

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RADYASYON ISI TRANSFERİNİN BİR GAZ TÜRBİNİ YANMA ODASI
DUVAR SICAKLIĞI ÜSTÜNDEKİ ETKİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ-EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yücel SAYĞIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç Dr. Sıtkı USLU

ARALIK 2017

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141511027 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Yücel SAYĞIN**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“RADYASYON ISI TRANSFERİNİN BİR GAZ TÜRBİNİ YANMA ODASI DUVAR SICAKLIĞI ÜSTÜNDEKİ ETKİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ-EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ”** başlıklı tezi **08.12.2017** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof.Dr. M. Haluk AKSEL (Başkan)**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Prof. Dr. Abdullah ULAŞ
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

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

Yrd. Doç. Dr. 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.



Yücel SAYĞIN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

RADYASYON ISI TRANSFERİNİN BİR GAZ TÜRBİNİ YANMA ODASI DUVAR SICAKLIĞI ÜSTÜNDEKİ ETKİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ-EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ

Yücel SAYĞIN

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

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Tarih: Aralık 2016

Bir gaz türbini yanma odası içerisinde yanma tepkimeleri sonucunda yüksek sıcaklıkta yanma ürünleri (karbon dioksit, su buharı vb.) oluşmaktadır. Bu nedenle yanma odası (YO) duvarına önemli ölçüde ısı transfer edilmektedir. YO duvarının sıcaklığının hesaplanması, duvar ömrünün doğru tahmin edilebilmesi ve duvar soğutma teknolojisinin güvenilirliğinin incelenmesi açılarından önem taşımaktadır. YO duvarı yanma gazları tarafından taşınım ve ışıma ile ısınmakta, dış kanaldaki soğuk hava tarafından soğutulmaktadır. Işıma (radyasyon) ile ısı transferi iki şekilde gerçekleşmektedir. Bunlar; YO birincil bölgedeki zengin karışım sonucu oluşan is (soot) kaynaklı ısı transferi (luminous radiation) ve YO içinde oluşan sıcak gazların ısı transferidir (non-luminous radiation). YO duvar sıcaklığının daha doğru hesaplanabilmesi için radyasyon ısı transferinin de hesaba katılması gerekmektedir. Radyasyon ısı transferinin hesaba katılarak duvar sıcaklığı hesaplamasının en sıcak noktada duvar sıcaklığını azalttığı bilinmektedir. Yüksek basınç ve yüksek sıcaklık koşullarında deney yapmanın maliyeti ve zorluklarından dolayı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) duvar sıcaklığı hesaplamada önemli bir araç haline gelmiştir.

CHT yöntemi YO akışkan hacmini (alev tüpü, dış kanal) ve katı kısmını (YO duvarı) birlikte modelleme imkanı sunmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında sıcak yanma gazlarının radyasyon ile ısı transferi modellenmiş ve radyasyon ısı transferinin YO duvar sıcaklığına etkisi gözlenmiştir. Bunun için küçük bir turbojet motoru yanma odası HAD ve CHT yöntemleri kullanılarak modellenmiş ve duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda radyasyon ısı transferinin duvar sıcaklıklarını düşürme eğiliminde olduğu gözlemlenmiştir. Duvarın en sıcak noktasında radyasyon hesaba katılmadığı durumda sıcaklık 1310 K iken radyasyonun hesaba katıldığı durumda sıcaklık 1140 K olarak hesaplanmıştır. Aynı koşullarda yapılan test sonuçları ile karşılaştırıldığında ise elde edilen sonuçlara göre radyasyon ısı transferinin de hesaba katılması halinde test sonuçlarına daha yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Tez çalışması kapsamında üç farklı çözüm ağı sayısı (900 bin, 3.4 milyon ve 9.7 milyon) kullanılmış ve 3.4 milyon ve 9.7 milyonluk çözüm ağlarının yakın sonuçlar verdiği görülmüş ve sonraki çalışmalar için 3.4 milyonluk çözüm ağı kullanılmıştır. Bu çözüm ağı kullanılarak farklı türbülans modelleri, yanma modelleri için analizler yapılmış ve YO duvar sıcaklıklarına etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre Relizable $k-\epsilon$ turbulence modeli ve Hybrid Eddy Break-up yanma modeli en uygun modeller olarak görülmüştür. Ayrıca duvar ve dış kabuk yayma oranı (emissivity) ve türbülanslı Schmidt ve Prandtl sayısının duvar sıcaklıklarına etkisi de incelenmiştir. Ayrıca türbülansın modellenmesinde kullanılan iki yaklaşım Large Eddy Simulation (LES) ve Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) ile yanma odası içinde ve astarda elde edilen sıcaklık dağılımları karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yanma odası, Radyasyon ısı transferi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Eşlenik ısı transferi.

ABSTRACT

Master of Science

ESTIMATION OF THE EFFECT OF RADIATION HEAT TRANSFER IN A GAS TURBINE COMBUSTOR WALL TEMPERATURE WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS – CONJUGATE HEAT TRANSFER METHODOLOGY

Yücel SAYĞIN

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

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Sıtkı USLU

Date: December 2016

Ignition characteris In gas turbine combustion chambers, combustion gases (carbondioxide, water vapor etc.) which have very high temperature occurs as a result of combustion reactions. Therefore, huge amount of heat transfers from hot gases through the combustor wall. In order to determine the lifetime of the liner wall and reliability of the wall cooling technology, it is important to predict wall temperature accurately. The liner is heated by convection and radiation of combustion gases inside the flame tube and it is cooled by convection to the cold air in annulus and radiation to the outer casing. Radiative heat transfer occurs in two ways. These are non-luminous and luminous radiation which are due to complete combustion products (CO₂ and H₂O), and formation of soot particles in the fuel rich regions of the primary zone of a non-premixed diffusion flame. It is necessary to take into account of radiation heat transfer for more accurate prediction of liner temperature. It is known that taking into account of radiation heat transfer reduces the peak liner temperature. Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses became a popular tool with developing Conjugate Heat Transfer (CHT) solver because of the cost and difficulty of experiment under high temperature and high pressure environment.

CHT methodology provides to model fluid volume (flame tube and annulus) and solid regions (liner) simulatenously. In this study, radiation heat transfer from hot combustion products (non-luminous radiation) is modelled and its effect on the combustor liner temperature is observed. Combustor of small scale turbojet engine is simulated with CFD-CHT computations and liner wall temperature is calculated. According to results, radiation heat transfer tends to reduce the wall temperatures, peak liner temperatures of 1310 K and 1140 K were predicted on the wall both for cases without and with radiation heat transfer respectively. Results are also compared with experimental data and it is clearly seen that neglecting radiation gives high unrealistic liner temperatures. Simulating the radiation heat transfer in combustor provides better agreement with experimental data. Simulations are performed with three different computational grids which have 900.000, 3.400.000 and 9.700.000 cells named coarse, medium and fine grids respectively. It is observed that medium and fine mesh results are very close to each other and it is decided that medium mesh is adequate for further simulations instead of fine mesh which has 9.7 million cells. Different combustion and turbulence models are implemented and all results are compared with experimental data with using medium mesh. Relizable $k-\epsilon$ turbulence model and Hybrid Eddy Break-up combustion model results are in better agreement with measured data. Parametric studies are performed with different casing and liner emmisivities, different Turbulent Prandtl/Schmidt numbers and all results are compared with measurements. Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) and Large Eddy Simulation (LES) computations are performed in order to see variation of the temperature field inside the flame tube and thereby temperature distribution in the combustor liner. The results of the two methodologies are also compared with experimental data.

Keywords: Combustion chamber, Radiation heat transfer, Computational fluid dynamics, Conjugate heat transfer.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni akademik hayatımın her alanda yönlendiren hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya, yüksek lisans eğitimim boyunca bana her zaman destek olan çalışma arkadaşlarım Mahmut DOğRUDİL, Ozan Can KOCAMAN, Tekin AKSU ve Bertan ÖZKAN'a, yüksek lisans eğitimim boyunca burs imkanı sağlayarak çalışmalarıma destek olan TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne, kıymetli bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim görevlilerine, maddi desteklerinden ve bu çalışmada kullanılan test sonuçlarını paylaşmalarından ötürü TEI TUSAŞ Motor Sanayi A.Ő.'ye ve hayatım boyunca paha biçilemez destekleriyle her zaman yanımda olan aileme çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
KISALTMALAR	xiv
SEMBOLE LİSTESİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Genel Bilgiler	1
1.1.1. Kompresör ve türbin	1
1.1.2. Yanma odası.....	2
1.2. Literatür Özeti	5
1.3. Tezin Kapsamı ve Amacı	12
2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	15
2.1. Temel Denklemler	15
2.2. Türbülansın Modellenmesi.....	17
2.2.1. RANS yaklaşımı	19
2.2.1.1. Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli.....	21
2.2.1.2. Realizable $k-\varepsilon$ türbülans mmodeli.....	22
2.2.1.3. Standart $k-\omega$ türbülans modeli	23
2.2.1.4. SST $k-\omega$ türbülans modeli.....	24
2.2.2. LES yaklaşımı	26
2.3. Yanma Reaksiyonlarının Modellenmesi	27
2.3.1. Arrhenius yaklaşımı	28
2.3.2. Standart Eddy Break-up yanma modeli	28
2.3.3. Hibrit Eddy Break-up yanma modeli	29
2.3.4. Yanma kimyası	29
3. EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMİ	31
4. RADYASYON ISI TRANSFERİ MODELİ	33
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ – EŞLENİK ISI TRANSFERİ ANALİZLERİ VE SONUÇLARI	37
5.1. Yanma Odası Astar Sıcaklıkları Deney Sonuçları	38
5.2. Çözüm Ağı Çalışması.....	40
5.3. Türbülans Modeli Çalışması	48
5.4. Yanma Modeli Çalışması	51
5.5. Radyasyon Isı Transferinin Duvar Sıcaklığına Etkisi	55
5.6. Parametrik Çalışmalar	60
5.6.1. Astar ve kabuk yayma oranı çalışması.....	60
5.6.2. Türbülanslı Schmidt & Prandtl sayılarının etkisi.....	61
5.7. Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation, LES) Sonuçları.....	64

5.8.LES-RANS Karşılaştırması.....	66
6.SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR	71
6.1.Sonuçlar.....	71
6.2.Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar.....	72
KAYNAKLAR.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	79



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: (a) Boru tipi yanma odası, (b) Boru-halka tipi yanma odası, (c) Halka tipi yanma odası [3].	3
Şekil 2.1: Türbülanslı bir akışta hız büyüklüğünün zamana bağlı değişimi.	17
Şekil 2.2: RANS ve URANS yaklaşımlarında ortalama ve sapma değerleri.	19
Şekil 3.1: Astar üzerinde ısı transferi.	31
Şekil 3.2: CFD – CHT duvar sıcaklığı hesaplama algoritması.	32
Şekil 4.1: DOM çözüm şeması.	34
Şekil 5.1: Yanma odası sektör geometrisi bölgeleri.	37
Şekil 5.2: Deney düzeneği [61].	38
Şekil 5.3: Dış astar sıcaklık ölçümü panoramik görüntüsü.	39
Şekil 5.4: Isıl boya ile ölçülen ortalama astar sıcaklıkları.	39
Şekil 5.5: Orta düzlem üzerinde (a) kaba (b) orta ve (c) ince ağ yapıları.	40
Şekil 5.6: Orta çözüm ağında ince katmanlı, sınır tabaka ve çok yüzeyle hücreler.	41
Şekil 5.7: Alev tüpü içerisinde oluşturulan dikey çizgiler.	42
Şekil 5.8: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için orta düzlemde hız [m/s] konturları.	42
Şekil 5.9: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için orta düzlemde sıcaklık [K] konturları.	43
Şekil 5.10: Farklı çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri.	43
Şekil 5.11: Farklı çözüm ağlarında elde edilen sıcaklık profilleri.	44
Şekil 5.12: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için astar üzerinde boyutsuz y^+ değerleri.	45
Şekil 5.13: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.	45
Şekil 5.14: Farklı çözüm ağlarında dış astar üzerinde ortalama sıcaklık dağılımları.	46
Şekil 5.15: Alev tüpü içinde sıcaklık ve hız değerleri gözlemlenen noktalar.	46
Şekil 5.16: Gözlemlenen noktalardaki hız değerlerinin iterasyona ile değişimi.	47
Şekil 5.17: Gözlemlenen noktalardaki sıcaklık değerlerinin iterasyona ile değişimi.	47
Şekil 5.18: Farklı türbülans modellerinde orta düzlemde hız büyüklüğü [m/s] konturları.	48
Şekil 5.19: Farklı türbülans modellerinde orta düzlem üzerinde sıcaklık [K] konturları.	48
Şekil 5.20: $k-\varepsilon$ türbülans modellerinde elde edilen hız profilleri.	49
Şekil 5.21: $k-\varepsilon$ türbülans modellerinde elde edilen sıcaklık profilleri.	49
Şekil 5.22: Dört farklı türbülans modelinde Çizgi 2 üzerinde elde edilen hız ve sıcaklık profilleri.	50
Şekil 5.23: Farklı türbülans modellerinde dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.	50
Şekil 5.24: Farklı türbülans modellerinde dış astar üzerindeki sıcaklık profilleri.	51
Şekil 5.25: (a) SEBU, (b) HEBU, (c) Arrhenius yanma modellerinde orta düzlemde hız büyüklüğü [m/s] konturları.	52

Şekil 5.26: (a) SEBU, (b) HEBU, (c) Arhenius yanma modellerinde orta düzlemde sıcaklık [K] konturları.....	52
Şekil 5.27: Farklı yanma modellerinde elde edilen hız profilleri.....	53
Şekil 5.28: Farklı yanma modellerinde elde edilen sıcaklık profilleri.....	53
Şekil 5.29: (a) SEBU, (b) HEBU, (c) Arhenius yanma modellerinde dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.....	54
Şekil 5.30: Farklı yanma modellerinde dış astar üzerinde sıcaklık dağılımı.....	54
Şekil 5.31: Radyasyon ısı transferi hesaba katılmadığında (solda) ve hesaba katıldığında (sağda) dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.....	55
Şekil 5.32: Tüm sektörlerdeki deneysel sıcaklık dağılımlarının HAD-CHT yöntemleriyle karşılaştırması.....	55
Şekil 5.33: Astar uzunluğu boyunca ortalama sıcaklık dağılımı.....	56
Şekil 5.34: Astar üzerinde sıcaklık değerleri gözlemlenen noktalar.....	57
Şekil 5.35: Gözlemlenen noktalardaki astar sıcaklık değerlerinin iterasyon ile değişimi.....	57
Şekil 5.36: Astar içinde oluşturulan dikey çizgiler.....	59
Şekil 5.37: Astar içinde radyal sıcaklık dağılımları.....	59
Şekil 5.38: Kabuk ve astarın farklı yayma oranları için astar uzunluğu boyunca ortalama sıcaklık dağılımı.....	60
Şekil 5.39: Farklı Schmidt sayılarında orta düzlemde hız [m/s] konturları.....	61
Şekil 5.40: Farklı Schmidt sayılarında orta düzlemde sıcaklık [K] konturları.....	62
Şekil 5.41: Farklı Schmidt sayılarında dikey çizgiler üzerinde elde edilen hız profilleri.....	62
Şekil 5.42: Farklı Schmidt sayılarında dikey çizgiler üzerinde elde edilen sıcaklık profilleri.....	63
Şekil 5.43: Farklı Schmidt sayılarında dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.....	63
Şekil 5.44: Farklı Schmidt sayıları için astar boyunca ortalama sıcaklık dağılımı.....	64
Şekil 5.45: LES yaklaşımı ile orta düzlemde anlık (solda) ve ortalama (sağda) hız büyüklüğü [m/s] konturları.....	65
Şekil 5.46: LES yaklaşımı ile orta düzlemde anlık (solda) ve ortalama (sağda) sıcaklık [K] konturları.....	65
Şekil 5.47: LES yaklaşımı ile radyasyon ısı transferi hesaba katılmadığında (solda) ve hesaba katıldığında (sağda) dış astar üzerinde zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturları.....	65
Şekil 5.48: RANS ve zaman ortalamalı LES yaklaşımında dikey çizgiler üzerinde elde edilen hız profilleri.....	66
Şekil 5.49: RANS ve zaman ortalamalı LES yaklaşımında dikey çizgiler üzerinde elde edilen sıcaklık profilleri.....	67
Şekil 5.50: RANS (solda) ve zaman ortalamalı LES (sağda) yaklaşımlarında orta düzlemde üzerinde elde edilen hız büyüklüğü [m/s] konturları.....	67
Şekil 5.51: RANS (solda) ve zaman ortalamalı LES (sağda) yaklaşımlarında orta düzlemde üzerinde elde edilen sıcaklık [K] konturları.....	68
Şekil 5.52: RANS (solda) ve LES (sağda) yaklaşımlarında dış astar üzerinde elde edilen sıcaklık [K] konturları.....	68
Şekil 5.53: RANS ve LES yaklaşımında dış astar üzerinde radyasyonlu ve radyasyonsuz sıcaklık dağılımı.....	68
Şekil 5.54: RANS (yukarda) ve LES (aşağıda) analizlerinde seyreltme bölgesi astar yakını gaz sıcaklık [K] konturu.....	69

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Standart $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	22
Çizelge 2.2: Realizable $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	23
Çizelge 2.3: Standart $k-\omega$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	24
Çizelge 2.4: Standart $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	25
Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	25
Çizelge 2.6: WALE modeline ait sabitlerin değerleri.	27
Çizelge 2.7: Yanma kimyası oluşturmak için kullanılan parametreler.	30
Çizelge 4.1: Radyasyon modellemede kullanılan temel modeller ve parametreler. ...	35
Çizelge 5.1: Tanımlanan sınır koşulları.	37
Çizelge 5.2: Çözüm ağı hücrelerinin özellikleri.	41

KISALTMALAR

YO	: Yanma Odası
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CHT	: Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer)
LES	: Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation)
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
RTDF	: Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (Radial Temperature Distribution Factor)
OTDF	: Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (Overall Temperature Distribution Factor)
NGV	: Lüle Yönlendirme Kanadı (Nozzle Guide Vane)
RCV	: Merkezi Resirkülasyon Girdabı (Central Recirculation Vortex)
DOM	: Discrete Ordinate Method
HEBU	: Hybrid Eddy Break-up
DNS	: Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation)
URANS	: Zamana Bağlı RANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes)
RSM	: Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model)
SST	: Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport)
WALE	: Wall Adapting Local Eddy Viscosity
SEBU	: Standard Eddy Break-up
RTE	: Radyasyon Transfer Denklemi (Radiative Transfer Equation)

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A_p	Ön üstel factor
C	Taşıyım ısı akısı
C_p	Özgül ısı
CD_{kw}	Çapraz yayılım tensörü
D	Kütleli yayılım terimi
Da	Damköhler sayısı
D	Mesafe
E_A	Aktivasyon enerjisi
h	Isı aktarım katsayısı
I	Radyasyon yoğunluğu
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 kinetic enerjisi üretim hızı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı akısı
R	İdeal gazsabit
R_1	Radyasyon ısı akısı
Re	Reynolds sayısı
S	Kaynak terimi
S_m	Yön vektörü
S_w	Deformasyon
S_{ij}	Gerinim Hız Tensörü
Sc	Schmidt sayısı
t	Zaman
t_w	Astar kalınlığı
T	Sıcaklık
u	Hız vektörü
V	Hacim
W_{ij}	Vortisite Tensörü
x	Yatay koordinat eksen
y	Dikey koordinat eksen
Y	Kütleli oran

α	x koordinat düzlemi kosinüs açısı
β	y koordinat düzlemi kosinüs açısı
γ	z koordinat düzlemi kosinüs açısı
λ	Dalga boyu
β_λ	Sönme katsayısı
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
ν_k	Kolmogorov hız ölçeği
ω	Özgül türbülans yitimi
ω_r	Reaksiyon hızı
Ω	Katı açısı
ρ	Yoğunluk
ψ	Reaksiyon derecesi
κ	von Karman sabiti
ε	Türbülans yitim hızı
τ_{ij}	Gerilme tensörü
τ_k	Kolmogorov zaman ölçeği
H	Kolmogorov uzunluk ölçeği
Δt	Zaman adımı

1. GİRİŞ

1.1. Genel Bilgiler

Havacılıkta kullanılmak üzere geliştirilen gaz türbinleri, yanma odasında gerçekleşen reaksiyonlar sonucu oluşan ısının itki kuvvetine dönüştürülmesi prensibi ile çalışır. İlk jet motorun mucitleri Dr. Hans von Ohain ve Frank Whittle olarak bilinir. Her ikisi de birbirlerinin çalışmalarından habersiz farklı yıllarda jet motorun patentini almıştır (Whittle, 1930 & von Ohain, 1936). Ancak tasarlanan jetlerin uçuş tarihleri göz önüne alındığında (von Ohain, 1939 & Whittle, 1941) Hans von Ohain çalışan ilk jet motorunun tasarımcısıdır.

Bir havacılık gaz türbini motoru, temel olarak giriş yayıcısı, kompresör, yanma odası, türbin ve itki lülesi kısımlarından oluşur. Serbest akış halinde kompresöre giren atmosferik havanın basıncı artırılarak yanma odasına gönderilir. Kompresördeki havanın sıcaklığının artışı basınç oranına ve kompresörün verimine göre değişir. Yanma odasında kompresörden gelen ısınmış hava ile püskürtülen yakıt karıştırılarak yanma reaksiyonları gerçekleştirilir. Yanma reaksiyonları sonucu oluşan sıcak gazlar türbine gönderilir. Türbinde genleşen gazlar, türbin kanatlarını döndürerek kompresörün çalışması için yararlı işi üretir ve gazlar itki lülesine gönderilir. Buradan yüksek hızlarla atmosfere atılan gazlar, uçak için gerekli itkiyi yaratmış olur [1].

1.1.1. Kompresör ve türbin

Kompresör, motora giren atmosferik havanın basıncının artırıldığı bileşendir. Kompresör türbin ile bir şaft aracılığıyla bağlıdır ve kompresörün çalışması için gereken güç türbinden elde edilir. Radyal, aksel ve bunların karışımı olmak üzere üç tip kompresör vardır. Aksel kompresörlerde motor için önemli bir tasarım parametresi olan gerekli basınç oranını (pressure ratio) elde etmek için çok fazla kademe (rotor ve stator kanatları) gerekirken radyal kompresörlerde aynı basınç oranına bir veya iki kademeli olarak ulaşabilmektedir. [2]

Türbin, gaz türbini motorlarında aynı şaft üzerindeki kompresörün çalışması için gerekli gücü üreten bileşendir. Türbine gelen gazlar türbinde genişletilip sıcaklığı ve basıncı düşürülerek itki lülesine itki kuvveti yaratmak üzere iletilir. Radyal ve aksel olmak üzere iki türbin tipi bulunmaktadır. Havacılık motorlarında daha verimli olan, gürültüyü ve yakıt tüketimini azaltan aksel türbinler kullanılmaktadır.

1.1.2. Yanma odası

Yanma odası (YO), kompresörden alınan havanın yakıt ile karıştırılarak yanması sonucu sıcaklığının artırılarak minimum basınç kaybıyla türbine iletiildiği motorun bileşenidir. Oldukça karmaşık bir sisteme sahip olan yanma odasının önemli tasarım parametreleri yanma verimi, düşük basınç kaybı, YO duvar sıcaklığı, Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (Radial Temperature Distribution Factor, RTDF), Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (Overall Temperature Distribution Factor, OTDF) ile güvenilir ve sürekli bir ateşleme sistemi olarak sıralanabilir [3].

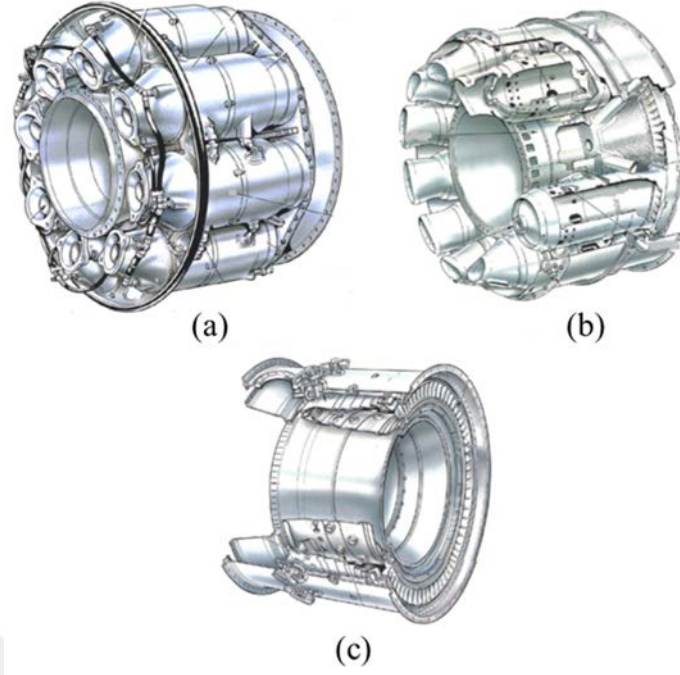
Yanma odası çıkışındaki Nozzle Guide Vane (NGV) ömrünü tayin edebilmek için önemli parametreler olan RTDF ve OTDF aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır.

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

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

Yukardaki denklemlerde yer alan T_3 ve T_4 sırasıyla YO giriş ve çıkış sıcaklıklarını, $T_{m,r}$ YO çıkışında elde edilen en yüksek ortalama radyal sıcaklığı ve T_{\max} ise çıkışta elde edilen en yüksek sıcaklığı ifade etmektedir.

Brayton çevrimli bir gaz türbini için gerekli ısı üretimi yanma odası içinde gerçekleşir. Kompresörden gelen hızlandırılmış hava, daha iyi bir karışım elde edilebilmesi için döngü yaratıcısından geçerek yakıt enjektöründen püskürtülen yakıt ile alev tüpü içerisinde karıştırılır. Yakıt ile havanın karışımı ile gerçekleşen yanma reaksiyonları sonucu elde edilen sıcak gazlar türbine iletilir. Yanma odaları genel olarak üç farklı geometride tasarlanmaktadır. Şekil 1.1 ile gösterilen bu üç yanma odası, boru tipi (tubular), boru-halka tipi (tubo-annular) ve halka tipi (annular) olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 1.1: (a) Boru tipi yanma odası, (b) Boru-halka tipi yanma odası, (c) Halka tipi yanma odası [3].

İlk üretilen Whittle motoru yanma odasından yararlanılarak geliştirilen boru tipi yanma odasında, kompresörden gelen hava yanma odası içinde yerleştirilmiş her bir silindirik alev tüpüne bağımsız olarak girmekte ve buradaki yakıt enjektörlerinden püskürtülen yakıtla karıştırılarak yanmaktadır. Gelen havanın bir kısmı ise silindirik tüpler ve dış kabuk arasında bulunmaktadır. Her bir tüp birbirine perçinlenmiş şekildedir, bu durum bütün alev tüplerinin aynı basınçta çalışmasını sağlamaktadır. Bu tip yanma odası çok fazla kütle ve hacim gerektirdiği için havacılık motorlarında kullanılamamaktadır.

Boru-halka tipi yanma odaları, boru tipi yanma odalarına benzer bir konfigürasyona sahiptir. Akış şeması boru tipi yanma odası ile çok benzerdir. Bu tasarım halka tipi yanma odasının kompaktlığı ile boru tipi yanma odasının test ve bakım yapma kolaylığını birlikte barındırmaktadır.

Halka tipi yanma odası da akış şeması olarak boru tipi yanma odasına benzemektedir. Tek bir alev tüpü iç ve dış kabuk arasında konumlandırılmıştır. Basınç kaybının düşük olması, yüksek yanma verimi, diğer türlere göre daha az hacim kaplaması ve üretim maliyetinin düşük olması sebebiyle en ideal yanma odası şeklidir. Diğer bir avantajı ise yanma gecikmesi problemi de bu konfigürasyon ile ortadan kaldırılmıştır. [4]

Tasarımı geometrik olarak farklılıklar gösterse de yanma odaları genellikle üç bölümden oluşur. Yanmanın büyük oranda birincil bölgede oluşması beklenmektedir. Bu bölgede yakıt enjektöründen püskürtülen yakıt ile kompresörden gelen hava karışarak yanma reaksiyonları gerçekleşir. Bu bölgede döngü yaratıcılar vasıtasıyla resirkülasyon bölgeleri (Central Recirculation Vortex, CRV) oluşturularak türbülanslı iyi bir karışım elde edilmesi amaçlanır. Bu da yanma ürünlerinin yanma odası içinde kalma süresini (residence time) artırır. İkincil bölgede, yanma reaksiyonu sonucu oluşan sıcak gazlar (CO ve H_2) jet deliklerinden gelen hava ile birlikte yakılır. Böylelikle yanmamış hidrokarbonlar azaltılır, is (soot) oluşumu engellenir ve yanma verimi yükseltilir. Seyreltme bölgesinde ise yanma odası çıkışında gaz sıcaklık dağılımının türbin kanatları için kabul edilebilir seviyelere düşürülmesi amaçlanır. Çıkış sıcaklık dağılımının düşürülmesi ve sıcaklık profilinin homojen hale getirilmesi türbin kanatlarının mekanik dayanımı ve ömrü açısından büyük önem taşımaktadır. [3]

Yanma odası içerisinde oluşan, sıcaklıkları 2000 K den yüksek olan gazlar yanma odası duvarlarını (astar) ısıtmaktadır. Bu nedenle yanma odası tasarımında duvar sıcaklığını hesaplamak, duvar için seçilen malzemenin dayanımı ve ömrünün belirlenmesi açılarından önemlidir. Yanma odası duvarı, alev tüpü içindeki gazlarının taşınım ve ışıyım ısı transferi ile ısınır, dış kanaldaki soğuk hava ile de taşınım ve ışıyım ısı transferi ile soğutulur. Astar sıcaklıkları Lefebvre [3] tarafından belirlenen ifadelerle bir boyutlu olarak hesaplanabilmektedir. Ancak bir boyutlu hesaplamalar ile ayrıntılı yüksek sıcaklık bölgeleri öngörülemez. Bir boyutlu hesaplamaların yetersizliği sebebiyle, üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi yöntemi ile YO astar sıcaklığı hesaplamak yaygın hale gelmiştir. Bu yöntemle akış hacmi ve katı kısımları eş zamanlı olarak çözümlenerek duvar üzerindeki bütün noktadaki sıcaklık değerleri elde edilebilmektedir.

1.2. Literatür Özeti

Literatürde reaktif akış, LES yaklaşımı, duvar sıcaklığı hesaplama ve radyasyon ısı transferi modellenmesi konularında birçok çalışma yapılmıştır. Bu bölümde bu tez çalışması kapsamında yararlanılan çalışmalar özetlenmiştir.

Most vd. [5], bir gaz türbini yanma odasında çift fazlı reaktif akışı çözebilmek için bir HAD yazılımı geliştirmişler ve bu yazılımının sonuçlarını test verileriyle doğrulamışlardır. Geliştirilen bu yazılımı endüstriyel bir gaz türbini yanma odasının analizini yapmak için kullanmışlardır. Yanma odası katı kısmının da modellendiği bu yazılımın verdiği sonuçlar ısı boyası sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Buna göre HAD ve deney sonuçlarının uyumlu oldukları gözlemlenmiştir.

Bailey vd. [6], güç üretimi için kullanılan endüstriyel bir gaz türbini duvarında ısı transferi karakteristiğini incelemek amacıyla HAD analizleri yapmış ve bunu test sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Duvar fonksiyonu (wall function) ve çift katmanlı (two-layer) türbülans modeli yaklaşımları kullanılan HAD analizlerinde akış dağılımı ve astar üzerinde ısı transferi katsayısı elde edilmiştir. Test sonuçlarıyla karşılaştırıldığında duvara yakın bölgenin çözümlenmesinden dolayı çift katmanlı yaklaşımın test verileriyle daha uyumlu olduğu anlaşılmıştır.

Min Kim vd. [7], bir gaz türbini yanma odasında duvar sıcaklıklarını hesaplayarak tasarımın zayıf noktalarını belirlemek amacıyla alev tüpündeki reaktif akış ile birlikte duvarda ısı iletim denklemini de çözerek Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer) analizleri yapmışlardır. Buna göre duvar yakınındaki gaz sıcaklığının davranışına benzer olan duvar sıcaklığının, duvarın ısı iletim katsayısına büyük ölçüde bağımlı olduğu belirlenmiştir. En yüksek duvar sıcaklığı ise sözkonusu yanma odasında 1130 K olarak hesaplanmıştır.

Gordon ve Levy [8], 10 enjektörlü küçük bir gaz türbini motorunun yanma odasının sadece bir enjektörlük kısmını (36 derece sektör) HAD ve CHT yöntemleri ile hesaplamışlardır. Elde edilen sonuçların deney verileri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ancak bu çalışmada sıvı parçacıkların buharlaşması, gaz (luminous) radyasyonu ve is kaynaklı (soot) radyasyon ısı transferi bu çalışmaya dahil edilmemiştir.

Silieti vd. [9], bir gaz türbini duvarında farklı çözüm ağı yapıları ve türbülans modelleri kullanarak film soğutma etkinliği hesapları yapmışlardır. Ayrıca CHT

analizi ile birlikte duvara adyabatik sınır koşulu tanımlamışlar ve iki analizden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. Buna göre duvar kenarlarında sınır tabaka hücreleri, geri kalan hacimde ise tetrahedral çözüm ağı içeren hibrit çözüm ağı yapısının deneysel verilere en uygun sonucu verdiği görülmüştür. Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin de duvar yüzey sıcaklığı ve film soğutma etkinliği hesaplarında en uygun türbülans modeli olduğu anlaşılmıştır. CHT metodunun da adyabatik duvar sınır koşulu içeren sonuçlardan oldukça farklı olduğu, duvar sıcaklığı hesaplamak için metal içindeki iletim ısı transferinin de hesaba katılmasının önemli olduğu sonucuna varılmıştır.

Sui vd. [10], hidrojen yakıtlı küçük bir reaktörde yanma ve ısı transferi fenomenlerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Tekdüze bir duvar sıcaklığı elde etmek için dört farklı konfigürasyonda CHT analizleri yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda ters akışlı konfigürasyon ile beklendiği üzere, duvar üzerinde en yüksek ve en düşük sıcaklık farkı 100 K, standart sapması 19 K olan tekdüze bir sıcaklık profili elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların da test ölçümleriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

Duchaine vd. [11], bir gaz türbini tasarımında önemli olan iki aşama (i) alev-duvar etkileşimi (ii) film soğutmalı türbin kanatçığı için CHT yöntemini LES ile birlikte kullanmıştır. Bu çalışmada, CHT yöntemi ile elde edilen sonuçlar, adyabatik duvar tanımlanmış analizler sonucu elde edilen sonuçlar ve deney verileriyle karşılaştırılması sunulmuştur. CHT sonuçlarının adyabatik duvar sonuçları ile karşılaştırıldığında deneye daha yakın sonuçlar verdiği anlaşılmıştır.

Florenciano ve Bruel [12], bir havacılık motoru yanma odasında çok soğutma delikli bir astarda CHT analizlerini yaparak analitik bağıntılarla karşılaştırmışlardır. CHT yöntemi AVTP programı ile, akış kısmının HAD analizi ise AVBP LES kodu ile yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Cottin tarafından geliştirilen analitik bağıntının CHT yöntemi ile uyumlu sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. CHT yönteminin analitik bağıntılarla doğrulanması sebebiyle, ileride yapılması planlanan yanma kararsızlıklarının duvar soğutma üzerindeki etkisinin incelenmesi için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Brambilla vd. [13], iki boyutlu, platin ile çevrelenmiş bir kanalda zamana bağlı olarak ayrıntılı kimya ile yanma olayını incelemişlerdir. Bu kanalda duvarlarda ısı iletim denklemini çözülerek CHT yöntemi ile duvar sıcaklıkları elde edilmiştir. Parametrik

çalışmalar ile duvar malzemesi, giriş hız büyüklüğü ve giriş sıcaklığının duvar sıcaklıkları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Buna göre duvarın ısınma süresinin duvarın malzemesinin özelliklerine, önemli ölçüde ısı iletim katsayısına bağlı olduğu anlaşılmıştır. Düşük ısı iletim katsayısı olan duvar malzemesi kullanıldığında sıcaklık farklarının duvar içerisinde çok fazla olduğu, bunun da katıda meydana gelebilecek termo-mekanik zorlamalara neden olduğu tespit edilmiştir.

Galoul vd. [14], CHT yöntemi kullanarak geliştirecekleri sayısal bir modelin doğrulanması için deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. İki koşulda da elde edilen ısı transferi katsayısı, hız bileşenleri, türbülans kinetik enerjisi ve duvar sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Genel olarak deneysel verilere yakın sonuçlar elde edilse de sayısal çalışmada türbülansın iki boyutlu modellenmesinden kaynaklanan bazı farklılıklar olduğu belirtilmiştir.

Majumdar ve Ravindran [15], düşük sıcaklıklarda nitrojenle soğutma problemini incelemek amacıyla akış ve katı kısmının birlikte çözüldüğü CHT analizleri yapmışlardır. Giriş basıncının soğutucu debisi ve soğuma zamanı üzerindeki etkisini incelemiştir. Basıncın artması soğuma zamanını düşürürken soğutucu debisini arttırdığı gözlemlenmiştir. Sonlu hacimler yöntemi ile elde edilen sonuçlar var olan deneysel verilerle karşılaştırıldığında CHT yönteminin katı hacim çözümünde yüksek bilgisayar gücü gerektirmemesi nedeniyle sağlam bir yöntem olduğu belirlenmiştir. Daha detaylı ısı transferi bağıntısı kullanıldığı takdirde daha doğru sonuçlar elde edilebileceği belirtilmiştir.

Zhao ve Sheng [16], farklı üfleme oranlarında (blowing ratio) soğutulan bir plakada CHT yöntemi kullanarak HAD analizleri yapmışlardır. Elde edilen sıcaklık ve hız profilleri deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında genel eğilimin yakalandığı ancak bazı uyumsuzlukların olduğu belirlenmiştir. Bu farklılıklara çözüm ağı yetersizliği ve deneyde kullanılan giriş profilini HAD analizlerinde bire bir uygulayamamanın yol açabileceği belirtilmiştir.

Kumar ve Drennan [17], bir yanma odasında etkin bir soğutma deliği tasarlamak için akış ve katı kısmının beraber çözüldüğü CHT yönteminin sayısal analizlerde ideal bir yaklaşım olduğunu belirlemiş, bunun için farklı üfleme oranlarında duvar sıcaklıkları hesaplayarak bunları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Buna göre farklı üfleme oranlarında CHT sonuçları deneysel verilerle oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. İlk

soğutma deliklerindeki farkın sebebinin giriş hız profilindeki belirsizlikler olduğu belirtilmiştir.

Wang vd. [18], ısıtılmış küçük bir kanalda katı akış kısımlarını birlikte çözen bir Lattice-Boltzman metodu geliştirmişler ve bunu HAD sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Analitik sonuçlarla da karşılaştırılarak geçerliliği onaylanmış bu çalışmada Lattice-Boltzman yönteminin HAD analizlerine göre çok daha ucuz hesaplama maliyeti olduğu vurgulanmıştır.

Mazur vd. [19], güç üreten bir gaz türbini lüle kanatçığı üzerindeki üç boyutlu sıcaklık dağılımını elde etmek amacıyla ticari STAR-CD yazılımı ile kanatçık içerisinde ısı iletimini ve kanatçık çevresindeki ısı hesaplamaları da içeren CHT analizleri yapmışlardır. Analizler sonucunda soğutma debisi ve sıcaklığının kanatçık üzerindeki sıcaklık dağılımına etkisi gözlemlenmiştir. Ayrıca 24.000 saatlik çalışmadan sonra kanatçık malzemesi olan kobalt bazlı alaşımın bozunduğu görülmüştür.

Paul ve Paul [20], silindirik bir yanma odası içerisinde radyasyon ısı transferini incelemişlerdir. Soot kaynaklı radyasyon ısı transferi de bu çalışmada yer almaktadır. LES yaklaşımı ile birlikte radyasyon ısı transferi modellenmesi için Discrete Ordinate Metodu (DOM) kullanılmıştır. Çalışma sonucunda yüksek ısı içeren bölgelerde sıcaklık, toplam radyasyon ısı transferi ve ısı akısının çok yüksek hesaplandığı görülmüştür. Ayrıca DOM analizlerinde yaklaşım derecesinin (order of approximation) artması ile birlikte elde edilen sonuçların belirli bir dereceden sonra çok fazla değişmediği ve yakınsadığı görülmüştür.

Garten vd. [21], metan-hava alevinde reaktif akış ile birlikte farklı radyasyon modelleme yaklaşımlarını OpenFOAM yazılımı ile incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar incelendiğinde radyasyon ısı transferinin hesaba katılmasının deney verilerine daha uygun sonuçlar verdiği gözükmemektedir. Ayrıca deney verileri arasındaki farkların az olması göz önünde bulundurulduğunda DOM yaklaşımının radyasyon ısı transferini modellemek için yeterli olduğu belirtilmiştir.

Harmandar ve Selçuk [22], aksel simetrik, silindirik bir geometride radyasyon ısı transferini DOM ile modelleyen bir program geliştirerek bunu bir gaz türbini yanma odasında kullanmıştır. Bu programın radyasyon ısı akısını yüksek doğruluk derecesi ile çözdüğü tespit edilmiş ve DOM'un HAD programlarında kullanılmasının uygun

olduğu görülmüştür. Ayrıca yaklaşım derecesinin artırılmasıyla daha güvenilir sonuçlar elde edileceği vurgulanmıştır.

Kayakol vd. [23], bir gaz türbini yanma odasında astara gelen radyasyon ısı akılarını hesaplamak ve bunları deneysel verilerle karşılaştırmak amacıyla DOM kullanmış ve farklı yaklaşım derecelerinin (order of approximation) sonuçlara etkisini incelenmişlerdir. Radyasyon ısı transferini çözmede önemli bir araç olan DOM ile birlikte, deneysel verilere yakın sonuçlar elde edilmiştir. S_4 ve S_6 yaklaşım dereceleri arasında kayda değer bir değişim olmadığı gözlemlenmiştir.

Jones ve Paul [24], bir gaz türbini yanma odasında reaktif akış ile birlikte radyasyon ısı transferini modellemek amacıyla DOM ve LES yaklaşımını birlikte kullanılmışlardır. Yanma reaksiyonları sonucu oluşan karbondioksit ve su buharından kaynaklanan radyasyon ısı transferi (non-luminous radiation) modellenmiştir. Bu çalışmada radyasyon ısı transferi parametrelerinin dalga boyundan bağımsız (gray thermal radiation) olduğu varsayılmıştır. Duvar sıcaklıkları da bu çalışmada hesaplanarak duvarı soğutmak için gerekli hava miktarı elde edilmiştir. Bunun yanı sıra bu sonuçlar yardımıyla daha uzun astar ömürlü, daha düşük kirletici emisyonlu ve maksimum yanma verimli bir yanma odası tasarlanmıştır.

Poinsot [25], bir uçak motoru yanma odası ve türbinini birlikte modelleyerek yaptığı çalışmada duvar ile alevin etkileşimini incelemiştir. Toplam ısı transferinde %4.8lik bir orana sahip radyasyon ısı transferi de bu çalışmada hesaba katılmıştır. Buna göre en yüksek gaz sıcaklığı radyasyon ısı transferi dahil edilmediğinde 2610 K olarak hesaplanırken radyasyon ısı transferi modellendiğinde sıcaklığın 2580 K olarak hesaplandığı görülmüştür. Ortalama metal sıcaklığı da radyasyon ısı transferi modellendiğinde radyasyonsuz duruma göre yaklaşık 20 K düşük çıkmıştır.

Oliviera vd [26], uçak pilonunda akış ve katı kısımlarının birlikte modellendiği HAD-CHT analizleri gerçekleştirmişlerdir. Akış kısmında elde edilen ısı akısı, ısı iletim denkleminin çözüldüğü katı kısma sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Bu işlem ticari bir HAD yazılımı olan FLUENT ile yapılan analizlerin her iterasyonunda tekrarlanmıştır. Radyasyon ısı transferinin de hesaba katıldığı analizlerden elde edilen veriler pilonun dizayn aşamasında kütle azaltımı ve risklerin düşürülmesine yardımcı olmuştur.

Gövert vd. [27], türbülanslı jet alevli, labarotuar ölçeğindeki bir yanma odasında LES yaklaşımı ile CHT yöntemini akış ve katı hacmini modellemek için birlikte kullanılmıştır. Analizlerde yanma odası içerisindeki üç önemli ısı transferi modu, radyasyon (ışınım), taşınım ve iletim ısı transferi hesaplanmıştır. Deney verileriyle karşılaştırıldığında varılan bulgulara göre, taşınım ısı transferi radyasyon ısı transferine göre çok daha baskın olmasına rağmen, özellikle taşınım ile soğutmanın yeterli olmadığı yüksek alev sıcaklığının olduğu bölgelerde duvar sıcaklığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

Khademi [28], paralel plakalar arası gözenekli bir mikrokanalda, ısı radyasyonunun duvar sıcaklıklarına etkisini incelemiştir. Radyasyon ısı transferinin incelenmediği durumda büyük hatalar olduğu gözlemlenmiştir. Radyasyon ısı transferi modellenerek yapılan analizlerde, radyasyonsuz analizlere göre duvar sıcaklıkları yüzde 30 daha düşük hesaplanmıştır.

Goebel vd. [29], farklı yakıtlı (H_2 ve CH_4) roket yanma odalarında radyasyon ısı yüklerinin duvar üzerindeki etkisini incelemiştir. Ayrıca yanma odası astarının yama oranının etkisi ve radyasyon ısı akısının taşınım ve toplam ısı akısına oranı da incelenmiştir. Buna göre radyasyon ısı akısının yüksek oranda sıcaklığa bağlı olduğu ve sıcaklığın maksimum olduğu bölgede radyasyon ısı akısının da maksimum olduğu görülmüştür. Radyasyon ısı transferinin toplam ısı transferinin en fazla yüzde 10'unu oluşturduğu ve azalan astar yama oranı ile birlikte radyasyon ısı akısının azaldığı görülmüştür.

Gonçalves dos Santos vd. [30], LES yaklaşımıyla eş zamanlı olarak bir yanma odasında radyasyon ısı transferini de modellemiştir. Radyasyon ısı transferinin yanma odasında toplam ısı transferine göre düşük bir yüzdeye sahip olsa da radyasyon ısı transferi hesaba katıldığında deneye daha yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Du ve Xie [31], ön karışımli pistonlu bir yanma ortamında reaktif akışı radyasyon ısı transferi ile birlikte modellemiştir. Akışkan ve katı kısımlarda farklı denklemler çözülmüş ve bunlar taşınım ısı transferi katsayısı ile eşlenmiştir. Elde edilen sonuçlar radyasyonun ihmal edildiği durumla karşılaştırılmış ve radyasyonun modellendiği durumda gerçek duruma daha çok yaklaşıldığı görülmüştür. Yanma reaksiyonlarının

gerçekleştiği bölgede yanma odasının duvar sıcaklığının radyasyon ısı transferi dahil edilmesi durumunda azaldığı anlaşılmıştır.

Di Mare vd. [32], boru tipi bir yanma odasını LES yaklaşımı ile modellemiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde yanma odası içerisindeki akış dağılımının deneysel sonuçlarla uyduğu gözlemlenmiştir. Buna karşılık giriş koşulunun birinci bölgedeki karışım hızına ve dolayısıyla alev sıcaklıklarına doğrudan etkisi olduğu belirlenmiştir.

Clements vd. [33], küçük ölçekli bir fırında radyasyon ısı transferini de modelleyerek RANS ve LES yaklaşımları arasındaki farkları gözlemlemeyi amaçlamıştır. Elde edilen sonuçlara göre LES yaklaşımı ile özellikle yakıcı (burner) yakınlarında deney verilerinin RANS yaklaşımına göre daha uyumlu olduğu çıkarımı yapılmıştır. Özellikle yüzeye gelen radyasyon ısı akısının RANS ile benzer davranışta olsa da LES yaklaşımı ile daha düşük tahmin edildiği ve deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca radyasyon ısı transferinin modellenmesi ile deney sonuçlarına yaklaşıldığı görülmüştür.

Edge vd. [34], Clements vd. [33] benzer şekilde üç farklı test durumu için RANS ve LES yaklaşımları ile radyasyon ısı transferini küçük ölçekli bir fırın için modellemiştir. Buna göre üç durumda da LES, RANS'tan farklı sonuçlar vermiştir, özellikle yakıcı yakınlarında yanar radyasyon ısı akısı LES ile daha yüksek hesaplanmıştır. Alevin salınım frekansları zaman geçmişi kullanılarak sayısal olarak hesaplanmış ve deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Crocker vd. [35], kompresörden türbine kadar HAD ile modelledikleri gaz türbininde reaktif akış problemlerinde eşit kabul edilen Schmidt ve Prandtl sayılarını 0,25 olarak almıştır. Düşük Schmidt sayısı kullanıldığında daha iyi bir yakıt-hava karışımı elde edildiği belirtilmiştir.

Jiang ve Campbell [36], bir gaz türbini yanma odasında 0,25 ile 0,85 arasında değişen Schmidt sayısı aralığında HAD analizleri yapmış ve bunları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Türbülanslı Schmidt/Prandtl sayısının yanma odası içinde ve astar üzerinde sıcaklık dağılımına önemli etkisi olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, üç farklı yanma modeli için de en uygun Schmidt sayısı 0,5 olarak belirlenmiştir.

Dönmez [37], yüksek lisans tez çalışmasında küçük bir turboprop/turboşaft motoru yanma odasında reaktif akışlı, çift fazlı HAD analizleri gerçekleştirmiştir. LES

analizlerinde kullanılacak yanma modeline karar vermek için Sandia Flame-D pilot alevi deneyini kullanarak elde ettiği sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmış ve Hybrid Eddy Break-up (HEBU) yanma modelinin daha doğru sonuçlar verdiğini görmüştür.

Çelik [38], yüksek lisans tezinde küçük bir turbojet motorunda kullanılmak üzere mevcut çalışma kapsamında da analizleri yapılan bir yanma odası geliştirmiştir. Hesaplama maliyeti açısından 1/7 derecelik bir sektörde HAD analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada Sandia Flame D validasyon çalışmasından elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurularak yanmayı modellemek için Hybrid Eddy Break-up (HEBU) yanma modeli, türbülansı modellemek içinse Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

Doğrudil vd. [39], hava parçalamalı atomizere sahip bir gaz türbini yanma odasında HAD ile birlikte CHT analizleri gerçekleştirmiştir. Radyasyon ısı transferinin hesaba katılmadığı bu çalışmada elde edilen sonuçlar incelendiğinde HEBU yanma modeli ve Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli deney sonuçlarına yakın sonuçlar vermiştir. Buna göre bu modellerin duvar sıcaklığı hesaplanması için HAD ve CHT analizlerinde kullanılmasının uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Doğrudil [40], yüksek lisans tezinde küçük bir turbojet motor ile bir turboşaft motor yanma odasında astar sıcaklıklarını HAD ve CHT yöntemleri ile hesaplamıştır. Bu tez kapsamında da analizleri yapılan turbojet motorun yanma odasında HEBU yanma modeli ve Realizable $k-\varepsilon$ modellerinin test sonuçlarına en uygun olduğunu belirlenmiştir. Radyasyon ısı transferi hesaba katılmadan yapılan bu çalışmada astar kalınlığının çok küçük olması nedeniyle iç ve dış duvar arasında 5 K sıcaklık farkı olduğu tespit edilmiştir.

1.3. Tezin Kapsamı ve Amacı

Mevcut çalışmanın amacı, yüksek sıcaklıklarda etkin hale gelen radyasyon (ışınım) ısı transferinin küçük bir turbojet motorunun halka tipi yanma odasında duvar sıcaklıklarına etkisinin incelenmesidir. Bu bağlamda T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen SANTEZ projesi ile TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş.

tarafından üretimi ve testleri yapılan turbojet motoru yanma odasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) analizleri yapılmıştır. Üç boyutlu yanma odası geometrisinin 7 adet enjektörden bir tanesine karşılık gelen 51 derecelik sektörünün HAD analizleri, duvarlar da CHT metodu ile modellenerek ticari bir HAD çözücüsü olan STAR-CCM+ ile yapılmıştır.

Radyasyon ısı transferinin etkisini incelemek için tüm analizler radyasyonlu ve radyasyonsuz olarak yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Radyasyon ısı transferi modellemede önemli parametreler olan yayma oranı ve yaklaşım derecesinin da farklı değerlerinde analizler yapılmış ve analizlerde kullanılan bu girdilerin duvar sıcaklığına etkisi gözlemlenmesi amaçlanmıştır.

Türbülans modellemesinde kullanılan iki farklı yaklaşım olan RANS ve LES yaklaşımlarının da akış alanında ve dolayısıyla astar sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri incelenmiştir.



2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI

Bu tez kapsamında küçük bir turbojet motorunun yanma odası HAD analizleri ticari bir yazılım olan Star-CCM+ ile gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde STAR-CCM+ yazılımında türbülanslı karışımı ve yanma olayını hesaplayabilmek için kullanılan farklı yaklaşımlar, modeller ve arka planda çözülen denklemler ile birlikte açıklanmıştır.

2.1. Temel Denklemler

Bu bölümde gaz fazındaki akışı modellemek için çözülen temel denklemlere yer verilmiştir. Bunlar süreklilik, momentum, türlerin taşınımı denklemi ve enerji denklemdir.

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

Denklem (2.1) ile verilen süreklilik denkleminde ρ akışkanın yoğunluğunu, t zamanı, x indisi ile belirtilen yöndeki konum vektörünü, u indisi ile birlikte belirtilen hız vektörünü, S_M ise kaynak terimini ifade etmektedir. Kaynak terimi, sıvı fazdan buharlaşan kütlelerin gaz fazındaki artışını temsil etmektedir. Bu çalışmada iki fazlı akış modellenmediği için bu kaynak terimi ihmal edilmiştir.

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

Denklem (2.2) ile verilen lineer momentum denkleminde p basıncı, τ_{ij} viskoz gerilme tensörünü, $S_{F,i}$ ise kaynak terimini ifade etmektedir. Burada, kaynak terimi gaz fazı ile sıvı damlacıklarının etkisi ile ortaya çıkan kuvveti temsil etmektedir. Viskoz gerilme terimi Denklem (2.3) ile gösterildiği gibi ifade edilmektedir.

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

Denklem (2.3) içerisinde bulunan μ terimi akışkanın dinamik viskozitesini temsil etmektedir.

Bir diğer önemli denklem olan enerji denklemi reaksiyonların da hesaba katılmasıyla Denklem (2.4) ile gösterilmiştir.

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

Burada H toplam entalpiyi, k_g yanma ürünü olan gazların ısı iletkenlik katsayısını, C_p yine gazların özgül ısısını, S_H kaynak terimi kimyasal reaksiyonlar sonucu açığa çıkan enerjiyi ifade etmektedir.

Son olarak yanma reaksiyonları sonucunda oluşan türlerin taşınımı denklemi aşağıda gösterilmiştir.

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

Bu denklemde Y_M M indisi ile belirtilen türün kütle oranını, S_C kaynak terimi yanma reaksiyonlarında üretim veya tüketimi, D ise kütle yayılım (diffusion) katsayısını ifade etmektedir. Bu katsayısı boyutsuz Schmidt sayısı ile Denklem (2.7) ile gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

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

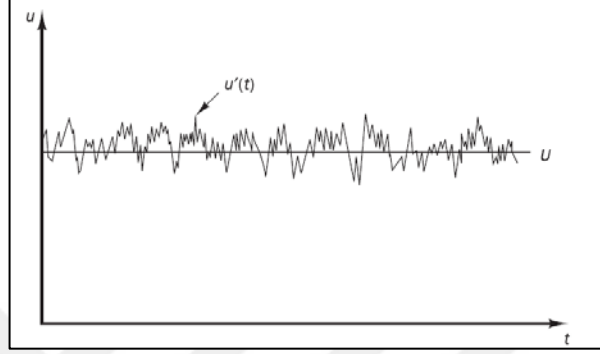
Son olarak basınç bazlı çözülen akış denklemlerinde yoğunluk, ideal gaz denklemi kullanılarak, Denklem (2.7) ile hesaplanmaktadır.

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

Denklem (2.7) içinde yer alan P basıncı, R ideal gaz sabitini ve T ise sıcaklığı temsil etmektedir.

2.2. Türbülansın Modellenmesi

Yanma odasının oldukça ayrıntılı ve karmaşık bir geometriye sahip olması yanma odası içerisinde türbülanslı bir karışım olmasına sebep olmaktadır. Bundan dolayı yanma odası HAD analizlerinde türbülans kavramının doğru çözümlenmesi analizlerin doğruluğu açısından çok büyük önem arz etmektedir. Türbülanslı bir akış probleminde hız büyüklüğünün davranışı Şekil 2.1 ile basitçe gösterilebilir.



Şekil 2.1: Türbülanslı bir akışta hız büyüklüğünün zamana bağlı değişimi.

Türbülansın çözülebilmesi için farklı yaklaşımlar, bu yaklaşımlar içerisinde de farklı modeller geliştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında da bu yaklaşım ve modellerin yanma karakteristiğine etkileri incelenmiştir.

Türbülanslı akışı meydana getiren farklı uzunluklarda, üç boyutlu ve döngü halindeki akış yapılarına burgaç (eddy) adı verilmektedir. Momentum ve kinetik enerjiye sahip olan burgaçların çeşitli uzunluk ölçekleri ve buna bağlı olarak da farklı karakteristikleri bulunmaktadır. Küçük burgaçlar izotropik ve geometri, sınır ve başlangıç koşulundan bağımsız iken büyük burgaçlar bu parametrelere bağımlı ve anizotropik karaktere sahiptirler [41].

Burgaçlar arasındaki enerji aktarımını ifade etmek amacıyla enerji kademesi (energy cascade) yaklaşımı kullanılmıştır [42]. Bu yaklaşıma göre büyük burgaçların oluşumuyla birlikte türbülanslı yapıya dahil olan kinetik enerji, büyük burgaçlar küçük burgaçlara dönüşürken de aktarılmış olur. Bu süreç en küçük burgaç oluşana kadar devam eder ve nihayetinde yayılım ile ısıya dönüşür. Yayınımdan önce oluşabilecek en küçük burgaçın uzunluk ölçeği Kolmogorov tarafından tanımlanmıştır. Denklem (2.8) ile gösterilen bu uzunluk Kolmogorov uzunluk ölçeği (Kolmogorov Length Scale) olarak adlandırılır [43].

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

Burada η_k Kolmogorov uzunluk ölçeğini, ν kinematik viskoziteyi, ε ise türbülans kinetik enerjisinin yitim oranını temsil etmektedir. Uzunluk ölçeğine benzer olarak Kolmogorov'a göre küçük burgaçlar yayınmadan önce belirli hız ve zaman ölçeklerine sahiptirler. Kolmogorov zaman (τ_k) ve hız ölçekleri (ν) de Denklem (2.9) ve Denklem (2.10) ile gösterilmiştir.

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

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

Farklı ölçekteki burgaçları, dolayısıyla türbülansı çözümleyebilmek veya modelleyebilmek için üç adet yaklaşım geliştirilmiştir. Bunlardan birincisi Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation, DNS) olarak adlandırılır. Bu yaklaşımda herhangi bir modellemeye ihtiyaç duyulmadan daha önceden belirtilen temel akış denklemleri bütün ölçekteki burgaçları çözümleyebilmektedir. Ancak, bu yaklaşımda türbülansı çözebilmek için çok fazla sayıda çözüm ağı hücresi ve çok küçük zaman adımına ihtiyaç duyulmaktadır. DNS yaklaşımında üç boyutlu bir problemde sayısal çözüm ağının büyüklüğü Reynolds sayısına bağlı olduğu ($Re^{9/4}$) bilinmektedir [44]. Bu nedenle yüksek Reynolds sayısına sahip, detaylı kimyasal tepkimeler gerçekleşen, karmaşık bir geometriye sahip olan bir yanma odasında, mevcut bilgisayar gücü (CPU ve RAM) dikkate alındığında türbülansı modellemeye gerek duymadan DNS ile çözmek mümkün değildir. [45]

Diğer yaklaşımlar büyük burgaçları çözerken küçük burgaçları modelleyen Large Eddy Simulation (LES) ve bütün burgaçların modellendiği Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) yaklaşımıdır. Günümüz koşullarında daha gerçekçi ve kullanılabilirliği açısından uygun olan bu modeller detaylı olarak bu bölümde sunulmuştur.

2.2.1. RANS yaklaşımı

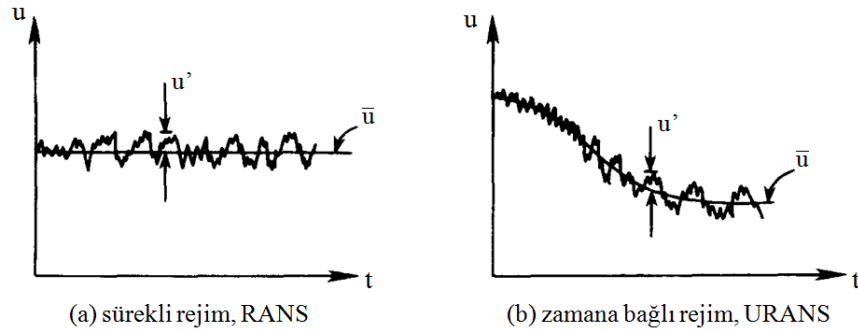
Bütün burgaçların modellendiği RANS yaklaşımında herhangi bir skalar büyüklüğün değeri, o andaki ortalama değer ve değişim miktarının toplamı olarak Denklem (2.11) ile gösterildiği gibi ifade edilir.

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

Denklem (2.11) ile gösterilen $\bar{\phi}$ terimi skalar büyüklüğün zamana göre ortalamasını, ϕ' terimi ise skalar büyüklüğün ortalamaya göre sapmasını ifade etmektedir. Bu terim Denklem (2.12) ile gösterildiği gibi gösterilmektedir.

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

Skalar büyüklüğün zamana göre ortalaması yukardaki denklemde görüldüğü gibi bütün akış problemi için ortalaması alınarak hesaplanır. Bu denklemde Δt ile ifade edilen zaman adımı yeteri kadar büyük seçildiğinde skalar büyüklük zamandan bağımsız hale gelir ve sürekli rejim için bir çözüm elde edilmiş olur. Eğer Δt sonlu bir değerde ise akışın zamana bağlı davranışı çözümlenir. Bu yaklaşıma Zamana Bağlı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) veya kısaca 'URANS' denir. Akışın sürekli rejim (RANS) ve zamana bağlı rejimdeki (URANS) davranışları Şekil 2.2 ile gösterilmektedir [46].



Şekil 2.2: RANS ve URANS yaklaşımlarında ortalama ve sapma değerleri.

Yanma problemlerinde yoğunluk değişiklikleri de problemi önemli ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle reaktif akış çözümlerinde Favre ortalama yöntemi kullanılmaktadır. Favre ortalama yöntemi Denklem (2.13) ve Denklem (2.14) ile gösterilmektedir [47].

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

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

Favre ortalama yöntemi uygulandığında akışın temel denklemleri aşağıdaki gibi değişmektedir.

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

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

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

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

Denklem (2.17) içinde yer alan α terimi ısı yayılım katsayısını ifade etmektedir ve iletim ile ısı transferinin gaz fazının ısı depolamasına oranını temsil etmektedir.

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

Türbülansın çözülebilmesi için Favre ortalama akış denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Bunun için ise türbülansa bağlı $\overline{\rho u_j'' u_i''}$, $\overline{\rho u_j'' H''}$ ve $\overline{\rho u_j'' Y_M''}$ terimlerinin modellenmesi gerekmektedir.

Bunlardan ilki Reynolds gerilme tensörü olarak adlandırılmaktadır. Bu ifadedeki u_j'' ve u_i'' terimleri farklı yönlerdeki ortalama hızdan sapma değerlerini temsil etmektedir.

Bu tensörün hesaplanabilmesi için Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model, RSM) geliştirilmiştir. Bu modelde tensörün altı elemanı ayrı denklemlerle hesaplanmaktadır. Bu denklem sayısının fazlalığından dolayı hesaplama maliyeti ve çözümün elde edilmesi için gereken yakınsama kriterinin süresi uzamaktadır. Bu nedenle tensördeki tüm türbülanslı gerilmelerin birbirine eşit olduğu varsayılan Boussinesq yaklaşımı tanımlanmıştır. Bu yaklaşıma göre Reynolds gerilme tensörü Denklem (2.20) ile ifade edilmiştir.

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

Bu denklemde μ_t akışkanın türbülanslı viskozite terimini ifade etmektedir.

Diğer iki terim ise Denklem (2.21) ve Denklem (2.22) ile gösterilmektedir.

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

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

Yukarıdaki denklemlerde Pr_t ve Sc_t sırasıyla türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayılarını temsil etmektedir. Bu sayılar Denklem (2.23) ve Denklem (2.24) ile hesaplanmaktadır.

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

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

Yukarıdaki denklemlerde yer alan α_t ve D_t terimleri sırasıyla türbülansa bağlı ısı yayılım katsayısı ve kütle yayılım katsayısını ifade etmektedir.

Türbülansın çözülmesi için hesaplanması gereken akışkanın türbülanslı viskozite terimi farklı yaklaşımlarla modellenmektedir. Bu kısımda bu modellerin kullandığı denklemler sunulmaktadır.

2.2.1.1. Standart k - ε türbülans modeli

1972 yılında Jones ve Launder'in [48] geliştirdiği bu modelde türbülanslı viskozite değeri Denklem (2.25) ile gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

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

Bu denklemde C_μ değeri deneysel bir sabittir. Türbülans kinetik enerjisi, k ve türbülans kinetik enerjisinin yitim oranı, ε sırasıyla Denklem (2.26) ve Denklem (2.27) ile verilen taşınım denklemleriyle hesaplanmaktadır.

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

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

Yukarıdaki denklemlerde yer alan σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ ve $C_{\varepsilon 2}$ ifadeleri bu modele ait deneysel sabitleri temsil etmektedir ve bu değerler Çizelge 2.1 ile verilmiştir.

Çizelge 2.1: Standart k-ε modeline ait deneysel sabit değerleri.

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

Bu sabitlere ek olarak yukardaki denklemlerde yer alan P terimi türbülans kinetik enerjisinin üretimin hızını temsil etmektedir ve Denklem (2.28) ile ifade edilmektedir.

$$P = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.28)$$

2.2.1.2. Realizable k-ε türbülans mmodeli

Standart k-ε modelinin yetersiz olduğu düşünülen akış türleri için Shih ve diğerleri [49] Realizable k-ε modelini geliştirmişlerdir. Bu modelde standart k-ε modelinin aksine C_μ ve $C_{\varepsilon 1}$ terimleri sabit değildir. Bu terimler aşağıdaki denklemler ile hesaplanabilmektedir.

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

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

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

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.32)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.33)$$

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

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

Bu denklemlerde yer alan A_0 deneysel bir sabittir. V^* ve η_{ε} terimleri ise denklemlerde gösterildiği gibi değişken parametrelerdir. S_{ij} gerinim hız tensörü, W_{ij} ise vortisite tensörünü temsil etmektedir. Bu modeldeki deneysel sabit değerleri de Çizelge 2.2 ile verilmiştir.

Çizelge 2.2: Realizable k-ε modeline ait deneysel sabit değerleri.

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

2.2.1.3. Standart k-ω türbülans modeli

Kolmogorov tarafından geliştirilen, daha sonra Wilcox [50] tarafından sadeleştirilen ve son halini alan bu modelde türbülans viskozitesi Denklem (2.36) ile hesaplanmaktadır.

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

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

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

Bu denklemlerde ω özgül türbülans yitimini, $\overline{S_{ij}}$ ortalama gerinim hızını, β^* türbülans model katsayısını ifade etmektedir. Türbülans kinetik enerjisi, k ve özgül türbülans yitimi, ω aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır.

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

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

Özgül Reynolds gerilim tensörü, τ_{ij} aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

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

Standart $k-\omega$ denklemlerinde yer alan deneysel sabitler Çizelge 2.3 ile verilmiştir.

Çizelge 2.3: Standart $k-\omega$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

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

Menter [51, 52] Standart $k-\omega$ modelinin ve yüksek Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ türbülans modelini birleştirerek Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ türbülans modelini geliştirmiştir. Bu modelde türbülans kinetik enerjisi, k ve özgül türbülans yitimi, ω aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır.

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

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

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

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

Bu denklemlerde yer alan sabitleri standart $k-\omega$ modelinin ve dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modelinin sabitleriyle harmanlarak aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir.

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

Bu denklemde F_1 , duvar kenarları ve üzerinde tanımlanan bir fonksiyonu, ϕ_1 standart $k-\omega$ modeline ait sabitleri, ϕ_2 ise dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeline ait sabitleri ifade etmektedir.

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

Bu denklemde yer alan y , duvara en yakın uzaklığı, $CD_{k\omega}$ çapraz yayılım (cross diffusion) terimini temsil etmektedir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

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

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

Standart $k-\omega$ modeline ait sabitler, ϕ_1 ve dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeline ait sabitler, ϕ_2 aşağıdaki çizelgeler ile gösterilmiştir.

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

LES yaklaşımında büyük ölçekteki burgaçlar (eddy) RANS denklemlerine bir filtreleme uygulanması ile doğrudan çözümlenir. Küçük ölçekteki burgaçlar ise türbülans modelleriyle modellenir. Bu çalışma kapsamında küçük burgaçlar modellenirken çözümlenmesi gereken ağ altı (subgrid scale, SGS) stress teriminin modellenmesi için Wall Adapting Local Eddy Viscosity (WALE) (i.p 11) ağ altı stress modeli kullanılmıştır. Bu modelde türbülanslı burgaç viskozitesi Denklem (2.50) ile hesaplanmaktadır.

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

Bu denklemde Δ uzunluk ölçeğini ifade etmektedir ve aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır.

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

Bu denklemde κ von Karman sabitini, d duvara en yakın ağ mesafesini, C_w deneysel sabiti, V çözüm ağının hacmini temsil etmektedir. Denklem (2.50) içinde yer alan S_w ise deformasyon parametresi olarak adlandırılmaktadır ve Denklem (2.52) ile hesaplanmaktadır.

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

Denklem (2.52) içinde yer alan S_{ij} gerilim tensörü aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.53)$$

S_{ij}^d deformasyon tensörünü temsil etmektedir ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

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

WALE modelinde ağ altı uzunluk ve zaman ölçeklerinin de hesaplanması gerekmektedir. Türbülanslı zaman ve uzunluk ölçeği aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır.

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

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

Bu denklemlerde kullanılan C_t deneysel sabiti ifade edilmektedir. Bu modelde türbülans kinetik enerji ve yitim hızı aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir.

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

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

Çizelge 2.6: WALE modeline ait sabitlerin değerleri.

Sabit	κ	C_w	C_t
Değer	0,41	0,325	3,5

2.3. Yanma Reaksiyonlarının Modellenmesi

Mevcut tez çalışmasında hesaplamaların yapıldığı yanma odasında reaksiyonlar, yanma odasına giren hava ile yakıt enjektörlerinden püskürtülen yakıtın karışması sonucu oluşmaktadır. Bu tip yanma reaksiyonlarına ön karışimsız yanma (non-premixed combustion) adı verilmektedir. Yakıt ile havanın yanma odasına girmeden karıştığı durumlar ise ön karışimli yanma (premixed combustion) olarak adlandırılmaktadır.

Enerji denkleminde yanma reaksiyonları sonucu açığa çıkan enerjiyi (S_H) hesaplamak için yanma reaksiyonlarının hızının (ω_r) belirlenmesi gerekmektedir. Bu terimin hesaplanması için iki farklı yaklaşım geliştirilmiştir [53]. Bunlardan ilki olan hızlı kimya (fast chemistry) modelinde yanma reaksiyonlarının hızı, yakıt ile havanın türbülanslı karışımına göre çok daha hızlıdır. Bu nedenle reaksiyon hızları türbülanslı

karişım tarafından limitlenmektedir. Yavaş kimya (finite-rate chemistry) yaklaşımında ise yanma reaksiyonlarının, yakıt ile havanın türbülanslı karişımından daha yavaş gerçekleştiği varsayılmaktadır. Bu nedenle reaksiyon hızları kimyasal kinetik ile belirlenir. Reaksiyon hızları belirlenirken türbülanslı akış ile yanma reaksiyonları arasındaki ilişkiyi incelemek için Gerard Damköhler tarafından boyutsuz bir sayı ifade edilmiştir. Damköhler sayısı olarak adlandırılan bu ifade Denklem (2.59) ile gösterilmiştir.

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

Türbülanslı akış zamanının kimyasal reaksiyonların zamanına oranı olarak ifade edilen Damköhler sayısının küçük olması durumunda yavaş kimya yaklaşımı kullanılmaktadır. Yüksek olması durumunda ise hızlı kimya yaklaşımı modellenmektedir.

2.3.1. Arrhenius yaklaşımı

Bu yaklaşıma göre reaksiyon hızları, türbülanslı karişıma göre çok daha yavaştır. Bu nedenle reaksiyon hızları sadece kimyasal kinetik tarafından belirlenmektedir. Bu yaklaşım, düşük Damköhler sayılarında kullanılmakla birlikte Denklem (2.60) ile ifade edilmektedir.

$$\tilde{\omega}_r^{kin} = -A_p \exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right) \prod_m \left(\frac{\tilde{\rho} \tilde{Y}_m}{M_m}\right)^{\psi_m} \quad (2.60)$$

Bu denklemde yer alan A_p deneysel ön üstel faktörü (pre-exponential factor), E_A reaksiyonun aktivasyon enerjisini temsil etmektedir. M_m ve ψ_m ise sırasıyla m'inci molekülün mol ağırlığını ve molekülün reaksiyondaki reaksiyon derecesini (rate exponent) ifade etmektedir.

2.3.2. Standart Eddy Break-up yanma modeli

Spalding [54] tarafından geliştirilen bu model, Magnusen ve Hiertager [55, 56] tarafından düzenlenerek son halini almıştır. Bu yaklaşımda reaksiyon hızlarının türbülanslı karişıma oranla çok daha hızlı olduğu varsayılmaktadır. Dolayısıyla reaksiyon hızları, türbülanslı karişım tarafından belirlenmektedir ve Damköhler

sayısının yüksek olduğu durumlarda kullanılmaktadır. Reaksiyon hızı bu modelde Denklem (2.61) ile hesaplanmaktadır.

$$\tilde{\omega}_r^{mix} = \frac{-\rho}{M_F} \left(\frac{1}{\tau_t} \right) A_{EBU} \min \left[\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_O \left(\frac{\nu_F M_F}{\nu_O M_O} \right) \right] \quad (2.61)$$

Bu denklemde \tilde{Y}_F ve \tilde{Y}_O yakıt ve oksitleyicinin mol oranını, A_{EBU} deneysel bir sabiti, ν_F ve ν_O yakıt ve oksitleyicinin stokiyometrik katsayılarını temsil etmektedir. τ_t ise türbülanslı karışım zamanını ifade etmektedir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

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

2.3.3. Hibrit Eddy Break-up yanma modeli

Reaksiyon hızlarının hem türbülanslı karışım hem de kimyasal kinetik tarafından belirlendiği durumlarda reaksiyon hızı, Standart Eddy Break-up (SEBU) ve Arrhenius yanma modeli ile hesaplanır ve iki modelden elde edilen değerlerden daha küçüğü reaksiyon hızı olarak alınır. Buna göre, Hibrit Eddy Break-up (HEBU) modelinde reaksiyon hızları Denklem (2.63) ile hesaplanmaktadır.

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

2.3.4. Yanma kimyası

Mevcut tez çalışması kapsamında küçük bir turbojet motorunun yanma odasında gerçekleşen yanma reaksiyonları radyasyon ısı transferi de hesaba katılarak modellenmiş ve yanma odasının duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır. Bu amaca yönelik olarak deneyde de kullanılan reaksiyon mekanizması Star CCM+ ticari yazılımında tanımlanmıştır. Kullanılan Jet-A ($C_{12}H_{23}$) yakıtının reaksiyon mekanizması iki adım olarak Denklem (2.64) ve Denklem (2.65) ile ifade edilmiştir.



Bu yakıtın yanma reaksiyonu Degaut'a [57] göre 209 kimyasal tür ve 1673 tersinir reaksiyondan oluşmaktadır. Ancak böyle bir mekanizmayı şu andaki bilgisayar kaynakları göz önünde bulundurulduğunda modellemek mümkün olmadığı için reaksiyon iki aşamalı bir mekanizmaya indirgenmiştir [58]

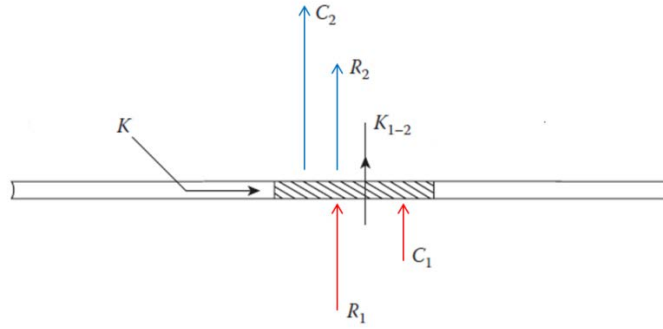
Jet-A yakıtının yanma reaksiyonlarının modellenmesinde kullanılan denklemlerde yer alan parametreler Çizelge 2.7 ile özetlenmiştir.

Çizelge 2.7.: Yanma kimyası oluşturmak için kullanılan parametreler.

	Aktivasyon Enerjisi [kJ/mol]	Ön Exponansiyel Faktör	Reaksiyon Derecesi				
			$C_{12}H_{23}$	O_2	CO	H_2O	CO_2
Denklemler (2.64)	105	$4,05 \times 10^{11}$	0,25	1,5	0	0	-
Denklemler (2.65)	126	$3,98 \times 10^{14}$	-	0,25	1,0	-	0

3. EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMİ

Bu tez çalışması kapsamında küçük bir turbojet motorunun yanma odasında duvar (astar) sıcaklıkları hesaplanması amaçlanmıştır. Astar malzemesinin ömrünün tayin edilebilmesi açısından büyük önem taşıyan astar sıcaklıklarının hesaplanabilmesi için akış hacminde çözülen akış denklemlerinin yanı sıra eş zamanlı olarak yanma odasının katı hacminin (astar) içerisindeki iletim ile ısı transferinin de çözümlenmesi gerekmektedir. Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) yöntemi, akış hacmi ile birlikte katı hacminde de çözüm ağı oluşturup her bir ağ elemanında ısı transferi denklemi çözümlenerek astar sıcaklığı elde etmede kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde göre sıcak gazlardan astara gelen radyasyon ve taşınım ısı akılarının toplamı, astardan dış kanal ve kabuğa geçen radyasyon ve ısı akılarının toplamına eşittir. Bunlar da aynı zamanda astarın iç ve dış duvar arasındaki iletim ısı transferine eşittir. Lefebvre [3], astar üzerinde meydana gelen ısı transferi olayını Şekil 3.1 ile özetlemiştir.



Şekil 3.1: Astar üzerinde ısı transferi.

Bu şekilde C_1 ve R_1 sırasıyla sıcak gazlardan astara gelen taşınım ve radyasyon ısı transferini ifade etmektedir ve astar sıcaklığını artırmaktadır C_2 astardan dış kanaldaki soğuk havaya olan ısı transferini, R_2 ise astardan kabuğa ve dış kanaldaki havaya geçen ısı transferini temsil etmektedir. Bu terimler astarın sıcaklığını düşürmesine neden olmaktadır. K_{1-2} astar iç ve dış duvar arasında gerçekleşen iletim ısı transferini, K ise astar yüzeyine paralel iletim ısı transferini ifade eder ve diğer terimlere göre çok küçük

olduğu için ihmal edilir. Astar üzerindeki ısı transferi denkliği ve K_{1-2} , ısı iletim denklemini Denklem (3.1) ve Denklem (3.2) ile ifade edilmektedir.

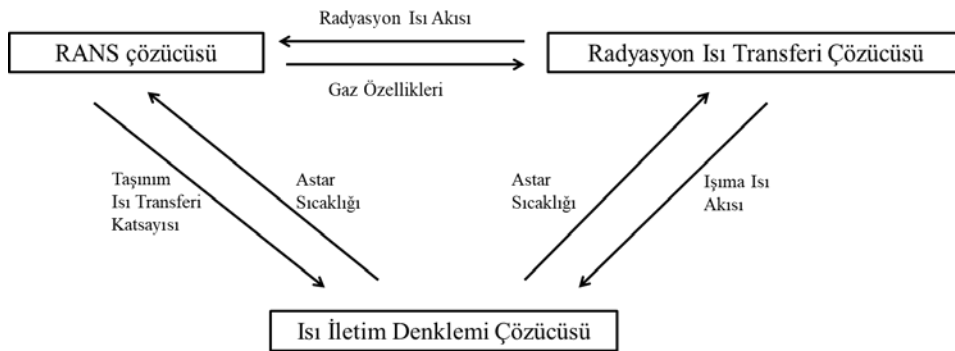
$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = K_{1-2} \quad (3.1)$$

$$K_{1-2} = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) \quad (3.2)$$

Denklem (3.2) içinde yer alan k_w ve t_w astarın ısı iletim katsayısı ve kalınlığını, T_{w1} ve T_{w2} ise astarın iç ve dış yüzeylerinin sıcaklığını belirtmektedir.

CHT yöntemi ile doğru sonuçlar elde edebilmek açısından akış hacmi ile katı hacminin arasında bir arayüz tanımlanmış olup, her ikisinin çözüm ağlarının da düğüm noktaları uyumlu olacak şekilde çözüm ağ yapıları (conformal mesh) oluşturulmuştur. Astar malzemesinin (Inconel-625) ısı iletim katsayısı ve özgül ısı sıcaklık ile değişen fonksiyonlar olarak yazılıma girilmiştir.

Astar sıcaklığı hesaplamak için bu yöntemde iki hacim arasında eş zamanlı olarak veri transferi gerçekleşmektedir. Akış hacminde çözülen denklemlerden elde edilen taşınım ısı transferi verileri katı hacmine aktarılırken katı hacminde çözülen ısı iletim denklemini sonucu elde edilen astar sıcaklıkları da akış hacmine transfer edilmektedir. Aynı zamanda radyasyon ile ısı transferi çözüme dahil edildiğinde radyasyon ısı akışı her iki hacime radyasyon çözücüsü tarafından sağlanırken, akış hacminden elde edilen gazın termodinamik özellikleri ve astar sıcaklıkları da radyasyon çözücüsü tarafından kullanılır. Bu işlem tüm çözümler yakınsayana kadar sürer ve her bir iterasyonda tekrarlanır. Bu sürecin algoritması aşağıdaki şema ile özetlenebilir.



Şekil 3.2: CFD – CHT duvar sıcaklığı hesaplama algoritması.

4. RADYASYON ISI TRANSFERİ MODELİ

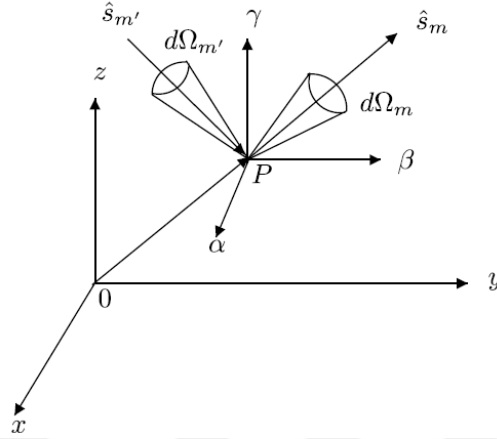
Yanma odası içerisinde oluşan yanma tepkimeleri sonucunda yüksek sıcaklıklarda gazlar oluşmaktadır. Yanma ürünlerinin sıcaklıkları 2500 K mertebelerine kadar çıkabilmektedir. Bu denli yüksek sıcaklıklarda radyasyon ısı transferinin etkisi ihmal edilemeyecek kadar fazladır.

Literatür taramasında aktarıldığı üzere radyasyon ısı transferinin yanma odası astar sıcaklıkları üzerinde önemli bir etkisi olduğu bilinmektedir. Astar sıcaklıkları radyasyon ısı transferi hesaba katılmadan yapılan çalışmalarda daha yüksek çıkarken, radyasyon ısı transferinin hesaba katılması halinde en yüksek astar sıcaklıklarının bulunduğu bölgelerde astar sıcaklıkları daha düşük hesaplanmaktadır. Dolayısıyla tepkimeli (reaktif) akışlarda çözümün doğruluğunun artırılması için radyasyon ısı transferinin de hesaba katılması gerekmektedir.

Radyasyon ısı transferi, yanma tepkimeleri sonucu oluşan yüksek sıcaklıklardaki gazlardan (non-luminous radiation) ve yakıt bakımından zengin birinci bölgede oluşan is (soot) parçacıklarından (luminous radiation) oluşmaktadır. Bu çalışma kapsamında sadece gazlardan dolayı gerçekleşen radyasyon ısı transferi incelenmiş, is parçacıklarından kaynaklanan radyasyon ısı transferi hesaplanmamıştır.

Yanma odası içinde toplam ısı transferinin önemli bir yüzdesine sahip olan radyasyon ısı transferinin çözümlenebilmesi için Radyasyon Transfer Denklemi'nin (Radiative Transfer Equation, RTE) akış denklemleri ve katı hacimdeki ısı iletim denklemiyle eş zamanlı olarak çözülmesi gerekmektedir. Radyasyon ısı transferinin çözümü için literatür araştırmaları sonucu radyasyon problemlerinde verdiği sonuçlara güvenilen Participating Media Radiation (Discrete Ordinates Method, DOM, S_n) kullanılmıştır. S_n olarak da ifade edilen bu yöntemde n , yaklaşım derecesini (order of approximation) temsil etmektedir. DOM, Radyasyon Transfer Denklemi'ni $N=n(n+2)$ farklı yöne bölerek her yönde radyasyon akısını elde eden çözüm yapmaktadır. Bu yöntemin şematik gösterimi Şekil 4.1 ile gösterilmiştir. Şekilde [59] DOM ile bir P noktasında yapılan hesaplamada \hat{S}_m giden radyasyonun yönünü, \hat{S}_m' ise gelen radyasyonun

yönünü, Ω ise katı açıyı temsil etmektedir. Bu katı açı $N=n(n+2)$ farklı yöne bölünerek RTE çözülür. Bu metotta n yaklaşım derecesini ifade eder; S_2 yaklaşımında RTE 8 farklı yönde çözülürken S_4 yaklaşım derecesi seçildiğinde 24 farklı yönde çözümleniyor demektir.



Şekil 4.1: DOM çözüm şeması.

Şekil 4.1 ile belirtilen α , β ve γ ise sırasıyla x, y ve z koordinat düzlemlerinin kosinüs açılarını temsil etmektedir.

RTE bir dalga boyunda radyasyon yoğunluğu cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{dI_\lambda}{ds} = -\beta_\lambda I_\lambda + k_{a\lambda} I_{b\lambda} + \frac{k_{s\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\Omega) d(\Omega) + k_{pa\lambda} I_{pb\lambda} + \frac{k_{ps\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\Omega) d(\Omega) \quad (4.1)$$

Bu denklemde I_λ radyasyon yoğunluğunu, λ dalga boyunu, $k_{a\lambda}$ ve $k_{s\lambda}$ sırasıyla λ dalga boyundaki emme ve saçılma katsayılarını, $k_{pa\lambda}$ ve $k_{ps\lambda}$ parçacık emme ve saçılma katsayılarını, $I_{b\lambda}$ siyah cisim radyasyon yoğunluğunu temsil etmektedir. Sönme katsayısı olarak ifade edilen β_λ ise aşağıdaki Denklem (4.2) ile hesaplanmaktadır.

$$\beta_\lambda = k_{a\lambda} + k_{s\lambda} + k_{pa\lambda} + k_{ps\lambda} \quad (4.2)$$

Bu denklem radyasyon yoğunluğunu vermektedir. Ancak radyasyon ısı transferini incelemek için gereken radyasyon ısı akısı ve kaynak terimine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu terimler ise aşağıdaki denklemler ile elde edilmektedir. s ise uzaklığı temsil etmektedir.

$$q_r(r) = \int_0^{\infty} \int_{4\pi} I_{\lambda}(s) s d\Omega d\lambda \quad (4.3)$$

Denklem (4.3) ile hesaplanan $q_r(r)$ radyasyon ısı akısını ifade etmektedir. Bu terim 4π katı açıda elde edilen radyasyon yoğunluklarının bütün dalga boyu spektrumunda toplanmasıyla elde edilir. Radyasyon kaynak terimi ise Denklem (4.4) ile hesaplanmaktadır

$$\nabla \cdot q_r = \int_0^{\infty} k_{a\lambda} \left(4\pi I_{b\lambda} - \int_{4\pi} I_{\lambda} d\Omega \right) d\lambda \quad (4.4)$$

Kaynak terimi elde edilen radyasyon yoğunluğu ile siyah cisim radyasyon yoğunluğunun farkı olarak tanımlanmaktadır ve radyasyon çözücüsü ile akış denklemleri çözücüsüne transfer edilmek için hesaplanmaktadır.

Bu tez kapsamında DOM metodunun kullanılmasının bir diğer amacı da hem gazlardan katıya olan radyasyon ısı transferini, hem de katı yüzeylerin birbiri arasındaki ısı transferinin hesaba katılmasıdır. Yanma odası içerisinde yanma ürünlerinin astara, iç ve dış astarın birbirlerine ve dış kabuğa olan radyasyon ısı transferi incelenmiştir. Bu metotta kullanılan katsayılar ve modeller Çizelge 4.1 ile özetlenmiştir.

Çizelge 4.1: Radyasyon modellemede kullanılan temel modeller ve parametreler.

Radyasyon Isı Transferi Modeli	Participating Media Radiation, DOM
Dalga Boyu Spektrumu	Gray Thermal Radiation
Yaklaşım Derecesi (Ordinat Seti)	S ₄
Astar Yayma Oranı (Emissivity)	0,7
Dış Kabuk Yayma Oranı	0,4
Radyasyon Sıcaklık Limiti [K]	300
DOM İterasyon Sayısı	50
DOM İterasyon Toleransı	10 ⁻⁵

Çizelge 4.1 ile belirtilen Gray Thermal Radiation dalga boyu spektrum modeli radyasyon parametrelerinin (emissivity) dalga boyu ile değişmediğini varsaymaktadır. Bir diğer model olan Multiband Thermal Radiation modelinde farklı dalga boyu

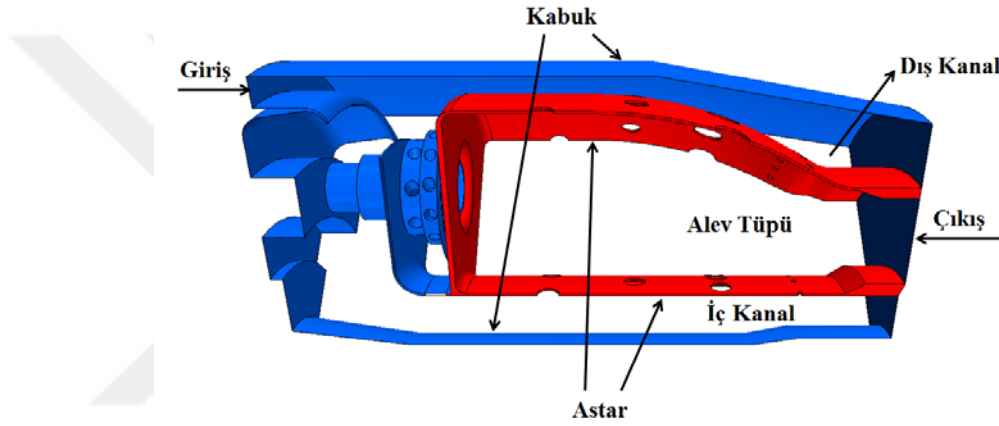
aralıklarında yüzeylerin parametrelerinin ayrıca tanımlanması gerekmektedir. Yaklaşım derecesi ise belirtilen RTE'nin çözüm detayını ifade etmektedir. S_4 ile 24 farklı noktada çözüm yapılırken S_6 ordinat seti tercih edildiğinde 48 farklı noktada daha detaylı çözüm yapılmaktadır. Ancak bu yaklaşım dereceleri ile yapılan çözümlerde [60] iki yaklaşım derecesi için yakın sonuçlar elde edildiği için daha az CPU gücü gerektiren S_4 yaklaşım derecesi seçilmiştir.

Astar ve dış kabul yayma oranları için Lefebvre'de [3] bir yanma odası astarında bir boyutlu ısı transferi hesaplamaları için kullanılan değerler baz alınarak analizler yapılmıştır. Ancak her iki yüzey için de yayma oranları parametrik çalışmaları yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır ve sonuçlar kısmında verilmiştir.

Radyasyon sıcaklık limiti ise hangi sıcaklıktan sonra radyasyon ısı transferi hesaplamaları yapılmasının istendiğini ifade etmektedir. Bu değer yazılımda olan varsayılan değer olarak alınmıştır. DOM iterasyon sayısı ise akış denklemleri ve ısı iletim denklemi çözümü için gerçekleşen bir iterasyonun içinde DOM çözümü için gerekli iterasyon sayısını ifade etmektedir. Temel denklemlerin çözüldüğü her bir iterasyonda radyasyon denklemlerinin çözümü için 50 iterasyon yapılmaktadır. DOM iterasyon toleransı ise bu iterasyonlardaki hata paylarını ifade etmektedir. Radyasyon çözümü için yapılan iterasyonlarda bu değer altında düşülmesi halinde radyasyon çözücüsü yakınsamış kabul edilir ve DOM iterasyonları tamamlanarak diğer akış denklemleri iterasyonuna devam edilir.

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ – EŞLENİK ISI TRANSFERİ ANALİZLERİ VE SONUÇLARI

Bu bölümde Şekil 5.1 ile gösterilen küçük bir turbojet motoru yanma odası HAD analizleri deney sonuçları ile birlikte sunulmuştur. Çözüm süresi ve hesaplama maliyetini düşürmek amacıyla yanma odasının bir yakıt enjektörüne karşılık gelen yedide birlik kısmı, periyodik sınır koşulu uygulanarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.1: Yanma odası sektör geometrisi bölgeleri.

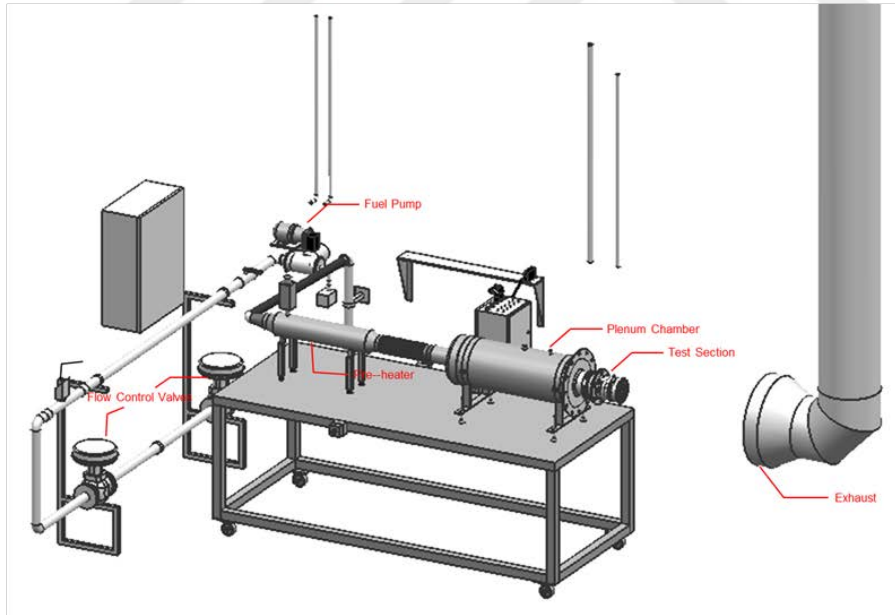
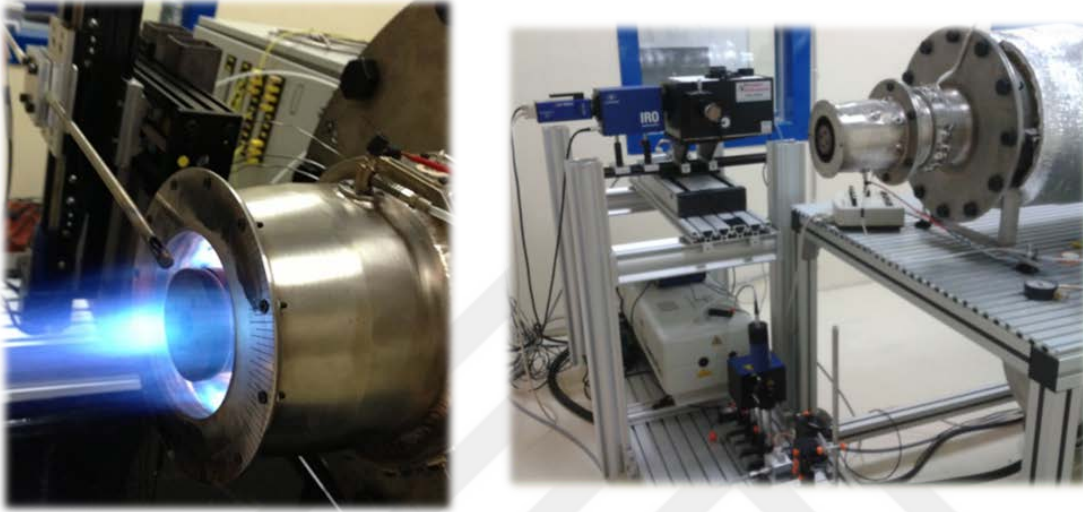
Eşlenik Isı Transferi yönteminde belirtildiği üzere kırmızı renkte gösterilen yanma odası katı hacmi (astar) yanma odasının akış hacmi (alev tüpü, iç ve dış kanallar) ile birlikte eş zamanlı olarak çözülmüştür. Analizlerde kullanılan sınır koşulları Çizelge 5.1 ile belirtilmiştir.

Çizelge 5.1: Tanımlanan sınır koşulları.

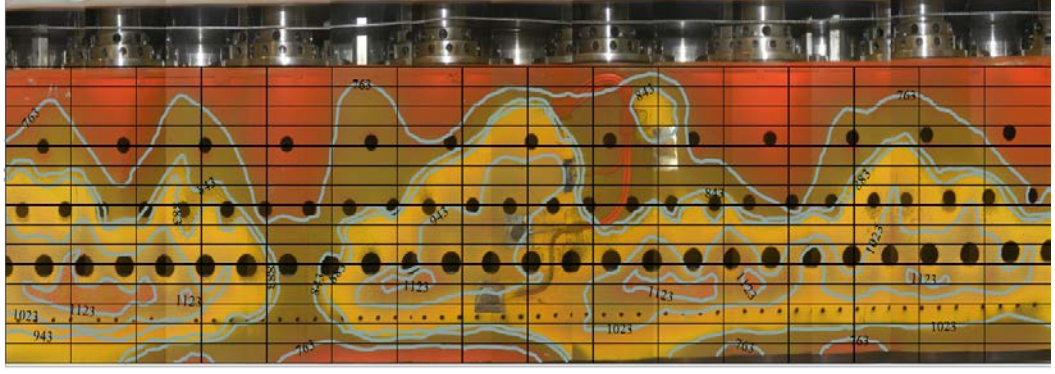
Sınır Koşulu	Değer
Hava giriş kütle debisi [kg/s]	0,0264
Hava giriş sıcaklığı [K]	305
Yakıt kütle debisi [kg/s]	$5,35 \times 10^{-4}$
Çıkış basıncı [bar]	0,94

5.1. Yanma Odası Astar Sıcaklıkları Deney Sonuçları

Analizleri yapılan yanma odası TEI Tusaş Motor Sanayi A.Ş. tarafından test edilip üretilmiştir. Deney atmosferik koşullarda KN3 tipi ısıl boya (thermal paint) ve K-tipi ısıl çift (thermocouple) ile yapılmıştır. Şekil 5.2 ile düzeneği gösterilen testler sonucunda elde edilen dış astar duvar sıcaklıkları panoramik olarak Şekil 5.3 ile gösterilmiştir.

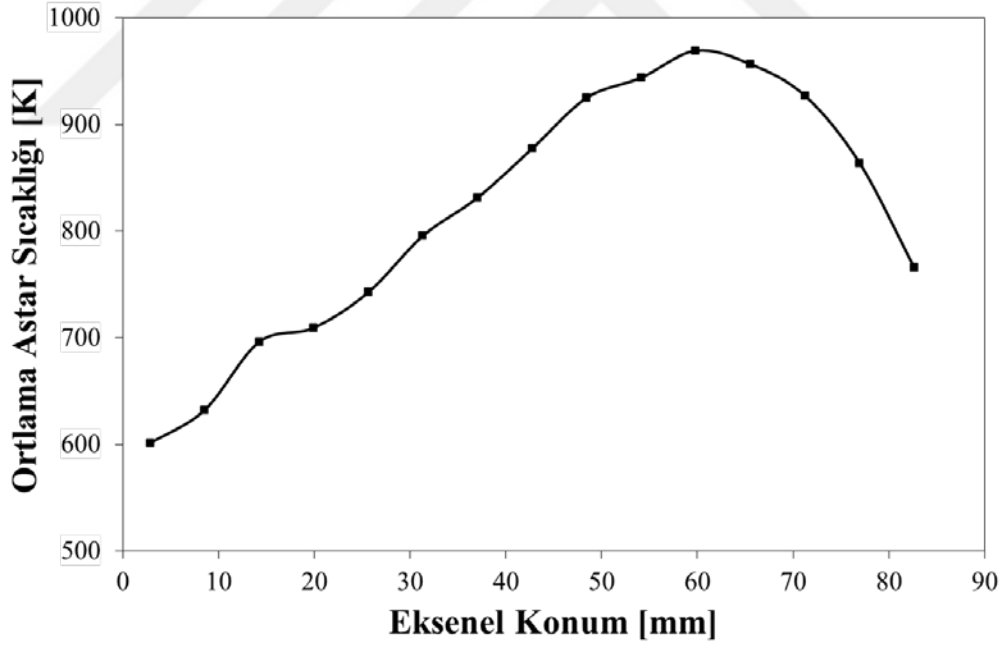


Şekil 5.2: Deney düzeneği [61].



Şekil 5.3: Dış astar sıcaklık ölçümü panoramik görüntüsü.

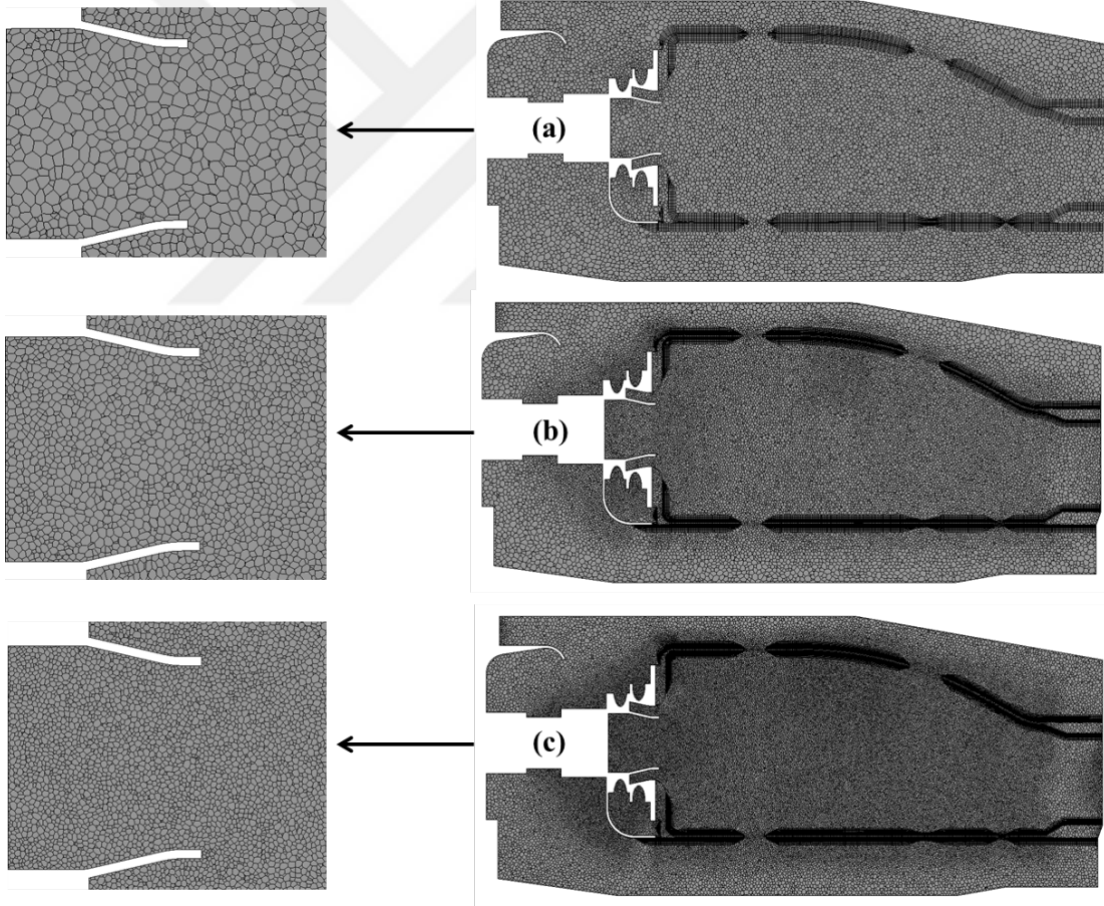
Şekil 5.3 ile gösterildiği gibi astar sıcaklıkları bütün enjektörlerde homojen dağılmamaktadır. Bunun sebebi yakıt manifoldundan gelen yakıtın enjektörlere eşit dağılmamasıdır. Isıl boya ölçümleri sonucunda elde edilen ortalama sıcaklıkların astarın dome bölgesinden çıkışa aksel konumuna bağlı olarak dağılımı Şekil 5.4 ile gösterilmiştir. Bu sıcaklık dağılımı daha sonra HAD sektör analizlerinden elde edilen astar sıcaklıklarının karşılaştırılması için kullanılmıştır.



Şekil 5.4: Isıl boya ile ölçülen ortalama astar sıcaklıkları.

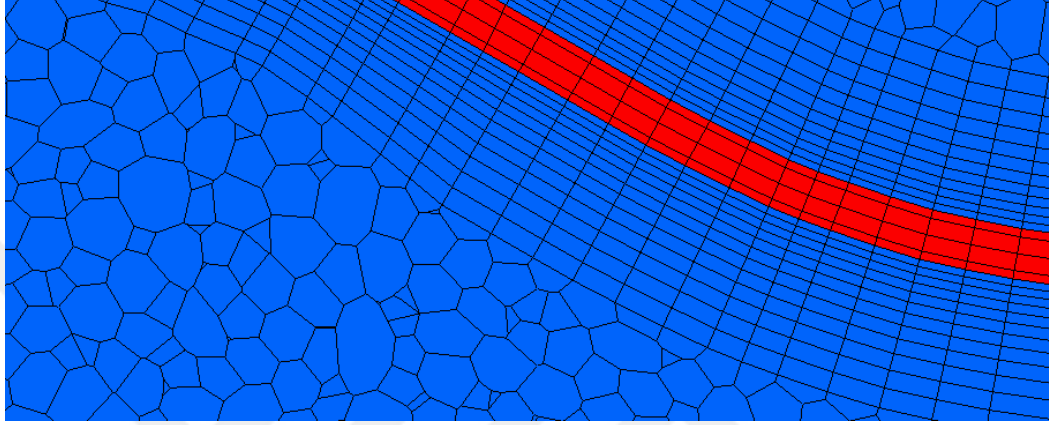
5.2. Çözüm Ağı Çalışması

Sektör HAD analizleri için üç ayrı çözüm ağı oluşturulmuştur. Kaba, orta ve ince olarak adlandırılan bu çözüm ağlarında sırasıyla 1 milyon, 3.5 milyon ve 10 milyon çok yüzeyle hücreler bulunmaktadır. Çok yüzeyle (polyhedral) çözüm ağı yapısında akış ve katı hacimleri arasındaki arayüzlerde uyumlu (conformal) ağı yapıları oluşturulabilmektedir. Ayrıca dört yüzeyle (tetrahedral) ağı yapısına göre beş kat daha az çözüm hücresi gerektirmektedir. Çok yüzeyle ağı yapısı ortalama 14 yüzeyle sahiptir ve bu nedenle ağlar arası gradyanlar dört yüzeyle ağı yapısına göre çok daha düşüktür [62]. Oluşturulan üç ayrı çözüm ağı yanma odasının orta düzlemi üzerinde Şekil 5.5 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.5: Orta düzlem üzerinde (a) kaba (b) orta ve (c) ince ağı yapıları.

Eşlenik Isı Transferi metodunda akış ve katı hacimleri arasındaki arayüzler ve katı hacminin çözüm ağları büyük önem teşkil etmektedir. Bu nedenle bu arayüzlere bölgelerinde daha doğru sonuçlar elde etmek amacıyla sınır tabaka hücreleri (prism layer) oluşturulmuştur. Sınır tabaka hücreleri ve astar içerisinde oluşturulan ince katmanlı hücreler (thin mesh layers) Şekil 5.6 ile gösterildiği gibi aynı yapıya sahiptir.



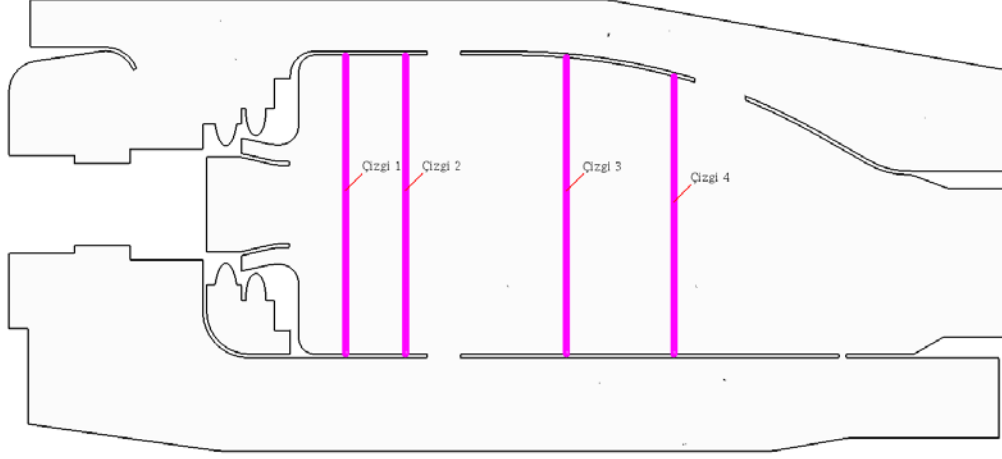
Şekil 5.6: Orta çözüm ağında ince katmanlı, sınır tabaka ve çok yüzeyli hücreler.

Üç çözüm ağı yapısı için hücrelerin özellikleri Çizelge 5.2 ile gösterilmiştir.

Çizelge 5.2: Çözüm ağı hücrelerinin özellikleri.

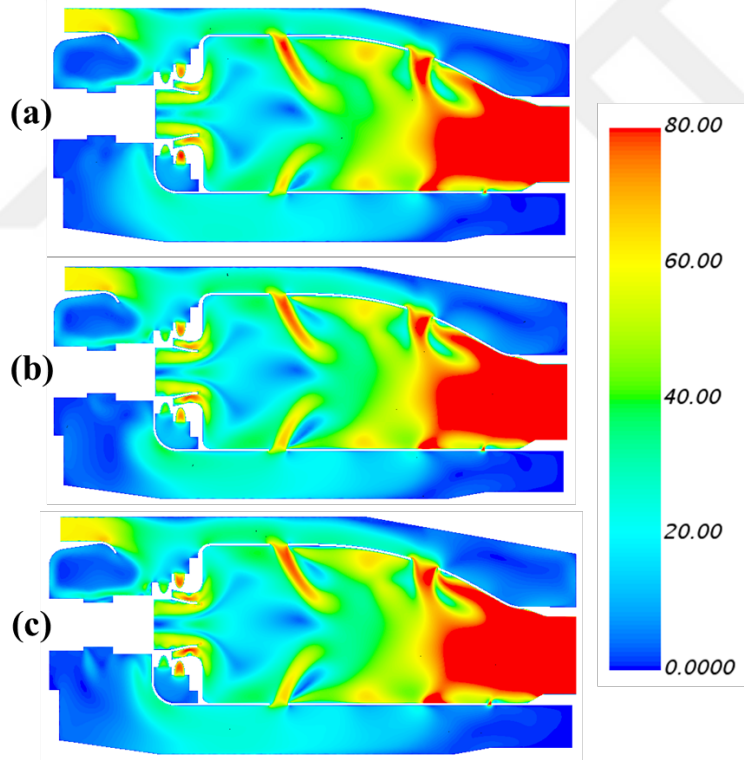
Çözüm Ağı	Hücre Sayısı	Sınır Tabaka Hücre Sayısı	Sınır Tabaka Hücre Büyüme Oranı	Sınır Tabaka Hücre Kalınlığı [mm]
Kaba	948.246	6	1,05	1,5
Orta	3.452.569	12	1,1	1,5
İnce	9.676.571	18	1,1	1,5

Oluşturulan üç çözüm ağının sonuçlara etkisini incelemek için yanma odası alev tüpü içerisinde Şekil 5.7 ile gösterildiği gibi akış yönü boyunca yanma odası girişinden sırasıyla 7,2, 15, 36 ve 50 mm uzaklıklarında dört adet dikey çizgiler oluşturulmuştur. Bu çizgiler üstünde sıcaklık ve hız profilleri incelenmiştir.

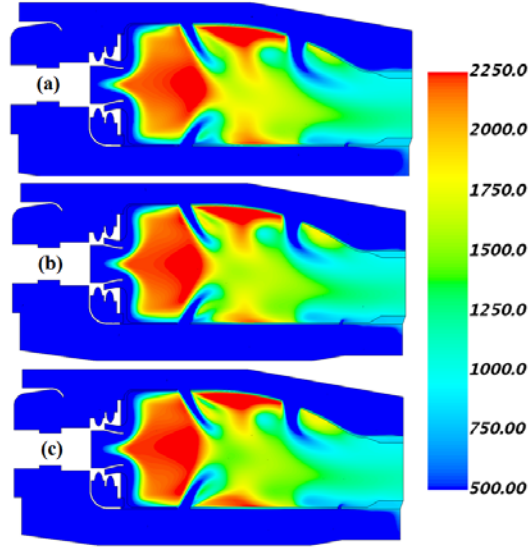


Şekil 5.7: Alev tüpü içerisinde oluşturulan dikey çizgiler.

Üç farklı çözüm ağı için yanma odası sektörünün orta düzleminde hız büyüklüğü ve sıcaklık konturları da Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 ile gösterilmiştir.

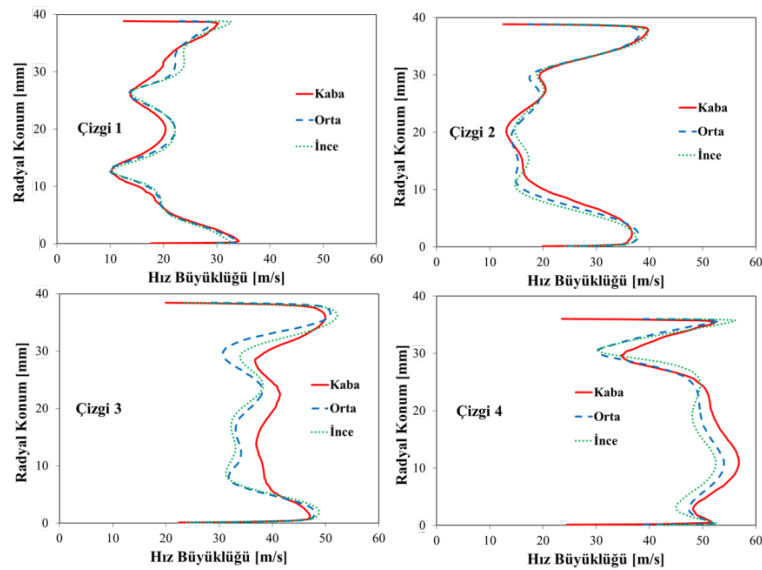


Şekil 5.8: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için orta düzlemde hız [m/s] konturları.

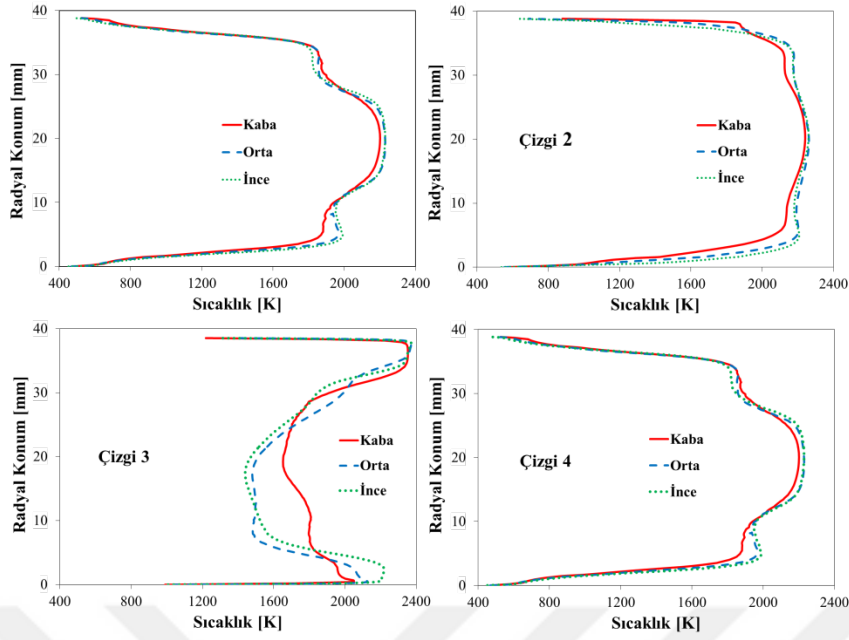


Şekil 5.9: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için orta düzlemde sıcaklık [K] konturları.

Dört ayrı çizgi üzerinde elde edilen hız ve sıcaklık dağılımları Şekil 5.10 ve Şekil 5.11 ile gösterilmiştir. Buna göre 900 bin hücreye sahip kaba çözüm ağının yetersiz kaldığı, 3.4 milyonluk orta ve 10 milyonluk ince çözüm ağı hücrelerinin büyük oranda yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Yaklaşık 3 milyonluk çözüm ağı hücresinde çözüm ağından bağımsız sonuçlar elde edilebildiği çıkarılabilir. Bu nedenle ince çözüm ağına göre çok daha az zaman ve bilgisayar gücü gerektiren orta çözüm ağının bundan sonraki çalışmalarda yeterli olacağından, hesaplama maliyetini düşürmek için bu çözüm ağının kullanılmasına karar verilmiştir.

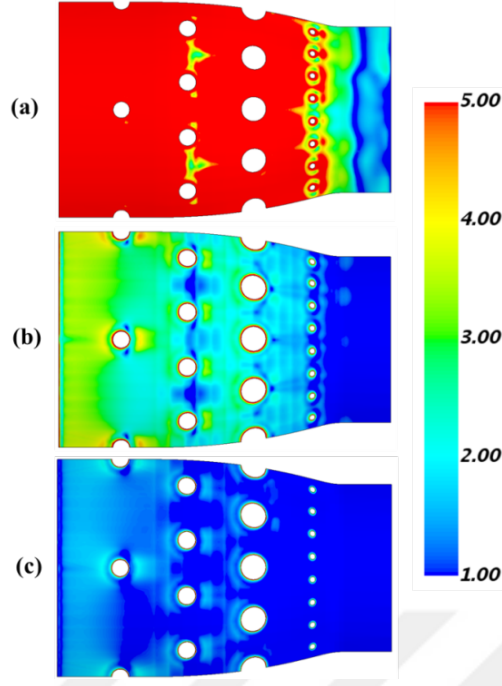


Şekil 5.10: Farklı çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri.



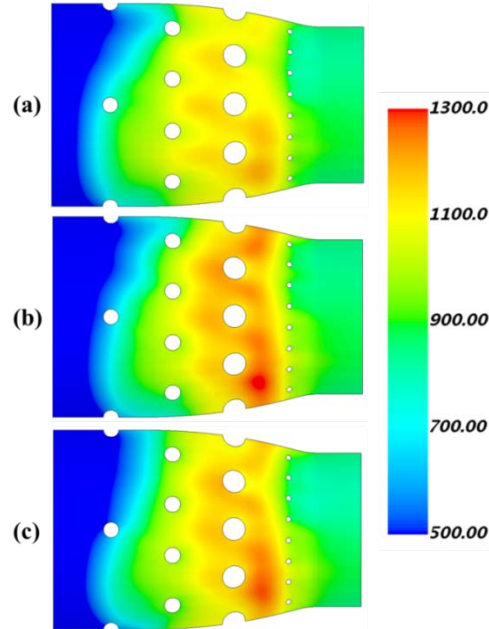
Şekil 5.11: Farklı çözüm ağlarında elde edilen sıcaklık profilleri.

HAD analizlerinde akış ve katı kısmın birbiriyle etkileşim içinde olduğu arayüzlerdeki sonuçlar analizlerin doğruluğu açısından büyük önem taşımaktadır. Bu tez kapsamında astar sıcaklıkları hesaplaması amaçlandığı için katı ve akış kısmının komşuluklarında çözüm ağları ve sonuçlar daha fazla önem arz etmektedir. Bu arayüzlerde katı yüzeyindeki bölgedeki (sınır tabaka) akışın doğru çözülmesi gerekmektedir. HAD analizlerinde bu arayüzlerdeki sınır tabaka çözümünün doğruluk derecesini belirten boyutsuz bir sayı olan y^+ tanımlanmıştır. Sınır tabakada viskoz etkilerin baskın olduğu katı yüzeyine en yakın bölgeye viskoz alt tabaka (viscous sublayer), türbülans etkilerinin etkili olmaya başladığı ancak viskoz etkilerin daha baskın olduğu bölgeye tampon tabaka (buffer layer), türbülans etkilerinin daha fazla etkili olmaya başladığı ancak hala baskın olmadığı bölgeye örtüşme tabakası (overlap layer) ve türbülans etkilerinin viskoz etkilerden daha baskın olduğu bölgeye de türbülans tabakası (turbulent layer) adları verilir [63]. Sınır tabakanın tamamen çözümlenmesi için viskoz alt tabakaya kadar çözümün yapılmış olması gerekmektedir. Bunun için tanımlanan y^+ boyutsuz sayısının değerinin 5'ten küçük olması gerekir, 5 ile 30 arasında tampon tabakaya kadar çözümlenilirken, 30 ve üstündeki y^+ değerlerinde sadece türbülans tabakası çözümlenmektedir. Şekil 5.12 incelendiğinde, kaba çözüm ağında y^+ değerleri 5'ten büyükken orta çözüm ağında y^+ değerlerinin çoğunlukla 5'ten küçük olduğu, katı ve akış hacimleri arasındaki arayüzlerde sınır tabakanın çözümlenebildiği söylenebilir.

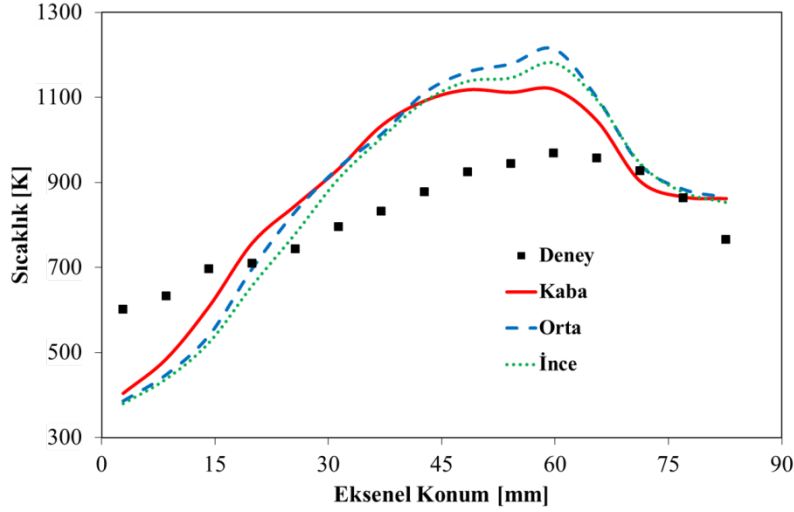


Şekil 5.12: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için astar üzerinde boyutsuz y^+ değerleri.

Üç farklı çözüm ağında astarın dış yüzeyinde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.13 ile gösterilmiştir. Orta ve ince çözüm ağlarıyla elde edilen sıcaklık konturları birbirine daha çok uyumlu gözükürken kaba çözüm ağının astar üzerinde daha düşük sıcaklıklar hesapladığı görülmüştür.



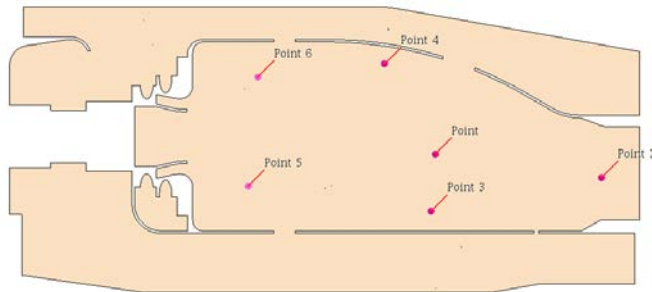
Şekil 5.13: (a) Kaba, (b) orta ve (c) ince çözüm ağları için dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.



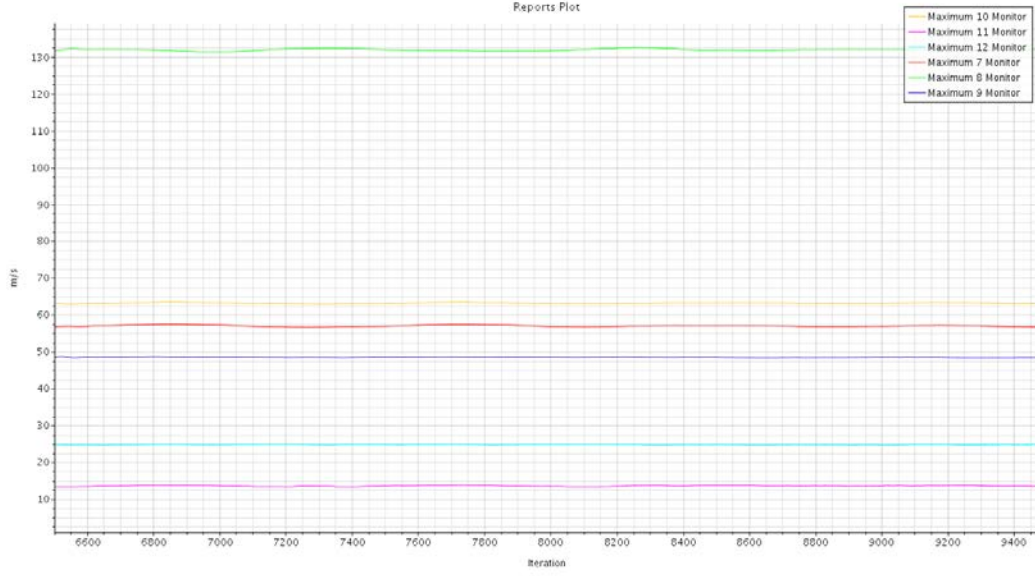
Şekil 5.14: Farklı çözüm ağlarında dış astar üzerinde ortalama sıcaklık dağılımları.

Astar içinde her çözüm ağı için aynı sayıda ince katman hücresi kullanılsa da dış astar üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.14 ile gösterilmiştir. Buna bakılarak kaba çözüm ağının deney sonuçlarına daha yakın gözükse de alev tüpü içinde dikey çizgilerdeki hız ve sıcaklık profilleri incelendiğinde orta ve ince çözüm ağlarının yakın sonuçlar verdiği, kaba çözüm ağının ise diğerlerine göre daha farklı sonuçlar verdiği görülmüştür. Dolayısıyla bundan sonraki çalışmalarda orta çözüm ağının kullanılmasında karar kılınmıştır.

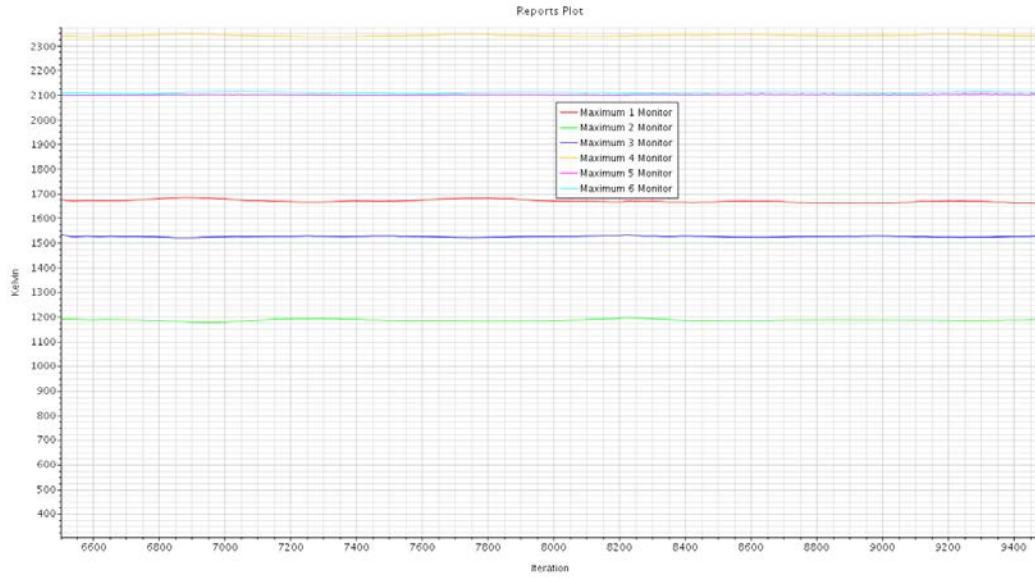
Bu çalışma kapsamında bütün analizler için yakınsama kriteri olarak kullanabilecek alev tüpü ve astar üzerinde noktalar oluşturularak bu noktalardaki hız ve sıcaklık değerleri iterasyona bağlı olarak gözlemlenmiştir. Bu amaç doğrultusunda alev tüpünde oluşturulan noktalar Şekil 5.15 ile, bu noktalardaki hız ve sıcaklık değerlerinin çözüm iterasyonuna bağlı değişimi Şekil 5.16ve Şekil 5.17 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.15: Alev tüpü içinde sıcaklık ve hız değerleri gözlemlenen noktalar.



Şekil 5.16: Gözlemlenen noktalardaki hız değerlerinin iterasyona ile değişimi.



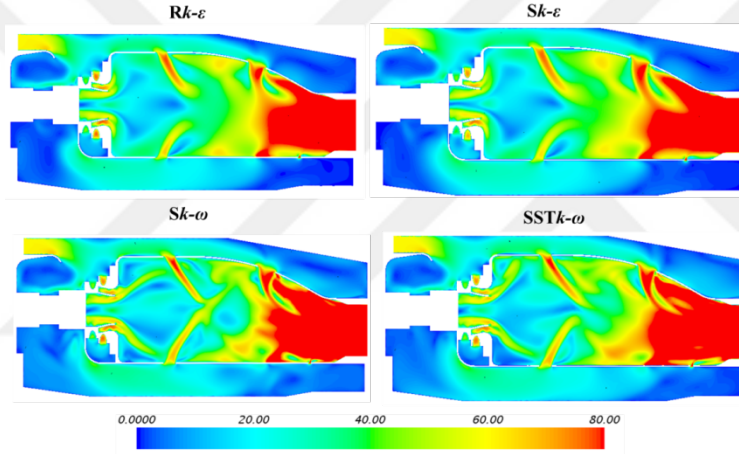
Şekil 5.17: Gözlemlenen noktalardaki sıcaklık değerlerinin iterasyona ile değişimi.

Şekil 5.16 ve Şekil 5.17 incelendiğinde noktalar üzerinde 3000 iterasyon boyunca hız ve sıcaklıklarda salınımın olmadığı, değerlerin sabitlendiği ve çözümün yakınsadığı anlaşılmıştır. Bundan sonra yapılan bütün çalışmalarda aynı noktalar üzerinde hız ve sıcaklık değerleri kontrol edilerek çözümün yakınsaması belirlenmiştir.

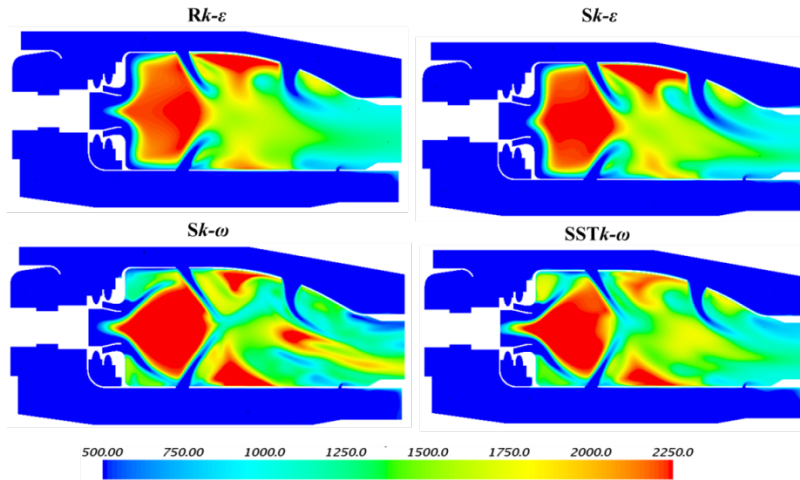
5.3. Türbülans Modeli Çalışması

Bu bölümde daha sonraki bölümlerde analizlerde kullanılacak olan türbülans modellerinin uygunluğunu incelemek adına dört farklı model ile bir çalışma yapılmıştır. Bu modellerden hangisinin bu çalışmada en uygun olduğuna karar verebilmek için orta düzlemdeki hız ve sıcaklık konturları , dört dikey çizgideki hız ve sıcaklık profilleri ve astar üzerindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak bu bölümde sunulmuştur.

İlk olarak orta düzlemdeki hız ve sıcaklık konturları sırasıyla Şekil 5.18 ve Şekil 5.19 ile gösterilmiştir. Orta düzlemdeki hız ve sıcaklık dağılımları incelendiğinde Realizable k -epsilon ($Rk-\epsilon$) ve Standard k -epsilon ($Sk-\epsilon$) modellerinin karakteristik tepkimeli akışı daha iyi çözümlendiği gözlemlenmiştir.

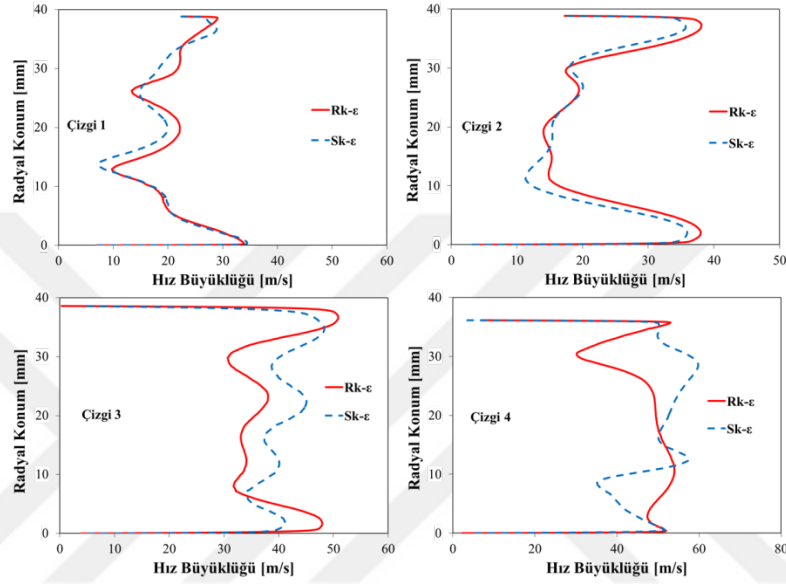


Şekil 5.18: Farklı türbülans modellerinde orta düzlemde hız büyüklüğü [m/s] konturları.

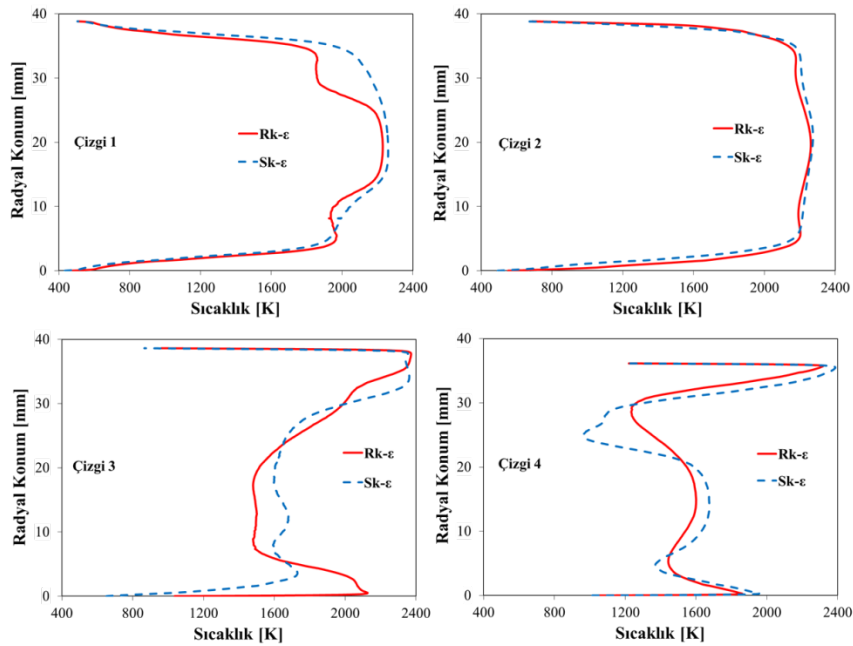


Şekil 5.19: Farklı türbülans modellerinde orta düzlem üzerinde sıcaklık [K] konturları.

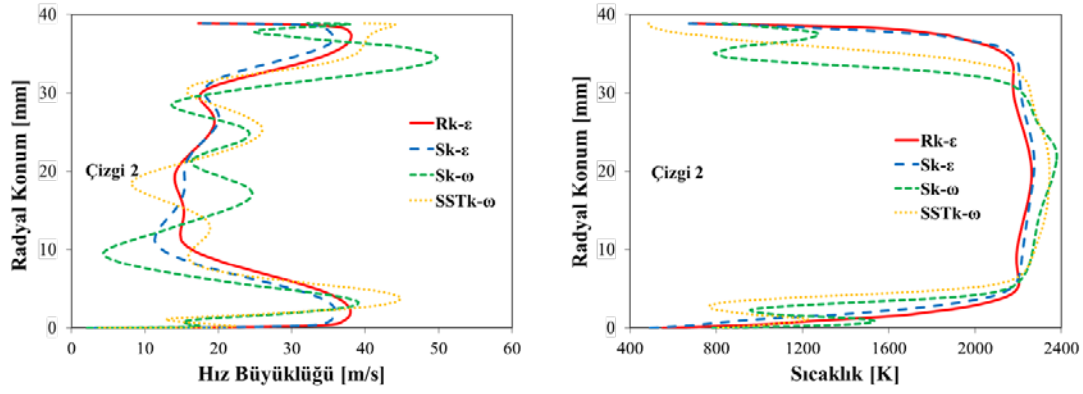
Orta düzlemdaki kontur sonuçları incelendiğinde benzer karakter gösteren $k-\varepsilon$ modellerinde profillerin birbirine yakın olduğu, Standard $k-\omega$ ($Sk-\omega$) ve Shear Stress Transport $k-\omega$ ($SSTk-\omega$) modellerinin ise düzensiz ve birbirine benzemeyen profiller ortaya çıkardığı görülmüştür. Benzer yapıdaki $k-\varepsilon$ modellerinin dört adet dikey çizgideki hız ve sıcaklık profilleri Şekil 5.20 ve Şekil 5.21 ile, dört farklı modelin Şekil 5.7 ile gösterilen Çizgi 2'deki hız ve sıcaklık profilleri ise Şekil 5.22 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.20: $k-\varepsilon$ türbülans modellerinde elde edilen hız profilleri.

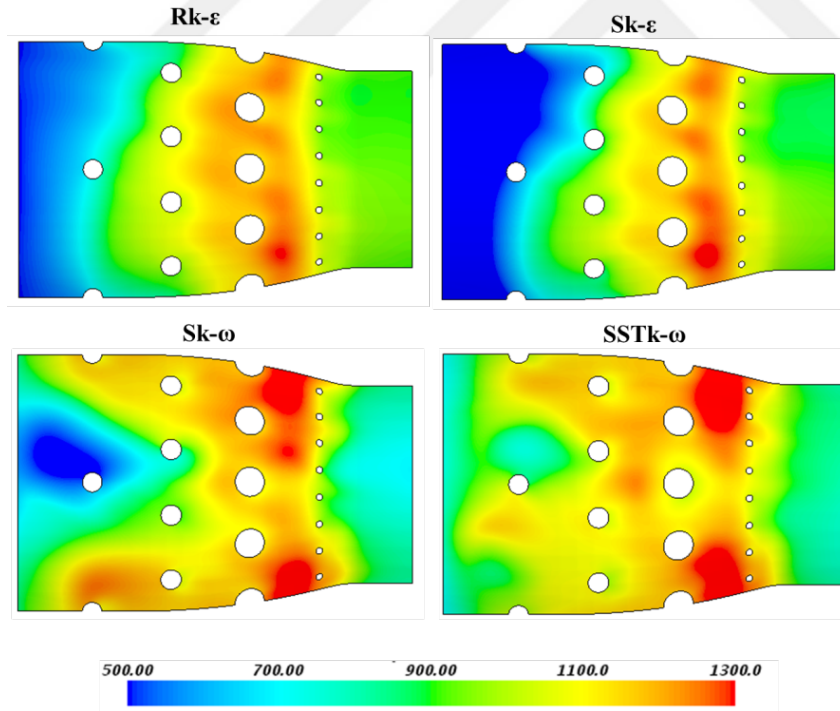


Şekil 5.21: $k-\varepsilon$ türbülans modellerinde elde edilen sıcaklık profilleri.

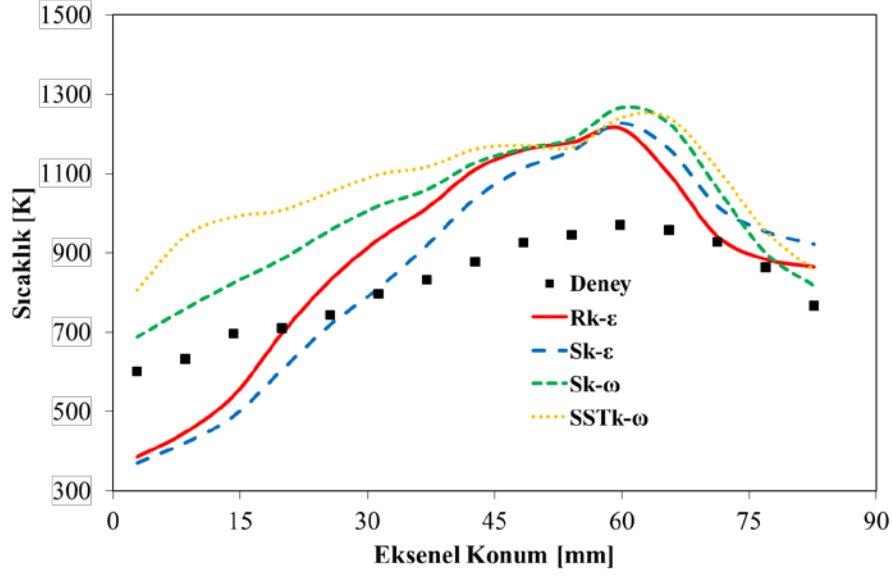


Şekil 5.22: Dört farklı türbülans modelinde Çizgi 2 üzerinde elde edilen hız ve sıcaklık profilleri.

Son olarak bu türbülans modellerinin astar yakınlarında ve içindeki çözümü incelenmiştir. Bunun için dış astar üzerindeki sıcaklık konturu ve ortalama sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bunlar Şekil 5.23 ve Şekil 5.24 ile gösterilmiştir. Astar üzerinde de akış hacmindeki gibi $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ modellerinin birbirlerinden çok farklı olmakla birlikte kendi içlerinde benzer sonuçlar verdiği anlaşılmıştır.



Şekil 5.23: Farklı türbülans modellerinde dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.

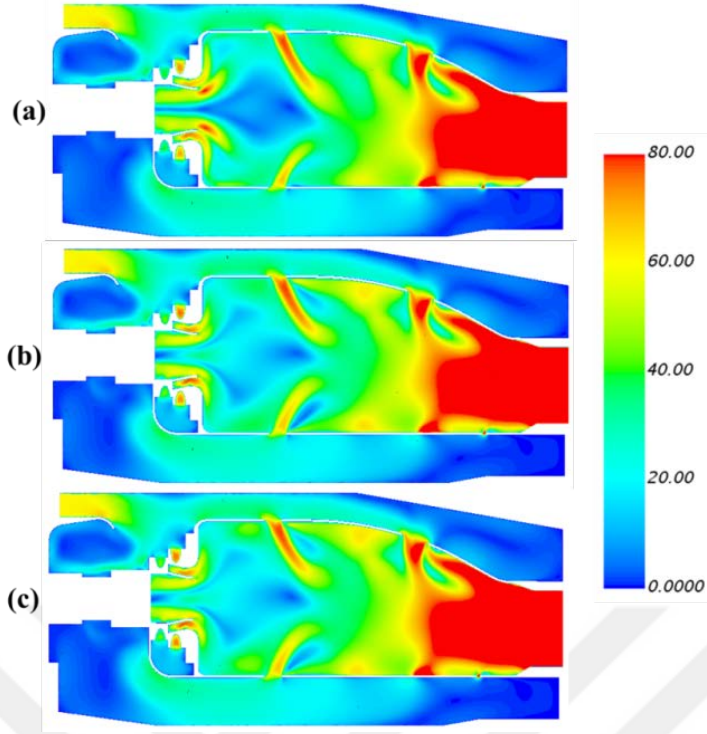


Şekil 5.24: Farklı türbülans modellerinde dış astar üzerindeki sıcaklık profilleri.

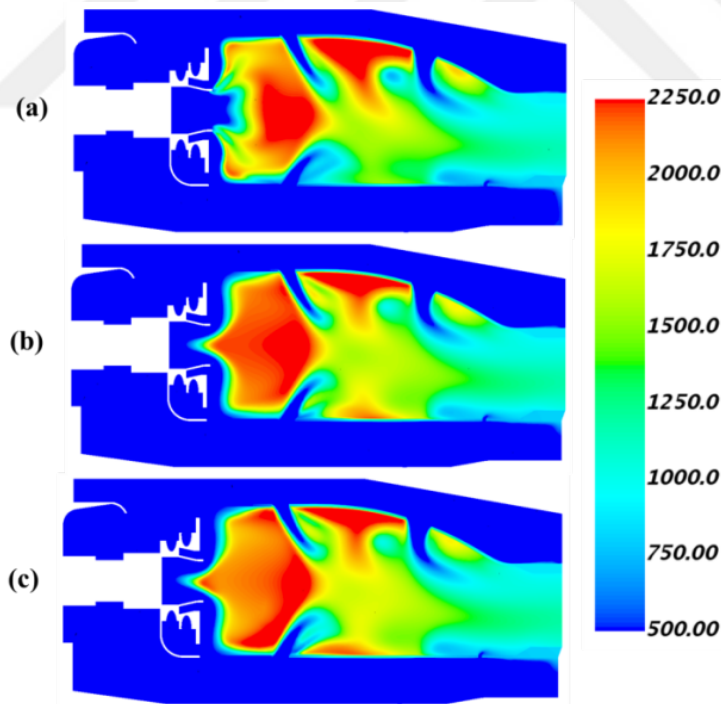
Türbülans modelleriyle elde edilen sonuçlar literatür taramasından elde edilen bilgilerle birlikte düşünüldüğünde Realizable $k-\epsilon$ modelinin birçok akış türünde uygun tahminleri, uygulama kolaylığı ve yakınsama sürelerinin $k-\omega$ modellerine göre daha kısa olması nedeniyle kullanılmasının uygun olacağı düşünülmüştür. Daha önce radyasyon ısı transferini dahil etmeden astar üzerindeki sıcaklık dağılımını inceleyen Doğrudil [40] de çalışmasında Realizable $k-\epsilon$ modelinin CHT yönteminde kullanılmasının uygun olduğunu belirtmiştir. Akış alanında ve astardaki düzensiz sonuçlar ve yakınsama problemleri nedeniyle $k-\omega$ modellerinin bu çalışma kapsamında kullanılmayacağı değerlendirilmiştir.

5.4. Yanma Modeli Çalışması

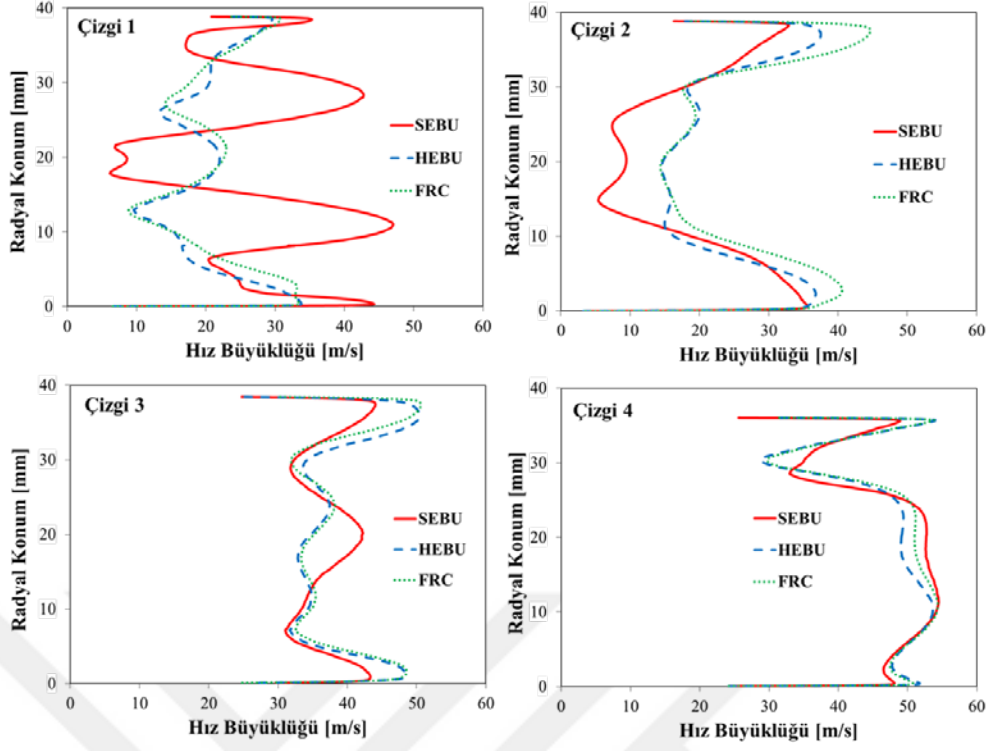
Bu bölümde orta çözüm aşında üç farklı yanma modeli kullanılarak yapılan HAD analizlerinin sonuçları sunulmuştur. Kullanılan modeller sırasıyla Standard Eddy Break-up (SEBU), Hybrid Eddy Break-up (HEBU) ve Arrhenius modelleridir. Bu modellerin yanma odası alev tüpü içerisindeki sıcaklık ve hız profiline etkisi ve dolayısıyla astar sıcaklıklarına etkisi incelenmiştir. Akış ve katı hacminde elde edilen konturlar, daha önce oluşturulan dört dikey çizgide hız ve sıcaklık dağılımları ve astar boyunca ortalama sıcaklıklar gösterilmiştir.



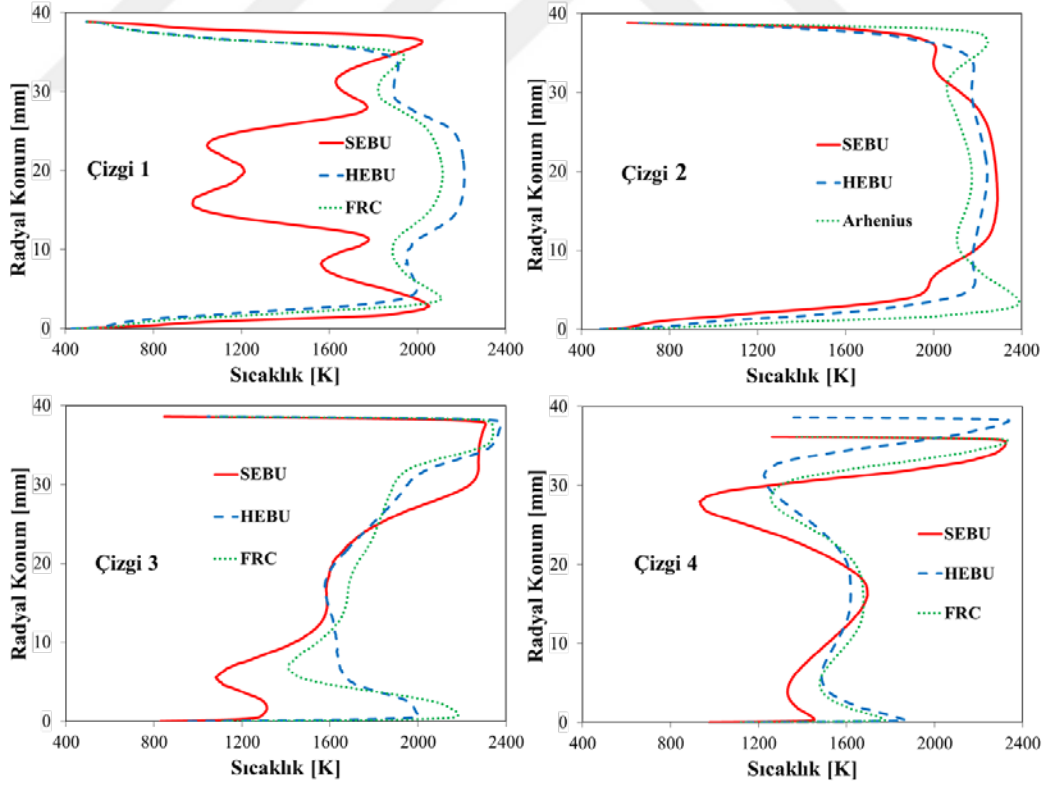
Şekil 5.25: (a) SEBU, (b) HEBU, (c) Arhenius yanma modellerinde orta düzlemde hız büyüklüğü [m/s] konturları.



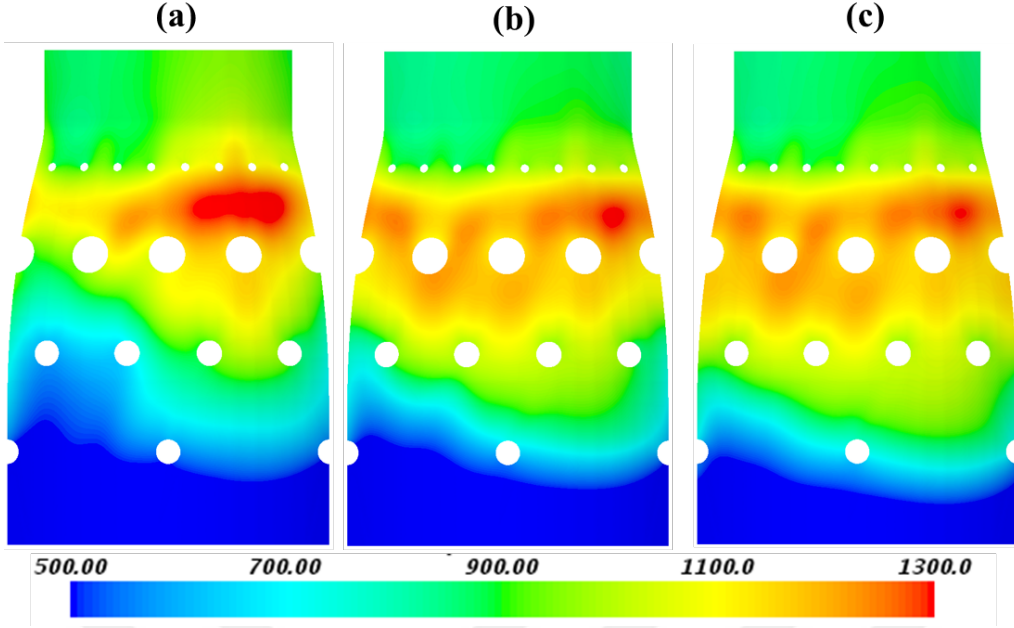
Şekil 5.26: (a) SEBU, (b) HEBU, (c) Arhenius yanma modellerinde orta düzlemde sıcaklık [K] konturları.



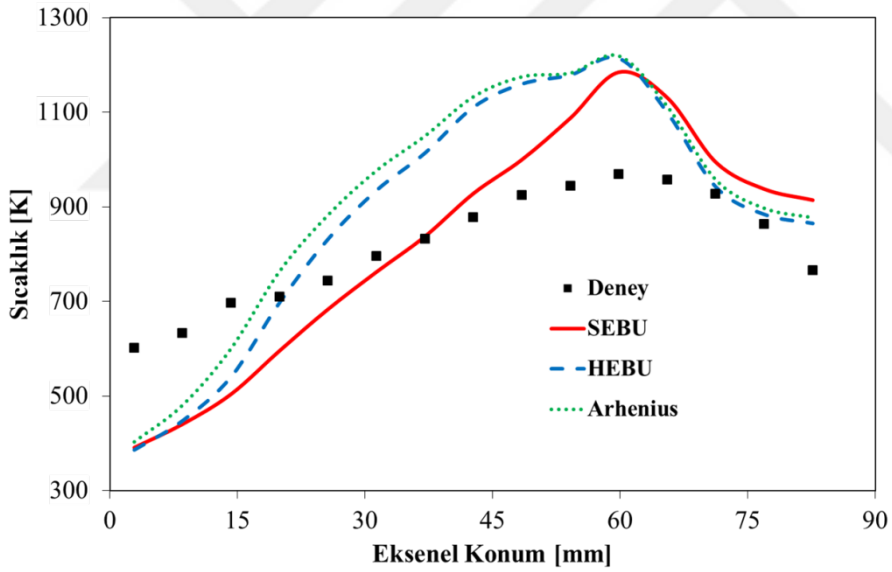
Şekil 5.27: Farklı yanma modellerinde elde edilen hız profilleri.



Şekil 5.28: Farklı yanma modellerinde elde edilen sıcaklık profilleri.



Şekil 5.29: (a) SEBU, (b) HEBU, (c) Arrhenius yanma modellerinde dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.

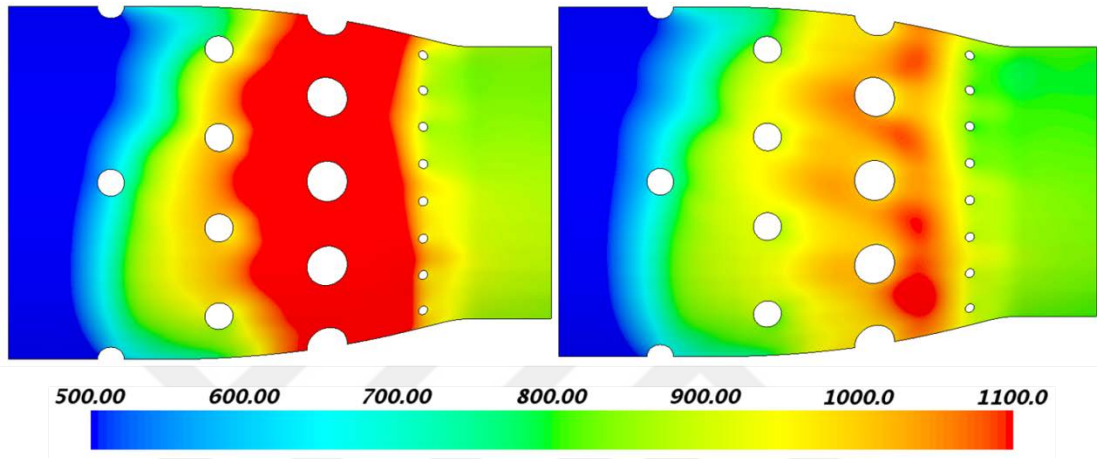


Şekil 5.30: Farklı yanma modellerinde dış astar üzerinde sıcaklık dağılımı.

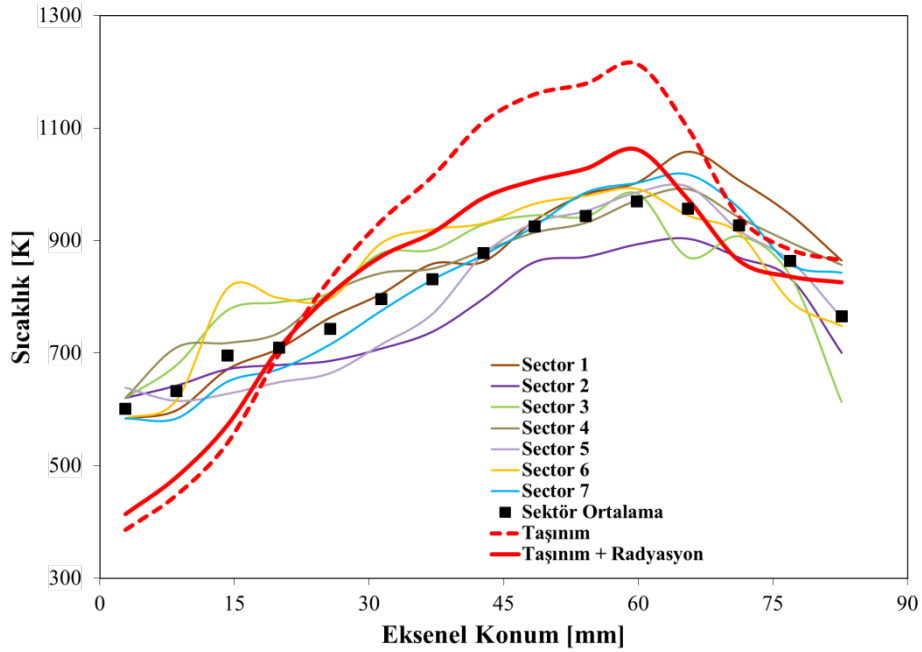
Farklı yanma modelleriyle yapılan analizler incelendiğinde, SEBU modelinin HEBU ve Arrhenius modellerine göre çok farklı sonuçlar verdiği, yanma karakteristiğinin tamamen farklı olduğu görülmüştür. Duvar üzerinde elde edilen ortalama sıcaklık dağılımında HEBU ve Arrhenius yaklaşımının deney sonuçlarına daha uyumlu olduğu, SEBU modelinin ise yanma reaksiyonlarının modellenmesindeki yetersizliği anlaşılmıştır. Bu sebeple tez kapsamında yapılacak çalışmalarda HEBU yanma modelinin kullanılmasının uygun olacağına karar verilmiştir.

5.5. Radyasyon Isı Transferinin Duvar Sıcaklığına Etkisi

Çözüm ağı çalışması ile kullanılması uygun olabilecek çözüm ağı yapısına karar verilmiştir. Daha sonra tez kapsamında amaçlanan radyasyon (ışırma) ısı transferinin astar sıcaklıkları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Her bir çözüm ağı için radyasyon ısı transferi de hesaba katılarak analizler tekrarlanmıştır. Bu şekilde radyasyon ısı transferinin etkisi açıkça gözlenmiştir. Orta çözüm ağında dış astar üzerindeki sıcaklık konturları Şekil 5.31 ile gösterilmiştir.

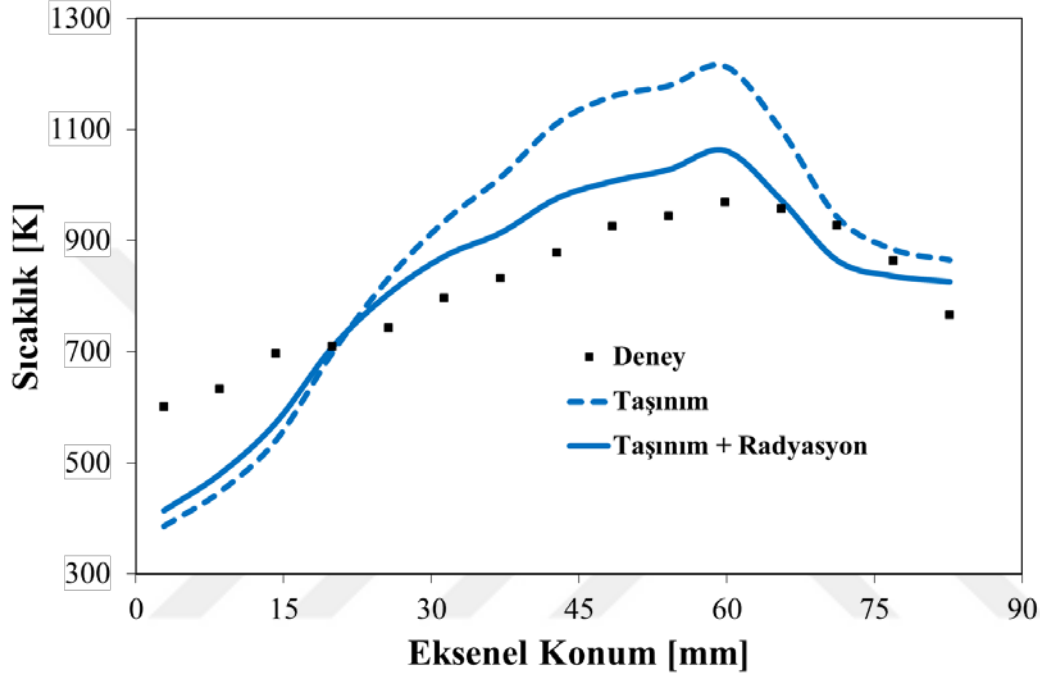


Şekil 5.31: Radyasyon ısı transferi hesaba katılmadığında (solda) ve hesaba katıldığında (sağda) dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.



Şekil 5.32: Tüm sektörlerdeki deneysel sıcaklık dağılımlarının HAD-CHT yöntemleriyle karşılaştırması.

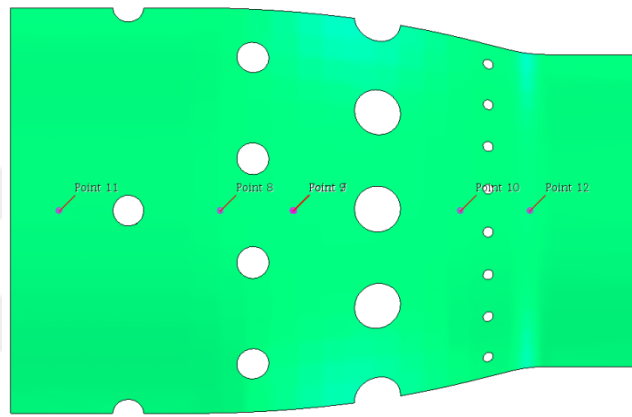
Tüm sektörlerdeki astar uzunluğu boyunca deneysel sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Bu sonuçlar radyasyonsuz ve radyasyonlu HAD-CHT sonuçlarıyla birlikte Şekil 5.32 ile sunulmuştur. Yedi farklı enjektöre karşılık gelen yedi farklı sektörde farklı astar sıcaklığı dağılımı elde edilmiştir. Bunun sebebi her bir yakıt enjektöründe aynı kütle debisinin olmamasıdır. Bütün sektörlerin ortalaması da alınarak yine HAD-CHT hesaplamalarıyla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma Şekil 5.33 ile sunulmuştur.



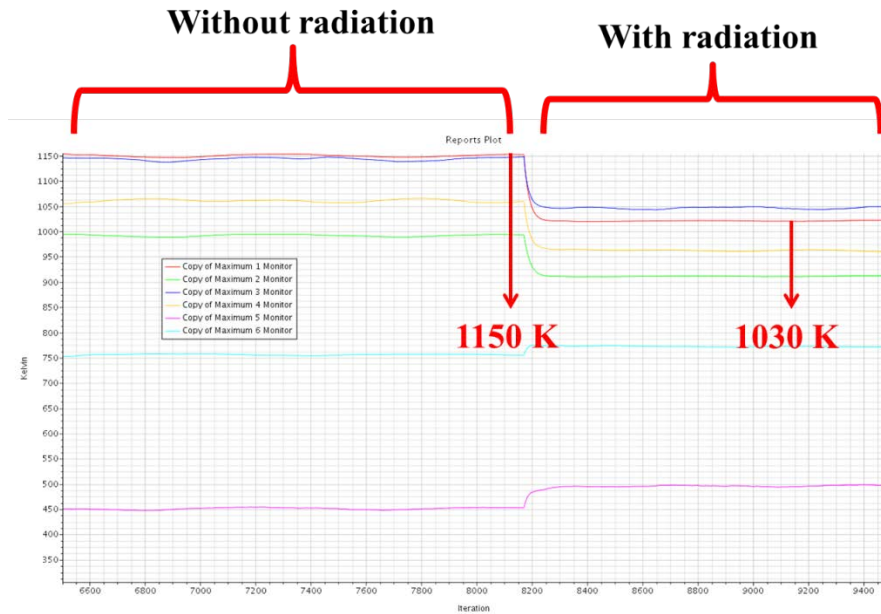
Şekil 5.33: Astar uzunluğu boyunca ortalama sıcaklık dağılımı.

Yanma odası içerisindeki yüksek sıcaklıktaki gazların ve yanma odası duvarlarının arasındaki radyasyon ile ısı transferi hesaba katıldığında astar sıcaklıklarının özellikle ikinci bölgeden sonra önemli ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Birinci bölgedeki astar sıcaklığının ise radyasyon ısı transferi ile arttığı görülmektedir. Astarın en yüksek sıcaklıkları radyasyonsuz ve radyasyonlu analizlerde sırasıyla 1310 ve 1140 K olarak hesaplanmıştır. Radyasyon ısı transferi en sıcak noktada astar sıcaklığını 170 K azaltmaktadır. Bunun sebebi Lefebvre'de [3] belirtilen yanma odası astarından dış kabağa ve dış kanaldaki soğuk havaya olan radyasyon ısı transferinin, R_2 , yüksek sıcaklıktaki yanma gazlardan astara olan radyasyon ile ısı transferi, R_1 den yüksek olmasıdır. Bu tez kapsamında yapılan analizler sonucunda radyasyon ısı transferinin yanma odası astar sıcaklıklarını azaltması literatürden edinilen bilgilerle uyumaktadır [25, 28]. Buna ek olarak, daha önce belirtilen yakınsama kriterleri için astar üzerinde oluşturulan noktalar ve bu noktalar üzerinde gözlemlenen sıcaklık değerleri de bunu

doğrulamaktadır. Astar üzerinde oluşturulan noktalar Şekil 5.34 ile, bu noktalardaki sıcaklık değerlerinin iterasyona bağlı değişimi ise Şekil 5.35 ile gösterilmiştir. Bu sıcaklık dağılımları da incelendiğinde radyasyon ısı transferinin dahil edilmesinin astar sıcaklıklarını düşürdüğü anlaşılmıştır. Radyasyonsuz analizde bir nokta üzerinde yaklaşık 1150 K olarak ölçülen sıcaklık radyasyonun dahil edilmesiyle birlikte 1030 K olarak hesaplanmıştır. Aradaki 120 K fark daha önce belirtildiği gibi yanma odası astarından dış kabuğa ve dış kanaldaki soğuk havaya olan radyasyon ısı transferinin, R_2 , yüksek sıcaklıktaki yanma gazlardan astara olan radyasyon ile ısı transferi, R_1 den yüksek olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.34: Astar üzerinde sıcaklık değerleri gözlemlenen noktalar.



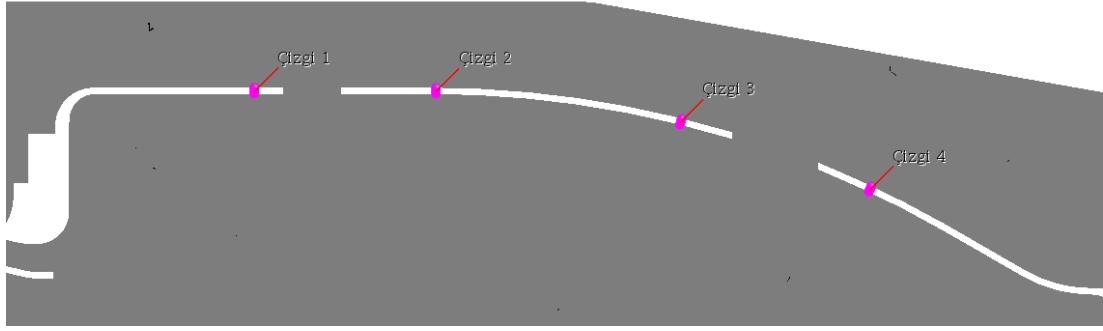
Şekil 5.35: Gözlemlenen noktalardaki astar sıcaklık değerlerinin iterasyon ile değişimi.

HAD analizleri sonucu elde edilen astar boyunca ortalama sıcaklık dağılımı, aynı koşullardaki test sonuçları ile de karşılaştırılmıştır. Şekil 5.33 ile gösterilen sıcaklık dağılımı incelendiğinde radyasyon ısı transferi hesaba katıldığında deney sonuçlarına daha yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Sıcaklık dağılımının davranışı da deney sonuçlarıyla daha uyumlu gözükmektedir. Birinci bölgedeki farkın temel sebebi, bu çalışma kapsamında sadece yanma gazlarının radyasyon ısı transferinin (gaseous radiation, non-luminous radiation) modellenmesi, yakıt bakımından zengin karışım sonucu oluşan is (soot) kaynaklı radyasyon ısı transferinin (soot radiation, luminous radiation) ise hesaba katılmamasıdır. HAD analizlerinde is kaynaklı radyasyon ısı transferi de modellendiğinde ve yanma gerçekleşirken oluşan tüm ara ürünlerin de incelendiği daha detaylı bir yanma mekanizması ile deneye daha yakın sonuçlara ulaşılabileceği öngörülmektedir.

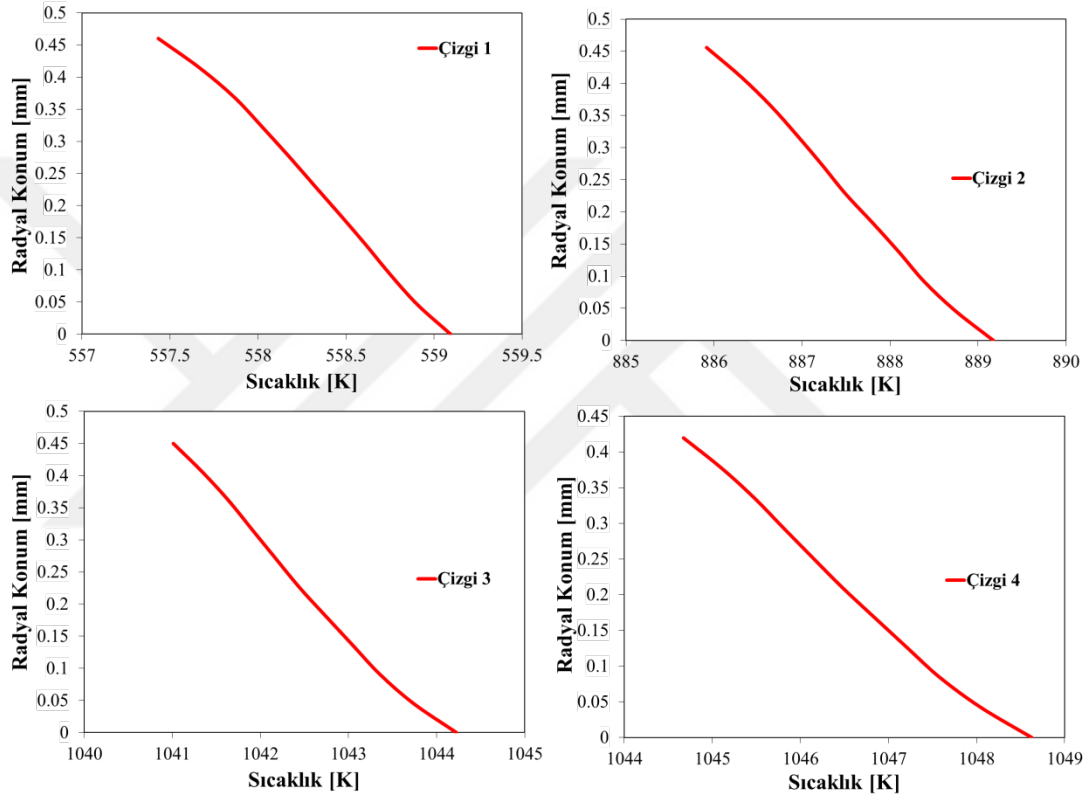
Yanma odası akış hacminde sıcaklık dağılımı ve hız değerlerine bakıldığında radyasyon ısı transferinin herhangi bir değişikliğe yol açmadığı gözlemlenmiştir. Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 her iki durum için de orta düzlemde hız ve sıcaklık dağılımlarını göstermektedir.

Bir gaz türbini motorunda malzeme dayanımı ve ömrü açısından dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan biri olan astar sıcaklıklarının HAD analizleri ile elde edilebildiği, dolayısıyla HAD analizlerinin tasarım aşamasında önemli bir role sahip olabileceği görülmüştür. Bununla birlikte astar sıcaklıkları açısından daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek için radyasyon ısı transferinin modellenmesinin kaçınılmaz olduğu açıkça görülmüştür.

Astarın dış yüzeyindeki eksenel sıcaklık dağılımları ile birlikte astar içindeki radyal sıcaklık dağılımı da incelenmiştir. Bu sebeple astar kalınlığı boyunca Şekil 5.36 ile gösterilen dikey çizgiler oluşturulmuş ve bu çizgiler üzerindeki sıcaklık profilleri Şekil 5.37 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.36: Astar içinde oluşturulan dikey çizgiler.



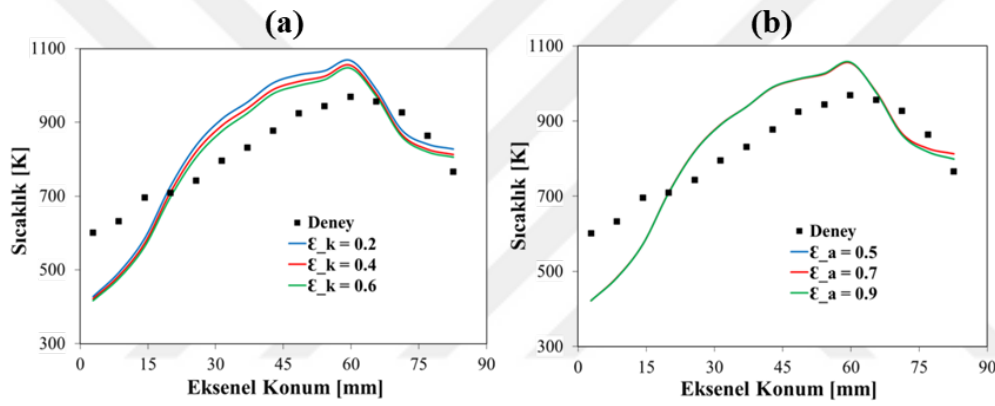
Şekil 5.37: Astar içinde radyal sıcaklık dağılımları.

Dört farklı çizgi üzerindeki sıcaklık dağılımları incelendiğinde astar kalınlığının çok düşük olması nedeniyle astar iç ve dış yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının çok az olduğu anlaşılmıştır. En sıcak astar sıcaklığının elde edildiği bölgede oluşturulan Çizgi 4 üzerinde iç ve dış yüzey arasında yaklaşık 4 K fark oluşmaktadır. Bununla birlikte çizgiler üzerindeki sıcaklık profilleri doğrusal iletim ısı transferinin karakteristiğini göstermektedir.

5.6. Parametrik Çalışmalar

5.6.1. Astar ve kabuk yayma oranı çalışması

Radyasyon ısı transferi modellenmesinde önemli parametrelerden olan yayma oranının duvar sıcaklıkları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Lefebvre [3] bir boyutlu radyasyon ısı transferi hesapları yaparken yayma oranını astar için 0,7, kabuk için 0,4 olarak almıştır. Bu tez kapsamında HAD analizlerinde radyasyon ısı transferi modellenmesinde bu değerler girdi olarak belirlenmiştir. Daha sonra diğer bütün parametreler sabit tutularak astarda 0,5 ve 0,9, kabukta 0,2 ve 0,6 değerleri de sırasıyla HAD analizlerinde kullanılmış ve astarın ortalama sıcaklıkları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Astar ve kabuk için sonuçlar Şekil 5.38 ile sunulmuştur.



Şekil 5.38: Kabuk ve astarın farklı yayma oranları için astar uzunluğu boyunca ortalama sıcaklık dağılımı.

Şekil 5.38 incelendiğinde astarın yayma oranının duvar sıcaklığını neredeyse etkilemediği, kabuğun yayma oranının ise çok az bir etki yarattığı gözükmemektedir. Artan kabuk yayma oranı ile birlikte astar sıcaklıkları monoton olarak azalmaktadır. Kabuğun yayma oranı arttıkça astardan dış kanaldaki soğuk havaya ve kabuğa olan radyasyon ısı transferinin artması ile birlikte astar sıcaklıkları azalmaktadır. Astar ve kabukta yayma oranlarının değişmesine rağmen astar sıcaklığında büyük bir değişimin olmaması yanma gazları kaynaklı radyasyon ısı transferinin yüzeyler arası radyasyon ısı transferine oranla daha fazla olmasıdır.

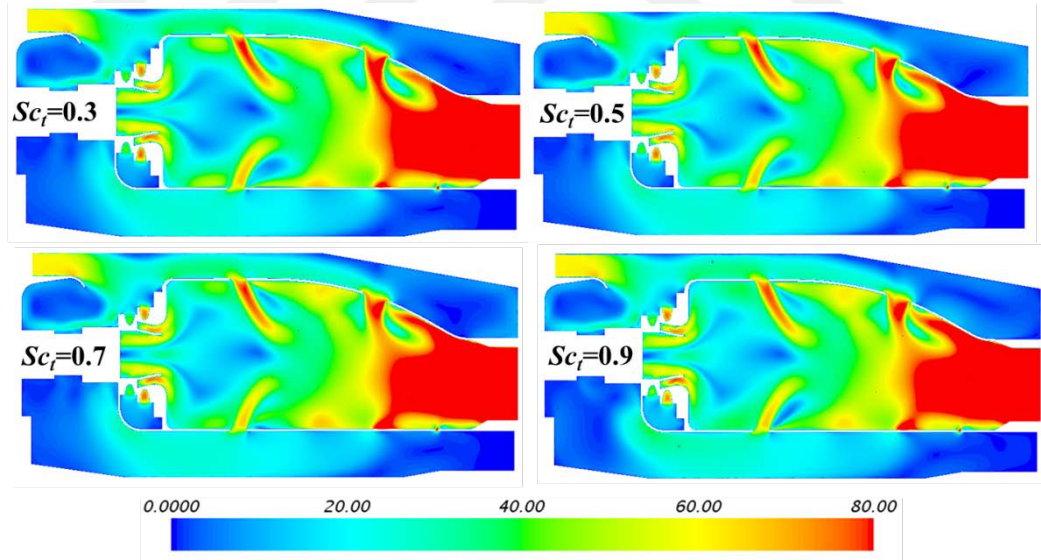
5.6.2. Türbülanslı Schmidt & Prandtl sayılarının etkisi

Bu bölümde HAD analizlerinde moleküler yayını tanımlamak için kullanılan türbülanslı Schmidt ve Prandtl sayılarının yanma odası alev tüpünde ve astarında yarattığı etkinin gözlemlenmesi amaçlanmıştır. Sırasıyla Denklem (5.1) ve Denklem (5.2) ile ifade edilen türbülanslı Schmidt ve Prandtl sayıları eşit kabul edilerek (Lewis sayısı=1) 0,3, 0,5, 0,7 ve 0,9 değerleri HAD analizlerinde kullanılmış ve alev tüpü ile astar üzerindeki sıcaklık profilleri incelenmiştir.

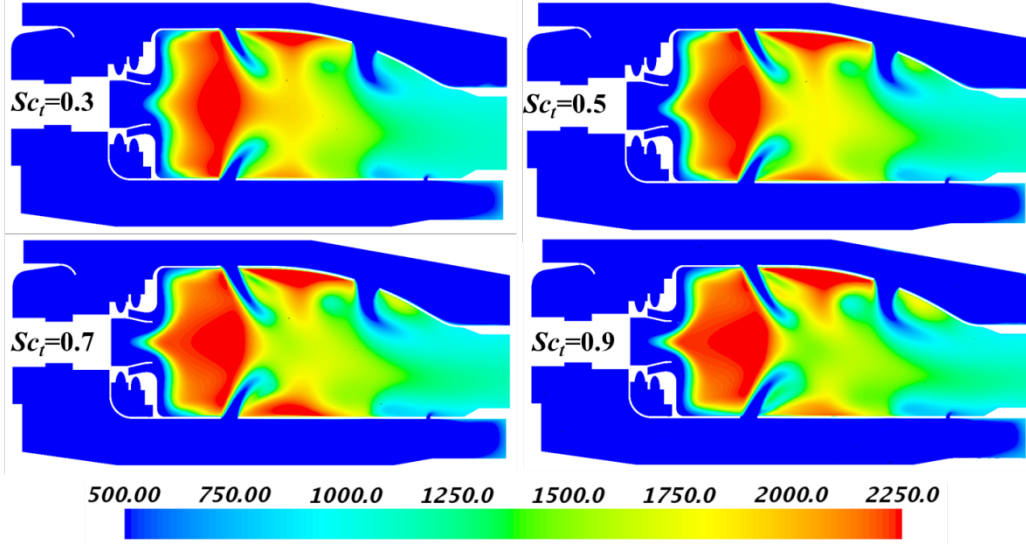
$$Sc_t = \frac{\nu_t}{D_t} \quad (5.1)$$

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\alpha_t} \quad (5.2)$$

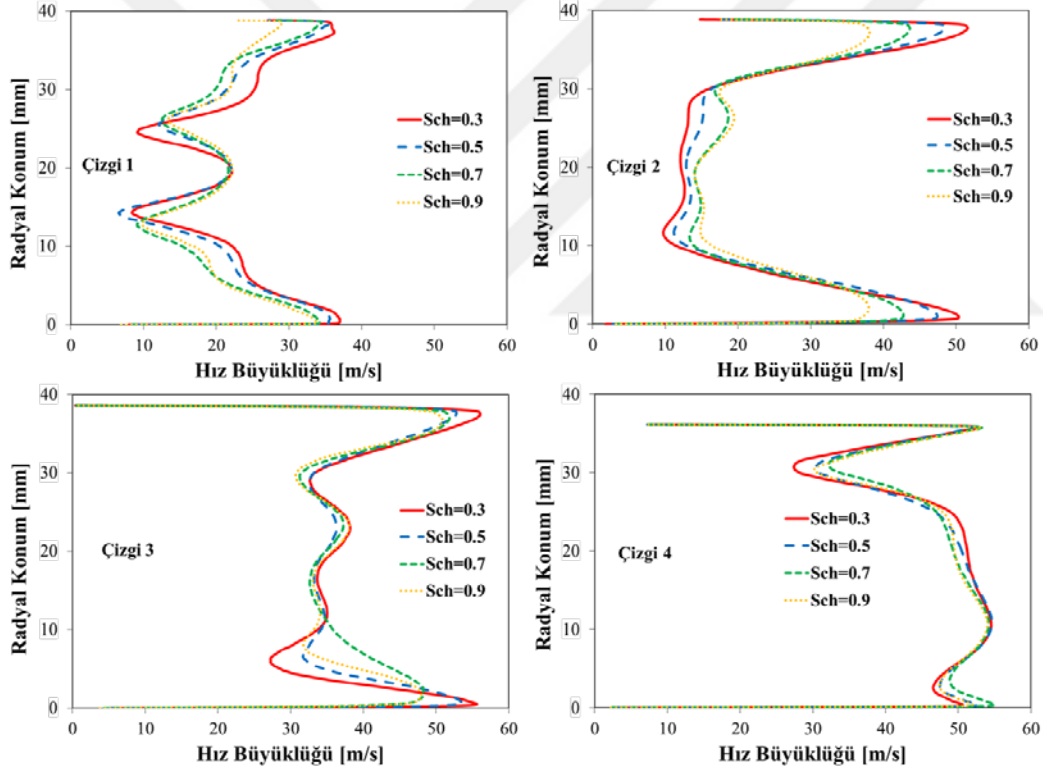
Orta düzlemdeki hız ve sıcaklık konturları Şekil 5.39 ve Şekil 5.40 ile, alev tüpünde oluşturulan dört dikey çizgide elde edilen hız ve sıcaklık profili Şekil 5.41 ve Şekil 5.42 ile, dış astar üzerindeki sıcaklık konturları ve dağılımı ise Şekil 5.43 ve Şekil 5.44 ile gösterilmiştir.



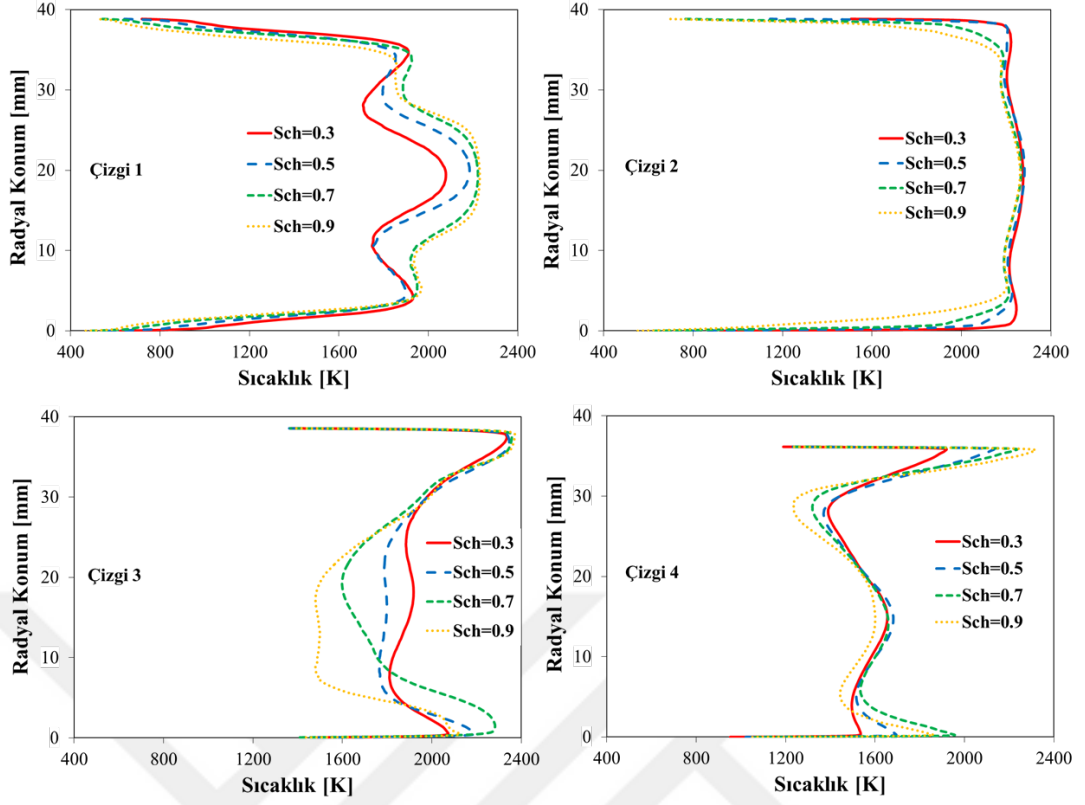
Şekil 5.39: Farklı Schmidt sayılarında orta düzlemde hız [m/s] konturları.



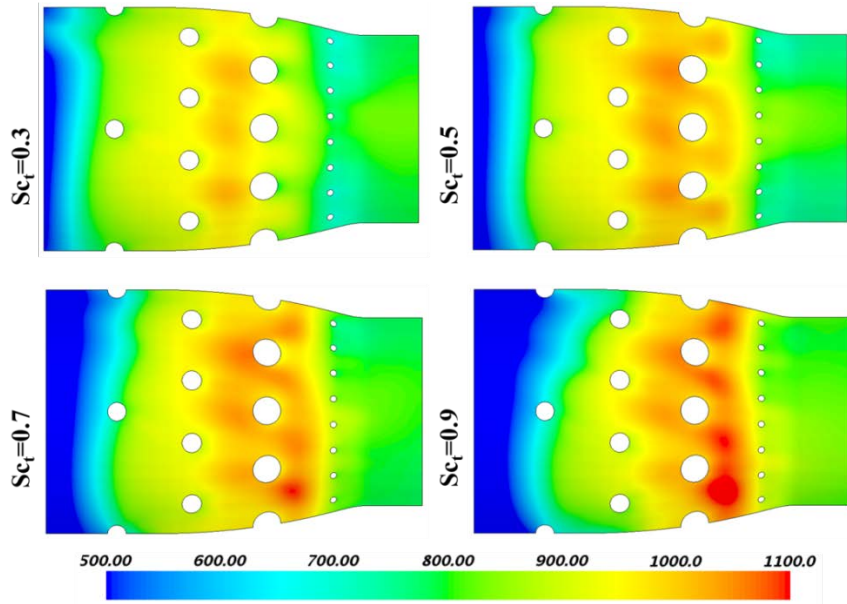
Şekil 5.40: Farklı Schmidt sayılarında orta düzlemde sıcaklık [K] konturları.



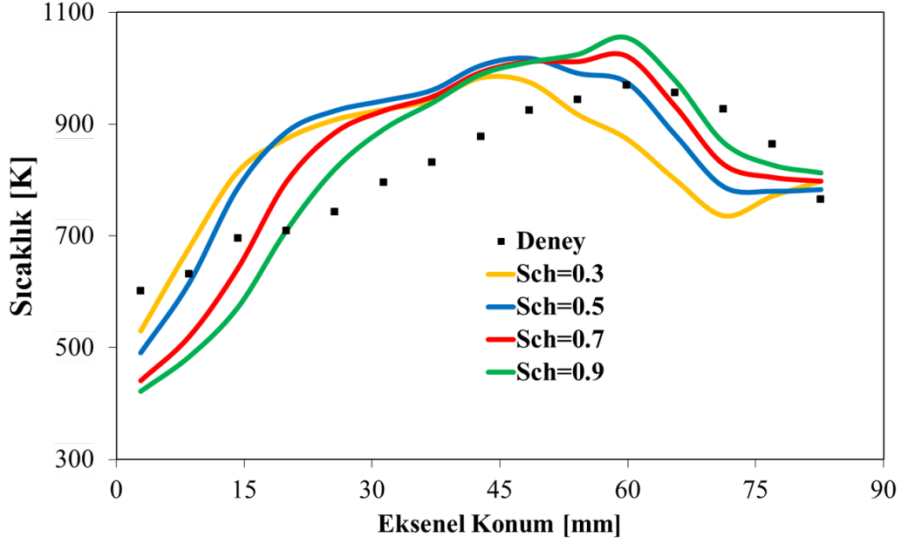
Şekil 5.41: Farklı Schmidt sayılarında dikey çizgiler üzerinde elde edilen hız profilleri.



Şekil 5.42: Farklı Schmidt sayılarında dikey çizgiler üzerinde elde edilen sıcaklık profilleri.



Şekil 5.43: Farklı Schmidt sayılarında dış astar üzerinde sıcaklık [K] konturları.



Şekil 5.44: Farklı Schmidt sayıları için astar boyunca ortalama sıcaklık dağılımı.

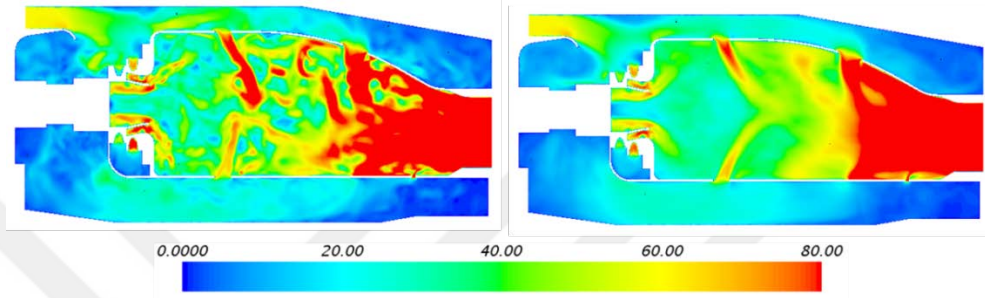
Sonuçlar incelendiğinde Schmidt sayısının özellikle alev tüpü içerisindeki özellikle birinci bölgede sıcaklık dağılımında önemli değişime yol açtığı gözükmemektedir. Schmidt sayısı azaldıkça moleküler yayılım arttığı için döngü yaratıcısından birinci bölgeye doğru ötelenen alev radyal olarak daha geniş bir alana yayılmıştır. Bununla birlikte yine birinci bölgede yüksek sıcaklıktaki gazlar astara daha yakın konumlanmıştır. İkinci bölgede ise astar yakınlarındaki gazların sıcaklıkları Schmidt sayısı düştükçe azalmaktadır. Astar sıcaklıkları da buna bağlı olarak Schmidt sayısı azaldıkça birinci bölgede artmakta, ikinci bölgede ise azalmaktadır.

5.7. Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation, LES) Sonuçları

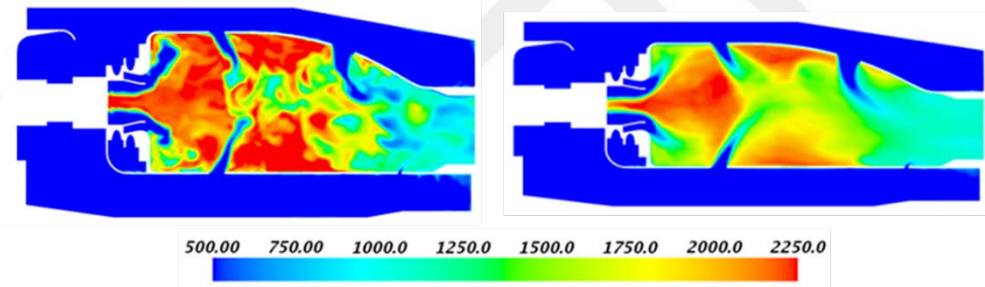
Bu bölümde RANS yaklaşımında modellenen akış alanındaki büyük burgaçların (eddy) da Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation, LES) yaklaşımıyla çözülmesi amaçlanmıştır. LES yaklaşımında küçük burgaçlar modellenirken büyük burgaçların çözülmesinin daha doğru sonuçlar vereceği, deney sonuçlarına daha uyumlu sonuçlar elde edilebileceği öngörülmüştür. Bu nedenle bu tez kapsamında astar sıcaklıkları orta çözüm aşında LES yaklaşımı ile de hesaplanmış ve sonuçlar sunulmuştur.

Bu kısımda LES yaklaşımı ile daha uygun sonuçlar veren HEBU yanma modeli kullanılmıştır. Akış hacminde gerçekleşen türbülanslı karışım ve yanma reaksiyonları katı hacmindeki ısı transferi sürecine göre çok daha hızlı gerçekleştiği için bu iki

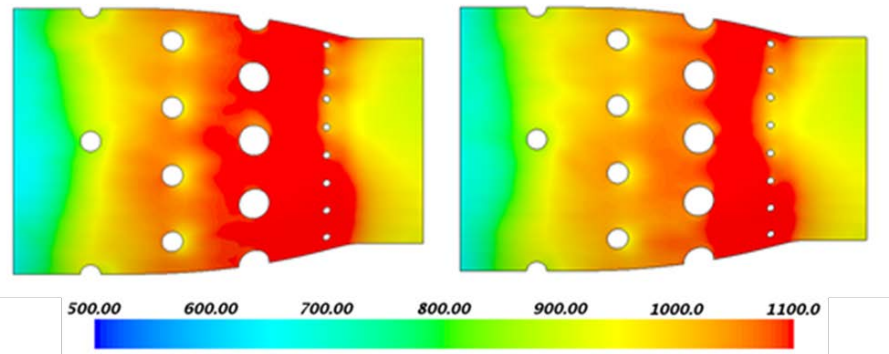
kısımda zaman skalaları tamamen farklıdır. [64] Bu nedenle zaman skalaları tamamen farklı olan akış ve katı hacmi için iki farklı zaman adımı tanımlanarak iki kısımda eş zamanlı çözülmüş, iki analiz arasında arayüzler oluşturulmuş ve gerekli fonksiyonlar (sıcaklık, ısı transferi katsayısı vs.) bu arayüzlerle aktarılmıştır. Her bir zaman adımında veri transferi tekrarlanmıştır. Zaman adımı olarak akış kısmında 10 μ s, katı hacminde ise 10 ms kullanılmıştır. Akış hacmi 45 milisaniye çözümlenirken katı hacmi ise 45 saniye çözülmüştür. LES yaklaşımı ile elde edilen anlık ve zaman ortalamalı hız ve sıcaklık konturları Şekil 5.45 ve Şekil 5.46 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.45: LES yaklaşımı ile orta düzlemde anlık (solda) ve ortalama (sağda) hız büyüklüğü [m/s] konturları.



Şekil 5.46: LES yaklaşımı ile orta düzlemde anlık (solda) ve ortalama (sağda) sıcaklık [K] konturları.

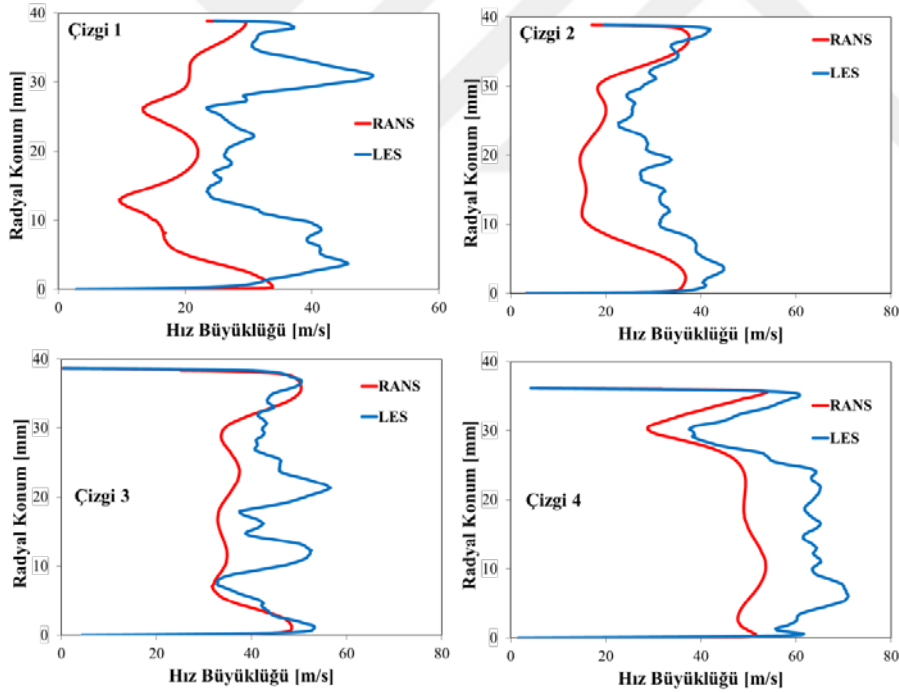


Şekil 5.47: LES yaklaşımı ile radyasyon ısı transferi hesaba katılmadığında (solda) ve hesaba katıldığında (sağda) dış astar üzerinde zaman ortalamalı sıcaklık [K] konturları.

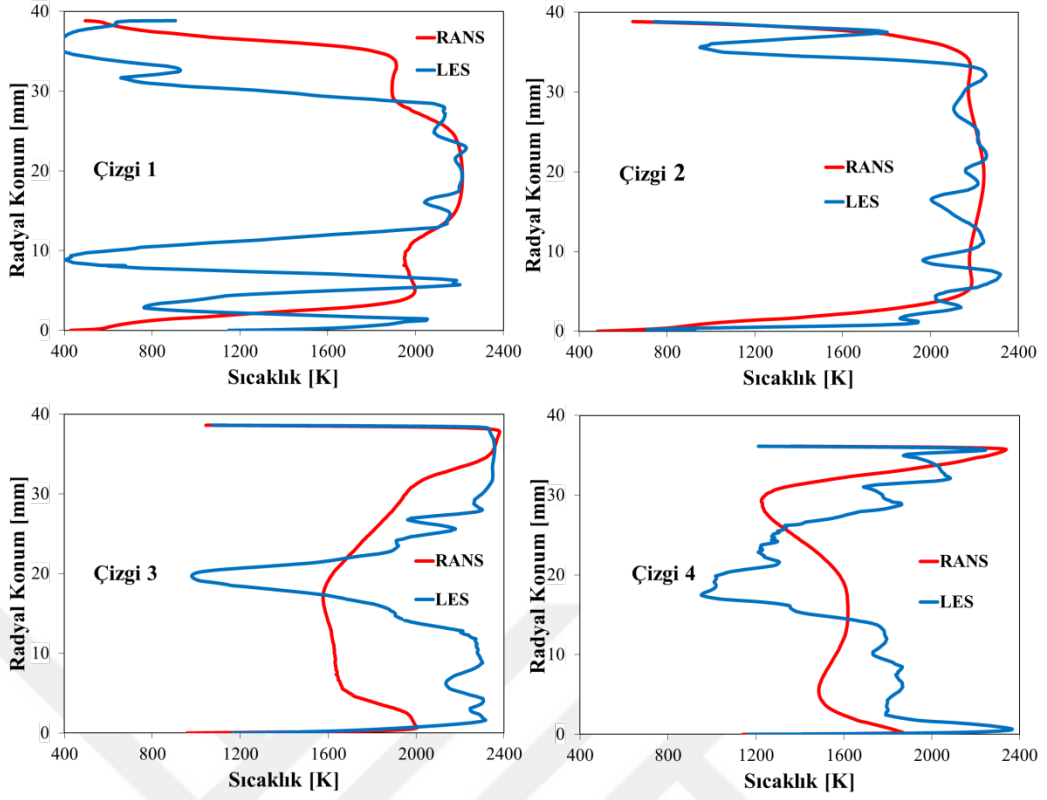
LES sonuçlarında da RANS yaklaşımında olduğu gibi radyasyon ısı transferinin hesaba katılması durumunda astar sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Radyasyonsuz ve radyasyonlu analizlerde en sıcak noktada astar sıcaklıkları sırasıyla 1317 K ve 1172 K olarak hesaplanmıştır. İki analizde en yüksek astar sıcaklıkları arasındaki 145 K fark oluşmaktadır.

5.8. LES-RANS Karşılaştırması

Bu bölümde daha önce sunulan LES sonuçları ile RANS sonuçlarının karşılaştırmasına yer verilmiştir. LES yaklaşımı ile çözülen büyük burgaçların alev tüpü içinde sıcaklık ve hız profillerinde, astarda ise sıcaklık profilinde oluşturduğu farklılıklar gözlemlenmiştir. Alev tüpü içerisindeki dört adet dikey çizgi üzerinde hız ve sıcaklık profilleri iki yaklaşım için de Şekil 5.48 ve Şekil 5.49 ile verilmiştir. Orta düzlemde ise zaman ortalamalı LES sonuçları ile RANS sonuçları Şekil 5.50 ve Şekil 5.51 ile verilmiştir.

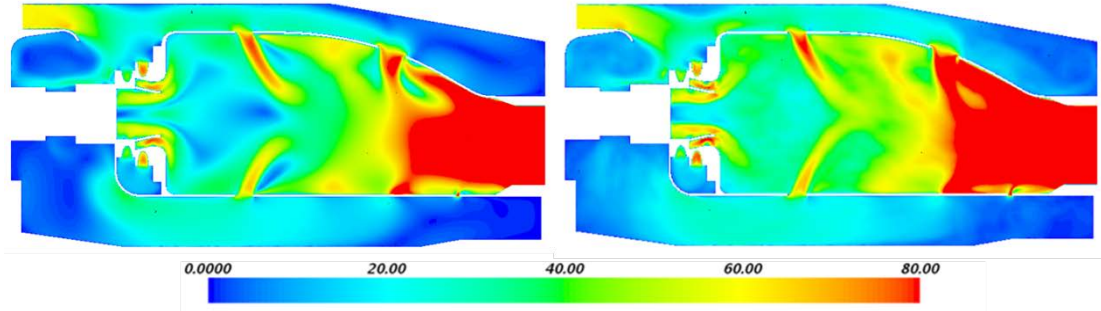


Şekil 5.48: RANS ve zaman ortalamalı LES yaklaşımında dikey çizgiler üzerinde elde edilen hız profilleri.

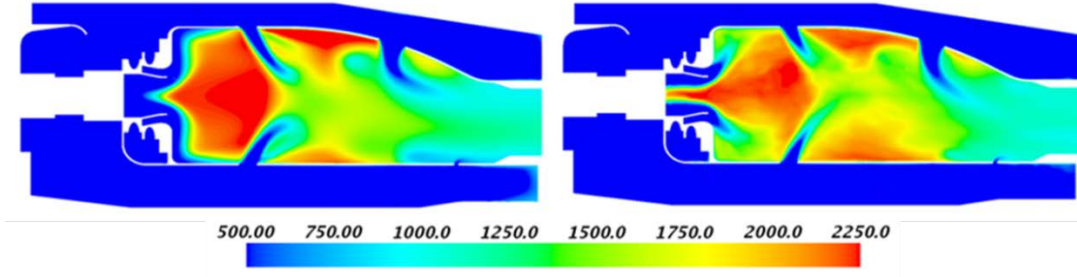


Şekil 5.49: RANS ve zaman ortalamalı LES yaklaşımında dikey çizgiler üzerinde elde edilen sıcaklık profilleri.

Yukardaki şekiller incelendiğinde hız ve sıcaklık profillerinde LES analizlerinde çok fazla salınımlar gözlemlenmiştir. Birbirlerinden oldukça farklı olan dağılımlar aşağıdaki Şekil 5.50 ve Şekil 5.51 ile gösterilen konturlarda da görülmektedir.

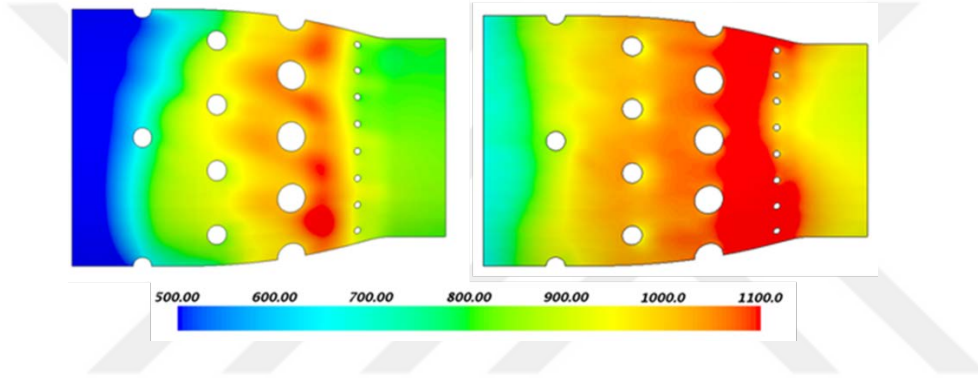


Şekil 5.50: RANS (solda) ve zaman ortalamalı LES (sağda) yaklaşımlarında orta düzlemde üzerinde elde edilen hız büyüklüğü [m/s] konturları.

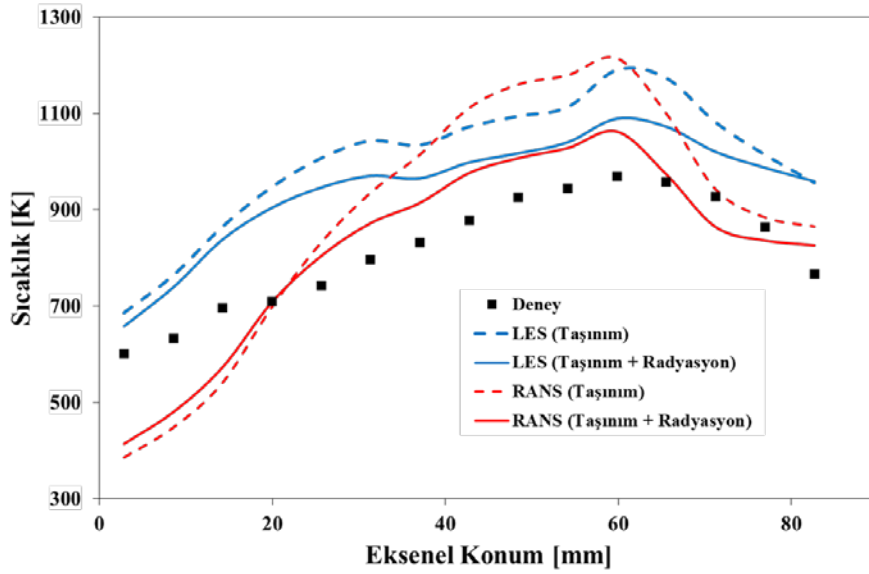


Şekil 5.51: RANS (solda) ve zaman ortalamalı LES (sağda) yaklaşımlarında orta düzlemde üzerinde elde edilen sıcaklık [K] konturları.

Tez kapsamında yoğunlaşan astar sıcaklıkları da RANS ve LES yaklaşımları için Şekil 5.52 ile karşılaştırılmıştır. Her iki astar sıcaklığı konturu da radyasyonlu analiz için verilmiştir.

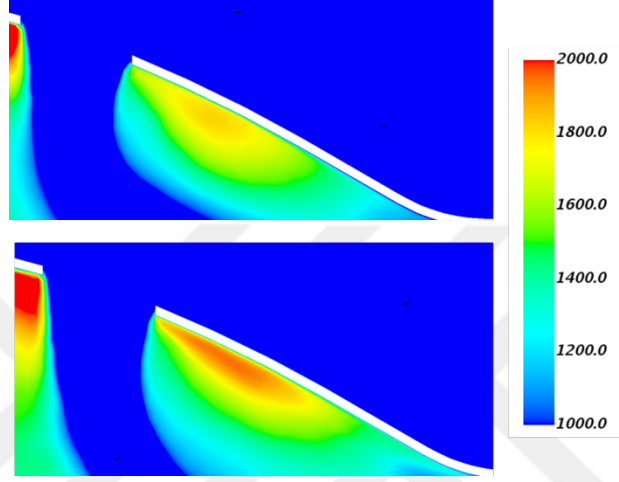


Şekil 5.52: RANS (solda) ve LES (sağda) yaklaşımlarında dış astar üzerinde elde edilen sıcaklık [K] konturları.



Şekil 5.53: RANS ve LES yaklaşımlarında dış astar üzerinde radyasyonlu ve radyasyonsuz sıcaklık dağılımı.

Bu kısımda elde edilen sonuçlar incelendiğinde LES analizlerinde elde edilen astar sıcaklık profilinin test sonuçları ile aynı eğilimde olduğu gözlemlenmiştir. Radyasyonlu ve radyasyonsuz analizler arasında LES analizlerinde RANS'a benzer farklılıklar görülmüştür. LES ile RANS'a göre daha tekdüze astar sıcaklıkları elde edilirken test sonuçlarından yaklaşık 100 K daha yüksek sıcaklıklar tahmin edilmiştir. Bunun sebebi Şekil 5.54 ile gösterildiği gibi astar yakınlarındaki gaz sıcaklıklarının LES yaklaşımında daha yüksek hesaplanmasıdır.



Şekil 5.54: RANS (yukarda) ve LES (aşağıda) analizlerinde seyreltme bölgesi astar yakını gaz sıcaklık [K] konturu.



6. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR

6.1. Sonuçlar

Bu tez çalışması kapsamında bir turbojet motor yanma odasında yanma tepkimeleri sonucu oluşan yanma gazlarının ve yanma odası iç ve dış astarlarının birbirlerine olan radyasyon ısı transferi geçişinin astar sıcaklığı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda radyasyonun dahil edilmediği ve dahil edildiği analizler durumda analizler yapılmış, dış astar üzerindeki sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Elde edilen sıcaklık dağılımları, Tusaş Motor Sanayii A.Ş. (TEI) tarafından yapılan test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bunun sonucunda radyasyon ısı transferinin hesaba katılması durumunda astar sıcaklık dağılımının daha tekdüze hale geldiği ve en sıcak astar bölgesinde sıcaklıkların azaldığı görülmüştür. Radyasyonsuz analizde en yüksek astar sıcaklığı 1310 K hesaplanırken, radyasyonlu analizde 1140 K olarak hesaplanmıştır. Aradaki 170 K fark; astardan dış kabuğa ve dış kanaldaki havaya olan radyasyon ısı transferinin, R_2 , yanma gazlarından astara transfer edilen radyasyon ısı geçişinden, R_1 , fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

Her iki durumda elde edilen Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sonuçları deney sonuçlarıyla kıyaslandığında radyasyonun dahil edildiği durumda elde edilen astar sıcaklık dağılımının test sonuçlarıyla daha uyumlu olduğu görülmüştür. Bu nedenle daha doğru astar sıcaklığı hesaplayabilmek için radyasyon ısı transferinin de yanma tepkimeleri ile birlikte modellenmesi gerekmektedir.

Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı ile yapılan bu analizlere ek olarak türbülans modellemesinde bir diğer yaklaşım olan Large Eddy Simulation (LES) ile de çalışmalar yapılmıştır. Büyük burgaçların çözümlendiği, küçük olanların ise modellendiği bu yaklaşımda alev tüpü içindeki hız ve sıcaklık dağılımının, dolayısıyla astar sıcaklıklarının RANS sonuçları ile farklarını gözlemek amaçlanmıştır. Elde edilenlere göre RANS, test sonuçları ile daha uyumlu gözükse de astar sıcaklık dağılımı eğilimi LES analizlerinde daha iyi tahmin edilmiştir. Genel olarak LES ile elde edilen astar sıcaklıkları her noktada test sonuçlarından 100 K daha

yüksek hesaplanmıştır. Bunun sebebi alev tüpü içindeki büyük burgaçların çözülmesi sonucu astar kenarlarında yüksek sıcaklıklar hesaplanmasıdır.

6.2. Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar

Bu tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçların iyileştirilmesi amacıyla sonraki aşamalarda çeşitli çalışmalar yapılması planlanmaktadır. Mevcut durumda 5 farklı tür içeren iki adımda gerçekleşen yanma mekanizması kullanılmıştır. Yanma tepkimelerinin daha ayrıntılı modellenmesi için geliştirilen Flamelet modeli kullanılarak analizlerin yapılması planlanmaktadır. Bu modellemede oluşan ara türlerin ve gerçekleşen tepkimelerin daha ayrıntılı olarak hesaba katılması ile birlikte daha gerçekçi hesaplamalar elde edilebileceği öngörülmektedir. Ayrıca bu ayrıntılı kimyasal tepkimelerin de modellenmesiyle is (soot) kaynaklı radyasyonun (luminous radiation) da hesaba katılarak alev tüpü içindeki is konsantrasyonunun hesaplanması planlanmaktadır. İs oluşumu ve bunun ısı geçişi dahil edilebildiğinde elde edilen astar sıcaklıkları ile bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması da planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Philip P Walsh and Paul Fletcher**, *Gas Turbine Performance*, 2nd ed.: Blackwell Publishing, 2004.
- [2] **Rolls-Royce**, *The Jet Engine*, Rolls-Royce PLC: Derby, (1996).
- [3] **Arthur H. Lefebvre and Dilip R. Ballal**, *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emmisions*, 3rd ed.: CRC Press, 2010.
- [4] **G.F.C Rogers, H.I.H. Saravanamuttoo H. Cohen**, *Gas Turbine Theory*, 4th ed., 1986.
- [5] **Most, A., Savary, N., Berat, C.**, "Reactive Flow Modelling of a Combustion Chamber with a Multiperforated Liner," in *43rd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Cincinnati, 2007.
- [6] **Bailey, J. C., Intile, J., Fric, T. F., Tolpadi, A. K., Nirmalan, N. V., Bunker, R. S.**, "Experimental and Numerical Study of Heat Transfer in a Gas Turbine Combustor Liner," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 125, pp. 994-1002, Ekim 2003.
- [7] **Min Kim, K., Yun, N., Heung Jeon, Y., Hyun Lee, D., Hee Cho, H., Kang, S.**, "Conjugated Heat Transfer and Temperature Distributions in a Gas Turbine Combustion Liner under Bas-Load Operation," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 24, no. 9, pp. 1939-1946, Ocak 2010.
- [8] **Gordon, R., Levy, Y.**, "Optimization of Wall Cooling in Gas Turbine Combustor Through Three-Dimensional Numerical Simulation," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, pp. 704-723, Ekim 2005.
- [9] **Silieti, M., Kassab, A. J., Divo, E.**, "Film Cooling Effectiveness: Comparison of Adiabatic and Conjugate Heat Transfer CFD Models," *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 2237-2248, Mayıs 2009.
- [10] **Sui, R., Prasianakis N. I., Mantzaras, J., Mallya, N., Theile, J., Lagrange, D., Friess, M.**, "An Experimental and Numerical Investigation of the Combustion and Heat Transfer Characteristics of Hydrogen-Fueled Catalytic Microreactors," *Chemical Engineering Science*, vol. 141, pp. 214-230, 2016.
- [11] **Duchaine, F., Mendez, S., Nicoud, A., Corpron, A., Moureau, V., Poinso, T.**, "Coupling Heat Transfer Solvers and Large Eddy Simulations for Combustion Applications," in *Center of*

Turbulence Research Proceedings of the Summer Program,
Toulouse, 2008, pp. 113-126.

- [12] **Florenciano, J. L., Bruel, P.**, "LES Fluid–Solid Coupled Calculations for the Assessment of Heat Transfer Coefficient Correlations over Multi-Perforated Walls," *Aerospace Science and Technology*, vol. 53, pp. 61-73, 2016.
- [13] **Brambilla, A., Frouzakis, C. E., Mantzaras, J., Tomboulides, A., Kerkemeier, S., Boulouchos, K.**, "Detailed Transient Numerical Simulation of H₂/Air Hetero-/Homogeneous Combustion in Platinum-Coated Channels with Conjugate Heat Transfer," *Combustion and Flame*, vol. 161, pp. 2692-2707, 2014.
- [14] **Galoul, V., Reulet, P., Laroche, E., Millan P.**, "Experimental and Numerical Investigation of an Unsteady Conjugate Heat Transfer Case," in *10th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*, Chicago, 2010.
- [15] **Majumdar, A., Ravindran, S. S.**, "Numerical Prediction of Conjugate Heat Transfer in Fluid Network," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 27, no. 3, pp. 620-630, May 2011.
- [16] **Zhao, Q., Sheng, C.**, "Conjugate Heat Transfer Prediction of the Effusion Cooled Plate," in *39th AIAA Thermophysics Conference*, Miami, 2007.
- [17] **Kumar, G., Drennan, S.**, "Simulations of the Effect of Velocity Ratios on an Effusion Cooled Combustor Wall with Adaptive Mesh Refinement CFD and Conjugate Heat Transfer," in *51st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Orlando, 2015.
- [18] **Wang, J., Wang, M., Li, Z.**, "A Lattice Boltzmann Algorithm for Fluid–Solid Conjugate Heat Transfer," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, pp. 228-234, 2007.
- [19] **Mazur, Z., Hernandez-Rossette, A., Garcia-Illescas, R., Luna-Ramirez, A.**, "Analysis of Conjugate Heat Transfer of a Gas Turbine First Stage Nozzle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1796-1806, 2006.
- [20] **Paul, S. C., Paul, M. C.**, "Radiative Heat Transfer during Turbulent Combustion Process," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 1-6, 2010.
- [21] **Garten, B., Hunger, F., Messig, D., Stelzner, B., Trimis, D., Hasse, C.**, "Detailed Radiation Modeling of a Partial-Oxidation Flame," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 87, pp. 68-84, 2015.
- [22] **Harmandar, S., Selçuk, N.**, "The Method of Lines Solution of Discrete Ordinates Method for Radiative Heat Transfer in Cylindrical Enclosures," *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, vol. 84, pp. 395-407, 2004.
- [23] **Kayakol, N., Selçuk, N., Campbell, I. Gulder, Ö. L.**, "Performance of Discrete Ordinates Method in a Gas Turbine Combustor

- Simulator," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 21, pp. 134-141, 2000.
- [24] **Jones, W. P., Paul, M. C.**, "Combination of DOM with LES in a Gas Turbine Combustor," *International Journal of Engineering Science*, vol. 43, pp. 379-397, 2005.
- [25] **T. Poinso**. (2013) Princeton University. [Online]. <https://www.princeton.edu>
- [26] **Oliveira, G. L., Santos, L. C. C., Trapp, L. G., Almeida, O.**, "Conjugate Heat Transfer Methodology for," in *21st Applied Aerodynamics Conference*, Orlando, 2003.
- [27] **Gövert, S., Mira, D., Zavala-Ake, M., Kok, J. B. W., Vázquez, M., Houzeaux, G.**, "Heat Loss Prediction of a Confined Premixed Jet Flame using a Conjugate Heat Transfer Approach," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 107, pp. 882-894, 2017.
- [28] **Khademi, M.**, "Effect of Thermal Radiation on Temperature Differential in Micro-Channels Filled with Parallel Porous Media," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 99, pp. 228-237, 2016.
- [29] **Goebel, F., Kniesner, B., Frey, M., Knab, O., Mundt, C.**, "Radiative Heat Transfer Analysis in Modern Rocket Combustion Chambers," *CEAS Space Journal*, vol. 6, pp. 79-98, 2014.
- [30] **Gonçalves dos Santos, R., Lecanu, M., Ducruix, S., Gicquel, O., Iacona, E., Veynante, D.**, "Coupled Large Eddy Simulations of Turbulent Combustion and Radiative Heat Transfer," *Combustion and Flame*, vol. 152, pp. 387-400, 2008.
- [31] **Du, L., Xie, M.**, "Numerical Prediction of Radiative Heat Transfer in Reciprocating Superadiabatic Combustion in Porous Media," *Journal of Environmental Sciences*, vol. 23, pp. 26-31, 2011.
- [32] **di Mare, F., Jones, W. P., Menzies, K. R.**, "Large Eddy Simulation of a Model Gas Turbine Combustor," *Combustion and Flame*, vol. 137, pp. 278-294, 2004.
- [33] **Clements, A., Black, S., Szuhánszki, J. Stechly, K., Pranzitelli, A., Nimmo, W., Pourkashanian, M.**, "LES and RANS of Air and Oxy-Coal Combustion in a Pilot-Scale Facility: Predictions of Radiative Heat Transfer," *Fuel The Science and Technology of Fuel and Energy*, vol. 2015, pp. 146-155, 2015.
- [34] **Edge, P., Gubba, S. R., Ma, L., Porter, R., Pourkashanian, M., Williams, A.**, "LES Modelling of Air and Oxy-Fuel Pulverised Coal Combustion - Impact on Flame Properties," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 33, pp. 2709-2716, 2011.
- [35] **Crocker, D. S., Nickolaus, D., Smith, C. E.**, "CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor From Compressor Exit to Turbine Inlet," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 121, pp. 89-95, 1999.

- [36] **Jiang, L. Y., Campbell, I.**, "Prandtl/Schmidt Number Effect on Temperature Distribution in a Generic Combustor," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 322-330, 2009.
- [37] **Serhan Dönmez**, "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.
- [38] **Ender Çelik**, "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.
- [39] **Doğrudil, M., Çelik, E., Uslu, S.**, "Computations of an Aero Engine Gas Turbine Combustor Liner Temperature Using a Conjugate Heat Transfer Methodology," in *8th Ankara International Aerospace Conference*, Ankara, 2015.
- [40] **Mahmut Doğrudil**, "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.
- [41] **H. Tenekkes ve John. L. Lumley**, *A First Course in Turbulence.*: The MIT Press, 1972.
- [42] **Lewis F. Richardson**, *Weather Prediction by Numerical Process.*: Cambridge, The University Press, 1922.
- [43] **A. N. Kolmogorov**, "The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Number," *Doklay Akademii Nauk SSSR*, vol. 30, pp. 299-303, 1941.
- [44] **R.D. Moser, P. Moin**, *Direct Numerical Simulation of Curved Turbulent Channel Flow.*: Stanford University, 1984.
- [45] **T. Poinso ve Denis Veynante**, *Theoretical and Numerical Combustion*, 2nd ed., 2005.
- [46] **H. Versteeg ve W. Malalasekera**, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. New Jersey: Prentice Hall, 2007.
- [47] **J. Warnatz, U. Maas, and R.W. Dibble**, *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. Berlin: Springer, 2012.
- [48] **W. P. Jones and B.E. Launder**, "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, 1972.
- [49] **T. H. Shih, A. Shabbir W. W. Liou, Z. Yang, and J. Zhu**, "A New k-ε Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows," *Computers Fluids*, vol. 24, no. 3, pp. 227-238, 1995.

- [50] **D.C. Wilcox**, *Turbulence Modelling for CFD*. California: DCW Industries Inc., 1998.
- [51] **F.R. Menter**, "Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows," in *24th Fluid Dynamics Conference*, Orlando, 1993.
- [52] **F.R. Menter**, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [53] **Y.Y. ve Pope, S.B. Lee**, "Nonpremixed Turbulent Reacting Flow Near Extinction," *Combustion and Flame*, vol. 101, no. 4, pp. 501-528, 1995.
- [54] **D.B. Spalding**, "Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames," in *13th Symposium on Combustion of the Combustion Institute*, Pittsburgh, 1970.
- [55] **B.F., Hjertager, B.H., Magnussen**, "On the Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," in *mposium (International) on Combustion*, 1976.
- [56] **P. Cathonnet, M. Dagaut**, "The Ignition, Oxidation, and Combustion of Kerosene: A Review of Experimental and Kinetic Modeling," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, pp. 48-92, 2006.
- [57] **Black D.L. Meredith K.V.**, "Automated Global Mechanism Generation for Use in CFD Simulations," in *4th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Nevada, 2006.
- [58] **Michael F. Modest**, *Radiative Heat Transfer*, 3rd ed., 2013.
- [59] **Yucel Saygin and Sitki Uslu**, "Comparison of RANS and LES on Gas Turbine Combustor Liner Temperature using Conjugate Heat Transfer (CHT) Methodology," in *International Society of Airbreathing Engines*, Manchester, 2017.
- [60] **Ahmet Topal, Sitki Uslu, Ender Celik, and Haydar Battaloglu**, "Design of an Atmospheric Combustor Test Rig for Small Aero Engine Applications," in *ISABE-2013*, 2013.
- [61] **SIEMENS**, "Star CCM+ Documentation," Siemens PLM Software, 2016.
- [62] **John M. Cimbala Yunus A. Çengel**, *Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları.*, 2011.
- [63] **A. Corpron, V. Moureau, T. Poinsot, F. Duchaine, S. Mendez F. Nicoud**, "Coupling Heat Transfer Solvers and Large Eddy Simulations for Combustion Applications," in *Center of Turbulence Research Proceedings of the Summer Program*, 2008, pp. 113-126.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Yücel Saygın
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 16.05.1992 Altındağ
E-posta : sayginyucel@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Nükleer Enerji Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2015-2017	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2017-	TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.	Mühendis

YABANCI DİL: İngilizce, Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN 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, AIAA Propulsion & Energy Forum and Exposition, Salt Lake City, Utah
- **Saygin. Y.**, UsLu S., 2017. Comparison of RANS and LES on Gas Turbine Combustor Liner Temperature using Conjugate Heat Transfer (CHT) Methodology, The International Conference on Airbreathing Engines, Manchester, England, 2017