daha benzer sonuçlar verirken, SLF ile SEBU yanma modellerinin kendi içlerinde daha uyumlu sonuçlar sunduğu görülmektedir. Yanma odası çıkış sıcaklık konturlarının karşılaştırılmasına ek olarak türbülans modeli çalışması ile benzer şekilde çıkış düzlemi üzerinde oluşturulan noktalar ile farklı yanma modellerine ait çıkış sıcaklık profilleri çizilmiş ve elde edilen profiller deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmanın yer aldığı grafik Şekil 3.32 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.30: Yanma modeli çalışması orta düzlem hız büyüklüğü [m/s] konturları.



Şekil 3.31: Yanma modeli çalışması çıkış sıcaklık dağılımı [K] konturları.



Şekil 3.32: Yanma modeli çalışması yanma odası çıkış radyal sıcaklık profilleri.

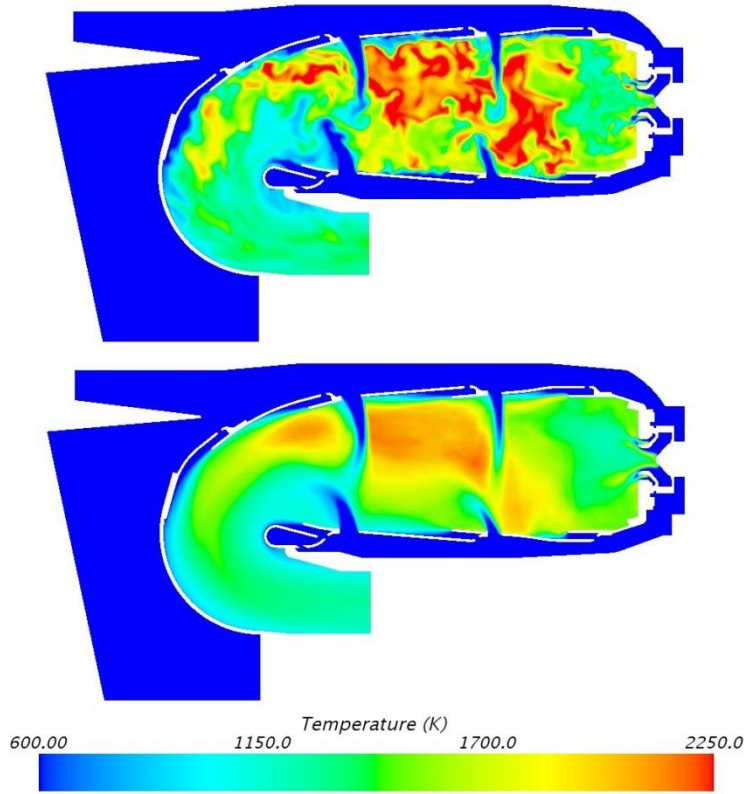
Şekil 3.32 incelendiğinde, dört farklı yanma modeli ile yapılan dilim geometri analizlerine ait yanma odası çıkış sıcaklık profillerinin deney verileri ile büyük bir uyum içerisinde olduğu, SLF modelinin 55-60 mm yarıçap aralığında diğer üç yanma modeline göre 30 K mertebesinde farklılıklar gösterdiği gözlemlenmiştir. Diğer yandan, SLF modeline ait çıkış sıcaklık profilinin 52 mm radyal konumunda (NGV kök kısmına denk gelen bölgede) diğer yanma modellerine göre deneye daha yakın değer sunduğu görülmektedir. Yapılan tez çalışması kapsamında incelenen konunun yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları olması, sıcaklık farklarının yanma odası çıkışına doğru azalması, SLF yanma modelinin hesaplama süresi açısından sağladığı avantajlar, SLF modeli ile yapılan analizlerden elde edilen çıkış sıcaklık profilinin deney verileri ile olan uyumu ve SLF yanma modelinin daha detaylı kimya kullanarak indirgenmiş mekanizmalara göre daha doğru sonuçlar verdiği göz önünde bulundurulduğunda, SLF yanma modelinin tez kapsamında çalışılan konu için en uygun yanma modeli olduğuna karar verilmiştir. İlerleyen bölümlerde tamamlanan HAD analizlerinde SLF yanma modeli kullanılmıştır.

3.5. Dilim Geometri LES Analizi Sonuçları

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere LES yaklaşımı, yanma odası içerisinde gerçekleşen karmaşık, zamana bağlı ve düzensiz oluşumların incelenmesinde önemli avantajlar sağlamakta ve kıymetli bilgiler ve çıktılar edinilmesini sağlamaktadır. Tez kapsamında konu alınan yakıt dağılımlarında gözlemlenen düzensizliklerin yanma odası çıkışında yaratacağı farklılıkların incelenmesi için, LES yaklaşımının kullanılması değerli bilgiler edinilmesi için önemlidir. Bu kapsamda, tam geometri analizlerine geçilmeden önce bir enjektörü temsil edecek şekilde belirlenen dilim geometri üzerinde LES hesaplamaları tamamlanmıştır. Bu bölümde, ilerleyen bölümlerde detayları verilen tam geometri LES analizlerine referans olması amacıyla yapılan dilim geometri LES analizine ait sonuçlar paylaşılmıştır.

LES, RANS modellemesine kıyasla, büyük enerji içeren burgaçları çözümlyerek, türbülanslı akışların çözümlenmesi için umut verici yenilikler sunmaktadır. Ancak, LES hesaplamalarında güvenilir ve doğru sonuçların elde edilmesi için yeterli çözünürlüğün sağlanması en önemli parametrelerden birisidir. Çözüm ağı çalışmasında yapılan incelemelerde Çözüm Ağı 2'nin LES için yeterli çözünürlüğü

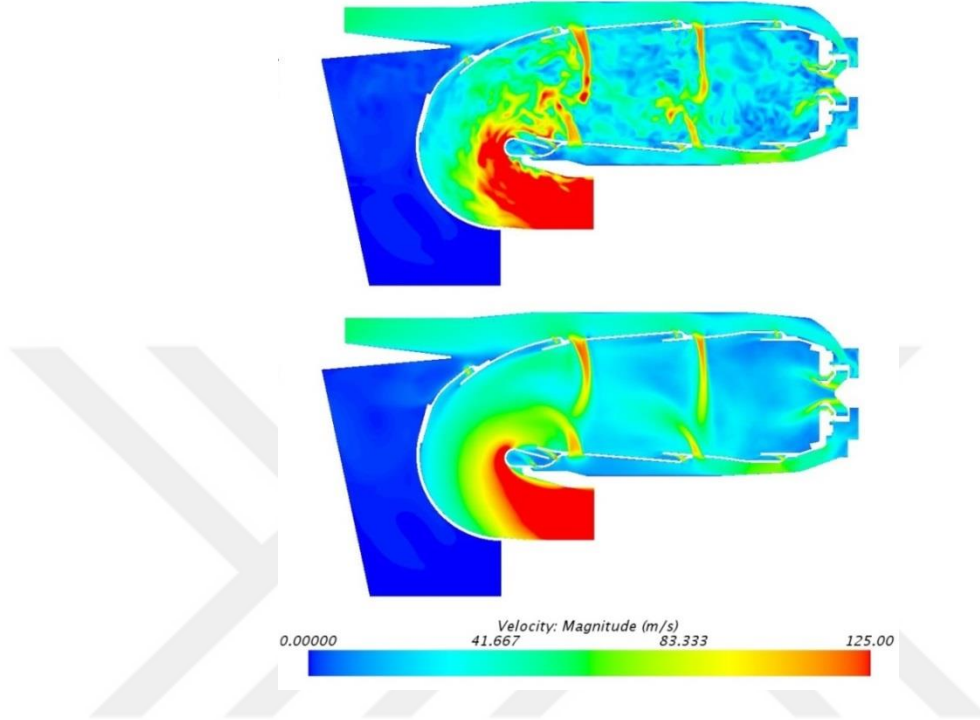
sağladığı gözlemlenmiştir. LES analizlerinde, yeterli küçüklükte zaman adımlarının tanımlanması da burgaçların çözümlenebilmesi için gereken bir diğer önemli parametredir. RANS yaklaşımının aksine, zamana bağlı çözümler elde edilmesi gerektiğinden, LES hesaplamaları CPU zamanı açısından çok daha pahalıdır. Bu sebeple, tam geometri analizlerine geçilmeden önce kullanılacak olan LES modellerinin uygulanabilirliği kontrol edilmelidir. Dilim geometri LES analizleri, WALE subgrid-scale modeli ve 10^{-6} saniyelik zaman adımı ile birlikte SLF yanma modeli kullanılarak tamamlanmıştır. Tamamlanan dilim geometri LES analizlerinde, 176 ms toplam fiziksel zaman simüle edilmiştir. LES hesaplamaları sonucu elde edilen orta düzlem anlık ve zaman ortalamalı sıcaklık konturu Şekil 3.33’de verilmiştir. Zaman ortalamalı sıcaklık dağılımı için tüm zaman adımlarından elde edilen veriler kullanılmıştır.



Şekil 3.33: Dilim geometri LES analizi orta düzlem anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.

Dilim geometri LES analizine ait orta düzlem anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı sıcaklık konturları incelendiğinde, yanma odası içerisindeki alevin fraktallı bir

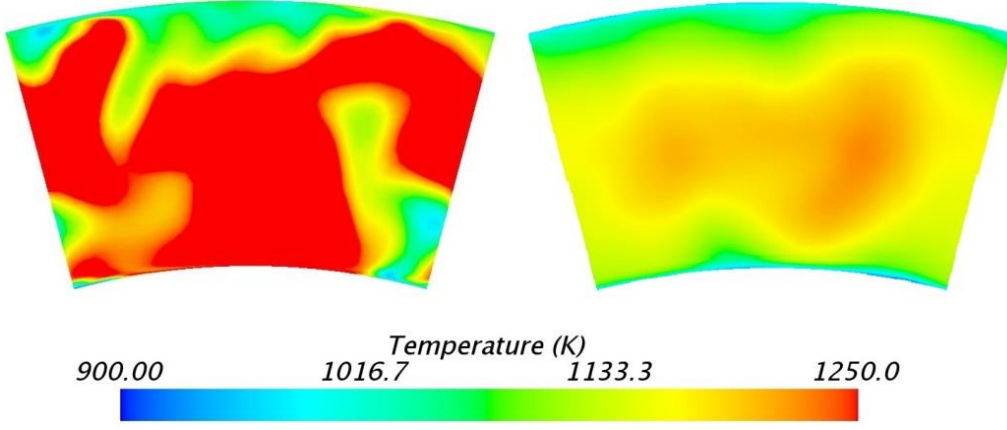
yapıya sahip olduğu, birincil ve ikincil jetlerden alev tüpü içerisine giren havanın yanma odası orta bölgesine doğru salınarak zamana bağlı hareketler gösterdiği görülmüştür. Zaman ortalamalı sıcaklık konturu incelendiğinde ise elde edilen sonuçların RANS analizlerinden elde edilen sonuçlarla benzer olduğu belirlenmiştir.



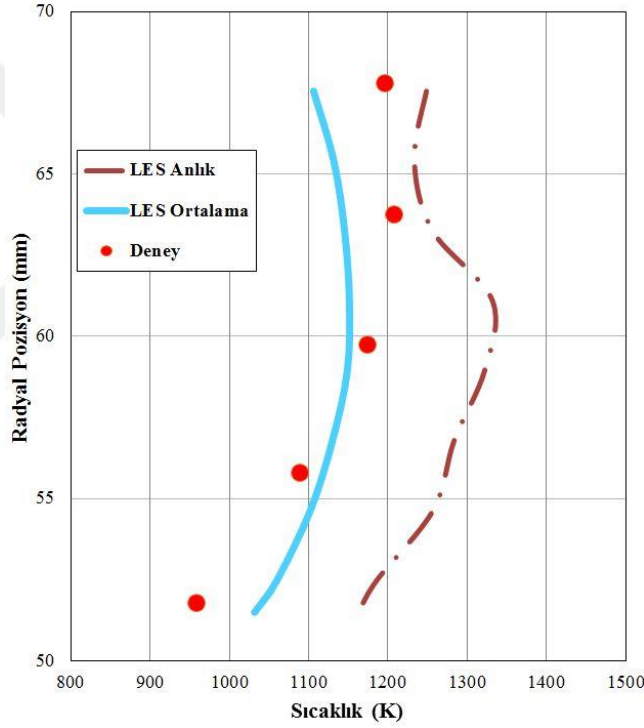
Şekil 3.34: Dilim geometri LES analizi orta düzlem anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı hız büyüklüğü [m/s] konturu.

Şekil 3.34 incelendiğinde anlık olarak alınan hız konturunda sıcaklık konturu ile benzer şekilde süresiz davranışların yer aldığı özellikle birincil ve ikincil seyreltme deliklerine yakın bölgelerde burgaçlar oluştuğu, karşılıklı hava deliklerinden alev tüpüne giren havanın birbirlerine çarparak dağıldıkları gözlemlenmektedir. Diğer yandan, zaman ortalamalı hız konturu ise RANS sonuçları ile benzer sonuçlar sunduğu görülmektedir.

Şekil 3.35 incelendiğinde 176 ms anına ait anlık çıkış sıcaklık konturunda yüksek sıcaklık bölgelerinin yoğun olduğu ve düzensiz sıcaklık dağılımı olduğu gözlemlenmektedir. Diğer yandan zaman ortalamalı sıcaklık dağılımlarının orta bölgelerde yüksek yanma odası iç ve dış astar yakınlarında daha düşük sıcaklıkların görüldüğü daha düzenli bir dağılım sunduğu belirlenmiştir.



Şekil 3.35: Dilim geometri LES analizi anlık (176 ms) ve zaman ortalamalı çıkış sıcaklık [K] konturu.



Şekil 3.36: Dilim geometri LES analizi anlık ve zaman ortalamalı çıkış radyal sıcaklık [K] profilleri.

LES analizlerinden elde edilen anlık ve zaman ortalamalı sıcaklık profillerinin deney sonuçlarından elde edilen yanma odası çıkış sıcaklık profilleri ile karşılaştırıldığı Şekil 3.36 incelendiğinde, anlık sıcaklık profiline deney sonucundan bir hayli uzak olduğu, maksimum sıcaklık değerlerinin 1350 K mertebesinde ve profilin düzensiz olduğu görülmektedir. Diğer yandan, zaman ortalamalı sıcaklık değerlerinden elde

edilen veriler ile çizilen sıcaklık profiline ortalama sıcaklıkları deney ile benzer şekilde öngördüğü, ancak 52-60 mm yarıçap aralığında kalan bölümlerde deney sonuçlarına göre 75 K daha yüksek sıcaklık değerleri öngördüğü belirlenmiştir. Karşılaşılan farklılıkların, analizlerin dilim geometri üzerinde tamamlanmış olması ve alevin süresiz hareketlerinden dolayı RANS sonuçlarından farklı olarak her dilimde farklı davranış göstermesi olduğu belirlenmiştir. Zaman ortalamalı yanma odası çıkışında debi ortalamalı sıcaklık 1120 K olarak belirlenirken anlık durumlarda yanma odası çıkışındaki debi ortalamalı sıcaklık değerleri 900-1350 K aralığında değişiklikler göstermektedir.

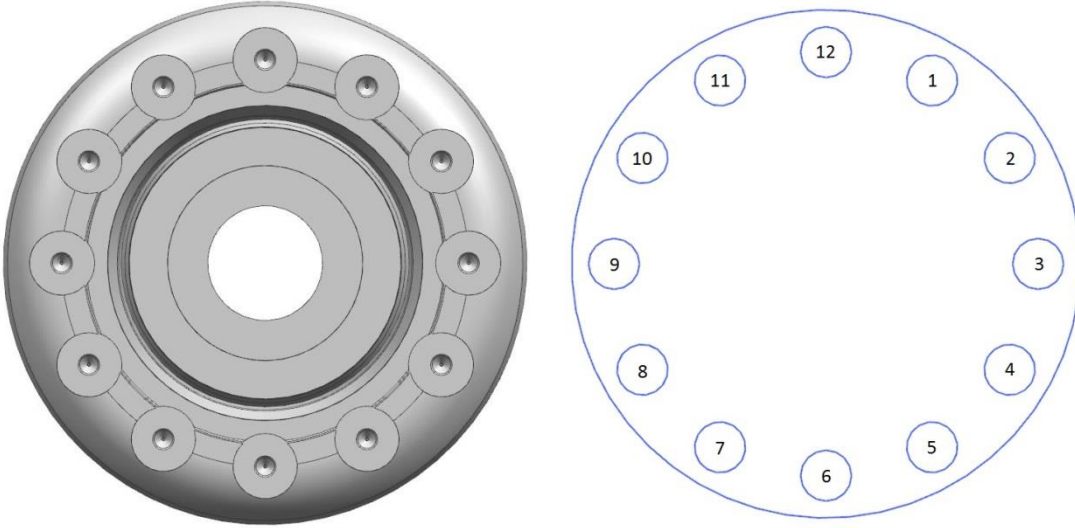




4. TAM GEOMETRİ HAD ANALİZLERİ VE SONUÇLARI

4.1. Tam Geometri RANS Yaklaşımı Had Analizi Sonuçları ve Yakıt Dağılımındaki Düzensizliklerin Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Dağılımına Etkisi

Bu bölümde, daha önceki bölümlerde tamamlanan çözüm ağı bağımsızlaştırma, türbülans modeli ve yanma modeli çalışmaları referans alınarak tezin amacı olan tam geometri üzerinde tamamlanan düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip RANS analizlerine ait sonuçlar verilmektedir. Günümüzde tamamlanan birçok HAD analizinde yakıt dağılımları enjektörlerde eşit yakıt debisi olacak şekilde tanımlanmaktadır. Ancak gerçek hayatta yakıtın enjektörlere dağılması aerodinamik kuvvetler ve giriş koşulları tarafından belirlenmekte ve maalesef yakıt enjektörlere eşit dağılmamaktadır. Enjektörlere eşit dağılmayan yakıt, yanma odası çıkışında düzensizlikler yaratmakta ve yakıtın yüzdece daha fazla olduğu enjektöre denk gelen bölgelerde hot spot adı verilen lokal yüksek sıcaklıklar oluşturmaktadır. Oluşabilecek lokal yüksek sıcaklıklar halihazırda yüksek mekanik kuvvetlere maruz kalan NGV (Nozzle Guide Vane) ve türbin kanatçıklarında ek ısı yükleri yaratarak ömürlerini azaltmakta, hatta kritik sonuçlara yol açmaktadır. Bu sebeple oluşabilecek olan lokal yüksek sıcaklıkların önceden belirlenmesi yanma odası tasarımında büyük önem teşkil etmektedir. Bu amaçla, proje ve tez çalışması kapsamında enjektörlerde karşılaşılan düzensiz yakıt dağılımlarının yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı ve çıkış sıcaklık profilleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda, öncelikli olarak 12 enjektörün yer aldığı tam geometri üzerinde Realizable k- ϵ türbülans ve SLF yanma modellerinin kullanıldığı RANS analizleri tamamlanmıştır. Yakıt dağılımlarında gözlemlenen debisel farklılıkların tanımlanması amacı ile CIAM tarafından verilen bilgiler doğrultusunda Şekil 4.1'de gösterilen enjektör numaraları için nominal değere göre %5'lik debisel sapmalar tanımlanmıştır.



Şekil 4.1: Yanma odası enjektör görünüşleri ve enjektör numaraları.

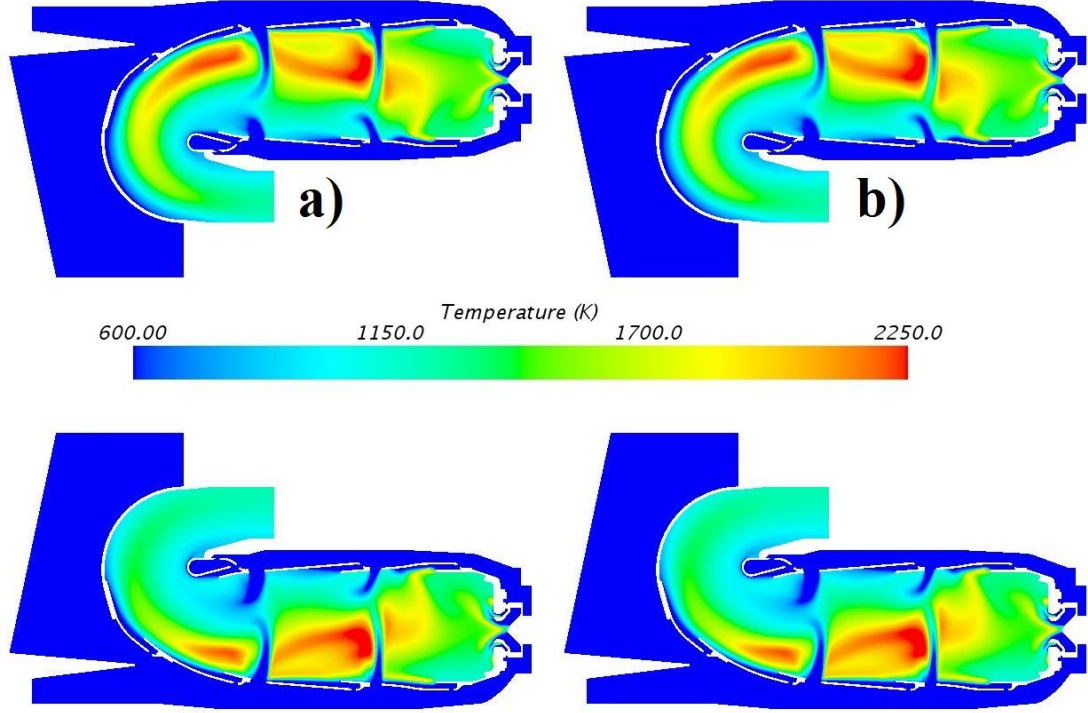
Yakıt dağılımının etkilerinin incelenebilmesi amacı ile düzenli ve düzensiz yakıt dağılımlı analizler tamamlanmış ve karşılaştırmalar yapılarak çeşitli sonuçlar elde edilmiştir. Düzensiz yakıt dağılımı analizleri için kullanılan yakıt debileri ve enjektör numaralarının yer aldığı Çizelge 4.1 aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.1: Enjektör numaraları ve yüzdesel yakıt debileri.

Enjektör Numarası	Yakıt Dağılımı	Enjektör Numarası	Yakıt Dağılımı
1	1.017	7	0.982
2	1.034	8	0.966
3	1.051	9	0.949
4	1.034	10	0.966
5	1.017	11	0.983
6	1	12	1

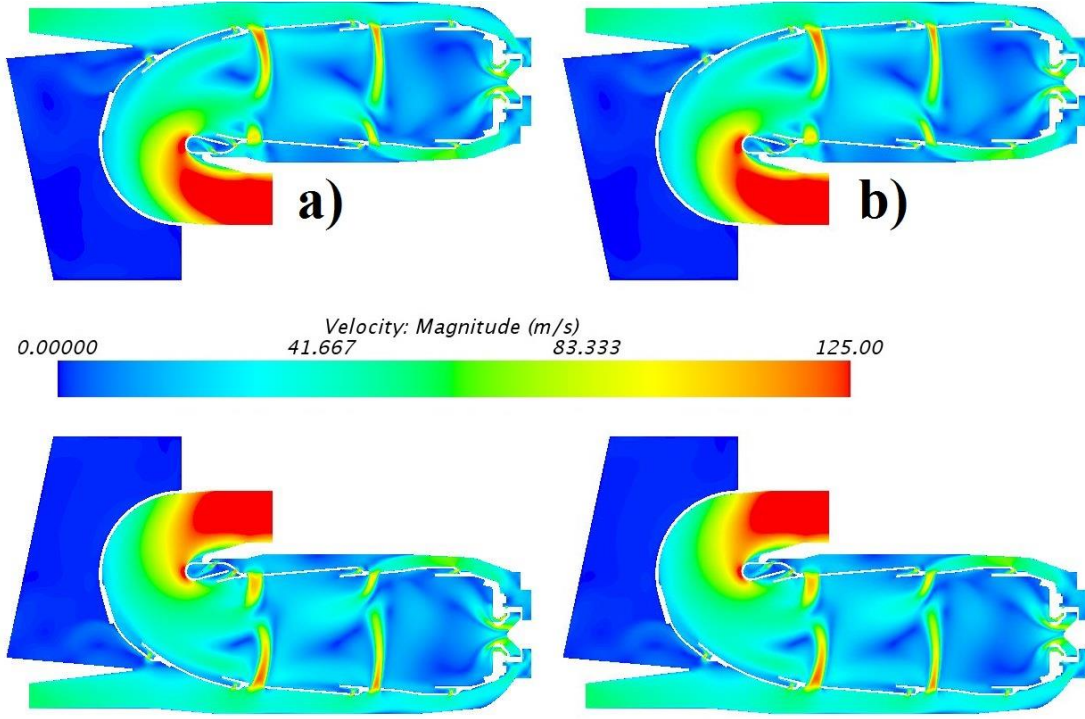
Tam geometri HAD analizlerinde kullanılan çözüm ağı için dilim geometri çözüm ağı bağımsızlaştırma çalışmaları sonucu elde edilen çözüm ağı 2'ye ait temel büyüklükler kullanılmıştır. Ancak artan hücre sayısı analiz sürelerini uzatmakta ve CPU kaynakları yetersiz kalmaktadır. Bu kapsamda tam geometri analizlerinde kullanılacak olan çözüm ağı oluşturulurken, alev tüpü içerisindeki hücre yoğunluğu çözüm ağı 2 ile aynı tutulurken, durma bölgeleri ve iç astar ile dış kabuk arasındaki hücre yoğunlukları azaltılmış ve böylelikle mevcut CPU kaynakları ile çözüm

alınabilecek oranlarda hücre sayıları elde edilmiştir. Tam geometri analizleri için oluşturulan çözüm ağı toplamda 45.7 milyon hücre içermektedir ve analizler 144 çekirdekli iş istasyonu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tam geometri üzerinde yapılan düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip analiz sonuçlarından elde edilen 6. ve 12. Enjektörleri kesen orta düzlem sıcaklık konturu Şekil 4.2’da verilmiştir.

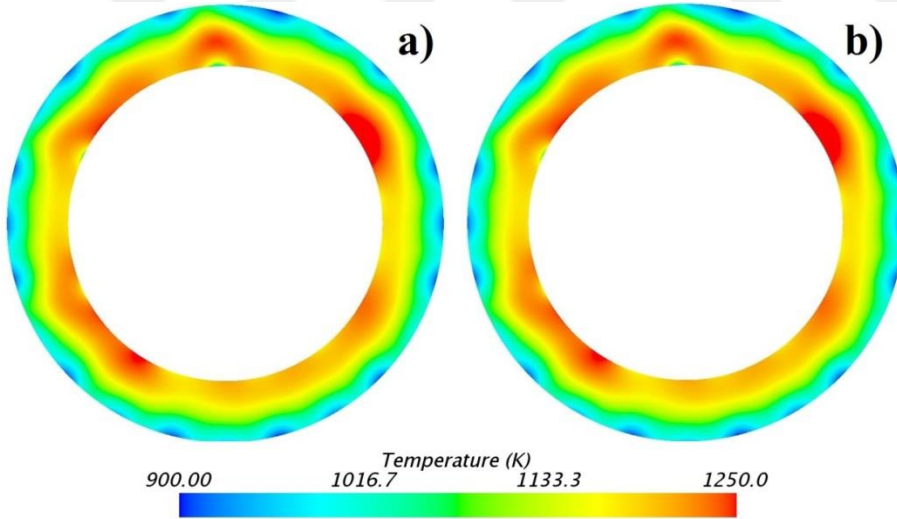


Şekil 4.2: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt debisi koşulları orta düzlem sıcaklık [K] dağılımları.

Şekil 4.2 incelendiğinde düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip HAD analizi sonuçlarına ait orta düzlem sıcaklık konturlarının birbirleri ile büyük benzerlik gösterdiği belirlenmiştir. Şekil 4.3 incelendiğinde hız büyüklüğü konturlarının birbirleri ile benzer olduğu gözlemlenmiştir. Diğer yandan, ikincil hava deliklerindeki akış hızlarının 12. ve 6. enjektörlerin kestiği düzlemler için farklılıklar gösterdiği belirlenmiştir. Şekil 4.4 incelendiğinde düzenli ve düzensiz yakıt dağılımları ile tamamlanan RANS analizlerinden elde edilen çıkış sıcaklık konturlarının birbirleri ile çok benzer oldukları görülmektedir. Yapılan detaylı incelemelerde lokal bölgelerde maksimum sıcaklık değerleri ve alanları az da olsa değişkenlikler göstermektedir.



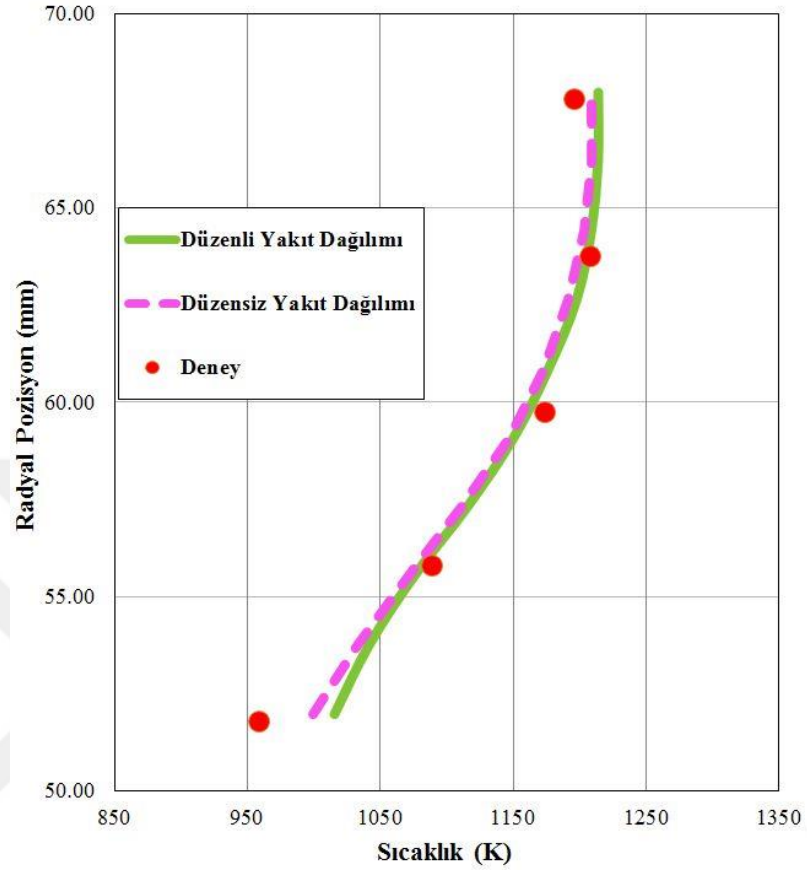
Şekil 4.3: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları orta düzlem hız büyüklüğü [m/s] konturu.



Şekil 4.4: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları çıkış sıcaklık [K] dağılımları.

Konturlara ek olarak, dilim geometri analizlerinde gerçekleştirildiği gibi, yanma odası çıkış düzlemine her 1 derece için raydal yönde 11 nokta oluşturularak sıcaklık değerleri okunmuş ve okunan değerler yardımı ile düzenli ve düzensiz yakıt

dağılımına sahip HAD analizleri için çıkış sıcaklık profilleri çizilmiştir. Elde edilen profiller deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 4.5 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları çıkış radyal sıcaklık [K] profilleri.

Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip RANS çözümlerine ait yanma odası çıkış sıcaklık profilleri incelendiğinde, sonuçların birbirlerine yakın olduğu ancak yanma odası iç ve dış astar yakınlarında düzensiz yakıt dağılımına sahip analiz sonuçlarının deney verilerine iç astar bölgesinde 15 K, dış astar bölgesinde ise 10 K daha yakın sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Tam geometri hesaplamalarında, profillere ek olarak ortalama çıkış sıcaklığı, RTDF radyal profil faktörü ve OTDF genel sıcaklık dağılım faktörü gibi önemli parametreler de hesaplanmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen verilerin yer aldığı tablo, Çizelge 4.2 ile verilmiştir.

Çizelge 4.2: Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı RANS analizi sonuçları.

	Deney Sonucu	Düzenli Yakıt Dağılımı	Düzensiz Yakıt Dağılımı
Ortalama Çıkış Sıcaklığı (K)	1134	1135.2	1134.8
Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü	11.6	11.5	11.4
Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü	14.2	23.7	21.1

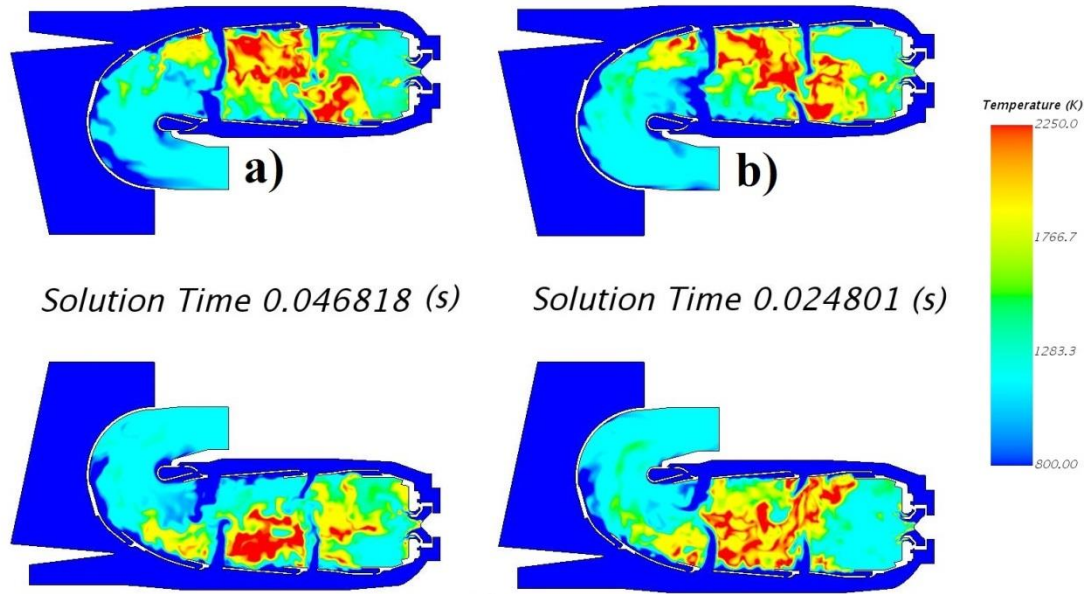
Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, RANS yaklaşımı kullanılarak ortalama çıkış sıcaklığı ve radyal sıcaklık dağılımı faktörü değerlerinin hassas ve deneylerle uyumlu şekilde elde edilebildiği belirlenmiştir. Ek olarak, tamamlanan analizlere ait sonuçlar birbirine çok yakın olsa da, düzensiz yakıt dağılımına sahip analiz sonucunda elde edilen genel sıcaklık dağılımı faktörü değerinin, düzenli yakıt dağılımı sonuçlarına göre daha düşük değerler sunduğu belirlenmiştir.

RANS hesaplamalarından ve deneylerden elde edilen veriler karşılaştırıldığında, HAD analizlerinden elde edilen genel sıcaklık faktörü değerlerinin, deney verileri ile farklılıklar gösterdiği gözlemlenmiştir. Gözlemlenen bu farkların RANS yaklaşımının zamandan bağımsız çözümler sunması ve alınan ölçümlerin yanma odasının yalnızca bir bölümünden sıcaklık ölçümleri alınmış olmasına bağlı olarak lokal yüksek sıcaklık bölgelerinin tamamının belirlenememesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

4.2. Tam Geometri LES Yaklaşımı HAD Analizi Sonuçları ve Yakıt Dağılımındaki Düzensizliklerin Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Dağılımına Etkisi

Önceki bölümlerde RANS yaklaşımı kullanılarak dilim ve bütün geometri üzerinde HAD analizleri tamamlanmıştır. Tamamlanan analiz sonuçları incelendiğinde, RANS yaklaşımının deney verileri ile çok yakın sonuçlar sunduğu gözlemlenmiştir. Ancak, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullar için elde edilen sonuçların birbirleri ile çok yakın değerler vermesi, yakıt dağılımının etkilerinin zamandan bağımsız yöntemler ile incelenmesinin çok doğru olmadığını göstermiştir. RANS

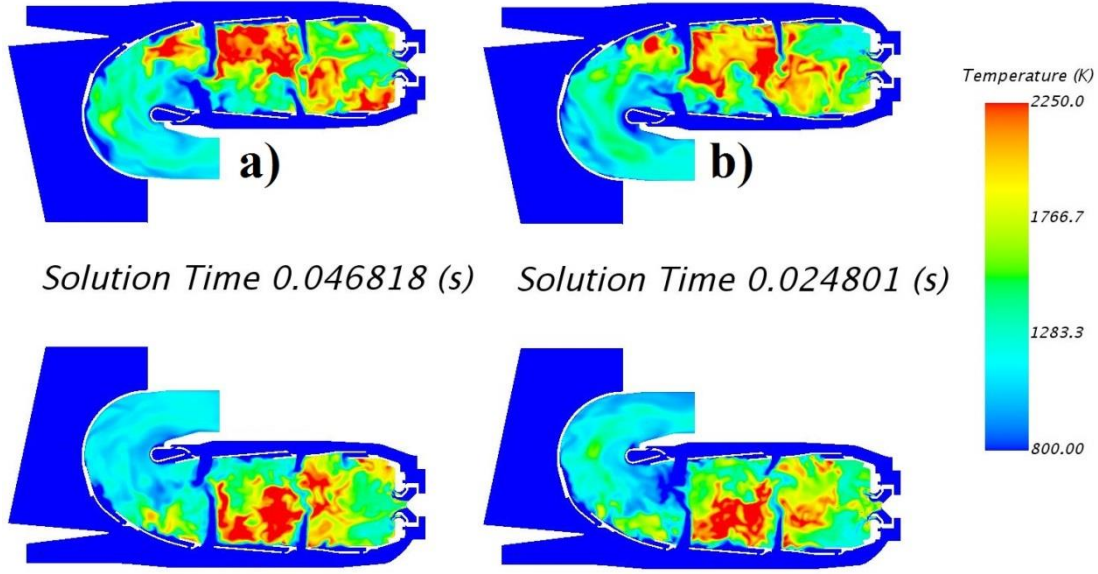
yönteminin zamandan bağımsız sonuçlar sunması sebebi ile karşılaşılabilecek problemlerin giderilmesi, yanma odası içerisindeki süreksiz davranışların ve düzensiz yakıt dağılımının yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı üzerindeki etkilerinin daha hassas ve detaylı şekilde incelenebilmesi amacıyla LES analizleri yapılması gerektiğine karar verilmiştir. Bu bölümde düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullar için tamamlanan LES çözümlerine ait sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir. LES hesaplamalarında dilim geometri analizlerinde kullanılan modeller ve değerler kullanılmış olup düzenli ve düzensiz yakıt dağılımlarına sahip analizlerin her biri için 10 kalış süresine (residence time) tekabül eden yaklaşık 20 ms fiziksel zaman simüle edilmiştir. Şekil 4.6'de düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullar için gerçekleştirilen LES çözümlerine ait sıcaklık dağılımları 12. Ve 6. enjektörleri kesen ve birinci orta düzlem olarak adlandırılan düzlem üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 4.6: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları birinci (dikey) orta düzlem anlık sıcaklık [K] konturu.

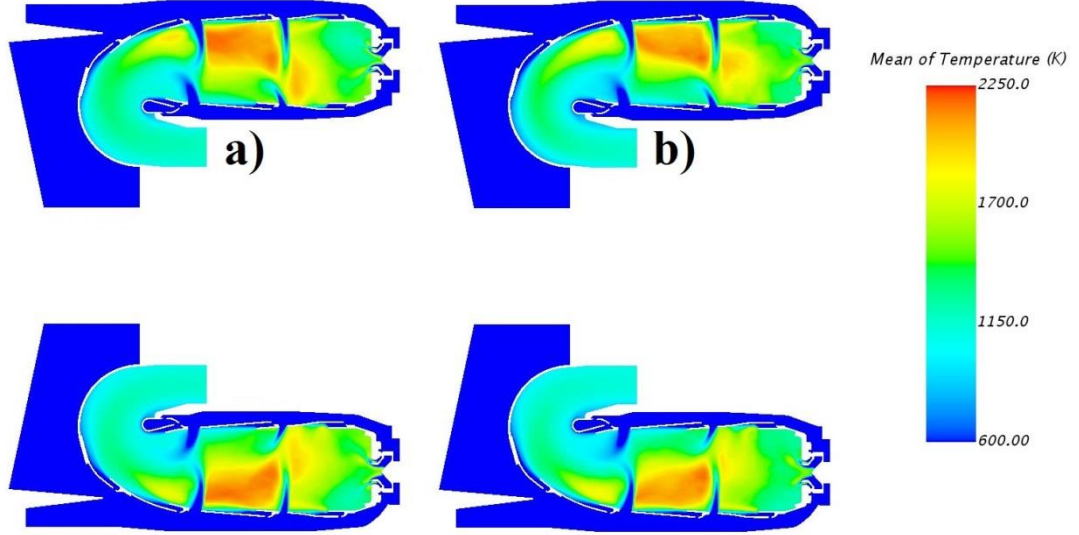
Sunulan sonuçlarda 3. ve 9. enjektörleri kesen orta düzlem ikinci (yatay) orta düzlem olarak isimlendirilmiştir. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7 ile gösterilen orta düzlem anlık sıcaklık konturları incelendiğinde, her iki yakıt dağılımı durumu için de, farklı enjektör düzlemleri üzerindeki sıcaklık dağılımlarının önceki bölümlerde sunulan sonuçlarla benzer sıcaklık dağılımları gösterdiği, yüksek sıcaklıkların ikinci bölgede

ve birincil jet delikleri yakınında olduğu gözlemlenmektedir. Ayrıca dilim geometri LES analizleri ile benzer şekilde yanma odası içerisindeki alev yapısının düzensiz ve süreksiz bir yapıya sahip olduğu gözlemlenmektedir.

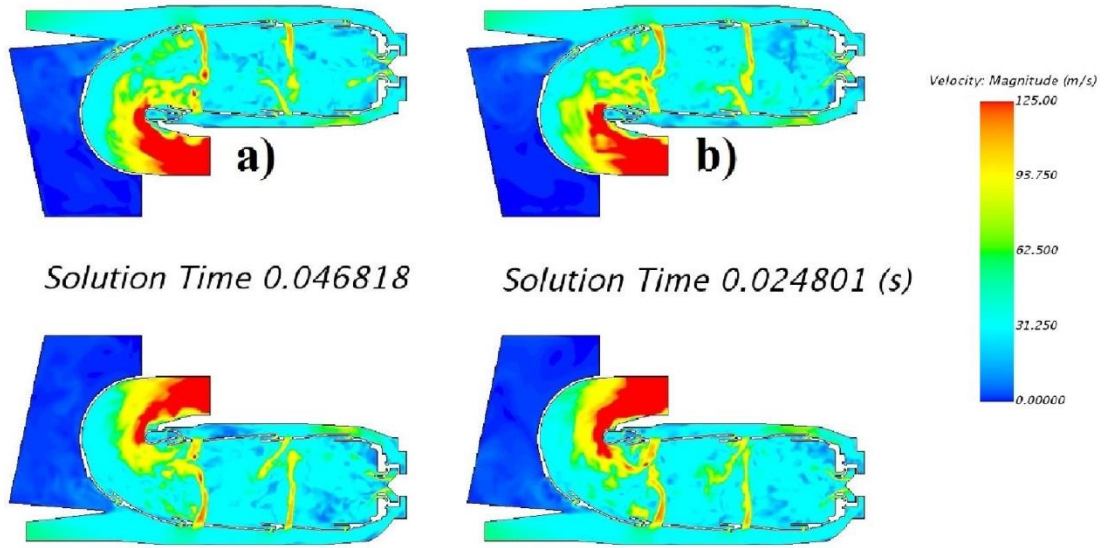


Şekil 4.7: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları ikinci (yatay) orta düzlem anlık sıcaklık [K] konturu.

Bilindiği üzere, LES analizleri zamana bağlı çözümler sunmaktadır. Zamana bağlı (transient) çözümler, alevin süreksiz davranışlarının incelenmesi için önemli bilgiler sunuyor olsa da, yanma odası içerisinde yer alan yüksek sıcaklıkların zaman ortalamalı olarak incelenmesi de bir o kadar değerli bilgiler sunmaktadır. Zaman ortalamalı sıcaklık dağılımlarının elde edilmesi, yanma odası içerisinde ve çıkışında uzun süre yüksek sıcaklıklara maruz kalan bölgelerin belirlenmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple tamamlanan analizler için zaman ortalamalı sıcaklık verileri kayıt altına alınmıştır. Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için gerçekleştirilen LES analizlerine ait orta düzlem zaman ortalamalı sıcaklık dağılım konturları Şekil 4.8 ile verilmektedir. Şekil 4.8 incelendiğinde, orta düzlem zaman ortalamalı sıcaklık dağılımlarının RANS hesaplamalarından elde edilen sonuçlarla benzer olduğu gözlemlenmektedir. Ek olarak, ikinci bölgede gözlemlenen yüksek sıcaklık bölgesinin RANS hesaplamalarından elde edilen sonuçlara göre daha geniş bir alana dağılmış olduğu belirlenmiştir.

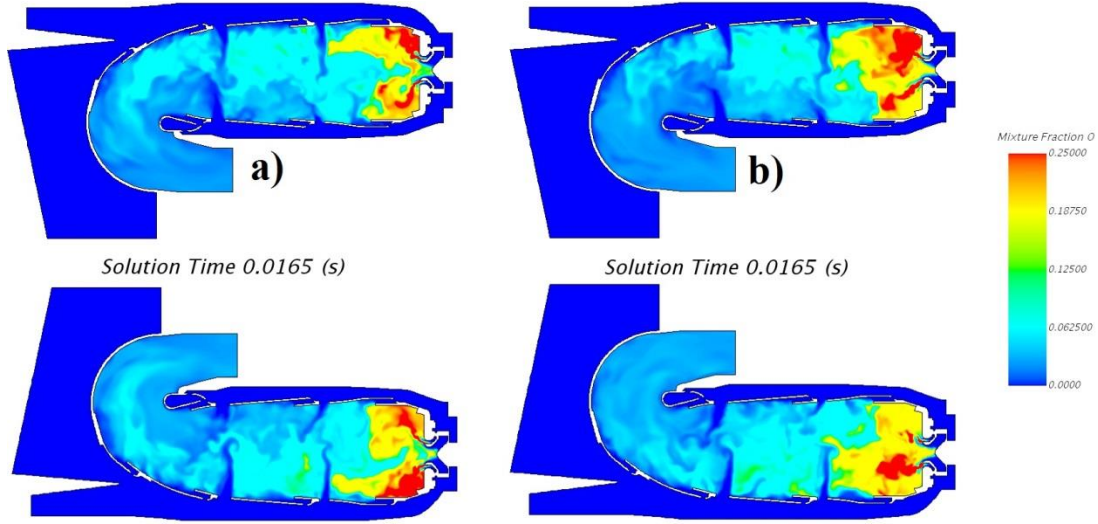


Şekil 4.8: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları birinci (dikey) orta düzlem zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.



Şekil 4.9: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları birinci orta düzlem anlık hız büyüklüğü [m/s] konturu.

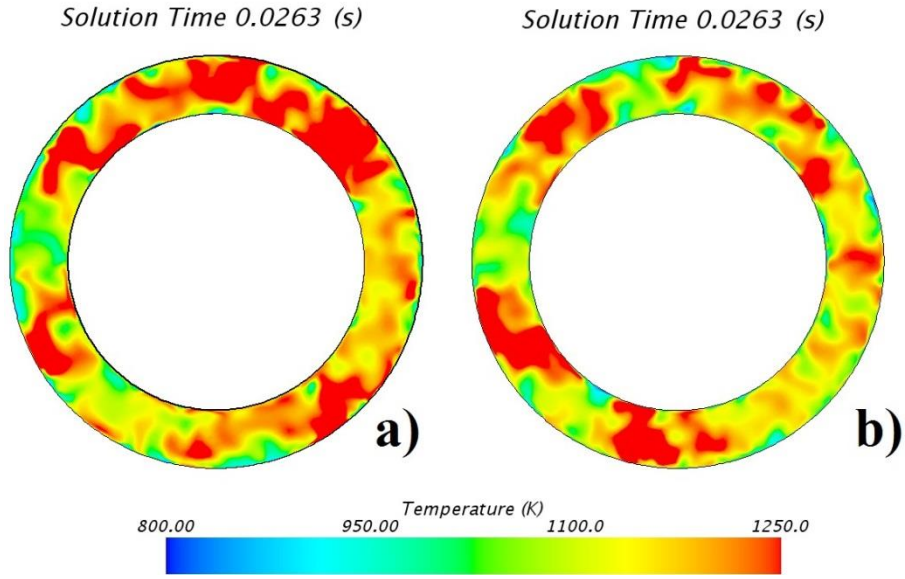
Şekil 4.9 incelendiğinde, beklenildiği üzere seyreltme deliklerinden geçen havanın simetrik olmayan ve beklendiği üzere süresiz davranışlar sergilediği görülmektedir. Ek olarak yanma odası çıkış bölgesi incelendiğinde, hız büyüklüğü değerlerinin de düzensiz olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.10: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları ikinci (yatay) orta düzlem anlık karışım oranı konturu.

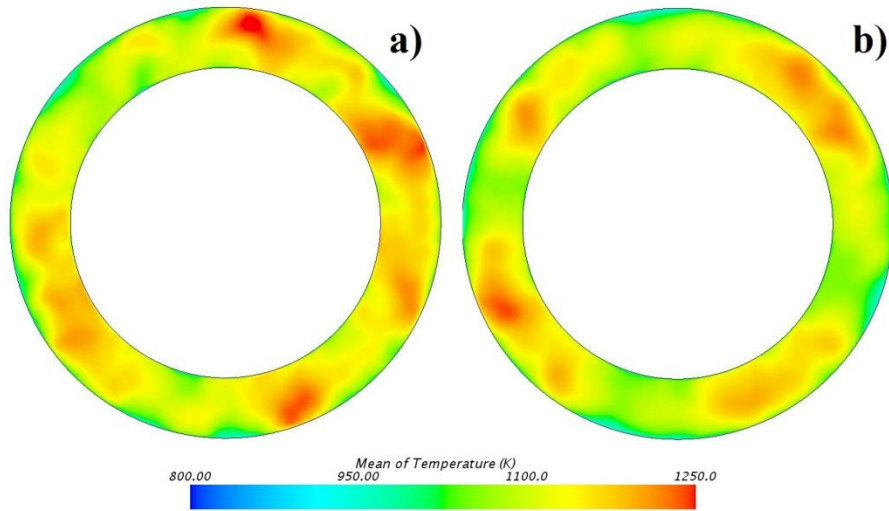
Şekil 4.10 incelendiğinde, düzenli yakıt dağılımına sahip durum için 3 ve 9 numaralı enjektörü kesen orta düzlem üzerindeki karışım oranı konturlarının birbirleri ile benzerlik gösterdiği belirlenmiştir. Diğer yandan, düzensiz yakıt dağılımı durumu için tamamlanan analiz sonuçlarından elde edilen sonuçlar gözlemlendiğinde, % 5 daha fazla yakıt debisi olan 3 numaralı enjektörü kesen orta düzlemdeki karışım oranı değerlerinin, %5 daha az yakıt debisi sağlanan 9 numaralı enjektörü kesen orta düzlem üzerindeki karışım oranı değerlerinden beklendiği üzere daha yüksek olduğu görülmektedir.

Enjektörlerde gözlemlenen yakıt debisi farklılıklarının yanma odası çıkışında yaratacağı etkilerin belirlenmesi amacı ile farklı fiziksel zamanlara ait yanma odası çıkış sıcaklık konturları incelenmiştir. Ayrıca her bir zaman adımı için yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı konturları birleştirilerek video oluşturulmuş ve gözlemlenen değişimlerin incelenmesi amaçlanmıştır. Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için tamamlanan analizlere ait anlık yanma odası çıkış sıcaklık konturlarının yer aldığı karşılaştırmalar farklı fiziksel zamanlar için Şekil 4.11 ile gösterilmiştir.

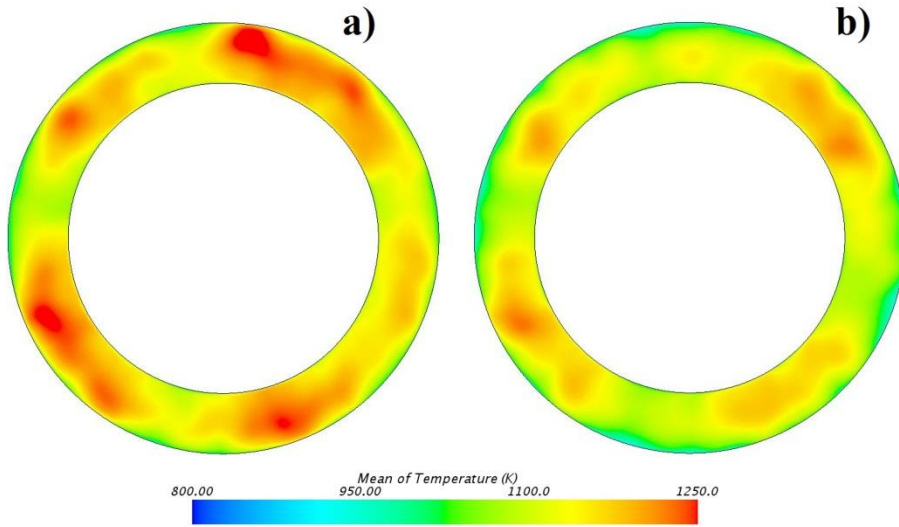


Şekil 4.11: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkışı anlık sıcaklık [K] konturu.

Anlık sıcaklık dağılımı konturlarına ek olarak, zaman ortalamalı çıkış sıcaklık konturları da incelenerek, yakıt dağılımının uzun süreli etkilerinin de incelenmesi hedeflenmiştir. Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip LES analizlerinden elde edilen, kısa süreli (5 kalış süresi) ve uzun süreli (10 kalış süreli) zaman ortalamasına sahip yanma odası çıkış sıcaklık konturları Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de verilmiştir.



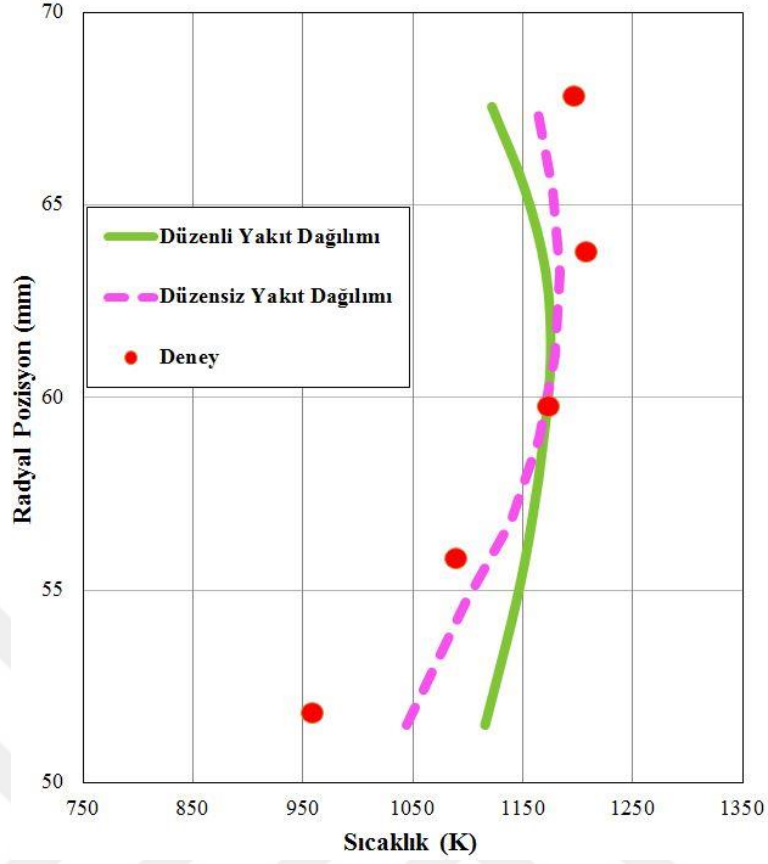
Şekil 4.12: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkışı kısa süreli (5 kalış süresi) zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.



Şekil 4.13: (a) Düzenli, (b) düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkışı uzun süreli (10 kalış süresi) zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturu.

Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 incelendiğinde, düzenli yakıt dağılımına sahip analizlerde, hem kısa hem de uzun süreli zaman ortalamalı sonuçlar için yanma odası çıkışında lokal yüksek sıcaklık bölgeleri bulunduğu gözlemlenmiştir. Diğer yandan, NGV ömürlerini ciddi derecede etkileyebilecek olan bu lokal yüksek sıcaklık bölgelerinin düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullar için tamamlanan analiz sonuçlarında gözlemlenmediği belirlenmiştir. Ayrıca, düzensiz yakıt dağılımları ile yapılan analiz sonuçlarında daha düzenli yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları elde edildiği gözlemlenmiştir. Yakıt dağılımındaki düzensizlikler sonucunda yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımlarının daha düzenli bir form almasının ve lokal yüksek sıcaklık bölgelerinin oluşmamasının sebebinin, yanma odası birinci bölge içerisindeki yoğunluk dağılımının yakıt dağılımındaki düzensizliklerden etkilenerek değişkenlik göstermesi ve değişkenlik gösteren yoğunluğun hava yakıt karışımını iyileştirmesi olduğu düşünülmektedir.

Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımlarına ait analiz sonuçlarının daha detaylı şekilde incelenebilmesi ve daha somut sonuçlar elde edilebilmesi amacı ile her iki durum için tamamlanan analizlere ait yanma odası çıkış sıcaklık profilleri deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.14: Düzenli, düzensiz yakıt dağılımı koşulları yanma odası çıkış radyal sıcaklık [K] profilleri.

Şekil 4.14 incelendiğinde, eşit olmayan enjektör yakıt debileri ile yapılan LES analizine ait yanma odası çıkış sıcaklık profiline deney verileri ile daha uyumlu sonuçlar sunduğu belirlenmiştir. Diğer yandan iç yarıçapa yakın bölgelerde, sıcaklık değerlerinin deney verilerine göre, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için sırası ile %19 ve %10 daha yüksek öngörüldüğü gözlemlenmektedir. Yapılan analizler sonucunda sıcaklık profillerine ek olarak radyal sıcaklık dağılım faktörü, genel sıcaklık dağılım faktörü ve ortalama çıkış sıcaklık değerleri de hesaplanmış ve deneyden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalara sonuçları, Çizelge 4.3 ile verilmiştir.

Çizelge 4.3'de yer alan değerler incelendiğinde, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı LES analizleri için ortalama çıkış sıcaklık değerlerinin deneyle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, radyal sıcaklık dağılım faktörlerinin RANS analizlerine göre deney verilerinden daha uzak olduğu, fakat genel sıcaklık dağılım faktörü değerlerinin RANS analizlerine göre deney ile daha uyumlu sonuçlar sunduğu

belirlenmiştir. LES analizlerinden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, yakıt dağılımında gözlemlenen düzensizliklerin, genel sıcaklık dağılımı faktörünü düşürdüğü sonucuna varılmıştır.

Çizelge 4.3: Düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı LES analizi sonuçları.

	Deney Sonucu	Düzenli Yakıt Dağılımı	Düzensiz Yakıt Dağılımı
Ortalama Çıkış Sıcaklığı (K)	1134	1146	1128
Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (RTDF)	11.6	5.6	9.4
Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (OTDF)	14.2	19.2	14.8

5. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR

5.1. Sonuçlar

Önceki bölümlerde sonuçları paylaşılan tez çalışmasında, tuboprop/turboşaft motora ait ters akışlı RQL (Rich burn quick Quench Lean burn) tipi bir yanma odası için reaksiyonlu HAD analizleri tamamlanarak enjektörlerde karşılaşılan yakıt dağılımlarındaki düzensizliklerin yanma odası çıkış sıcaklık dağılımına olan etkileri incelenmiştir. Yakıt debilerindeki düzensizliklerin yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı üzerindeki etkilerin incelenebilmesi amacıyla, eşit yakıt debisi ve nominal değerden %5 sapma değerine sahip yakıt debili durumlar için tüm enjektörlerin dahil edildiği tam geometri üzerinde RANS ve LES analizleri gerçekleştirilmiştir. Tamamlanan analizlere ait sonuçlar, CIAM (Central Institute for Aviation Motors) tarafından yapılan testlerden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Tez kapsamında, öncelikli olarak tam geometri analizlerinde kullanılması planlanan alt modellerin ve çözüm ağı yapısının uygunluğunun belirlenmesi amacı ile dilim geometri analizleri gerçekleştirilmiştir. Tamamlanan çözüm ağı bağımsızlaştırma çalışmaları ve literatürde yer alan BBB (Büyük Burgaç Benzetimi) hesaplama ağı çözünürlük göstergeleri incelemeleri sonucunda, 7.5 milyon hücre içeren çözüm ağı 2'nin HAD analizleri için yeterli çözünürlüğü sunduğu belirlenmiş ve ilerleyen analizlerde çözüm ağı 2 kullanılmıştır. Uygun çözüm ağı elde edildikten sonra tam geometri RANS analizlerinde kullanılacak olan türbülans modelinin belirlenmesi için, Standart $k-\varepsilon$, Realizable $k-\varepsilon$, Standart $k-\omega$ ve SST- $k-\omega$ olmak üzere dört farklı türbülans modeli ile dilim geometri analizleri tamamlanmıştır. Tamamlanan analizler yanma odası içerisinde oluşturulan dikey çizgiler üzerinde karşılaştırılmış ve ek olarak yanma odası çıkış sıcaklık profilleri deney verileri ile karşılaştırılmıştır. Tamamlanan çalışmalar sonucunda Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli tez kapsamında yer alan problemin çözümü için en uygun model olarak belirlenmiştir. Ek olarak FRC, SEBU, HEBU ve SLF yanma modelleri kullanılarak analizler tekrarlanmış ve türbülans modeli çalışması ile benzer şekilde yanma odası içerisinde oluşturulan dört farklı çizgi üzerinde sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yanma odası çıkış sıcaklık profilleri

ve çizgiler üzerinde yapılan karşılaştırmalar tamamlanmıştır. Çözüm süresi açısından sağladığı avantajlar da göz önünde bulundurulduğunda tez kapsamında tamamlanan çalışmalara SLF (Steady Laminer Flamelet) yanma modeli kullanılarak devam edilmiştir. Tez konusu problemin çözümü için uygun modeller belirlendikten sonra tam geometri ile gerçekleştirilmesi planlanan LES analizlerine referans olması amacı ile dilim geometri BBB (Büyük Burgaç Benzetimi) analizleri gerçekleştirilmiştir. Dilim geometri LES analizleri WALE SGS modeli ve SLF yanma modeli kullanılarak gerçekleştirilmiş ve deney verileri ile uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Tamamlanan dilim geometri analizlerinden sonra, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için tam geometri RANS analizleri gerçekleştirilmiştir. Düzensiz yakıt dağılımı koşulunun analizlere tanımlanması amacı ile toplam yakıt debisi sabit tutulacak şekilde belirlenen enjektörlere nominal değere göre %5 sapma değerli yakıt debisi sınır koşulları tanımlanmıştır. Tamamlanan tam geometri RANS analizlerinden elde edilen yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları karşılaştırılarak farklar incelenmiştir. Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımının, RTDF ve OTDF değerlerinin hesaplanması, NGV kanatçıklarının ve HPT kanatçıklarının maruz kalacağı ısı yüklerinin önceden belirlenmesi ve ömürlerinin öngörülmesi açısından büyük önem teşkil etmektedir. Bu sebeple, analizler sonucunda ortalama çıkış sıcaklık, RTDF ve OTDF değerleri hesaplanmış ve değerler deney verileri ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda RANS analizlerinden elde edilen düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı durumlarına ait çıkış sıcaklık dağılımlarının birbirleri ile yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. RANS analizleri sonucunda, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için yanma odası çıkış sıcaklıkları sırası ile 1135 K ve 1134 K olarak elde edilmiştir. Tamamlanan testler sonucunda elde edilen ortalama çıkış sıcaklığı değeri ise 1134 K olarak belirlenmiştir. RTDF değerleri ise düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için sırası ile 11.5 ve 11.4 olarak belirlenmiştir. Test sonuçlarına göre RTDF değeri 11.6 olarak belirlenmiştir. HAD analizlerinden ve deney sonuçlarından elde edilen değerlerin birbirlerine çok yakın olduğu tamamlanan analizlerin doğruluğunun yeterli seviyede olduğunu göstermektedir. Diğer yandan, çıkış sıcaklık dağılımı konturlarının birbirleri ile benzer olması sebebi ile yakıt dağılımındaki düzensizliklerin yanma odası çıkış sıcaklığı üzerindeki etkileri tam olarak incelenememiştir. Çıkış sıcaklık dağılımındaki benzerliklerin RANS yaklaşımının yüksek yayınımsal durumlar sunmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Tez kapsamında, tam geometri RANS

analizlerine ek olarak, 12 enjektör içeren tam geometri ile düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullar için yaklaşık 10 kalış süresi simüle edilecek şekilde LES analizleri gerçekleştirilmiştir. Tamamlanan LES analizleri sonucunda, yanma odası içerisindeki alevin süreksiz davranışları her bir zaman adımı için farklı düzlemler üzerinde görüntü alınması ile video oluşturularak incelenmiştir. LES analizleri boyunca kısa (5 kalış süresi) ve uzun (10 kalış süresi) süreli zaman ortalamalı sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Özellikle elde edilen zaman ortalamalı orta düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımlarının RANS sonuçları ile benzerlikler gösterdiği belirlenmiştir. Diğer yandan düzenli ve düzensiz yakıt dağılımına sahip koşullar için gerçekleştirilen LES analizleri sonucunda elde edilen yanma odası çıkış sıcaklık dağılımlarının birbirlerine göre farklar gösterdiği, düzenli yakıt dağılımına sahip analizlerde lokal yüksek sıcaklık noktaları (hot spot) olduğu, düzensiz yakıt dağılımına sahip sıcaklık dağılımının daha düzenli olduğu gözlemlenmiştir. Ek olarak yanma odası çıkış sıcaklık profilleri, ortalama çıkış sıcaklık değerleri, RTDF ve OTDF değerleri yanma odası çıkışında her 1 derece için radyal yönde oluşturulan 10 nokta ile okunarak elde edilmiştir. Elde edilen değerler CIAM (Central Institute for Aviation Motors) tarafından gerçekleştirilen test sonucunda elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, düzensiz yakıt dağılımına sahip durum için gerçekleştirilen analize ait yanma odası çıkış sıcaklık profilinin test sonucunda elde edilen sıcaklık profili ile daha uyumlu olduğu, özellikle NGV kök ve uç kısımlarında deney verilerine daha yakın sonuçlar sunduğu belirlenmiştir. Tamamlanan Büyük Burgaç Benzetimi (BBB) analizleri sonucunda, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı durumları için ortalama çıkış sıcaklığı değerleri sırası ile 1146 K ve 1128 K olarak elde edilmiştir. Elde edilen ortalama çıkış sıcaklık değerlerinin deney verileri ile uyumlu olduğu belirlenmiştir. RANS analizleri ile benzer şekilde RTDF değerleri de hesaplanmıştır. LES analizleri sonuçlarına göre hesaplanan RTDF değerleri, düzenli ve düzensiz yakıt dağılımı koşulları için sırası ile %9.4 ve %5.6 olarak belirlenmiştir. Test sonuçlarına göre RTDF değeri 11.6 olarak belirlenmiştir. Düzensiz yakıt dağılımına sahip LES analizi sonuçlarının deney verilerine daha yakın sonuçlar sunduğu gözlemlenmiştir. Ek olarak gözlemlenen fakların, zaman ortalamalı olarak hesaplanan sıcaklık değerlerinin yanma odası çıkışında daha yayılmış şekilde elde edilmesinden ve alınan zaman ortalamalı değerlerin yalnızca 10 kalış süresi için elde edilebilmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Yanma odası ve NGV tasarımı için bir hayli önemli

olan OTDF değerleri de dzenli ve dzensiz yakıt dağılımı koşulları için karşılaştırılmıştır. Tamamlanan karşılaştırmalar sonucunda, dzenli ve dzensiz yakıt dağılımı koşulları için OTDF değerleri sırası ile %19.2 ve %14.8 olarak hesaplanmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen OTDF değeri ise %14.2 olarak belirlenmiştir. Tamamlanan RANS ve LES tam geometri analizleri sonucunda, beklendiği üzere elde edilen çıkış ortalama sıcaklık değeri, radyal sıcaklık profillerinin, RTDF ve OTDF değerlerinin dzensiz yakıt dağılımı durumu için deney verileri ile daha uyumlu olduğu belirlenmiştir. Yakıt dağılımındaki dzensizliklerin, OTDF değerini dūřurdūęu, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımının daha dzenli hale geldiği ve çıkış dzenleminde gözlemlenen lokal yüksek sıcaklık bölgelerinin daha az olduğu gözlemlenmiştir. Karşılaşılan bu durumun, yanma odası birinci bölgesindeki yoğunluk dağılımının yakıt debilerindeki farklılıklara bağlı olarak değişkenlik göstermesi ve bu durumun çevresel yöndeki karışımı iyileştirmesi olduğu dūřnlmektedir. Ek olarak birincil ve ikincil jet havalarında gözlemlenen karşılıklı çarpışma ve salınımların karışımı iyileştirdiği belirlenmiştir. Tamamlanan tez çalışması sonucunda, yakıt dağılımında karşılaşılan dzensizliklerin, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımını önemli oranda etkilediği ve yakıt dağılımlarının bilinmesi durumunda gerçekleştirilecek olan HAD analizlerinde yakıt debilerinin dzensiz duruma göre tanımlanmasının analizlerin doğruluğunu artırdığı belirlenmiştir. Özellikle NGV ve HPT kanatçıklarının ömürlerinin belirlenmesi için bir hayli önemli tasarım parametreleri olan yanma odası çıkış sıcaklık dağılımının, sıcaklık profiline, RTDF ve OTDF gibi parametrelerinin doğru şekilde belirlenebilmesi amacıyla, yakıt dağılımındaki dzensizliklerin gerçekleştirilen HAD analizlerinde uygun şekilde tanımlanmasının önemli bir nokta olduğu sonucu elde edilmiştir. Ek olarak, RANS analizleri ile tasarım için önemli olan parametrelerin ve yanma odası çıkış sıcaklıklarının doğru şekilde belirlenebildiği, özellikle tasarım aşamasında, RANS analizleri ile yanma odası karakteristikleri hakkında önemli bilgiler edinilebildiği belirlenmiştir. Dięer yandan, analizlerin ve elde edilen verilerin doğruluğunun artırılması ve yanma odası içerisinde gözlemlenen süreksiz davranışın gözlemlenebilmesi gibi amaçlar doğrultusunda, günümüzde LES analizlerinin gerçekleştirilmesinin yanma odası tasarımı için vazgeçilmez bir araç haline geldiği sonucu elde edilmiştir.

5.2. Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar

Tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçların iyileştirilmesi ve doğruluklarının artırılması amacı ile ek çalışmalar yapılması gerekmektedir. Bu sebeple öncelikli olarak mevcut analizlere dahil edilmeyen sıvı fazın birincil ve ikincil parçalama modelleri kullanılarak hesaplamalar yapılmalıdır. Böylelikle sıvı fazın atomizasyonunun ve çıkış sıcaklık dağılımının yakıt dağılımındaki düzensizliklerden nasıl etkilendiği gözlemlenmiş olacaktır. Sıvı fazın modellenmesine ek olarak, kimyasal reaksiyonların daha detaylı modellenerek çıkış sıcaklık dağılımının nasıl etkileneceğinin incelenmesi amacı ile detaylı kimya ve Arrhenius yanma modeli yanma reaksiyonlarının modellenmesi planlanmaktadır. Son olarak FGM (Flamelet Generated Manifold) yanma modeli ile analizlerin tekrarlanarak türbülans kimya etkileşimlerinin yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı ve sıcaklık profilleri üzerindeki etkilerinin incelenmesi hedeflenmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Massachusetts Institute of Technology** [Çevrimiçi]. <http://web.mit.edu>
- [2] **Walsh, P. F.**, *Gas Turbine Performance*, 2nd ed., Blackwell Publishing, 2004.
- [3] **Rolls-Royce** *The Jet Engine*, 5th ed., PLC: Derby, 1996.
- [4] **Lefebvre, A.H. and Ballal, D.R.**, *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emmisions*, 3rd ed.: CRC Press, 2010.
- [5] **Cohen, H., Rogers,G.F.C., Saravanamutto,H.I.H.** , *Gas Turbine Theory*, 4th ed., 1986.
- [6] **Moiser, S.A., Pierce, R.M.**, “Advanced Combustor Systems for Stationary Gas Turbine Engines, Phase I.Review and Preliminary Evaluation,” Environmental Protection Agency, 1980.
- [7] **Zhiyin Y.**, “Large-eddy simulation: Past, present and the future,” *Chinese Journal of Aeronautics*, cilt 1, pp. 11-24, 2015.
- [8] **Spencer, J.**, “Large Eddy Simulation of a Reverse Flow Combustion System,” MSc Thesis, 2012.
- [9] **Frassoldati, A., Cuoci, A., Faravelli, T., Ranzi, E., Colantuoni, S., Di Martino, P.**, “Experimental and Modeling Study of a Low NOx Combustor for Aero-Engine Turbofan,” *Combustion Science and Technology*, pp. 483-495, 2009.
- [10] **Makida, M., Yamada, H., Yamamoto, T.**, “Development Of Full Annular Combustor For Small Aircraft Jet Engine In Jaxa Techclean Project,” *Internation Congress Of The Aeronotical Sciences*, 2008.
- [11] **Boudier, G., Gicquel, L.Y.M., Poinso, T., Bissieres, D., Berat, C.** , “Comparison of LES, RANS and experiments in an aeronautical gas turbine combustion chamber,” *Proceedings of the Combustion Institute*, pp. 3075-3082, 2007.
- [12] **Hideki, M., Kotaro, H., Ryoichi, K., Satoru, K.**, “Large Eddy Simulation of Spray Combustion in a Sector Combustor for Regional Jet Aircraft Engine-Effect of Double Wall Liner on NOx Formation,” *International Symposium On Turbulence and Shear Flow Phenomena*, 2015.
- [13] **Fuchs, F., Meidinger, V., Neuburger, N., Reiter, T., Zündel, M., Hupfer, A.**, “Challenges in designing very small jet engines-fuel distribution and atomization,” *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2016.
- [14] **Malecki, R., Rhie, C., McKinney, R., Ouyang, H., Syed, S., Colket, M.**,

- “Application of an Advanced CFD-Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution,” *ASME Turbo Expo*, 2001.
- [15] **Dumrongsak, J.** “Numerical Study of Helicopter Combustor and Exhaust Emission Using Large Eddy Simulation,” Cranfield University PhD Thesis, Cranfield, 2014.
- [16] **Dönmez, S.,** “Ters Akışlı Bir Yanma Odasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kullanılarak Large Eddy Simulation Modeli ile Tutuşma Karakteristiğinin Belirlenmesi,” TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Yüksek Lisans Tezi 2016.
- [17] **Fureby, C.,** “Large Eddy Simulation Modelling of Combustion for Propulsion Applications,” *Philosophical Transactions of a Royal Society*, cilt 367, pp. 2957-2969, 2009.
- [18] **Çelik, E.,** “Ön-Film Oluşumlu, Hava Parçalı Atomizere Sahip Bir Yanma Odasının Sprey ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi,” TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Yüksek Lisans Tezi 2012.
- [19] **Nanduri, J.R., Parsons, D.R., Celik, I.B. ve Strakey, P.A.,** “Analysis of the Emission Prediction Capabilities of RANS Based Turbulent Combustion Models for Lean Premixed Combustion of Methane,” *International ANSYS Conference*, Pittsburg, USA, 2008.
- [20] **Carl T. N., Edward J. M., Stephen M. R.,** “Reverse Flow Combustor for Small Gas Turbines With Pressure Atomizing Fuel Injectors,” NASA Technical Report, 1978.
- [21] **Liukai, X.,** “Study on Combustor Outlet Temperature Field of Gas Turbine,” *Applied Mechanics and Materials*, Cilt 1 / 2138-139, pp. 962-966, 2011.
- [22] **Bulat G., Jones W.P., Marquis A., Sanderson V., Stopper U.,** “Large Eddy Simulation Of A Gas Turbine Combustion Chamber,” *7th Mediterranean Combustion Symposium*, Italy, 2011.
- [23] **di Mare F., Jones W.P., Menzies K.R.,** “Large Eddy Simulation of a Model Gas Turbine Combustor,” *Combustion and Flame*, cilt 137, pp. 278-294, 2004.
- [24] **Doğrudil, M.,** “Bir Gaz Türbini Yanma Odası Duvar Sıcaklığının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Eşlenik Isı Transferi Yöntemi ile hesaplanması,” TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Yüksek Lisans Tezi 2016.
- [25] **Povey, T., Chana, K.S., Jones, T.V., Hurrion, J.,** “The Effect of Hot-Streaks on HP Vane Surface and Endwall Heat Transfer: An Experimental and Numerical Study,” *ASME*, cilt 129, pp. 32-43, 2007.
- [26] **Çatorı, C., Topal, A., Uslu, S., Tuncer, O.,** “Exit Temperature Profile Measurement and CFD Comparisons on Small Scale Turbojet

Combustor with Air Blast Atomizer Configuration,” 50th
AIAA Joint Propulsion Conference, Cleveland, 2014.

- [27] **Tenekkes, H. ve Lumley, J.L.**, A First Course in Turbulence, The MIT Press, 1972.
- [28] **Richardson, L. F.**, Weather Prediction by Numerical Process, Cambridge, The University Press, 1922.
- [29] **Kolmogorov, A. N.**, “The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Number,” *Doklay Akademii Nauk SSSR*, cilt 30, pp. 299-303, 1941.
- [30] **Poinsot, T. ve Veynante, D.**, Theoretical and Numerical Combustion, 2nd dü., 2005.
- [31] **Versteeg, H. ve Malalasekera, W.**, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, New Jersey: Prentice Hall, 2007.
- [32] **Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R.W.**, Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation, Berlin: Springer, 2012.
- [33] **Jones W. P. ve Launder B.**, “The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, cilt 15, 1972.
- [34] **Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.**, “A New k- ϵ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows,” *Computers Fluids*, cilt 24, no. 3, pp. 227-238, 1995.
- [35] **D. Wilcox**, Turbulence Modelling for CFD, California: DCW Industries Inc., 1998.
- [36] **Menter, F.**, “Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows,” *24th Fluid Dynamics Conference*, Orlando, 1993.
- [37] **Menter, F.**, “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,” *AIAA Journal*, cilt 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [38] **SIEMENS**, “STAR CCM+ Documentation,” 2017.
- [39] **Lee, Y.Y. ve Pope, S.B.**, “Nonpremixed Turbulent Reacting Flow Near Extinction,” *Combustion and Flame*, cilt 101, no. 4, pp. 501-528, 1995.
- [40] **Spalding, D.**, “Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames,” *Symposium (International) on Combustion*, cilt 13, no. 1, pp. 649-657, 1971.
- [41] **Magnussen, B.F., Hjertager, B.H.**, “On the Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Shoot Formation and Combustion,” *Symposium (International) on Combustion*, 1976.
- [42] **Spalding, D.**, “Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames,” *13th Symposium on Combustion of the Combustion Institute*, Pittsburgh, 1970.

- [43] **Franzelli, B., Riber, E., Sajose, M., Poinso, T.**, “A two-step Chemical Scheme for kerosene-air Premixed Flames,” 2010.
- [44] **Luche, J., Reuillon, M., Boettner, J.C., Cathonnet, M.**, “Reduction Of Large Detailed Kinetic Mechanisms: Application to Kerosene/Air Combustion,” *Combustion Sciences and Technology*, pp. 1935-1963, 2004.
- [45] **Salim, S. M., Cheah, S.C.**, “Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows,” *International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, Hong Kong, 2009.
- [46] **Gant, S.** “Reliability Issues of LES-Related Approaches in an Industrial Context,” *Flow Turbulence Combust*, pp. 325-335, 2010.
- [47] **Hanjalić, H. M, K.**, “Vortical structures and heat transfer in a round impinging jet,” *Fluid Mechanics*, cilt 596, pp. 221-260, 2008.
- [48] **C. Marchioli**, “Large-eddy simulation of turbulent dispersed flows: a review of modelling approaches,” *Acta Mechanica*, cilt 228, pp. 741-771, 2017.
- [49] **Celik, I.B., Cehreli, Z.N., Yavuz, I.**, “Index of Resolution Quality for Large Eddy Simulations,” *Journal of Fluids Engineering*, cilt 127, pp. 949-958, 2005.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ozan Can Kocaman
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 20.10.1992 Keçiören
E-posta : ozancankocaman@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2015-2017	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Proje Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi

YABANCI DİL: İngilizce, Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **O.C. Kocaman**, Uslu S. Large Eddy Simulation of a Reverse Flow RQL Combustor with Non-Adiabatic Flamelet Combustion Model, 23rd ISABE (International Society for Air Breathing Engines) Conference, Manchester. UK, September 2017
- **O.C. Kocaman**, Aksu T. and Uslu S, Large-Eddy Simulation of Full Annular RQL Combustion Chamber & Fuel Distribution Effects on the Combustor Exit Temperature Profile, 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Salt Lake City, UT, July 2016

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Saygin. Y., **Kocaman O.**, Uslu S., 2016. Effect of Radiation on Gas Turbine Combustor Liner Temperature with Conjugate Heat Transfer (CHT) Methodology, 52nd AIAA/SAE/ASSEE Joint Propulsion Conference, Salt Lake City, UT, July 2016
- Aksu T., Kiyici F., **Kocaman O.C.**, Ozkan B., Uslu S., A Comparative Aerodynamic Study on Cascade Vanes for the Cold Stream Type Cascade Reverser Using Computational Fluid Dynamics(CFD), 8th Ankara International Aerospace Conference, Ankara, TR, September 2015

