T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TURBOJET MOTORUN AERODİNAMİK TASARIMI

ÖNDER YILMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2021

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TURBOJET MOTORUN AERODİNAMİK TASARIMI

ÖNDER YILMAZ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DR. ÖĞR. ÜYESİ SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2021

T.R.

GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

A TURBOJET ENGINE AERODYMANIC DESIGN

ÖNDER YILMAZ

A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR

ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE

2021

GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	**YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU**

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 24/06/2021 tarih ve 2021/08 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 14/07/2021 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Önder YILMAZ'ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE
(TEZ DANIŞMANI) : Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen ÜNVERDİ

ÜYE : Prof. Dr. İlyas KANDEMİR

ÜYE : Prof. Dr. Erkan AYDER

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
..…/…../…… tarih ve ……/…..... sayılı kararı.

ÖZET

Gelişen teknoloji ile askeri havacılık alanında geleneksel platformlara rakip olarak küçük, düşük maliyetli ve amaca özel tasarlanmış İHA ve seyir füzelerinin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Bu alanda yapılan çalışmalar İHA ve seyir füzelerinin çeşitliliğini artırmaktadır. Çeşitlenen platformlar ile beraberinde motor ihtiyacı oluşmaktadır. Bu çalışma kapsamında İHA ve seyir füzelerinde kullanılabilecek küçük jet motorları sınıfına giren bir turbojet motorun aerodinamik tasarımı yapılmıştır. Tasarıma termodinamik hesaplardan başlanmıştır. Termodinamik hesaplar ile sınır koşulları belirlenen motor bileşenlerinin aerodinamik tasarımları yapılmıştır. Bu bileşenler eksenel kompresör, halka tipi yanma odası, eksenel türbin ve daralan egzoz nozulsidir. Bileşenlerin ön tasarımları yazılan programlar ile yapılmıştır. Ön tasarımlardan elde edilen geometriler HAD analizleri ile incelenmiş ve tasarımlarda istenilen sonuçlara ulaşılana kadar tasarım yenilemesi yapılmıştır. Bileşenlerin nihai tasarımları sonrası kompresör ve türbin performans haritaları HAD analizleri ile çıkarılarak motor performans hesaplamaları yapılmıştır. Performans hesaplarında motorun farklı uçuş hızları ve irtifalarda surge, choke limitlerini aşmadan başarılı bir şekilde çalıştığı görülmüştür. Sonuç olarak İHA ve seyir füzelerinde kullanılabilecek küçük çaplı, düşük yakıt tüketimli ve yüksek bileşen verimli bir turbojet motorun aerodinamiği tasarlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Turbojet Motor, Küçük Jet Motoru, Füze Motoru, İHA Motoru.

SUMMARY

As a rival to traditional platforms with the developing technology, the use of small, low-cost and purpose-designed UAVs and cruise missiles is becoming widespread in military aviation. Studies in this field increase the diversity of UAVs and cruise missiles. With the increasing platform types, there is a need for engine. Within the scope of this study, the aerodynamic design of a turbojet engine, which is in the class of small jet engines that can be used in UAVs and cruise missiles, has been made. The design started from thermodynamic calculations. Aerodynamic designs of engine components whose boundary conditions were determined by thermodynamic calculations were made. These components are axial compressor, annular type combustion chamber, axial turbine and converging exhaust nozzle. The preliminary designs of the components are made with the programs written. The geometries obtained from the preliminary designs were examined by CFD analysis and the design was renewed until the desired results were achieved in the designs. After the final design of the components, the compressor and turbine performance maps were generated with CFD analysis and engine performance calculations were made. In performance calculations, it has been observed that the engine operates successfully at different flight speeds and altitudes without exceeding the surge and choke limits. As a result, the aerodynamics of a small diameter, low fuel consumption and high component efficiency turbojet engine that can be used in UAVs and cruise missiles has been designed.

Key Words: Turbojet Engine, Small Jet Engine, Missile Engine, UAVs Engine.

TEŞEKKÜR

Başta, yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen ÜNVERDİ'ye,

Mühendislik hayatıma yön vererek turbo makineler konusunda bana çalışma imkanı sağlayan işverenim Edip SEVİNÇER'e

ve göstermiş olduğu fedakarlık ve desteklerinden dolayı sevgili eşim Müşerref YILMAZ'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLOLAR DİZİNİ	xx
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	2
2. KÜÇÜK JET MOTORLARI	4
2.1. Küçük Jet Motorlarında Eksenel Kompresör Uygulaması ve Örnekleri	9
3. MOTOR AERODİNAMİK TASARIMI	14
3.1. Termodinamik Tasarım ve Ön Boyutlandırma	16
3.1.1. Turbojet Motorlarda Basınç Oranı ve T4 Sıcaklığı Etkileri	17
3.1.2. Motor Termodinamik Modeli	20
3.2. Kompresör Tasarımı	32
3.2.1. Kompresör Tasarımı HAD Analizleri	48
3.2.2. Kompresör Tasarımı Mekanik Değerlendirmesi	56
3.3. Yanma Odası Tasarımı	59
3.3.1. Geleneksel Yanma Odası Tasarımı ve HAD Analizleri	67
3.3.2. Tümleşik Çoklu Atomizerli Yanma Odası Tasarımı ve HAD Analizleri	92
3.4. Türbin Tasarımı	107
3.4.1. Türbin Tasarımı ve HAD Analizleri	116
3.4.2. Türbin Tasarımı Mekanik Değerlendirmesi	124
3.5. Egzoz Nozulu Tasarımı ve HAD Analizleri	126
4. MOTOR PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ	139
5. SONUÇLAR ve YORUMLAR	156

KAYNAKLAR 159
ÖZGEÇMİŞ 162
EKLER 163

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Kısaltmalar		**Açıklamalar**
T4	:	Yanma odası çıkış sıcaklığı
T8	:	Egzoz nozul çıkış sıcaklığı
P	:	Basınç
ρ	:	Özgül ağırlık
V	:	Hız
Cp	:	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi
Cx	:	Karbon bileşikleri
NOx	:	Azot oksit bileşikleri
wc	:	Kompresör işi
ω	:	Açısal hız
τ	:	Tork, Yanma odası kalış süresi
Δ	:	Fark
m	:	Kütlesel debi
h_t	:	Toplam entalpi
r	:	Yarıçap
r_1	:	Giriş yarıçapı
r_2	:	Çıkış yarıçapı
CΘ	:	Teğetsel hız
$C_{\theta 2}$	.	Çıkış teğetsel hız
$C_{\theta 1}$	:	Giriş teğetsel hız
h_{t2}	:	Çıkış toplam entalpisi
h_{t1}	:	Giriş toplam entalpisi
C_1	:	Giriş hızı
α_1	:	Giriş akış açısı
C_2	:	Çıkış hızı
α_2	:	Çıkış akış açısı
C_3	:	Stator çıkış hızı
α_3	:	Stator çıkış akış açısı
W_1	:	Giriş bağıl hız

W_2	:	Çıkış bağıl hız
U	:	Kanat dönüş çevresel hızı
C_{m1}	:	Giriş meridyonel hızı
C_{m2}	:	Çıkış meridyonel hızı
β_1	:	Giriş kanat açısı
β_2	:	Çıkış kanat açısı
A	:	Alan
Q	:	Hacimsel debi, Hacimsel oran
Hs	:	Statik entalpi
Ht	:	Toplam entalpi
Pt	:	Toplam basınç
Tt	:	Toplam sıcaklık
V1	:	İterasyon başlangıç hızı
ro	:	Özgül ağırlık
ro_1	:	İterasyon başlangıç özgül ağırlığı
D	:	Damlacık çapı
X	:	Sabit katsayı
q	:	Sabit katsayı
η_Θ	:	Yanma odası verim fonksiyonu
P_3	:	Kompresör çıkış basıncı
A_{ref}	:	Yanma odası kesit referans alanı
D_{ref}	:	Yanma odası referans çapı
T_3	:	Kompresör çıkış sıcaklığı
$\dot{m}_A$	:	Yanma odası alev tüpü kütlesel hava debisi
Ω	:	Yanma odası yükleme parametresi
m_3	:	Kompresör çıkış kütlesel hava debisi
V_{at}	:	Alev tüpü hacmi
I_c	:	Yanma şiddeti
η_c	:	Yanma odası verimi
U_{ref}	:	Yanma odası kesiti referans hızı
A_{at}	:	Alev tüpü referans kesit alanı
L_{at}	:	Alev tüpü boyu
q_{ref}	:	Yanma odası referans dinamik basınç

ΔP_{3-4}	:	Yanma odası basınç düşümü
R	:	Yarıçap
ΔP_h	:	Yanma reaksiyonu ile oluşan basınç düşümü
A_3	:	Kompresör çıkış pasaj alanı
A_{31}	:	Difizör çıkış pasaj alanı
PF	:	Yanma odası çıkış sıcaklık profil faktörü
T_{max}	:	Yanma odası çıkış en yüksek sıcaklık
ΔP_{at}	:	Alev tüpü basınç düşümü
D_{at}	:	Alev tüpü çapı
L_S	:	Sirkülasyon bölgesi boyu
D_{HD}	:	Hava döndürücü çapı
$\dot{m}_{HD}$	:	Hava döndürücüden geçen kütlesel hava debisi
ΔP_{HD}	:	Hava döndürücü basınç düşümü
K_{HD}	:	Sabit katsayı
Θ	:	Kanat açısı, Açı, Yanma odası verim fonksiyon parametresi, Delik jet akışı açışı
A_{HD}	:	Hava döndürücü akış kesit alanı
HD_s	:	Hava döndürücü döngü sayısı
D_k	:	Hava döndürücü iç çapı
L_B	:	Yanma odası birincil bölge boyu
$L_İ$	:	Yanma odası ikincil bölge boyu
L_{SB}	:	Yanma odası seyreltme bölgesi boyu
m_h	:	Alev tüpü deliğinden geçen havanın kütlesel debisi
P_1	:	Alev tüpü dışı serbest akış toplam basıncı
CD	:	Debi katsayısı
A_h	:	Alev tüpü delik alanı
P_j	:	Alev tüpü deliğinden geçen hava jetinin statik basıncı
K	:	Alev tüpü dışı ile delik jet akışının dinamik basınç oranı
d_j	:	Delik jet çapı
u_j	:	Delik jet hızı
CD_x	:	İdeal debi katsayısı
T_o	:	Yanma odası ortalama gaz sıcaklığı
R	:	Gaz sabiti

UHC	:	Yanmamış hidrokarbon
η	:	Verim
wt	:	Türbin gücü
A_9	:	Daralan genişleyen egzoz nozulu çıkış alanı
A_8	:	Nozul boğaz alanı
P_8	:	Nozul boğazındaki toplam basınç
P_0	:	Atmosfer basıncı
CAD	:	Computer Aided Design
CNC	:	Computer Numeric Control
CO	:	Karbonmonoksit
CO2	:	Karbondioksit
HAD	:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
H2O	:	Su
İHA	:	İnsansız Hava Aracı
LHV	:	Lower Heating Value
NASA	:	National Aeronautics and Space Administration
NIST	:	National Institute of Standarts and Technology
N2	:	Azot
OTDF	:	Overall Temperature Distribution Factor
O2	:	Oksijen
RGP	:	Real Gas Properties File
RTDF	:	Radial Temperature Distribution Factor
SOM	:	Stand Off Mühimmatı
SST	:	Shear Stress Transport
TAI	:	Turkish Aerospace Industries

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil No:		Sayfa
1.1:	Transonik akış rejimlerinin başlangıcı.	3
2.1:	Küçük jet motoru kesiti.	4
2.2:	Santrifüj kompresör çarkı.	5
2.3:	Yanma odası.	6
2.4:	Eksenel türbin.	7
2.5:	Daralan egzoz nozulu.	8
2.6:	Eksenel kompresör.	10
2.7:	Safran TR40 eksenel kompresörlü turbojet motoru.	11
2.8:	GOJET art yakıcı testi.	12
2.9:	Bladon firmasının eksenel kompresörlü küçük turbojet motoru.	12
2.10:	TJ300 turbojet motoru.	13
2.11:	KTJ3200 turbojet motoru.	13
3.1:	TR40 motor modeli kesiti.	15
3.2:	Çizilen motor kesit modeli.	15
3.3:	Brayton çevrim şeması.	16
3.4:	Basınç oranının motor parametrelerine etkisi.	17
3.5:	T4 sıcaklığının motor parametrelerine etkisi.	19
3.6:	Termodinamik modelleme programı ana sayfası.	22
3.7:	Türbin kanat malzemeleri ve çalışma sıcaklıkları.	23
3.8:	Türbin kanat çalışma sıcaklıkları ve soğutulma durumları.	24
3.9:	Motor net itki grafiği.	29
3.10:	Motor kütlesel hava debisi grafiği.	29
3.11:	Motor yakıt tüketimi grafiği.	30
3.12:	Motor egzoz nozulu gaz çıkış hızı grafiği.	30
3.13:	Motor özgül yakıt tüketimi grafiği.	31
3.14:	Motor basit kesit geometrisi.	31
3.15:	Kanat ucu Mach sayısı ile kompresör basınç oranı değişimi.	33
3.16:	Kanat ucu Mach sayısı ve kanat yükünün basınç oranı ile değişimi.	34
3.17:	Kompresör tasarım programı ana sayfası.	36
3.18:	Tasarlanan kompresörün nokta bulutu geometrisi.	37

3.19: Tasarlanan kompresörün üç boyutlu geometrisi. 37
3.20: Kompresör hız üçgenleri. 38
3.21: Sıkıştırılabilir akış iteratif hız alan hesaplama şematiği. 41
3.22: Kompresör kademe verim girdileri. 42
3.23: Kompresör kanat Mach sayıları. 43
3.24: Kompresör kademelerindeki entalpi artışları. 44
3.25: Kompresör tasarımı pasaj profili ve kanat yerleşimi. 44
3.26: Kompresör kanat profilleri. 45
3.27: Kompresör kanat katılık oranı ile atak açısı arasındaki ilişki. 46
3.28: Kompresör birinci kademe rotor yapısal mesh görseli. 49
3.29: Kompresör HAD analizi program arayüzü. 50
3.30: HAD analiz sonucu hesaplanan kompresör verimleri. 51
3.31: Kompresör pasajındaki akım çizgileri. 51
3.32: Kompresör kademelerinde toplam basınç dağılımı. 52
3.33: Kompresör kademelerinde meridyonel hız dağılımı. 52
3.34: Kompresör kademelerinde meridyonel izentropik verim dağılımı. 53
3.35: Kompresör 0.9 pasaj yükseklik oranındaki Mach sayısı dağılımı. 54
3.36: a) Optimize edilmiş kanat yükü, b) Optimize edilmemiş kanat yükü. 55
3.37: Kompresör kanatlarındaki statik basınç dağılımı. 56
3.38: Kompresör rotor1 gerilme dağılımı. 57
3.39: Kompresör rotor2 gerilme dağılımı. 57
3.40: Kompresör rotor3 gerilme dağılımı. 58
3.41: Kompresör rotor4 gerilme dağılımı. 58
3.42: Yakıt basıncı ile değişen damlacık çap dağılımı. 61
3.43: Buharlaştırmalı atomizer tipi. 63
3.44: Pilot hava parçalamalı atomizer kesiti. 64
3.45: Basit basınç atomizeri damlacık dağılım karakteristiği. 65
3.46: Rosin ve Rammler denklemi ile test sonuçlarının kıyaslanması. 65
3.47: Basit basınç atomizeri görseli ve kesiti. 66
3.48: Yama odası bölgeleri ve bileşenleri. 68
3.49: Yanma odası bölgelerindeki hava dağılımı. 69
3.50: Yanma verimi. 70
3.51: Hava döndürücü tipleri ve şematik gösterimleri. 74

3.52: Debi katsayısının delik tipi ve K parametresi ile değişimi. 76
3.53: Alev tüpünden yanma odasına giriş yapan akışın şematiği. 77
3.54: Farklı delik tipleri için jet açısının K ile değişimi. 78
3.55: Hedeflenen çıkış sıcaklık profili. 80
3.56: Yanma odası karbon balans ve termodinamik verim ilişkisi. 81
3.57: Yanma odası kesit geometrisi. 81
3.58: Yanma odası üç boyutlu geometrisi. 82
3.59: Hava döndürücü geometrisi. 82
3.60: Yanma odası HAD analiz program arayüzü. 83
3.61: Yanma odası mesh kesiti. 84
3.62: Ansys CFX yanma modeli kıyaslaması. 85
3.63: Yanma odası merkez hattı akım çizgileri. 86
3.64: Yanma odası merkez hattı mutlak basınç dağılımı. 87
3.65: Yanma odası merkez hattı sıcaklık dağılımı. 88
3.66: Yanma odası merkez hattı oksijen dağılımı. 89
3.67: Yanma odası merkez hattı karbonmonoksit dağılımı. 89
3.68: Yanma odası 1600 °K'den sıcak gaz bölgesi. 90
3.69: Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı. 91
3.70: Yanma odası çıkış sıcaklık profili. 91
3.71: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası kesiti. 93
3.72: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası 3 boyutlu modeli. 94
3.73: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası HAD sektör modeli. 95
3.74: Yanma odası HAD analizi program arayüzü. 95
3.75: Yanma odası mesh kesiti. 96
3.76: Yanma odası merkez hattı hız dağılımı. 97
3.77: Yanma odası hava döndürücü önü sirkülasyon bölgeleri. 98
3.78: Yanma odası hava döndürücü önü sirkülasyon akım çizgileri. 99
3.79: Yanma odası orta kesiti akış döngüleri. 99
3.80: Yanma odası kesiti sıcaklık dağılımı. 100
3.81: Yanma odası 1600 °K'den sıcak gaz bölgeleri. 101
3.82: Yanma odası kesiti oksijen dağılımı. 101
3.83: Yanma odası kesiti karbonmonoksit dağılımı. 102
3.84: Yanma odası kesiti zengin yakıt karışımı bölgesi. 103

3.85: Yanma odası kesiti mutlak basınç dağılımı. 103
3.86: Yanma odasına püskürtülen sıvı yakıt. 104
3.87: Alev tüpü metal sıcaklık dağılımı. 105
3.88: Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı. 106
3.89: Yanma odası çıkış sıcaklık profili. 107
3.90: Türbin tasarım programı. 109
3.91: Tasarlanan türbin nokta bulutu geometrisi. 110
3.92: Tasarlanan türbin üç boyutlu geometrisi. 110
3.93: Türbin hız üçgenleri. 111
3.94: a) Türbin pasaj profili, b) Türbin kanat yerleşimi. 114
3.95: Türbin tasarım programında kullanılan kanat profili. 115
3.96: a) Kanat gerilmesi azaltılmış değişken kanat yüklü rotor tasarımı, b) Yüksek kanat gerilmeli sabit kanat yüklü rotor tasarımı. 116
3.97: Türbin rotor yapısal mesh görseli 117
3.98: Türbin HAD analiz program arayüzü. 117
3.99: Türbin 0.1-0.5-0.9 pasaj yükseklik oranlarındaki akım çizgileri. 119
3.100: Türbin akım çizgileri. 119
3.101: Türbin 0.1-0.5-0.9 pasaj yüksekliklerindeki statik basınç dağılımı. 120
3.102: a) Stator 0.1 pasaj yükseklik oranındaki Mach sayısı dağılımı, b) Rotor 0.9 pasaj yükseklik oranındaki Mach sayısı dağılımı. 121
3.103: a) Meridyonel toplam basınç dağılımı, b) Meridyonel sıcaklık dağılımı, c) Meridyonel izentropik verim dağılımı. 122
3.104: Türbin kanatlarındaki statik basınç dağılımı. 123
3.105: Inconel 173C malzemesi sıcaklığa bağlı mekanik özellikleri. 124
3.106: Türbin rotoru gerilme dağılımı. 125
3.107: Nozul basınç oranı ile nozul alan oranı ilişkisi grafiği. 127
3.108: Nozul basınç oranı ile nozul tipi ilişkisi grafiği. 127
3.109: Nozul basınç oranı ile alan oranının nozul performansına etkisi. 128
3.110: İteratif nozul alan hesaplama şematiği. 129
3.111: Nozul Mach sayısı, alan ve statik basınç ilişkisi. 130
3.112: Nozul tasarım programı. 132
3.113: Nozul kesit geometrisi. 132
3.114: Nozul alan değişimi. 133

3.115: Nozul ve çıkış atmosfer hacmi mesh kesiti. 134
3.116: Nozul türbin birleşik HAD analizi program arayüzü. 134
3.117: Nozul ve çıkış hız dağılımı. 135
3.118: a) Eksik genişleme kaplan kuyruğu yapısı, b) Fazla genişleme kaplan kuyruğu yapısı. 136
3.119: Nozul çıkışı gerçek kaplan kuyruğu görseli. 136
3.120: Nozul ve çıkış Mach sayısı dağılımı. 137
3.121: Nozul ve çıkış basınç dağılımı. 137
3.122: Türbin ve nozul basınç dağılımı. 138
3.123: Türbin ve nozul jet akım çizgileri. 138
4.1: Kompresör basınç oranı performansı. 139
4.2: Kompresör izentropik verim performansı. 140
4.3: Kompresör performans haritası. 140
4.4: Türbin basınç oranı performansı. 141
4.5: Türbin izentropik verim performansı. 141
4.6: Türbin performans haritası. 142
4.7: Nihai motor Gasturb modeli sonuçları. 142
4.8: Motor net itki performansı. 143
4.9: Motor dönüş hızı değişimi. 144
4.10: Motor özgül yakıt tüketimi performansı. 145
4.11: Motor surge performansı. 146
4.12: Motor kütlesel debi değişimi. 147
4.13: Motor yakıt tüketimi değişimi. 147
4.14: Kompresör çıkış toplam sıcaklık değişimi. 148
4.15: Kompresör çıkış toplam basınç değişimi. 148
4.16: Kompresör haritası çalışma noktaları. 149
4.17: Türbin haritası çalışma noktaları. 149
4.18: Kompresör operasyon hattı ve noktaları. 151
4.19: Türbin operasyon hattı ve noktaları. 151
4.20: Motor hızlanma verileri. 152
4.21: Kompresör operasyon hattı. 153
4.22: Türbin operasyon hattı. 153
4.23: Motor egzoz nozul basınç oranı. 154

4.24: Motorların nozul basınç oranı ve seyir hızı ilişkisi. 155
5.1: Motor aerodinamik tasarım kesiti. 156
5.2: Motor üç boyutlu modeli. 156

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo No:		Sayfa
3.1:	Termodinamik model programı girdi sınır koşulları.	26
3.2:	Termodinamik model programının sonuçları.	27
3.3:	Termodinamik hesapların kıyaslanması.	28
3.4:	Kompresör tasarım programı girdileri.	39
3.5:	Kademe basınç oranları.	43
3.6:	Kompresör kanat açıları.	46
3.7:	Kompresör kanat sayıları ve katılık oranları.	47
3.8:	Kompresör kademelerinin reaksiyon oranları.	47
3.9:	Kompresör HAD analiz sonuçları.	50
3.10:	Yanma odası sınır koşulları.	60
3.11:	Atomizer çeşitleri.	62
3.12:	Hava döndürücü tasarım değerleri.	74
3.13:	Geleneksel yanma odası HAD analiz sonuçları.	85
3.14:	Egzoz gazı karışım içeriği.	86
3.15:	Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası HAD analiz sonuçları.	96
3.16:	Egzoz gazı karışım içeriği.	97
3.17:	Türbin tasarım sınır koşulları.	108
3.18:	Türbin tasarım programı girdileri.	112
3.19:	Türbin tasarım programı çıktıları.	113
3.19:	(Devamı) Türbin tasarım programı çıktıları.	114
3.20:	Türbin HAD analiz sonuçları ve kıyaslaması.	118
3.21:	Nozul türbin birleşik HAD analiz sınır koşulları ve sonuçları.	135
5.1:	Motor çıktısı teknik özellikleri.	157
5.2:	Tasarlanan motor ile TEI TJ300 motorunun kıyaslanması.	157

1. GİRİŞ

Turbojet motorlar atmosferden aldıkları havayı kompresör ile basınçlandırırlar. Basınçlandırılmış havanın sıcaklığı yanma odasında yakılan yakıt ile artırılır. Yanma odası çıkışında basınçlandırılmış ve yüksek sıcaklıktaki gazın bir kısmı kompresöre güç sağlayan türbinde genişletilerek sıkıştırma işi için gerekli olan güç sağlanır. Türbin çıkışında hala atmosfer basıncından yüksek basınçtaki sıcak gaz egzoz nozulunda atmosfer basıncına genişletilerek gaz hızlandırılır. Egzoz nozulundan çıkış yapan gazın momentumu kadar Newton yasası gereği ters yönde itki kuvveti oluşur. Benzer şekilde pervanelerde kanat geometrileri ile atmosferden aldıkları havayı hızlandırarak havaya momentum kazandırırlar. Bu momentuma zıt yönde pervane kanatlarında itki kuvveti oluşur. Jet motoru ve pervanelerde oluşan zıt yöndeki net itme kuvveti akışkanın giriş çıkış momentum farkı kadardır. Atmosferden alınan havanın momentumu, platformun uçuş hızının fonksiyonudur. Uçuş hızı arttıkça sabit net momentum için dışarı atılan akışkanın momentumunun da artması gerekir. Bu durum yüksek hızlarda uçuş için jet motorlarını gerekli kılmaktadır. Jet motorlarında egzoz nozulundaki basıncın atmosfer basıncına genişletilmesi ile akışkan ses üstü jet hızlarına çıkartılabilir. Böylece jet motorları, uçakları ses üstü hızlarda uçurmak için gerekli itkiyi sağlarlar. Pervaneler mekanik yapı limitleri, dönüş hızları, kanat geometrileri, kanat ucu hızları gibi limitlerden dolayı akışkana kazandırabilecekleri hız limitlidir. Pervaneli uçaklar için örnek olarak TAI tarafından geliştirilen HÜRKÜŞ eğitim uçağının hızı 0.38 Mach'dır. Jet motorlu savaş uçakları ise iki Mach ve daha yüksek hızlarda uçabilmektedirler. Motor performanslarına etkiyen bir diğer parametre havanın yoğunluğudur. Artan irtifa ile hava yoğunluğu düştüğü için motordan geçen havanın kütlesel debisi de azalır. Azalan kütlesel debi itkinin azalmasına sebep olur. Yüksek sıkıştırma oranlı motorlar irtifadaki güç veya itki düşüşüne karşı avantajlıdır. Atmosferik bir motora göre sıkıştırma oranları kadar daha fazla havayı motor içine aldıkları için yüksek irtifalarda da çalışabilme kabiliyetleri vardır. Pistonlu motorların havacılık uygulamalarında bu dezavantajlarının giderilip performanslarının artırılması için turboşarjırlar ile aşırı besleme yapılır. Turboşarjırların sıkıştırma oranları jet motorlarına kıyasla çok daha düşük oldukları için yüksek irtifalarda jet motorlarının gösterdiği performansı sağlayamazlar. Havacılık motorlarında bir diğer önemli başlık ağırlıktır. Ağırlık güç

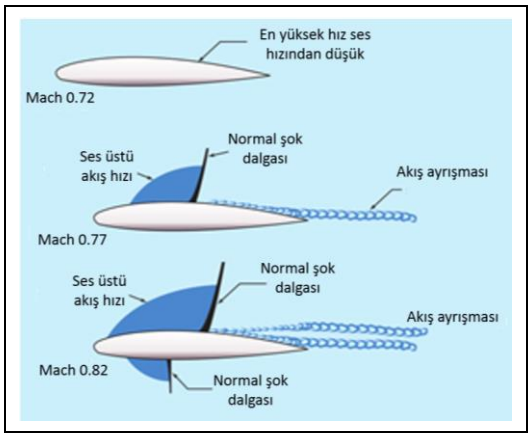
oranları bakımında jet motorları üstündür. Bu üstünlük yüksek hava debilerinden kaynaklanmaktadır. Yüksek hız ve irtifada uçacak bir hava unsuru için gerekli olan itki ve düşük ağırlık isterlerini jet motorları karşılamaktadır.

Küçük İHA ve seyir füzeleri düşük maliyetleri, operasyonel kabiliyetleri ve amaca yönelik yapıları ile öne çıkmaktadırlar. Bu durum küçük jet motoru ihtiyacı oluşturmaktadır. Küçük jet motorları 4 kN itkiye kadar olan motorlardır [1]. Yüksek hızlı küçük İHA platformları ve düşük maliyetli orta menzilli seyir füzeleri için, küçük jet motorları ana itki unsurudur. Mevcut motor üreticileri konvansiyonel platformlara büyük motorlar ürettikleri için küçük jet motoru pazarı yüksek potansiyel barındırmaktadır. Mevcut durumda üretilen ve tedarik edilebilecek küçük jet motorları model uçaklar için tasarlamış teknoloji seviyesi düşük motorlardır. Bu motorların düşük basınç oranları ve düşük bileşen verimleri sebebi ile yakıt tüketimleri yüksektir. Genel olarak santrifüj kompresörlerin kullanıldığı bu motorların çapları, seyir füzesi gibi küçük çaplı olması istenilen platformlar için uygun değildir. Bu noktada yüksek bileşen verimli, küçük çaplı ve düşük yakıt tüketimli küçük jet motoru tasarım ihtiyacı öne çıkmaktadır. Küçük motor çapı için kritik unsur eksenel kompresördür, düşük yakıt tüketimi içi kritik unsurlar ise yüksek bileşen verimi ve yüksek basınç oranıdır. Bu özelliklerin küçük jet motorlarında sağlanabilmesi için tasarım ve mühendislik seviyesinin konvansiyonel büyük motorlarda olduğu gibi yüksek seviyelere taşınması gerekmektedir.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Bu çalışmada orta menzilli seyir füzeleri için mevcut durumda hazır ürün olarak bulunmayan, düşük motor çapı ile füze hızını deniz seviyesinde ses hızı limitine, yüksek irtifada ses üstü hızlara çıkarabilecek bir turbojet motorun aerodinamik tasarımı ve bu tasarımın HAD analizleri ile doğrulanması amaçlanmıştır.

Yaklaşık olarak 0.7 Mach seyir hızından sonra kanat ve gövde üzerindeki akışın genişlediği hızlanma bölgelerinde transonik akış rejimleri oluşumu başlamaktadır. Bu durum akışın oluşturduğu sürükleme kuvvetinde ani bir artışa sebep olmaktadır. 0.7 Mach sonrasında oluşan transonik akış rejimlerini gösteren şematik görsel aşağıda Şekil 1.1'de verilmiştir



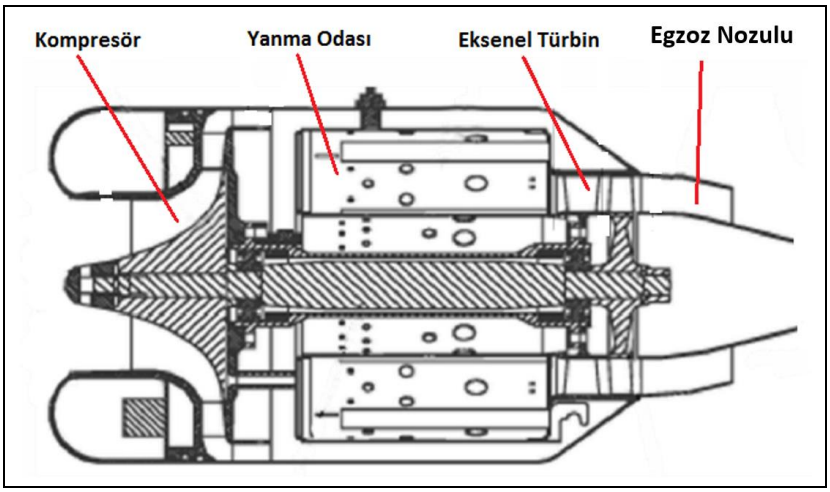
Şekil 1.1: Tarnsonik akış rejimlerinin başlangıcı.

Yüksek ses altı hızlar; 0.8-1 Mach ve ses üstü hızlarda füze çapı sürükleme kuvvetinin ana kaynaklarından biridir. Füze çapı artıkça kesit alanın fonksiyonu olarak sürükleme kuvveti de artmaktadır. Artan sürükleme kuvveti füze için daha büyük bir motor ihtiyacı oluşturmaktadır. Daha büyük bir motorda daha fazla yakıt tüketimine sebep olmaktadır. Artan yakıt tüketimi füze uçuş menzilini düşürmektedir. Menzilin kritik olduğu durumlarda mecburen bu yakıt tüketimini karşılayabilmek için daha büyük yakıt tankı ihtiyacı oluşmaktadır. Artan yakıt ağırlığı füzenin taşıyacağı faydalı yük miktarını azaltmakta veya füze geometrisini büyütmektedir. Etkili, düşük yakıt tüketimli, uzun menzilli ve ekonomik bir seyir füzesi için motor çapının küçültülmesi ve veriminin artırılması kritik önem taşımaktadır. Bu çalışma düşük çaplı turbojet motorların aerodinamik tasarımı için bir örnek oluşturarak sonraki çalışmalara katkı sağlayacaktır.

Küçülen motor çapı aerodinamik tasarımı zorlaştırmaktadır. Turbo makineler küçüldükçe dönüş hızları artar bu durum gücün tork ile dönüş hızının fonksiyonu oluşundan kaynaklanmaktadır. Sabit güç çıktısı veya girdisi için küçülen bir turbo makine daha az akışkana daha az iş aktaracağı için tork değeri düşmektedir. Bu durumda sabit güç çıktısı veya girdisi sağlamak için dönüş hızının artması gerekmektedir. Artan dönüş hızları beraberinde potansiyel aerodinamik ve mekanik limitler oluşturmaktadır. Bu çalışma kapsamında tasarımı zor olan düşük çaplı bir motorun termodinamik modellemesi ve hesapları yapılmıştır. Termodinamik hesaplar neticesinde motor sınır koşulları tayin edilmiştir. Belirlenen sınır koşulları için kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz nozulun aerodinamik tasarımı yapılmıştır. Nihai tasarımın motor performansı değerlendirilmiştir.

2. KÜÇÜK JET MOTORLARI

Küçük jet motorları yapıları birbirilerine çok benzerdir. Ana bileşenler santrifüj kompresör, halka tipi yanma odası, eksenel türbin ve daralan egzoz nozuludur. Aşağıda örnek motor kesiti Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1: Küçük jet motoru kesiti.

Mekanik olarak incelendiğinde en önemli bileşenleri açısal temaslı seramik bilyeli rulmanlardır. Bu motorlarda harici yağlama sistemi yoktur, yakıt içine katılan %5 oranındaki yağ ile yağlanmaktadırlar [2]. Termodinamik çevrim olarak incelediklerinde kompresör basınç oranları iki ile beş arasında olup türbin giriş sıcaklıkları 900 °K ile 1200 °K dolaylarındadır. Padova üniversitesinde yapılan bir çalışmada, araştırma amaçlı 200 N itkiye sahip bir turbojet motor tasarlanıp test edilmiştir [3]. Bu çalışma standart küçük turbojet motor yapısına ve sınır koşullarına örnektir. Tasarımda kompresör basınç oranı 2.66, türbin giriş sıcaklığı 950 °K'dir. Çalışmalarında bu motorların yapısı gereği karşılaşılan sorunlar değerlendirilmiş ve incelenmiştir. Aerodinamik açıdan değerlendirilen bu motorların küçük geometrileri, yüksek dönüş hızları ve düşük basınç oranları neticesinde düşük Reynold sayıları oluşmaktadır. Bu durum neticesinde sürtünme kaplarının bu motorlarda aerodinamik açıdan performansı düşürdüğü gösterilmiştir. Mekanik olarak kompakt yapıları sebebi ile bileşenler arasında yüksek ısı transferleri yaşanmaktadır. Bu durum soğuk kalması gereken bileşenlerin ısı girdisinden uzak tutulmasını zorlaştırmakta ve motorun tasarım noktası dışındaki çalışma koşullarında risk oluşturabilecek

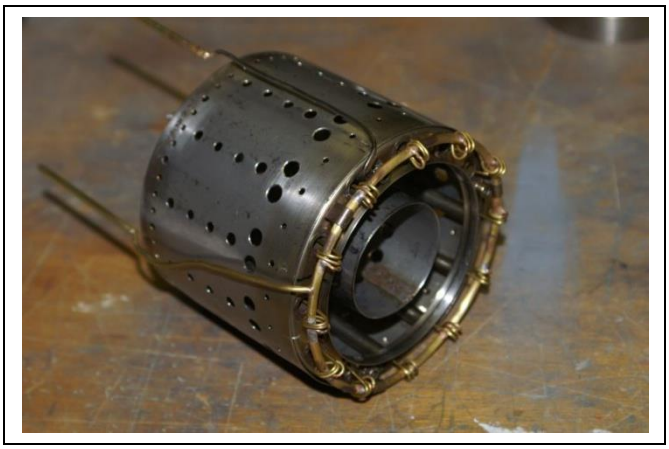
durumları meydana getirmektedir. Mekanik açıdan bir diğer risk yüksek dönüş hızları sebebi ile rotor üzerindeki dengelenmemiş kütlenin rotor dinamiği açısından sorun oluşturduğu belirtilmiştir. Çalışmada küçük jet motorlarının tasarımında karşılaşılan sorunlar kapsamlı olarak belirtmiştir [3].

Motor ana bileşenlerinden olan santrifüj kompresörler düşük akış debilerindeki performansları, eksenel kompresörlere nazaran daha kısa boya sahip olmaları, yabancı maddelere karşı mekanik açıdan daha dayanıklı olmaları sebebi ile bu motorlarda tercih edilmektedir [1]. Santrifüj kompresör çark görseli aşağıda Şekil 2.2'de verilmiştir.

Şekil 2.2: Santrifüj kompresör çarkı.

Santrifüj kompresörlerin bir diğer tercih sebebi ise kolay, hızlı ve düşük maliyetli üretim imkanlarıdır. Beş eksenli CNC işleme makinelerinde dolu malzemeden kolaylıkla işlenebilmektedirler. Malzeme olarak genellikle alaşımlı alüminyum kullanılmaktadır [3]. Yüksek basınç oranlı nispeten daha yüksek itki seviyesindeki motorlarda termal dayanım sebebi ile titanyum kompresörler kullanılmaktadır. Akademide yapılan çalışmalarda prototip amaçlı motorlar için sıfırdan kompresör üretmek yerine tasarım gereksinimlerini sağlayan uygun performans haritasına sahip araç turboşarjır kompresörleri de kullanılmaktadır.

Yanma odası yapıları halka tipi olup kısa motor boyu sebebi ile ters akışlıdır. Örnek yanma odası görseli aşağıda Şekil 2.3'de verilmiştir.

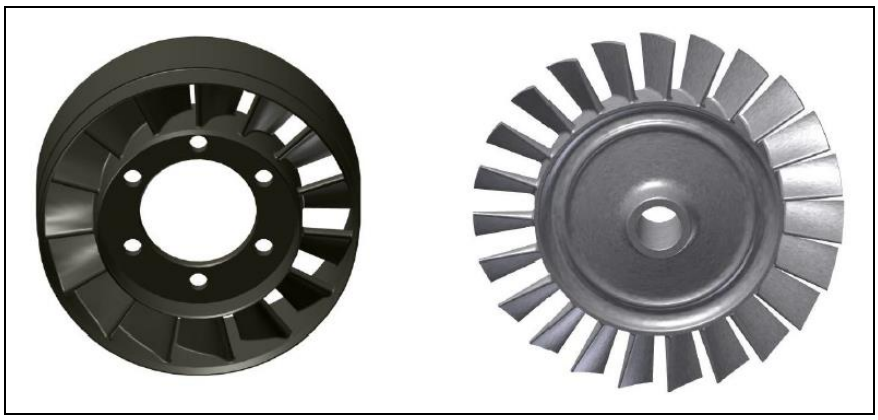


Şekil 2.3: Yanma odası.

Halka tipi yanma odalarının üstünlükleri düşük basınç kayıplı yapıları, daha az yanma odası duvar yüzey alanları, daha istikrarlı yanma performansı, yanma odası çıkışında homojen sıcaklık dağılımı ve kısa boylarıdır [4]. Yanma odası temel olarak 3 bölgeye ayrılmaktadırlar. Bunlar; birincil bölge yakıtın yanma odasına enjekte edildiği ilk bölgedir. Bu bölge yanma kararlılığı için en önemli bölgedir. Bu bölgede aerodinamik olarak oluşturulan ters akış ve girdap yapısı ile kararlı bir türbülans bölgesi oluşturulur. Oluşan bu ters akışlı girdap bölgesinde yakıt hava ile karışımı sağlanır. Bu bölge hava yakıt oranı stokiyometrik değerin altında zengin karışım bölgesidir [5]. Küçük jet motorlarında düşük basınçlı yakıt beslemesi yapılmaktadır. Düşük basınç sebebi ile yakıt atomizasyonu oluşmamaktadır. Yakıt atomize edilemediği için birincil bölgedeki yakıt hava karışımı öncesinde yakıtın buharlaştırılması gerekmektedir. Bu sorun bu tip yanma odalarına özel bir yapı olan yakıt buharlaştırma tüpleri ile giderilmektedir. Yanma odası içerisine uzatılan bu tüplerin içine enjekte edilen sıvı yakıt, tüpün etrafından gecen ikincil ve seyretme bölgesindeki sıcak gazlar tarafından ısıtılarak buharlaştırılır. Böylece birincil bölgede hava ile homojen karışımı oluşturabilecek yakıt buharı elde edilir. İkincil bölgede yanma odasına giriş yapan taze hava ile hava yakıt oranı stokiyometrik değerin üzerinde yanma reaksiyonu oluşur. Yanma odasındaki tam yanmanın gerçekleştiği bölge ikincil bölgedir. Seyretme bölgesinde istenilen çıkış sıcaklığı için belirlenen yakıt hava oranındaki kalan hava yanma odasına buradan giriş yaparak yanmış gazların sıcaklığı yanma odasının çıkışına kadar düşülür. Yanma odası çıkışında türbin termal mekanik dayanım gereksinimleri için merkezde yüksek iç ve dış yanma odası duvarına doğru azalan bir sıcaklık profili hedeflenir [6]. Küçük jet motorlarının

geometrik limitleri ve yakıt püskürtme sistemleri sebebi ile büyük motorlara kıyasla yanma verimleri düşüktür. Bu motorlar %80 ile %95 dolaylarında yanma odası verimlerine sahiptirler [7].

Profesyonel küçük jet motorlarının genelinde eksenel türbinler kullanılır. Örnek eksenel türbin görseli aşağıda Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4: Eksenel türbin.

Amatör olarak yapılan kişisel çalışmalarda kolay ulaşılabilirliği sebebi ile araç turboşarjırlarının radyal türbinlerinin kullanıldığı motorlar da vardır. Radyal türbinler eksenel türbinler ile karşılaştırıldığında düşük kütlesel debili akış şartlarında daha yüksek performans sergilerler. Yapısal olarak çok daha basit az kanatlı yapıları vardır. Kolay üretimleri ve otomotiv endüstrisinde turboşarjırlarda kullanıldıkları için ulaşılabilirlikleri yüksektir. Eksenel türbinler daha yüksel kütlesel debili akışlar için uygundur. Eksenel türbinlerde akış yön değiştirmediği için momentum kayıpları daha düşüktür. Kullanılan airfoil kanat yapıları ile akış kopmaları olmaksızın daha yüksek aerodinamik performans sergilerler. Tüm bunlar bir araya geldiğinde eksenel türbinlerin verimleri radyal türbinlere kıyas ile daha yüksektir. Eksenel türbinler bu avantajlarının yanında yüksek üretim ve tasarım hassasiyeti gerektirir. Değişen akış ve kütlesel debi durumlarında performansları radyal türbinlere nazaran daha düşüktür [8]. Bu şartlar altında küçük jet motorları için radyal türbinler daha avantajlı görünse de geometrik sebeplerden dolayı eksenel türbinler bu motorlar için daha uygundur. Radyal türbinlerin giriş çapları eksenel türbinlerden daha büyüktür. Radyal türbinlerin çıkış çapları merkeze yakın olduğu için gaz çıkışı için gerekli olan alan kanat boylarını çok artırmakta buda mekanik ve titreşim açısından sorun oluşturmaktadır. Radyal türbinlerde akışın radyal olarak türbine girebilmesi için

akışın yanma odasından sonra 90° yön değiştirmesi gerekmektedir. Radyal türbin içerisinde akış tekrar 90° döndürülerek akış yönü eksenel yön ile aynı hale getirilir. Bu dönüşler yüksek akışkan hızlarında olduğu için verim düşümlerine ve akış ayrılmalarına sebep olur. Bu sebepler radyal türbinlerin küçük jet motorlarında kullanımına engel olmaktadır. Türbin giriş sıcaklıkları, bu motorlarda tamamen malzemeye bağlıdır. Büyük motorlarda uygulanan kanat içi soğutma yöntemleri bu motorlarda yüksek karmaşık yapı, geometrik kısıtlar ve üretim maliyetleri sebebi ile uygulanamadığı için türbin giriş sıcaklıkları düşüktür. Düşük sıcaklıklar nikel tabanlı süper alaşımları türbin malzemesi olarak uygun kılmaktadır. Genel olarak inconel alaşım malzemeler kullanılmaktadır [9].

Egzoz nozulları bu motorlarda daralan nozul tipindedir. Örnek daralan egzoz nozul görseli aşağıda Şekil 2.5'de verilmiştir.

Şekil 2.5: Daralan egzoz nozulu.

Bu nozul yapısı düşük basınç oranına sahip olmalarından kaynaklanmaktadır. Yüksek basınç oranlı motorların nozul basınç oranları da yüksek olduğu için egzoz gazları daralan genişleyen nozul kullanılarak ses üstü hıza çıkarılır. Daralan nozulların kullanıldığı küçük jet motorlarında egzoz nozullarındaki gaz hızı ses hızına eşit veya daha düşüktür. Akışta boğulma (choke) olmayacak şekilde daralan nozul tasarımı yapılır [10]. Sabit geometriye sahip egzoz nozulları motor performansını tasarım dışı noktalarda olumsuz etkilemektedir. Motorun sahip olduğu potansiyeli sınırlayabilmekte ve zamana bağlı tepkilerini kısıtlayabilmektedir. Bu motorların nozullarında yapılacak değişken geometrili nozul tasarımları motorun

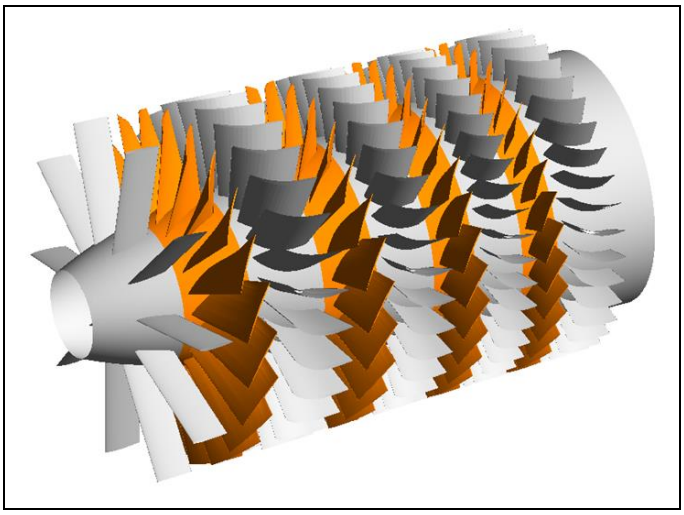
performansını ve tepkilerini önemli ölçüde iyileştirebilmektedir. Değişken geometrili nozullar motorun hızlanma ve yavaşlama sürelerini, yüksek irtifada egzoz nozulunun boğulma durumuna ulaşıp motorun performansını düşürmesi gibi durumları iyileştirmektedir. Değişken geometrili nozul tasarımı mühendislik ve üretim açısından zordur, motor maliyetlerini de artırdığı için küçük jet motorlarında kullanımı yaygın değildir [11].

Motor ağırlıkları noktasında incelendiğinde bileşenler olarak toplam ağırlığın %17'si kompresör, %9'u rotor şaft, %19'u yanma odası, %13'ü türbin, %8'ini egzoz nozulu, %21'ini dış yapı, %5'ini bağlantı elemanları ve %8'ini aksesuarlar oluşturmaktadır [12].

Bu motorlar çok kolay ve ucuz olarak erişilebilir oldukları için tersine mühendislik uygulamaları da yaygındır. Yapılan tersine mühendislik uygulamaları ile motorun termodinamik çevriminden kompresör türbin performansına kadar tüm hesap detayları elde edilebilmektedir. Bu çalışmalar ileride yapılacak özgün motor çalışmalarına alt yapı oluşturmaktadır [13].

2.1 Küçük Jet Motorlarında Eksenel Kompresör Uygulaması ve Örnekleri

Eksenel kompresörler akış doğrultusunun değişmediği, airfoil kanat yapılarına sahip, her kademesinde bir adet hareketli kanat bir adet sabit kanatları olan kompresörlerdir. Kompresör içinde akışkan hareketli kanatlarda hızlandırılarak toplam ve statik basıncını artırılır. Sabit kanatlar ise toplam basıncın bir miktarını daha statik basınca dönüştürür. Aynı zamanda akış açısını da ikinci kademe için uygun açıya getirerek akışkanı yönlendirir. Örnek eksenel kompresör görseli aşağıda Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6: Eksenel kompresör.

Eksenel kompresörlerin çalışma mantığı ve geometrik yapıları sebebi ile basınç oranları santrifüj kompresörlere kıyas ile daha düşüktür. Yüksek basınç oranları için ses üstü kanat dönüş hızlarına çıkmak gerekmektedir, bu hızlarda da ortalama basınç oranları 1.4-1.8 dolaylarındadır. Santrifüj kompresörlerde basınç oranları altı mertebesine kadar önemli bir verim kaybı olmaksızın tasarımları mümkündür. Eksenel kompresörlerin düşük basınç oranları sebebi ile yüksek basınç oranlarına kademe kullanılarak ulaşılmaktadır. Bu durum tasarım, üretim ve maliyetleri artırmaktadır. Küçük jet motorlarının fiyat ve geometrileri göz önüne alındığında özellikle 1000 N itki değerine kadar eksenel kompresörlerin tercih edilmemesi mantıklıdır. Eksenel kompresörlerin avantajları incelendiğinde aynı kütlesel hava debisi için santrifüj kompresörlerden çapları çok daha düşüktür [14]. Aerodinamik olarak verimleri daha yüksektir. Bu noktada motor çapının önemli olduğu, yüksek hızlı platformlar için eksenel kompresör kullanımı zaruridir. Uçan platformların üzerinde oluşan sürükleme kuvvetinin üç bileşeni vardır. Bu sürükleme bileşenleri akışkan yoğunluğu, hızın karesi ve akışa dik kesit alanıdır. Yüksek ses altı hız veya ses üstü hızlarda platformun gövde çapı sürükleme kuvvetini belirleyen ana parametrelerdendir. Platform çapı küçüldükçe düşen sürükleme kuvveti bunun ile beraber motor çapının da küçültülmesini zorunlu kılmaktadır. Bu noktada örnek olarak küçük jet motorları ailesinin itki olarak üst sınırlarında bulunan Fransa menşeili TR60 ve TR40 küçük jet motorları verilebilir. Bu motorların kompresörler ekseneldir [15]. Bu motorlar günümüzde yaygın kullanılan başarılı motorlardır. Kullanım alanları seyir füzeleri, küçük özel uçaklar ve insansız hava araçlarıdır.

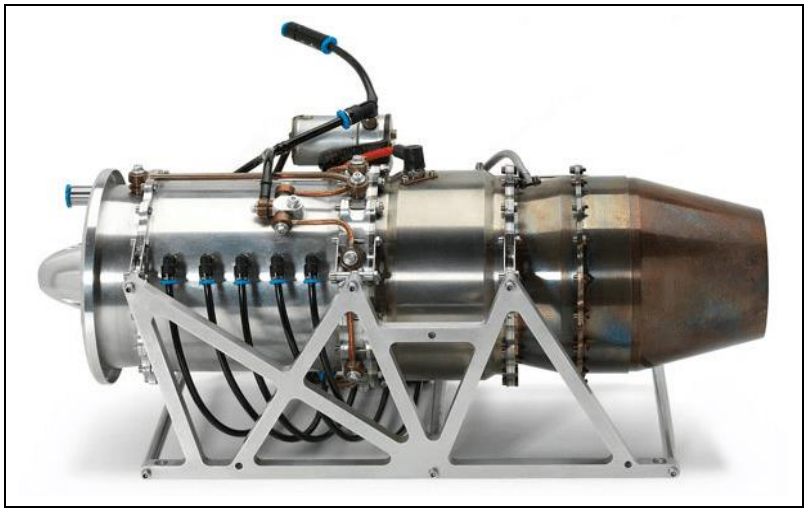
Ülkemizde üretilen yerli SOM seyir füzesinde de TR40 motoru kullanılmaktadır. TR40 motoru görseli aşağıda Şekil 2.7'de verilmiştir. Motor teknik özellikleri olarak 3400 N itki kuvvetine, 680.7 mm boy, 279.4 mm çap, 44.9 kg ağırlık ve 33.26 g/(kNs) özgül yakıt tüketimine sahiptir.

Şekil 2.7: SAFRAN TR40 eksenel kompresörlü turbo jet motoru.

Küçük jet motorlarındaki kullanılan santrifüj kompresörlerin düşük verim ve büyük çapa sahip olma problemine çözüm olarak eksenel kompresör ve santrifüj kompresörün karışımı olan karışık akışlı kompresör tasarımları da literatürde öne çıkmaktadır. Bu kompresör yapısı santrifüj kompresörlere çok benzer olduğu için üretim, tasarım ve maliyet açısından kayda değer fark oluşturmadan santrifüj kompresöre eksenel kompresörün aerodinamik özelliklerini bir miktarda olsa kazandırmaktadır [16]. Bu yöntem aerodinamik açıdan yeterli sayılabilse de kompresör geometrisi olarak eksenel kompresörlerdeki kadar çap düşürülememektedir. Motor çapının kritik olduğu uygulamalarda eksenel kompresör ideal çözümdür. Colorada Üniversitesindeki GOJETT takımının tasarladığı süpersonik insansız hava aracında bu durum kendini göstermiştir. Ses üstü hızlarda oluşan sürükleme kuvvetini itki olarak verebilecek santrifüj kompresörlü küçük jet motoru mümkün olmamaktadır. Bu sebep ile GOJETT takımı motorun itkisini art yakıcı ile 400 N değerinden 900 N değerine taşıyabilmek için çalışmalar ve testler yapmaktadır [17]. GOJETT takımı tarafından test edilen art yakıcı görseli aşağıda Şekil 2.8'de verilmiştir.

Şekil 2.8: GOJETT art yakıcı testi.

Bu durum 1000 N ve üzeri orta itki sınıfı olarak adlandırabileceğimiz küçük jet motorları için eksenel kompresör ihtiyacını öne çıkmaktadır. Endüstride İngiltere menşeli Bladon firması beş kademeli eksenel kompresöre sahip küçük jet motoru prototip ürününü tasarladığını ve geliştirme çalışmalarının devam ettiğini açıklamıştır. Bu motorun eksenel kompresör mimarisi sebebi ile küçük yapısı çok ses getirmiştir. Bladon firması temelde turbo motorlu jeneratör tasarım ve üretimi yapmaktadır. Geliştirdikleri motoru JAGUAR firmasının elektrikli aracının jeneratörü olarak tasarlamışlardır. Tasarlanan motorun görseli aşağıda Şekil 2.9'da verilmiştir. Motor detaylı teknik verileri firma tarafından gizli tutulmaktadır [2].



Şekil 2.9: Bladon firmasının eksenel kompresörlü küçük turbojet motoru.

Türkiyede küçük jet motoru tasarım ve geliştirme faaliyetleri yapan iki büyük firma TEI ve KALE ARGE'dir. Bu çalışmada hedeflenen motor tasarım isterlerine

yakın bir motor olan TJ300 turbojet motoru TEI tarafından geliştirilmekte ve test edilmektedir. TJ300 motoru orta menzilli gemi savar füzeleri için tasarlandığı belirtilmiştir. TJ300 motoru dört kademeli eksenel kompresöre sahiptir. TEI tarafından paylaşılan motora ait teknik detaylar şu şekildedir; 1300 N itki, 224 mm çap, 450 mm boy, 34 kg kuru ağırlık ve rulman yağlama yakıtı hariç 37.4 g/(kNs) özgül yakıt tüketimidir. TJ300 motor görseli aşağıda Şekil 2.10'da verilmiştir.

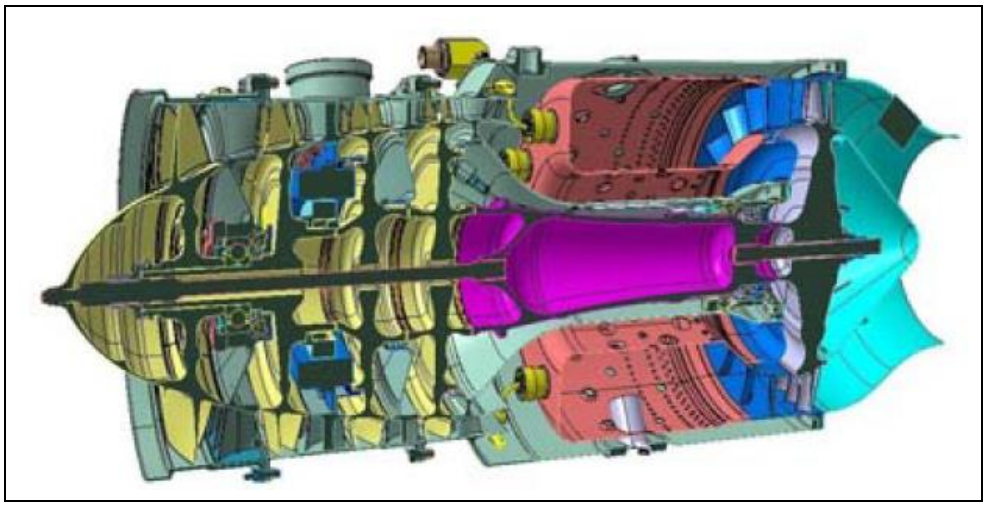
Şekil 2.10: TJ300 turbojet motoru.

Kale ARGE firması tarafından tasarlanan KTJ320 küçük jet motoru 3200 N itkisi ile küçük jet motorları ailesinin itki olarak yüksek itkili gurubunu temsil etmektedir. Bu motor Roketsan tarafından geliştirilen Atmaca gemi savar füzesi ve SOM seyir füzelerinde kullanılacaktır. Dört kademe eksenel kompresörü ile basınç oranı 5.5'dir [18]. KTJ320 motoruna ait görsel aşağıda Şekil 2.11'de verilmiştir.

Şekil 2.11: KTJ3200 turbojet motoru.

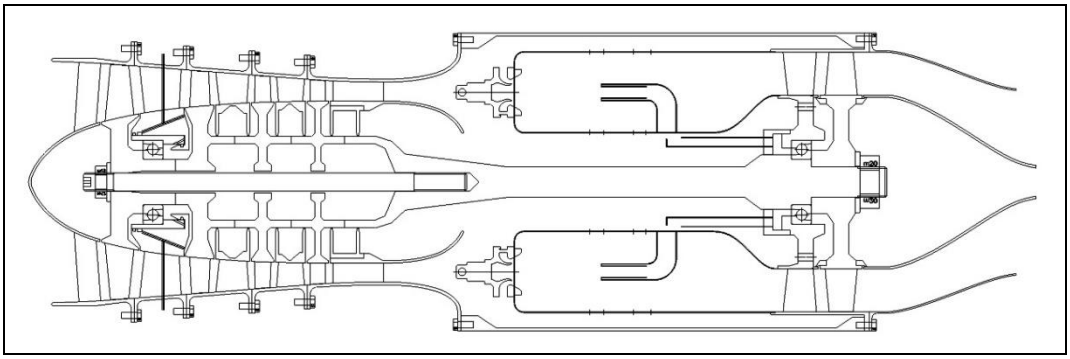
3. MOTOR AERODİNAMİK TASARIMI

Motor tasarımı belirlenen sıra ile iteratif olarak yapılmıştır. İlk olarak tasarlanacak motorun itki değeri belirlenmiştir. İtki değeri belirlenirken mevcut seyir füzeleri araştırılmış ve Türkiye'deki durum değerlendirilmiştir. Hali hazırda geliştirilmekte olan SOM seyir füzesinde 3200 N itkiye sahip motor kullanılmaktadır. Çalışma kapsamında hedeflenen orta menzilli seyir füzesi için SOM füzesinin yarı ağırlığında ve büyüklüğünde olacağı göz önüne alınmıştır. TEI tarafından tasarlanan TJ300 orta menzilli gemi savar füzesi için belirlenen 1300 N itki gereksinimi de göz önüne alındığında tasarlanacak motorun itkisi 1600 N olarak belirlenmiştir. Motor itki çıktısı belirlendikten sonra bu çıktıyı sağlayacak termodinamik model oluşturulmuş ve farklı sınır koşulları için hesaplamalar tekrarlanarak nihai çevrim ve motor bileşenlerinin sınır şartları belirlenmiştir. Sınır şartları belirlenen motor bileşenleri kompresör, yanma odası ve türbin için iteratif tasarım sürecine geçilmiştir. Kompresör, türbin, yanma odası ve minimum motor çapı için ideal ortak tasarım noktası iteratif olarak belirlenmiştir. Bileşenler için ön tasarımlar yapılıp HAD analizleri ile sonuçlar değerlendirilmiştir. Bileşenlerin dönüş hızları ve çap gereksinimleri optimum tasarım noktasına getirilmeye çalışılmıştır. Bu optimizasyon sürecinde bir çok kompresör ve türbin tasarımı yapılmış ve analiz edilmiştir. Aerodinamik tasarım iterasyonları yapılırken beraberinde motor kesit modeli de çizilmiştir. Aerodinamik tasarım aşamasında motor bütünlüğü, mekanik yapı ve bileşenlerin birbirleri ile olan girişimleri göz önünde bulundurulmuştur. Birbirinden ve motor bütünlüğünden bağımsız olarak yapılan bileşen tasarımları bir araya getirildiğinde aerodinamik ve mekanik açıdan sorun oluşturma potansiyeli yüksektir. Motor kesit modeli olarak SOM füzesinde kullanılan SAFRAN TR40 motorunun kesiti örnek alınmıştır. SAFRAN TR40 motor kesit resmi aşağıda Şekil 3.1'de verilmiştir [15].



Şekil 3.1: TR40 motor modeli kesiti.

Ön tasarım seviyesinde motor bütünlüğü ve bileşen girişimleri kontrolü için çizilen motor kesitlerinden örnek bir tanesi aşağıda Şekil 3.2'de verilmiştir. Şekil 3.2'de verilen kesit nihai motor çıktısının kesiti değildir.

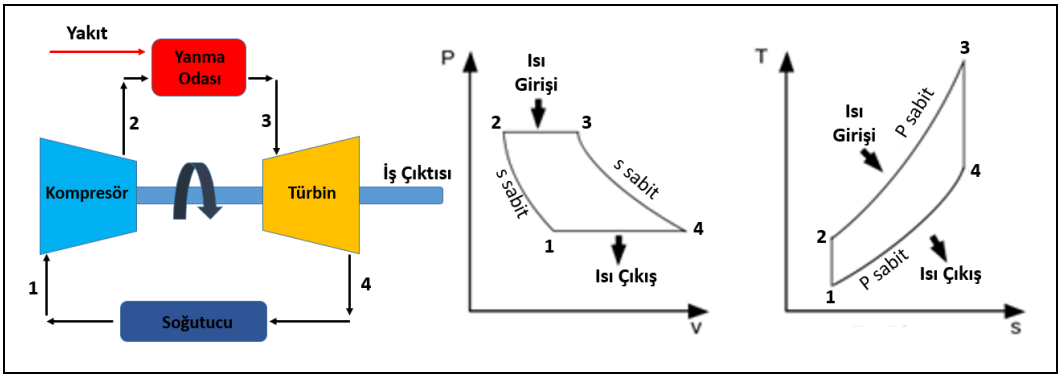


Şekil 3.2: Çizilen motor kesit modeli.

Tasarım süresinde bu ön tasarım kesiti değişen aerodinamik tasarım ile sürekli değiştirilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Motor bütünlüğü içerisinde çapın minimize edilebilmesi için yoğun iteratif çalışmalar yapılmıştır. Başarılı aerodinamik tasarımlar daha küçük motor çapları için tekrarlanarak kademeli olarak motor çapı nihai değerine indirilmiştir. Motor kesit modelinin aerodinamik tasarımla birlikte iteratif olarak tasarlanması, tasarım sonucunda motor geneli için toplam boy ve toplam ağırlık bilgisine ulaşmayı sağlamıştır. Motor ağırlığı nihai mekanik tasarım ile belirlenecek olsa da aerodinamik tasarım aşamasında ön mekanik kesit geometrisi ile çizilen üç boyutlu modelden motor ağırlık bilgisi elde edilmiştir.

3.1. Termodinamik Tasarım ve Ön Boyutlandırma

Tüm motorlar için tasarım noktasının başlangıcı termodinamik çevrimdir. Gaz türbinlerinin termodinamik çevrimi Brayton çevrimidir. Brayton çevriminde tüm işlem aşamalarında akışkan gaz fazındadır. Çevrim dört ana işlemden oluşmaktadır. Çevrim işlemlerinin ilki iş girdisi ile akışkanın basınçlandırılmasıdır. Basınçlandırma işlemi sonrası ikinci işlem olarak akışkana sabit basınçta ısı girişi yapılır. Basınçlı ve sıcak akışkan üçüncü işlem olarak genişletilerek güç çıktısı sağlanır. Kapalı çevrimin tamamlanması için dördüncü işlem olarak sabit basınçta akışkandan ısı çekilir ve akışkan başlangıçtaki termodinamik özelliklerine dönüş yaparak termodinamik çevrimi tamamlar. Kapalı Brayton çevrimlerinde reküperatör uygulaması ile soğutucuda atılan ısı kompresör çıkışında çevrim gazına ısı değiştirici vasıtası ile aktarılarak çevrim verimi artırılır. Reküperatör uygulaması olan kapalı çevrim açık çevrimden verim olarak daha avantajlıdır. Kapalı Brayton çevrim grafikleri aşağıda Şekil 3.3'de verilmiştir.



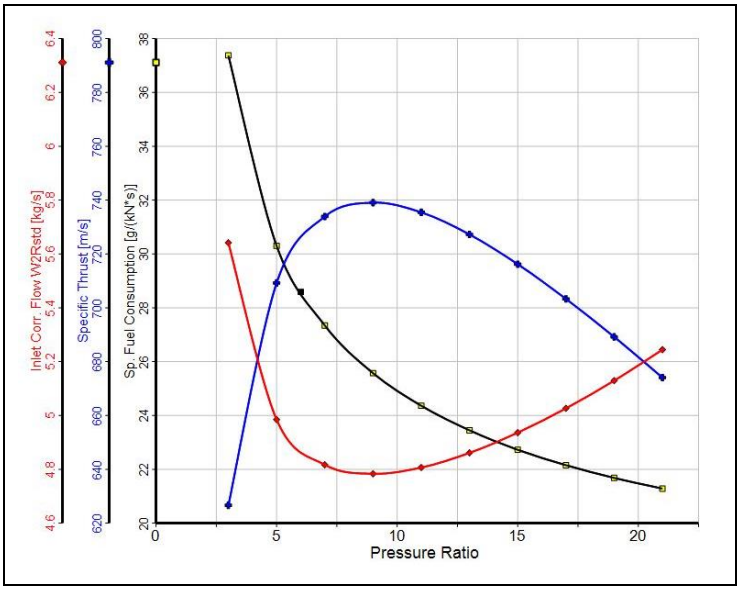
Şekil 3.3: Brayton çevrim şeması.

Turbojet motorlardaki termodinamik işlemler açık Brayton çevrimidir. Kompresör tarafından emilen hava egzoz nozulundan atıldığı için dördüncü işlem basamağı gerçekleşmemektedir. Bu durumdan dolayı çevrim açık çevrim olarak adlandırılmaktadır.

Termodinamik çevrim işlemlerinin sınır koşulları motorun performansını belirleyen temel unsurdur. Motorun termodinamik sınır koşullarının belirlenmesinde önemli olan iki unsur Brayton çevrimindeki basınçlandırma ve ısı girdisi işlemleridir.

3.1.1. Turbojet Motorlarda Basınç Oranı ve T4 sıcaklığı Etkileri

Motorların ana sınır koşullarından ikisi olan basınç oranı ve T4 olarak tanımlanan yanma odası çıkış sıcaklığının motor parametreleri üzerine olan etkileri değerlendirilmiştir. Bu iki parametre motor verimi, yakıt tüketimi ve motor geometrisini etkileyen ana unsurlardır. Basınç oranı ve T4 sıcaklık değerinin motor üzerindeki etkilerinin gösteren GASTURB programında parametrik hesaplama sonucu elde edilen grafikler Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.4: Basınç oranının motor parametrelerine etkisi.

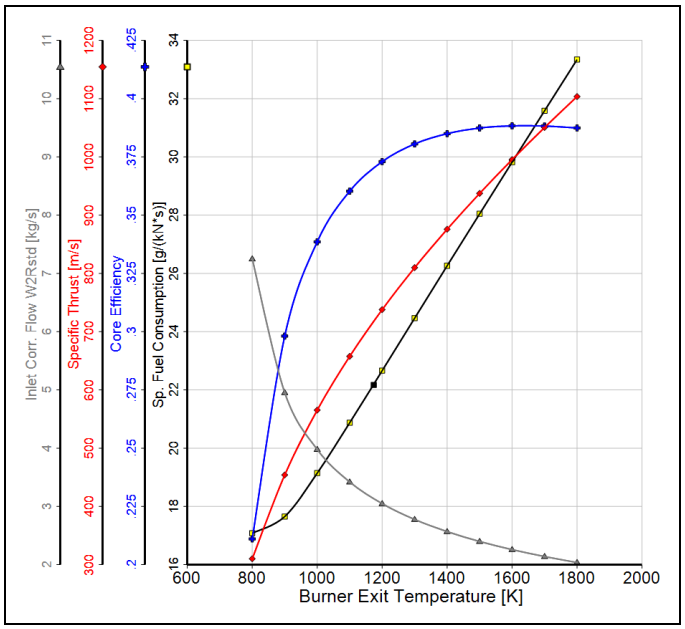
Grafikler motor tasarım başlangıç noktası ve motorun çalışma mantığı için kritik öneme sahiptir. İlk olarak basınç oranı değerlendirildiğinde artan basınç oranı motor özgül yakıt tüketimini düşürmektedir. Motorun hava debisi de basınç oranı ile bir miktar düşüp sonrasında artış göstermektedir. Motor debisindeki bu karakteri T4 sıcaklığı etkilemektedir. Minimum hava değerinin olduğu basınç oranı T4 sıcaklığının fonksiyonudur. Motor hava debisi motor boyutuna etki eden ana unsurlardan biridir. Bu durumda basınç oranı motor geometrisini etkilemektedir. Basınçlandırma işlemini yapacak olan kompresör geometrisi, basınç oranının fonksiyonu olduğu için de değişen basınç oranı motor geometrisine ikinci bir girdi kaynağını oluşturmaktadır. Motor net itkisi için kritik öneme sahip egzoz gazı hızı basınç oranı ile belirli bir noktaya kadar artıp sonrasında düşme eğilimi

göstermektedir. Bu karakteristiğin sebebi yine T4 sıcaklığıdır. Artan basınç oranı, artan genişleme oranı anlamına gelmektedir. Sabit T4 sıcaklığında gazın genişleme oranı arttıkça genişleme sonu sıcaklık olan egzoz nozulu ucundaki T8 sıcaklığı da düşmektedir. Egzoz sıcaklığı termodinamik olarak dışarı atılan ısıyı tanımladığı için azalan atık ısı yani düşen T8 sıcaklığı motorun termodinamik verimini artırmaktadır. Artan termodinamik verim ile motor özgül yakıt tüketimi düşmektedir. Motor hava debisi ile egzoz gaz hızı itkinin iki çarpanı olduğu için sabit itki değerinde biri artarken diğeri tersi olarak azalmaktadır. Basınç oranının motor hava debisi ve egzoz gaz hız üzerindeki parabolik etkisi yine T4 sıcaklığının fonksiyonudur. Değişen basınç oranı ile değişen genişleme oranı sonunda egzoz nozulu çıkışındaki sıcaklık olan T8 sıcaklığı da düşmektedir. Egzoz nozulu ucunda basınç atmosfer basıncına eşit olduğu tam genişlemeli nozul için gazın yoğunluğu sadece sıcaklığın fonksiyonu olmaktadır. Düşen statik T8 sıcaklığı egzoz nozulu ucundaki gazın yoğunluğunu artırmaktadır. Egzoz nozulunun girişi yani türbin çıkışı ile egzoz nozulunun çıkışı arasında Bernolli denklemi yazılır ve ideal akış kabulü ile sadeleştirmeler yapılır ise aşağıdaki denklem (3.1) ve denklem (3.2) elde edilir.

$$P = {}^{1}/_{2}\, \rho\, V^{2} \tag{3.1}$$

$$V = \sqrt{{}^{2P}/_{\rho}} \tag{3.2}$$

Denklem (3.2)'den görüldüğü üzere egzoz nozulundaki hız yoğunluğun fonksiyonudur. Egzoz nozulu çıkışında düşen sıcaklık yoğunluğun artmasına yoğunluğun artması da egzoz gaz hızının düşmesine sebep olmaktadır. Sabit motor itkisi için düşen egzoz gaz hız ile motor itkisini azalmaması için hava debisinin artması gerekmektedir. Parabolik karakteristiğin bir diğer sebebi de artan basınç oranı ile artan kompresör gücünü karşılamak için türbin genişleme oranının da artmasıdır. Artan türbin genişleme oranı nozul giriş basıncının düşmesine sebep olmaktadır. Azalan egzoz nozul giriş basıncı nozul çıkış hızını düşürmekte sabit itki çıktısı için bir noktadan sonra motor hava debisinin artması gerekliliğini oluşturmaktadır. Gerçekleşen bu iki durum egzoz gaz hızı ile motor hava debisi eğrilerinin basınç oranı ile değişen parabolik karakteristiğinin açıklamasıdır.



Şekil 3.5: T4 sıcaklığının motor parametrelerine etkisi.

Şekil 3.5'de verilen grafik incelendiğinde sabit basınç oranında T4 sıcaklığı arttıkça çekirdek verimi artmaktadır. Çekirdek çevirimi kompresör girişinden türbin çıkışına kadar olan verimdir. Tüm termodinamik çevrimlerde olduğu gibi artan türbin giriş sıcaklığı çevrim verimini artmaktadır. Özgül yakıt tüketimi grafiği incelendiğinde artan T4 sıcaklığı özgül yakıt tüketimini artırmakta motor hava debisini azaltmaktadır. T4 sıcaklığının artması motorda daha çok yakıtın yakılması anlamına gelmektedir. Basınç oranı sabit olduğu için egzoz nozulu çıkış sıcaklığı da T4 ile birlikte artmaktadır. Artan egzoz nozulu çıkış sıcaklığı nozul gaz çıkış hızını artırıp motorun hava debisini azaltsa da motorun özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Artan T4 değeri ile birlikte motor özgül yakıt tüketiminin artmaması için beraberinde motor basınç oranında artması gerekir. Böylece artan basınç oranı ile daha fazla genişleme gerçekleştiği için egzoz nozulu çıkış sıcaklığı düşer, motorun genel termodinamik verimi artar, özgül yakıt tüketimi düşer. T4 sıcaklığı ile basınç oranın birlikte arttığı durum motor performans çıktısını artırır. Bu durum ideal motor tasarımına yaklaşır yüksek termodinamik verim, düşük hava debisi ile küçük boyutlu ve düşük yakıt tüketimli bir motor çıktısı sağlanır.

Grafikler motor karakteristiğini yansıtıp ideal motor değerlerini tanımlasa da tasarım sürecinde aerodinamik limitler, motor boyut limitleri ve malzeme limitleri gibi sebepler ile basınç oranı ve T4 değerleri için optimum değerler her zaman kullanılamamaktadır.

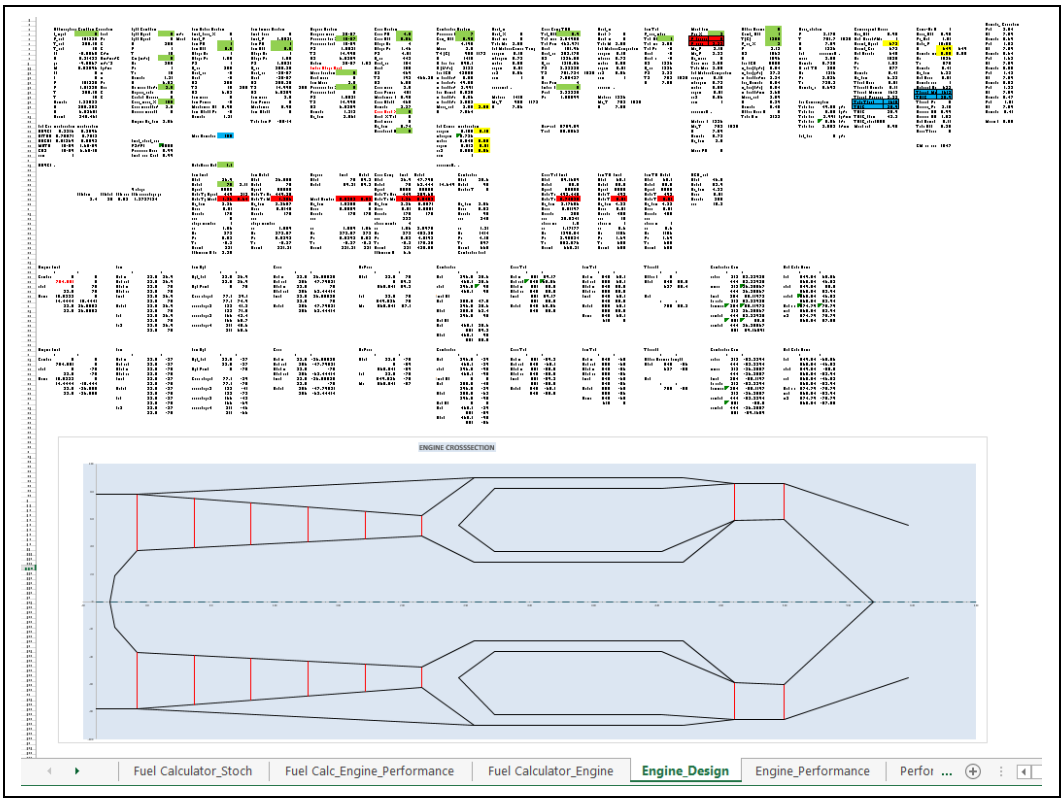
3.1.2. Motor Termodinamik Modeli

Deniz seviyesi 1 atm atmosfer basıncı ve 15 °C atmosfer sıcaklığında durağan itkisi 1600 N olarak belirlenen motorun termodinamik hesaplamaları için Microsoft Excel tabanlı termodinamik model programı yazılmıştır. Yazılan program motor girişinden çıkışına kadar tüm istasyonlarda termodinamik hesapları yaparak motor itki çıktısını ve motor bileşen sınır koşullarını hesaplamaktadır. Termodinamik hesaplar NIST Refprop programının Excel eklentisi ile tablodan okuma yöntemi ile yapılmaktadır. Bir akışkanın iki termodinamik özelliği bilindiğinde diğer tüm bilgiler tablodan okunabilmektedir. NIST Refprop termodinamik verileri literatürde kabul görmüş ve yaygın olarak kullanılmaktadır. NIST Refprop termodinamik verileri akışkanların deneysel test sonuçlardan elde edilen termodinamik değişimlerin matematiksel olarak tanımlandığı bir programdır. Bu yöntem ile hesaplarda entalpi, entropi, yoğunluk gibi değerler direk tablodan okunduğu için sabit Cp veya ortalama Cp değeri ile yapılan ve ideal gaz denkleminin kullanıldığı hesaplardaki hataları barındırmamaktadır. Hesaplar akışkanın iki sınır koşulu değerinden test verileri ile direk tablodan okunduğu için çok düşük hata oranı içermektedir. Hata oranı termodinamik özelliklerin belirlendiği testlerdeki hata oranı kadar olmaktadır. Refprop programı kabiliyet olarak sabit tanımlı gazlar ve gaz karışımlarının da termodinamik özellikleri hesaplayabilmektedir. Böylece motor girişinden çıkışına kadar akışkan içeriğinde değişen gaz kompozisyonu için termodinamik hesapların yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. Yazılan termodinamik model programında tam yanma kabulü yapılmıştır. Yanma reaksiyonu sonucu ürünler Ar, CO2, H2O, O2 ve N2'dir. C0, Cx ve NOx gibi eksik yanma ürünleri hesaplanmamış ve gaz kompozisyonuna dahil edilmemiştir. Yanma reaksiyonu sonucunda oluşan eksik yanma ürünlerinin kütlesel oranları gaz bütününün çok küçük bir kısmını oluşturduğu için termodinamik özelliklere olan etkisi de çok düşüktür. Ayrıca tam yanma reaksiyonu hesaplama kolaylığı da sağladığı için eksik yanma ürünleri ihmal edilmiştir. Termodinamik model programı iteratif bir hesaplayıcıdır. Yanma odasında yakılan yakıt ile gaz kompozisyonu değişmektedir, değişen gaz kompozisyonu termodinamik değerleri de beraberinde değiştirdiği için reaksiyon sonucu nihai durum sadece iteratif olarak hesaplanabilmektedir. Excel programının iteratif hesaplama araçları kullanılarak hızlı bir şekilde nihai gaz kompozisyonları

yakınsayana kadar iterasyon yaptırılarak sonuçlara ulaşılmaktadır. Motor termodinamik sınır koşulları motor geometrisini de etkilediği için termodinamik model programına motor ön geometrisi hesaplamaları da eklenmiştir. Bu yöntem ile termodinamik çevrim hesapları yapılırken aynı zamanda basit motor kesit geometrisi de ana ölçüleri ile hesaplanıp motor görseli gerçek zamanlı bir şekilde oluşturulmaktadır. Motor kesit geometrisi hesaplanırken belirli kabul ve oranlar kullanılmıştır. Bu değerler makul motor bileşenlerinden incelenip değiştirilebilir şekilde girdi olarak kullanılmıştır. Bu girdilere örnek olarak kompresör eksenel hızı 175 m/s, kompresör kanat eksenel boyu pasaj yüksekliğinin 0.4 katı, kompresör kanat ucu mah saysı, yanma odası boyu yanma odası çapının 2.5 katı, yanma odasındaki ortalama eksenel akış hızı 90 m/s ve egzoz nozulu boyu nozul giriş çapının 1.5 katı gibi basit ve makul katsayılar kullanılmaktadır. Tüm tasarım işlemi termodinamik çevrimden nihai geometriye kadar iteratif olarak tekrarlandığı için tasarımları yapılan aerodinamik bileşenlerin geometrileri termodinamik modelde kabulü yapılan geometrik girdilere yansıtılarak sürekli tasarım değerlerine çok yakın kabuller haline dönüşmüştürler. Bu yöntem ile motor kesit geometrisinin görsel olarak görülmesi motor tasarımını kolaylaştırmaktadır. Termodinamik değerler ile değişen motor geometrisinin gerçek zamanlı olarak hesaplanması tasarımcıya tasarımını somutlaştırma ve kolaylaştırma imkanı sağlamaktadır. Örnek olarak, motor basınç oranı ve T4 sıcaklığı değişiminin motor kesit geometrisi üzerindeki etkisinin gerçek zamanlı olarak görülmesi motor tasarım mantığı ile termodinamik ilişkinin kurulmasını güçlendirmekte ve anlamlandırmaktadır. Bu yöntem ile termodinamik model programındaki hesaplanan kesit geometrisi nihai motor kesit geometrisi ile çok yakın değerlere ulaşmıştır. Termodinamik model programında çizdirilen basit motor kesiti motor bütünü için kirik önem sahip olan motor çapı, şaft hızı, motor boyu ve bileşenlerdeki Mach sayısı gibi bilgileri vermektedir. Bu bilgileri motor tasarım noktasının başlangıcı olan termodinamik çevrim hesapları aşamasında görebilmek tasarım iterasyon sayısını azaltarak tasarım sürecini kısaltmaktadır.

Motor tasarımında dizayn noktası kadar dizayn noktası dışındaki motor performans değerleri de önem arz etmektedir. Değişen irtifa ve uçuş hızı ile motor sınır koşulları da değişmektedir. Motorun değişen sınır koşullarına örnek olarak motordan geçen hava debisi, motor bileşenlerinin giriş çıkış basınç sıcaklık değerleri, yakıt tüketimi ve net itki verilebilir. Termodinamik çevrim aşamasında bu değerler hakkında fikir sahibi olabilmek ve motor performansını değerlendirebilmek için

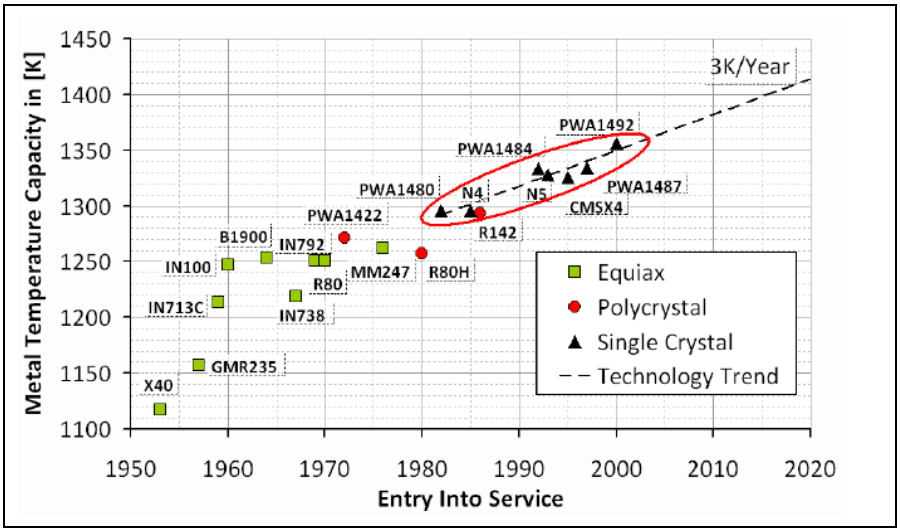
termodinamik model programına performans hesaplamaları dahil edilmiştir. Hesaplar sabit kompresör ve türbin verimi için yapılmıştır. Hesaplarda sabit verimin kullanılması bir miktar hataya sebep olsa da tüm değişim karakteristikleri değişken verimli hesaplar ile benzer olduğu için ön fikir ve değerlendirme açısından faydalıdır. Termodinamik çevrim aşamasında bu bilgiye ulaşılması tasarlanan motor hakkında ön dizayn aşamasında geniş bir bilgi oluşturmaktadır. Motor performans hesapları nihai aerodinamik tasarımlardan sonra HAD analizleri ile çıkartılan kompresör ve türbin haritaları ile GASTURB programında yapılmış ve yazılan termodinamik model programındaki performans hesapları ile benzer karakteristikte ve sonuçların çok yakın olduğu görülmüştür. Termodinamik model programının ana sayfasına ait görsel Şekil 3.6'da verilmiştir. Program toplamda 12 Excel çalışma sayfasından oluşmaktadır.



Şekil 3.6: Termodinamik modelleme programı ana sayfası.

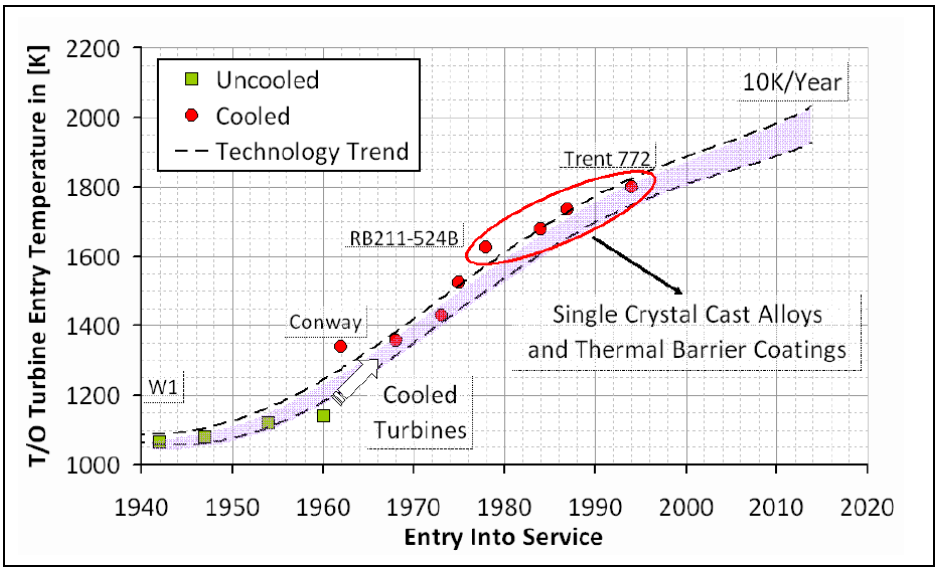
Motorun termodinamik sınır koşulları motorun nihai aerodinamik tasarımına ulaşılana kadar iteratif olarak sürekli yenilenmiştir. Hedef motor itki çıktısı olan 1600 N değerini veren birçok çevrim modellenmiş ve sınır koşulları bulunmuştur. Bulunan sınır koşulları için ön dizayn aerodinamik tasarımlar yapılmış ve bu sınır

koşullarına ait aerodinamik tasarımların mümkün olup olmadığı, bileşen verim değerleri ve motor çapı değerlendirilmiştir. Yapılan değerlendirmeler ile istenilen sonuçlara ulaşılana kadar termodinamik model tekrar tekrar yenilenmiştir. Termodinamik modelde türbin giriş sıcaklığı olan T4 değeri tüm iterasyonlarda sabit 900 °C olarak alınmıştır. Tasarımda minimum motor çapı hedefi için yüksek T4 sınır koşulu gereksinimi olsa da mekanik limitler, malzeme ve üretim kolaylığı için 900 °C değerinin üzerine çıkılmamıştır. Mevcut turboşarjır türbinlerinde yaygın olarak kullanılan Inconel 713C malzemesi yerli imkanlar ile temin edilebilmekte ve üretim için gerekli olan vakum hassas döküm kabiliyeti ülkemizde mevcuttur. Motor için tasarlanacak türbin soğutma kanal yapısı barındırmayarak, üretimi soğutma kanallı türbin kanatlarına göre daha basit olan eksenel bir türbindir. 900 °C türbin giriş sıcaklığı bu yapı için uygundur. Havacılık gaz türbinlerinde kullanılan malzemelerin yıllar içindeki gelişimi ve çalışma sıcaklıkları aşağıda Şekil 3.7'de verilmiştir [19].



Şekil 3.7: Türbin kanat malzemeleri ve çalışma sıcaklıkları.

Türbin kanatlarındaki yüksek sıcaklıklarda mekanik özelliklerin yeterli seviyede tutulabilmesi için T4 ile değişen türbin kanat termal soğutma sistemlerinin uygulanışı ve yıllar içindeki gelişimi aşağıda Şekil 3.8'de verilmiştir [19].



Şekil 3.8: Türbin kanat çalışma sıcaklıkları ve soğutulma durumları.

Grafiklerden görüleceği üzere Inconel 713C malzemeli soğutma kanalı olmayan bir türbin 900 °C'nin bir miktar daha üzerinde çalışabilmektedir. Böylece malzeme grafikleri türbin giriş sıcaklık değeri olan 900 °C'nin seçilen malzeme ve türbin kanat yapısı için uygunluğunu doğrulamıştır. T4 sıcaklığı belirlendikten sonra termodinamik modelde geriye ana sınır koşullarında olan basınç oranının belirlenmesi kalmıştır. Basınç oranı arttıkça genel olarak motor performansı artsa da aerodinamik limitler, motor geometrisi, üretim kolaylığı ve maliyet göz önünde bulundurulduğunda basınç oranı makul seviyede tutulması gerekmektedir. Eksenel kompresörlü benzer küçük jet motorları değerlendirildiğinde basınç oranları 4 ile 5.5 arasında ve dört kademe eksenel kompresöre sahiptirler [15]. Termodinamik model aşamasında 3 den 6 ya kadar farklı basınç oranları için hesaplar yapılmış ve ön aerodinamik tasarım ve analizler ile bu basınç oranlarındaki kompresör ve türbin geometrileri ile aerodinamik performansları değerlendirilmiştir. Bu ön değerlendirme çalışmalarında artan basınç oranı ile artan kompresör gücünü karşılamak için 4.5 basınç oranından sonra türbin çapının motor çapını artırdığı görülmüştür. Tek kademe türbin ile 5.5 basınç oranına sahip kompresör gücü karşılandığında türbinin bu gücü karşılaması için çapı artmakta ve motor çapını büyütmektedir. Bu durum farklı dönüş hızlarında da kontrol edilmiştir. Artan şaft dönüş hızı türbin çap gereksinimi azalsa da kompresör kanat ucu Mach sayısını artırdığı için aerodinamaik olarak limitlenmektedir. Bu durumda motor çapının türbin tarafından büyütülmemesi için türbin iki kademe olarak tasarlanmalı veya kompresör basınç oranının

düşürülmesi gerekmektedir. İki kademeli türbin aerodinamik olarak tasarımı rahatlatıp kademe basınç oranlarını düşürerek türbin verimini artırmakta ve türbin çapını da düşürmektedir. Mekanik tasarım, üretim ve maliyet olarak motorun en zor üretilen ve en pahalı parçası türbindir. Türbin kademe sayısının 2 olması, beraberinde üretim zorluğu ve maliyetleri de ikiye katlamaktadır. Motorun ekonomik olarak rakipleri ile rekabet edebilmesi için türbinin tek kademe olması şarttır. Bu çalışmada hedef olarak belirlenen çıktının en küçük motor çapı çıktısı olduğu göz önünde bulundurularak motorun yakıt tüketiminden bir miktar feragat edilerek minimum motor çapı için 4.5 kompresör basınç oranı değerinin bu isterleri sağladığı iteratif tasarım çalışmaları ile belirlenmiştir. Kompresör basınç oranı olarak belirlenen 4.5 değeri ile motorun çapı türbin çapı sebebi ile büyütülme gereksinimi olmadan motor tasarımını mümkün kılmıştır. Bu durumda motor çapını yanma odası belirlemiş ve türbin çapına çok yakın bir çap ile yanma odası tasarımı da mümkün olmuştur. Kompresör aerodinamik tasarımı açısından değerlendirildiğinde 6 basınç oranı ile 4.5 basınç oranı kıyaslandığında 4.5 basınç oranının dört kademe ile sağlanması tasarımı rahatlatmaktadır. Altı basınç oranı aerodinamik olarak da motor tasarımını zorlaştırıp son kademe kompresör kanat yüksekliğinde limitleri zorlayacaktır. Artan basınç ile artan yoğunluk hacimsel debiyi düşürdüğü için kanat yükseklikleri azalmaktadır. 10 mm'nin altındaki kanat yapıları üretim açısından ve aerodinamik performans açısından sorun teşkil etmektedir. Kanat yüksekliğinin limitler içinde kalması için kompresör kök çapının düşürülerek şafta yaklaştırılması gerekmektedir. Şafta yaklaştırılarak düşürülen kompresör kök çapı beraberinde mekanik limitler getirmektedir. TR40 ve TJ3200 motorları ile kıyas yapıldığında itki olarak yarı değere sahip bir motorun TR40 motorundaki gibi 5.5 basınç oranı değerinde tasarlanması daha zordur. 1600 N itkiye sahip motorun hava debisi 3200 N itkiye sahip motorun hava debisinin kabaca yarısı kadardır. Düşük hava debisi beraberinde akış pasaj yüksekliklerini düşürmektedir. Hava debisi düşük olan bir motorda yüksek basınç oranı kanat yüksekliği için sorun teşkil etmektedir. Bu durumda bir motorun basınç oranı ile hava debisi arasındaki ilişkinin motor geometrisinde ve tasarımında belirleyici olduğu görülmektedir. Mevcut durumda 3200 N itki ve 5.5 basınç oranına sahip TR40 motorunun basınç oranı F110 motorundaki gibi 30 değerine çıkarılması demek son kademe kompresör kanat yüksekliğinin kabaca 5 te 1 yüksekliğine inmesi demektir. Buda tasarım ve performans olarak mümkün bir gerçeklik değildir. Bu durumda eksenel kompresörlü bir turbojet motor için basınç oranı motorun hava

debisinden bağımsız düşünülemez, hava debisi de motor itkisinin doğrusal çarpanı olduğu için itki ile basınç oranı arasında mümkün olabilirlik durumu oluşturmaktadır. Kompresör basınç oranı olarak belirlenen 4.5 değeri motor itkisi olan 1600N için aerodinamik olarak tasarım açısından 5.5 basınç oranı ile kıyaslandığında daha makul bir değerdir.

Termodinamik model için gerekli iki ana sınır koşulu olan basınç oranı ve T4 sıcaklığı belirlendikten sonra geriye programa girdi olarak bileşen verimleri ve basınç düşümlerinin tanımlanması kalmaktadır. Başlangıç termodinamik modellerde kompresör verimi olarak %83, türbin verimi olarak %89 belirlenmiştir. Yanma odası basınç düşümü %7, 1 Mach uçuş hızına kadar inlet basınç düşümü %1 ve mekanik verim olarak %98 değerleri termodinamik model programına girdi olarak tanımlanmıştır. Motorun bulunduğu platformun elektrik ihtiyacının karşılanması için motor içinde bulunacak jeneratör için de 4 kW güç belirlenmiştir. Belirlenen termodinamik model girdi parametreleri ile 1600 N itki çıktısı için hesaplar yapılmıştır. Aşağıda Tablo 3.1'de termodinamik model girdi parametreleri, Tablo 3.2'de termodinamik model programı sonucu elde edilen çıktılar verilmiştir.

Tablo 3.1: Termodinamik model programı girdi sınır koşulları.

Atmosfer basıncı (atm)	1
Hava giriş toplam sıcaklığı (°K)	298.15
Uçuş hızı (Mach)	0
Basınç oranı	4.5
T4 (°K)	1173.15
Türbin izentropik verimi (%)	89
Jeneratör gücü (kW)	4
Mekanik verim (%)	98
Yanma odası verimi (%)	98
Kompresör izentropik verimi (%)	83
Yanma odası basınç düşümü (%)	7
Hava alığı toplam basınç düşümü (%)	1
Egzoz nozulu toplam basınç düşümü (%)	2
Yakıt net alt ısıl değeri (kJ/kg)	42800

Tablo 3.2: Termodinamik model programının sonuçları.

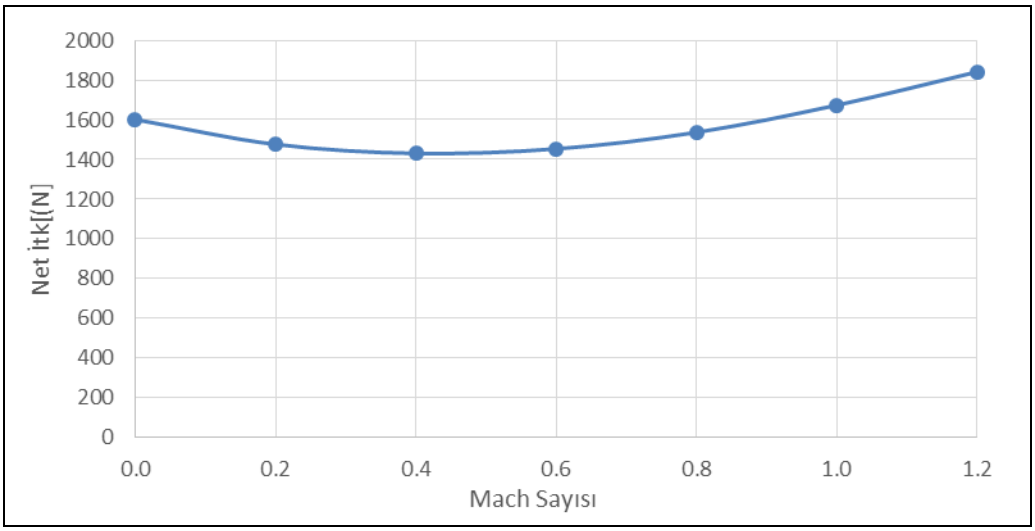
Motor hava debisi (kg/s)	2.5
Motor itkisi (N)	1602.5
Hava giriş toplam entalpisi (kJ/kg)	288.383
Hava giriş entropisi (kJ/kgK)	6.826
Kompresör çıkış toplam basıncı (bar)	4.514
Kompresör çıkış toplam sıcaklığı (°K)	471.67
Kompresör çıkış toplam entalpisi (kJ/kg)	474.12
Kompresör çıkış entropisi (kJ/kgK)	6.895
Yanma odası çıkış toplam basıncı (bar)	4.198
Yanma odası çıkış toplam sıcaklığı (°K)	1173.15
Yanma odası çıkış toplam entalpisi (kJ/kg)	1416.8
Yanma odası çıkış entropisi (kJ/kgK)	7.865
Yakıt kütlesel debisi (g/s)	49.477
Yakıt hava kütlesel oranı	0.01979
Yanma odası çıkış O2 kütlesel oranı	0.1554
Yanma odası çıkış N2 kütlesel oranı	0.7267
Yanma odası çıkış Ar kütlesel oranı	0.012
Yanma odası çıkış CO2 kütlesel oranı	0.058
Yanma odası çıkış H2O kütlesel oranı	0.0478
Yanma odası çıkış gaz kütlesel debisi (kg/s)	2.549
Türbin çıkış toplam basıncı (bar)	2.159
Türbin çıkış toplam sıcaklığı (°K)	1020.3
Türbin çıkış toplam entalpisi (kJ/kg)	1229.4
Türbin çıkış entropisi (kj/kgK)	7.888
Egzoz nozulu çıkış basıncı (bar)	1.01325
Egzoz nozulu çıkış sıcaklığı (°K)	847.47
Egzoz nozulu çıkış gaz hızı (m/s)	641.41
Egzoz nozulu çıkış Mach sayısı	1
Egzoz nozulu çıkış alanı (m^2)	0.0097
Egzoz nozulu çıkış çapı (m)	0.111
Motor özgül yakıt tüketimi (g/kNs)	30.876
Kompresör gücü [kW]	464.35
Türbin gücü [kW]	477.825
Mekanik kayıp gücü [kW]	9.476
Motor termodinamik genel verimi [%]	0.247

Termodinamik model programında kullanılan sınır koşulları literatürde ve endüstride kabul görmüş GASTURB programında girdi olarak kullanılarak çevrim tekrar modellenmiş ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Yazılan termodinamik model programı ile GASTURB programının sonuçları yüksek oranda benzerdirler. Aşağıda özet olarak Tablo 3.3'de termodinamik model programı ile GASTURB programının sonuçları verilmiştir.

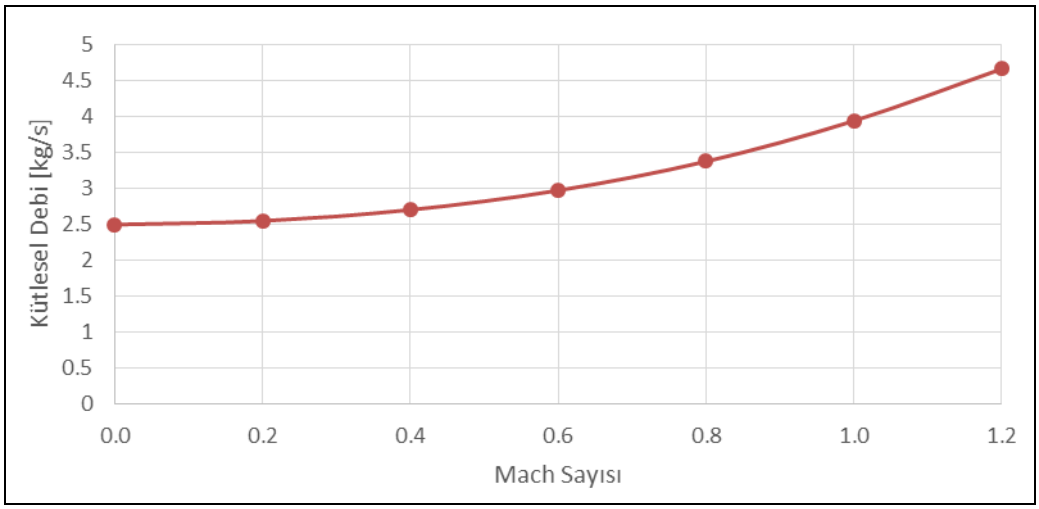
Tablo 3.3: Termodinamik hesapların kıyaslanması.

Sonuçlar	Termodinamik Model Programı	GASTURB Programı
Motor itkisi (N)	1602.5	1601.6
Hava debisi (kg/s)	2.5	2.499
Kompresör çıkış toplam sıcaklığı (°K)	471.67	472.89
Türbin çıkış toplam sıcaklığı (°K)	1020.3	1014.97
Türbin çıkış toplam basıncı (bar)	2.159	2.119
Yakıt tüketimi (g/s)	49.477	48.483
Özgül yakıt tüketimi (g/kNs)	30.876	30.272

Deniz seviyesinde durağan durumdan uçuş hızı 1.2 Mach değerine kadar olan performans hesapları termodinamik model programında yapılmıştır. Hesaplarda sabit kompresör ve türbin verimi kullanılmıştır. Kompresör basınç oranının hesaplaması için kompresör entalpi artışı sabit tutulmuştur. Hesaplarda yanma odası çıkış sıcaklığı 900 °C ve %100 şaft hızı durumunda hacimsel debi değeri sabit tutulmuştur. Hesaplamalar sonucu elde edilen performans grafikleri aşağıda verilmiştir.



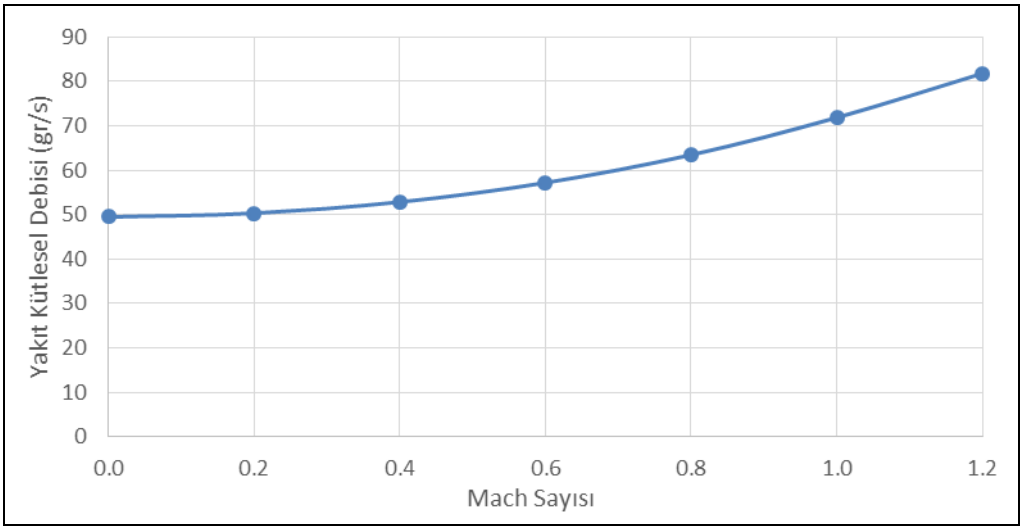
Şekil 3.9: Motor net itkisi grafiği.



Şekil 3.10: Motor kütlesel hava debisi grafiği.

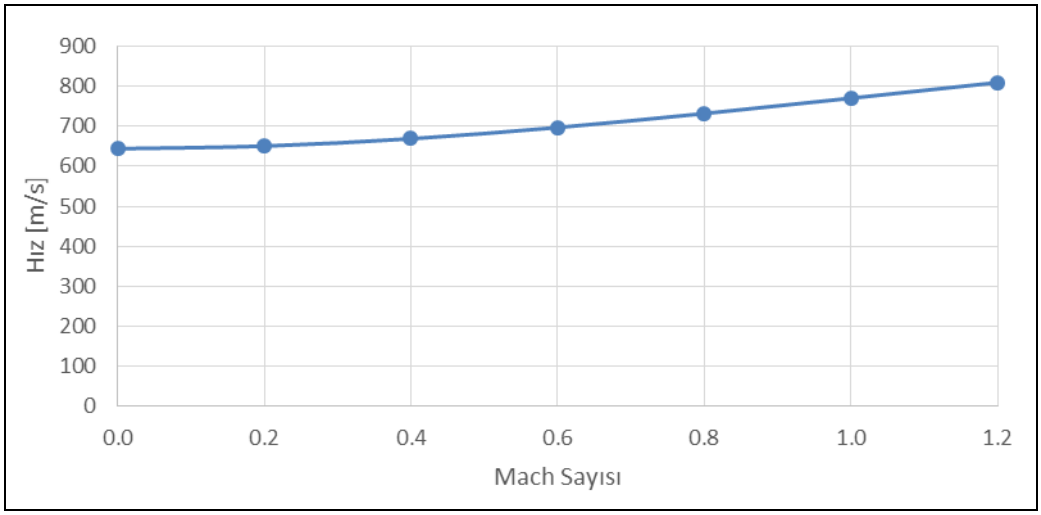
Uçuş hızı ile artan hava giriş momentumu motor itkisinden çıkarıldığı için artan hız ile net itki 0.5 Mach değerine kadar azalmaktadır. Uçuş hızının yaklaşık 0.5 Mach değerinden sonra motor girişindeki artan toplam basınç veya ram basıncı olarak adlandırılan durum neticesinde motor girişindeki havanın yoğunluğu artırmaktadır. Motordan geçen hacimsel debi sabit olsa da gerçek kütlesel debi artan hava yoğunluğundan dolayı artmaktadır. Motor kütlesel debisindeki artış Şekil 3.10'da verilmiştir. Motor kütlesel debisindeki artış motor itkisini artırdığı için 0.5 Mach uçuş hızından sonra girişteki momentumun net itkideki düşüşünden daha fazla itki kazancı sağladığı için artan uçuş hızı ile net itki 0.5 Mach değerinden sonra artış

göstermektedir. Yaklaşık 0.9 Mach uçuş hızında motor deniz seviye durağan durumdaki dizayn itkisi olan 1600 N itki seviyesine tekrar ulaşmaktadır.



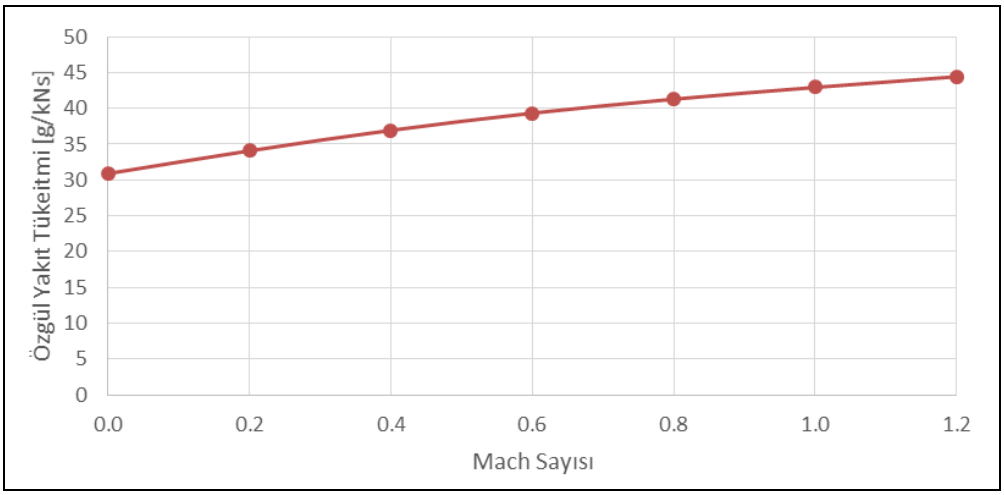
Şekil 3.11: Motor yakıt tüketimi grafiği.

Uçuş hızı ile artan motor kütlesel debisindeki artış beraberinde sabit T4 sıcaklığı için daha fazla yakıt yakılmasını gerektirdiği için artan uçuş hızı ile motorun yakıt tüketimi de artmaktadır.



Şekil 3.12 Motor egzoz nozulu gaz çıkış hızı grafiği.

Motor girişinde artan toplam basınç motor bileşenlerinin basınç değerlerini de artırmaktadır. Egzoz gaz hızı nozul giriş basıncının fonksiyonu olduğu için artan egzoz nozulu giriş basıncı egzoz nozulu çıkışında gaz hızını artırmaktadır.

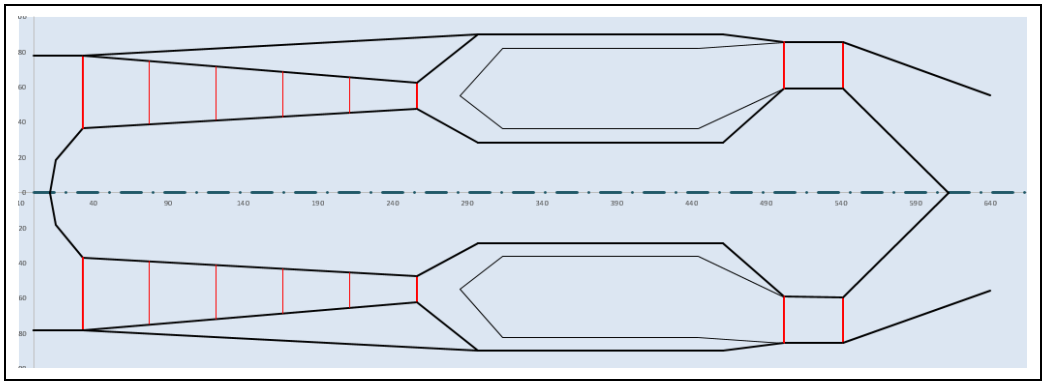


Şekil 3.13: Motor özgül yakıt tüketimi grafiği.

Uçuş hız ile artan hava giriş momentumunun neticesinde net itkideki azalma motor özgül yakıt tüketimini artırmaktadır.

Ön tasarım aşamasında motor performansı için kıymetli bilgiler böylece elde edilmiş olsa da motor nihai performansı kompresör ve türbinin nihai aerodinamik tasarımlarının HAD analizleri ile haritalarının çıkarılıp motor modelinin GASTURB programında modellenmesi ile elde edilecektir.

Termodinamik model programının içerisinde ön motor boyutlandırma hesapları sonucu basit motor kesit geometrisi elde edilmiştir. Kompresör kanat ucu Mach sayısı 1.35 için şaft hızı 55000 rpm olarak bulunmuştur. Motor için en düşük olabilecek çap değeri 180 mm olup motor boyu yaklaşık 640 mm olarak hesaplanmıştır. Motor geometrisi nihai aerodinamik tasarım sonrası netleşecek olsa da mevcut hesaplama motor geometrisi hakkında ön bilgi vermektedir. Motorun basit kesit geometrisi aşağıda Şekil 3.14'de verilmiştir.

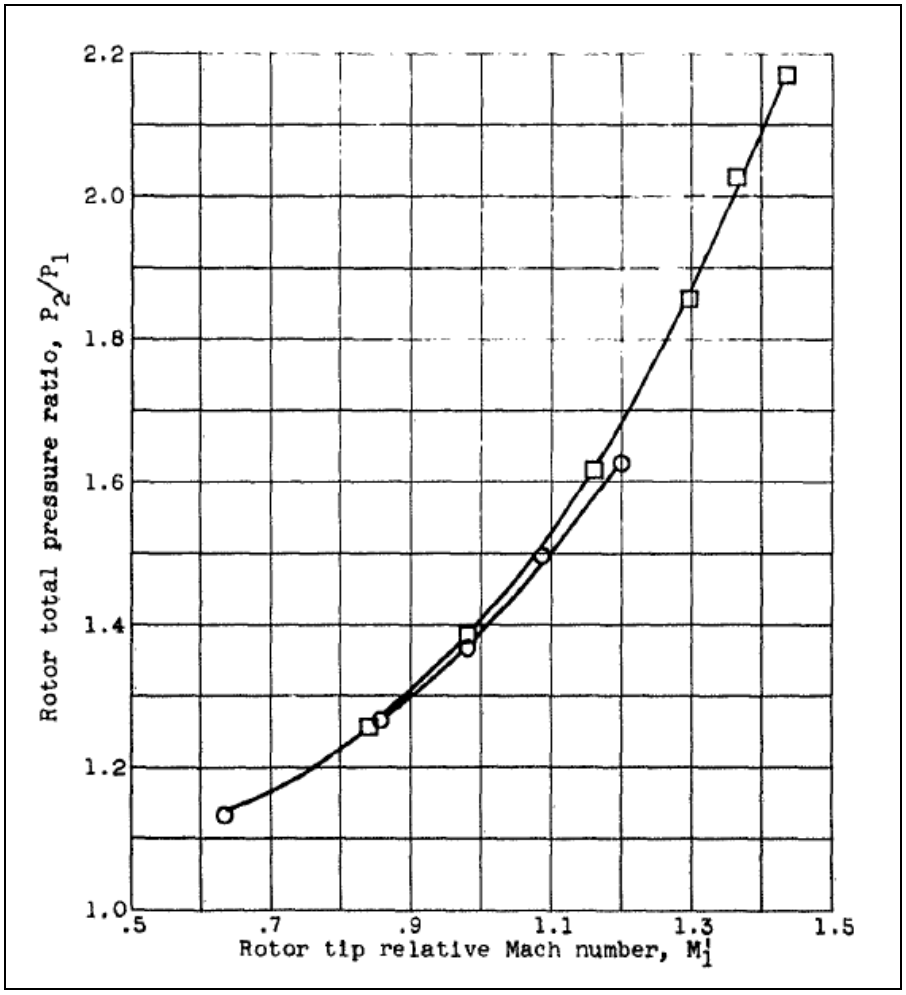


Şekil 3.14: Motor basit kesit geometrisi.

3.2. Kompresör Tasarımı

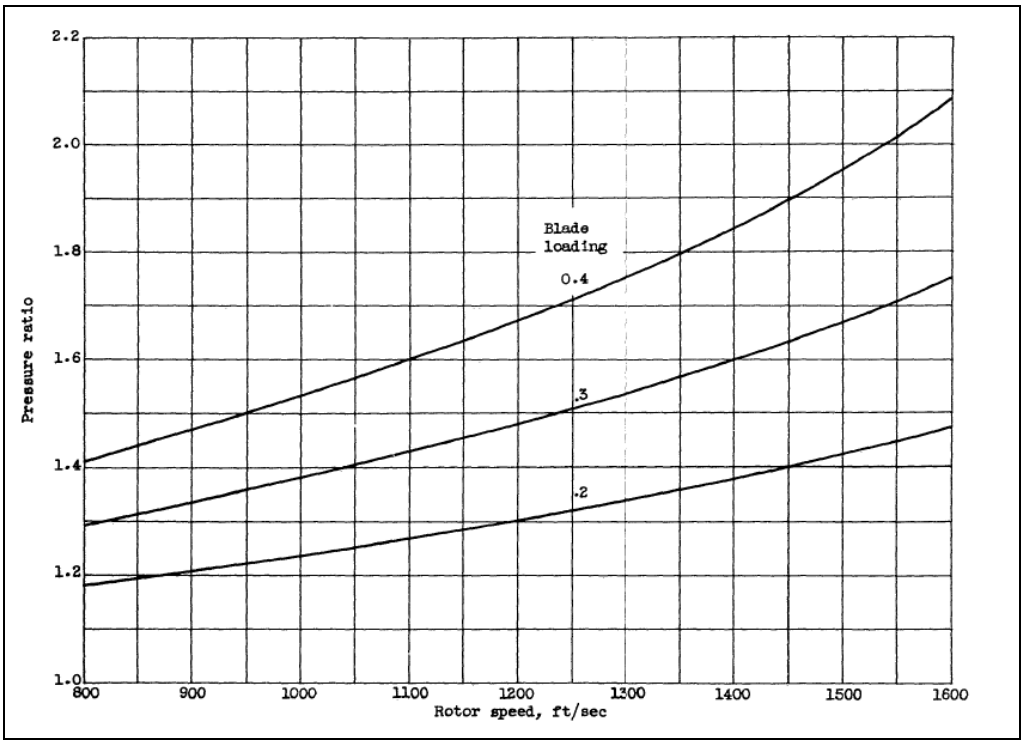
Motor termodinamik model hesapları ile kompresör sınır koşulu olarak 2.5 kg/s kütlesel hava debisi ve 4.5 basınç oranı bulunmuştur. Benzer motorlarda dört kademeli eksenel kompresör kullanılmaktadır. Artan kademe sayısı avantaj olarak kademe basınç oranını düşmekte böylece aerodinamik tasarımı kolaylaştırmakta ve verimi artırmaktadır. Fakat fazla sayıda kademe kullanılması motor ağırlık, boyut ve maliyetlerini de beraberinde artırmaktadır. Artan motor boyut, ağırlık ve maliyet motorun benzer itkideki rakipleri ile rekabet edebilme kabiliyeti azalacağı için 4.5 basınç oranı için kompresör kademe sayısı dört olarak belirlenmiştir. Her kademede eşit basınç oranı kabulü yapılır ise dört kademede 4.5 basınç oranına ulaşılabilmek için ortalama kademe basınç oranı 1.456 olarak hesaplanır. Havanın kompresör kademelerinde sıkışması sonucu artan basınç ve sıcaklığı ile beraberinde Cp değeri de artmaktadır. Bu durum kompresör kademelerinde sabit entalpi artışı durumunda son kademeye doğru kompresör basınç oranında azalma anlamına gelmektedir. Kompresör girişinden çıkışına doğru kademe basınç oranları bu sebep ile genel olarak azalır. Azalan basınç oranının kompresör geometrisi ile de ilişkisi vardır. Genel uygulamada kompresör kanat çaplarının en yüksek olduğu kademe ilk kademedir ve kademeler ilerledikçe pasaj yüksekliğinin ayarlanması, yanma odası ile kompresör konumunun ayarlanması veya mekanik açıdan artan kademe sıcaklığına karşı gerilmelerin azaltılması için son kademeye doğru çaplar azaltılır. Azalan çap kanat çizgisel hızını düşürdüğü için kademenin de basınç oranını düşürmektedir. Ortalama 1.456 olarak hesaplanan basınç oranı bahsedilen sebeplerden dolayı ilk kademe daha yüksek son kademede daha düşük olacaktır. Kompresör tasarımında üç temel geometrik pasaj yapısı bulunur. Bu tasarım yapıları kanat kökü çapının sabit olduğu, kanat ucu çapının sabit olduğu ve kanat ortalama çapının sabit olduğu durumlardır. Bu üç yapının bir birine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Motor çapının minimum tutulması hedeflenen bu motor tasarımında kompresör çıkışının yanama odasını merkezlemesi ve akışın yanma odasına olabildiğince az basınç düşümü ile homojen bir şekilde ulaşması için ortalama kanat çapının sabit olduğu kompresör pasaj yapısı tasarım için seçilmiştir. Kompresör kanat ucu çizgisel hızı Mach sayısı cinsinde yaygın olarak tanımlanır ve kanat ucu Mach sayısı olarak adlandırılır. Kanat ucu Mach sayısı kademe basınç oranı ile ilişkilidir. Aşağıda Şekil

3.15'de kanat ucu Mach sayısı ile iki farklı kompresör rotorunun basınç oranı ilişki verilmiştir [20].



Şekil 3.15: Kanat ucu Mach sayısı ile kompresör basınç oranı değişimi.

Kompresör ortalama basınç oranı 1.456 olması ve giriş kademelerinde daha da yüksek basınç oranına ulaşılması gerektiği göz önünde bulundurulduğunda tasarlanacak olan kompresör transonik kompresör olmak zorundadır. Kanat ucu Mach sayısı aynı zamanda kanat yükünün fonksiyonudur. Kanat yükü arttıkça aynı basınç oranı için daha düşük Mach sayısı gerekirken kanat yükü azaltıldığında daha yüksek kanat ucu Mach sayısı gerekliliği oluşmaktadır. Bu durum aşağıda Şekil 3.16'daki grafikte görülmektedir [20].



Şekil 3.16: Kanat ucu Mach sayısı ve kanat yükünün basınç oranı ile değişimi.

Kanat yükü fiziksel olarak torku oluşturan kuvvet demektir. Kompresör kanadının akışkana kazandırdığı iş girdisi olan kinetik enerji ile kanadın basınç ve emiş yüzeyleri olarak adlandırılan iki yüzeyi arasında basınç farkı oluşmaktadır. Oluşan basınç farkı kanat alanı ile çarpıldığında torku oluşturan kuvvet elde edilir. Kanadın dönüş merkezine olan uzaklığı da moment koludur. Moment kolu ile kuvvetin çarpımı da tokun değerini verir. Güç de tork ile açısal hızın çarpımıdır. Kompresör tarafından akışkanı sıkıştırmak için yapılan işin güç karşılığı bu durumda kanat yükü, kanat yarıçapı ve kanat dönüş açısal hızının çarpımına eşit olmaktadır. Kompresör güç tüketimi veya kompresör basınç oranı sabit tutulduğunda dönüş hızı ile kanat yükü arasındaki ters orantı ortaya çıkmaktadır. Tüm turbo makinelerdeki iş girdisi veya iş çıktısını tanımlayan fizik tork ile dönüş hızının çarpımıdır. Kompresör işinin güç formülü çıkartılır ise aşağıdaki denklem (3.3) den denklem (3.6)'ya kadar olan sıralama izlenir [21].

$$wc = \omega\tau = m\Delta h_t \tag{3.3}$$

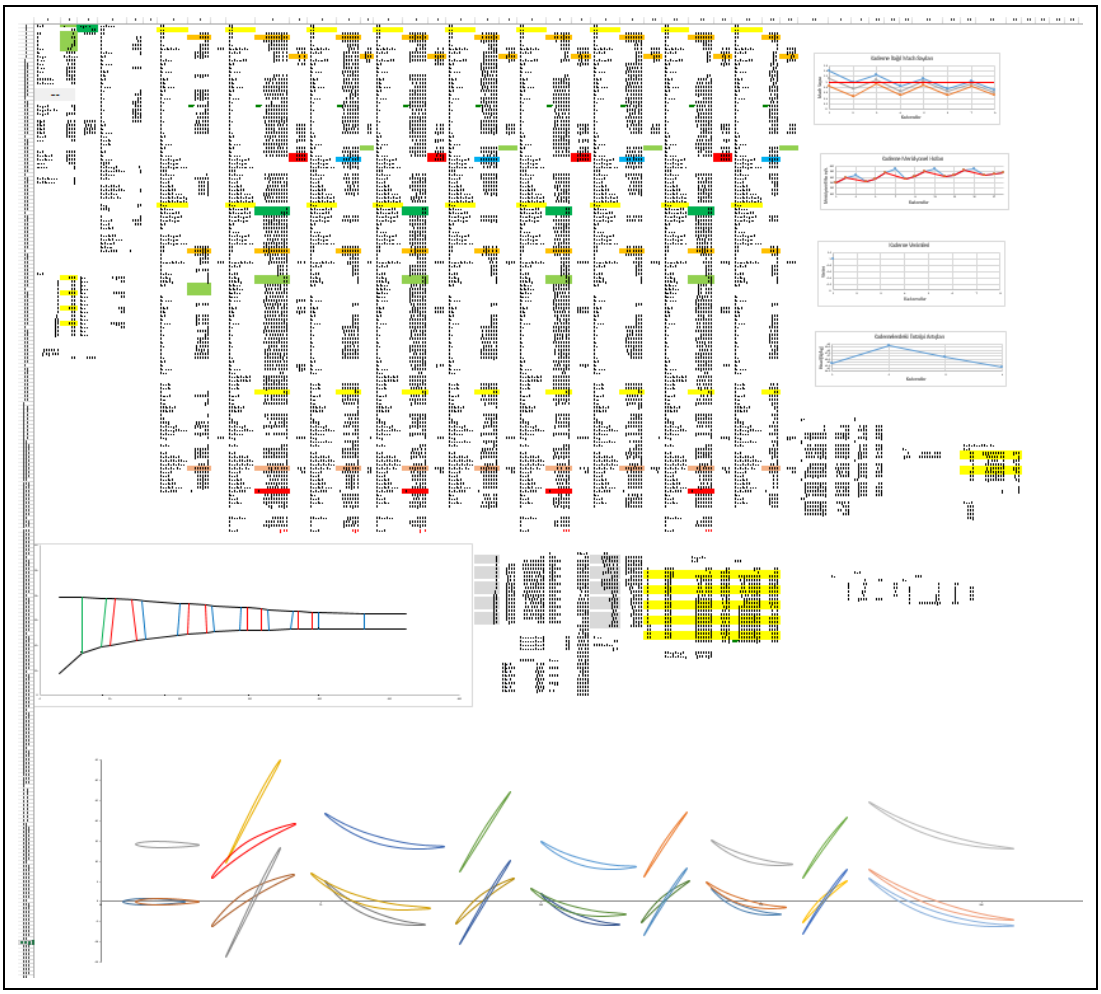
$$\tau = m[r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}] \tag{3.4}$$

$$wc = \tau\omega = m\omega[r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}] \tag{3.5}$$

$$h_{t2} - h_{t1} = \omega[r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}] \tag{3.6}$$

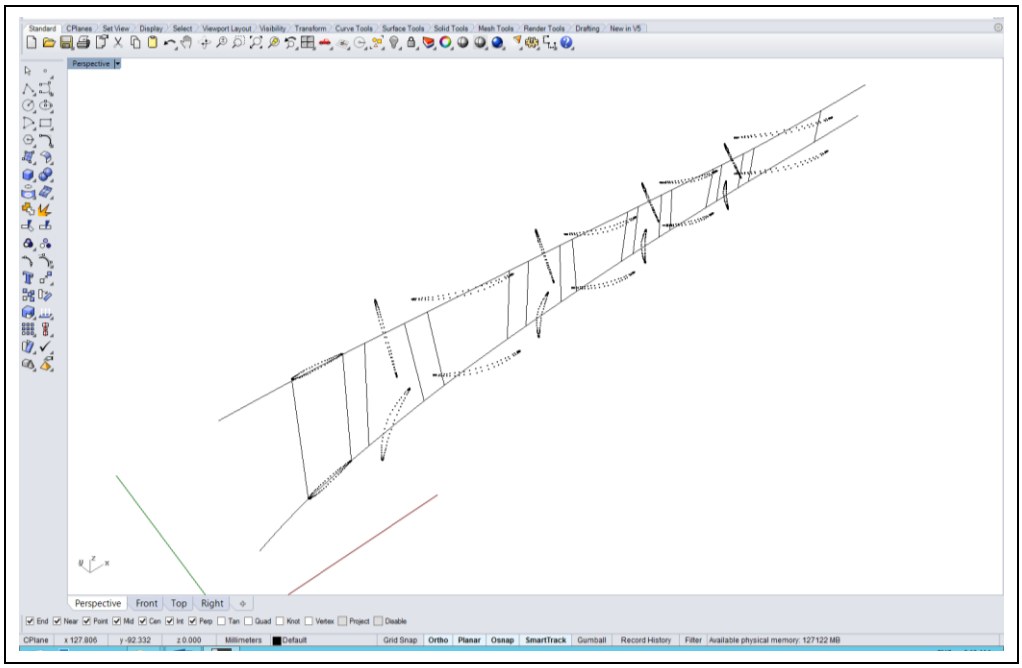
Denklem (3.6) Euler türbin denklemidir ve tüm turbo makineler için iş girdi ve çıktı gücünün hesaplanmasında kullanılır. Denklem (3.6) incelendiğinde kompresör girişi ile çıkışı arasındaki akışkana kazandırılan net tork ile açısal hızın çarpımı kompresör gücünün kütlesel debiye bölünmüş değeri olan entalpi hedi veya eltalpi artışına eşittir. Akışkanın basıncı sabit entropide veya sıkıştırma sonucu artan nihai entropi değeri ile entalpi değerinin kesiştikleri noktadan hesaplanır. Kompresör basınç oranının artması demek iş girdisinin artması veya entalpi girdisinin artması demektir. Kompresör tasarımında temel termodinamik ilişkiyi Euler denklemi tanımlamaktadır.

Termodinamik model programının içindeki ön boyutlandırma hesaplarında 1.35 kanat ucu Mach sayısı için 55000 rpm değeri hesaplanmıştır. Kompresör girişinde kanat ucu yarıçapı 78 mm, kanat kök yarıçapı 37 mm ve kompresör eksenel boyu 224 mm olarak termodinamik model ön geometri hesaplarından çıkmıştır. Kabaca boyutları ve hızı belli olan eksenel kompresörün bu aşamada detay tasarımları Microsoft Excel ortamında yazılan kompresör tasarım programı ile yapılmıştır. Kompresör tasarım programının ana sayfasına ait görsel aşağıda Şekil 3.17'de verilmiştir.

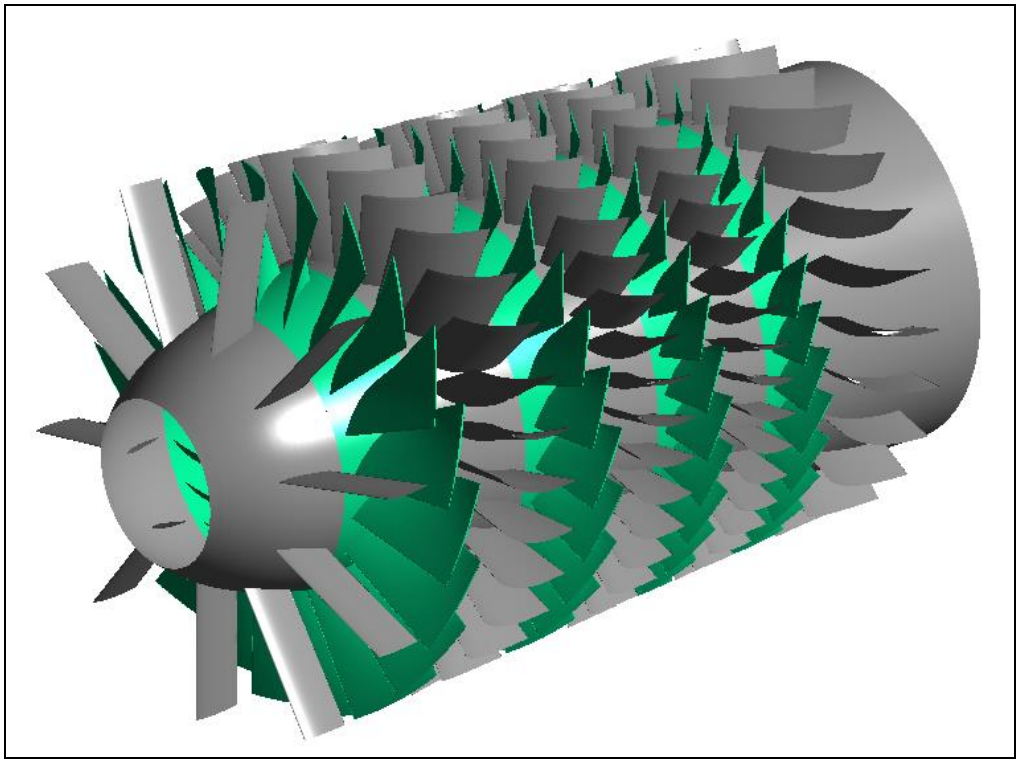


Şekil 3.17: Kompresör tasarım programı ana sayfası.

Kompresör tasarım programı öz dizayn boyutlandırma programıdır. Programda tasarlanan kompresörün geometrisi nokta bulutu olarak üç boyutlu oluşturulmaktadır. Hesaplanan geometri CAD programlarında nokta bulutu olarak açılıp sonrasında noktalardan eğriler, eğrilerden de yüzeyler tanımlanarak üç boyutlu katı modeli oluşturulmaktadır. Kompresör tasarım programında tasarlanan kompresörün nokta bulutu üç boyutlu geometrisinin Rhinoceros CAD geometri programında açılmış hali Şekil 3.18'de verilmiştir. Nokta bulutu geometrisinden çizilen kompresör üç boyutlu katı modeli de aşağıda Şekil 3.19'da verilmiştir.



Şekil 3.18: Tasarlanan kompresörün nokta bulutu geometrisi.

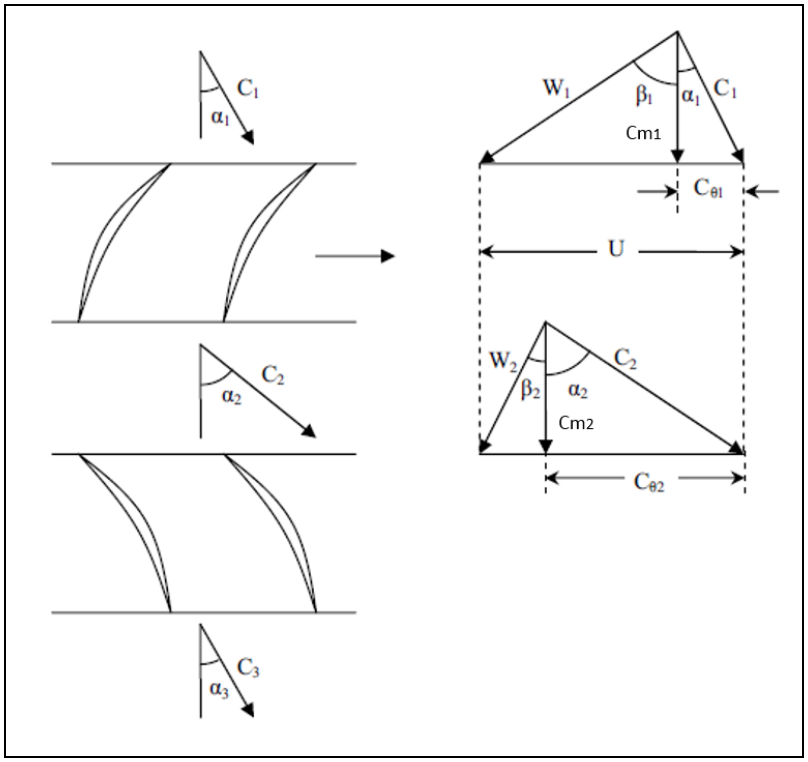


Şekil 3.19: Tasarlanan kompresörün üç boyutlu geometrisi.

Kompresör tasarımı yapılan geometriler HAD analizleri ile değerlendirilmiştir. Analizler neticesinde kompresörlerin performansları değerlendirilmiş ve

iyileştirilmesi gereken noktalar belirlenmiştir. Tasarımlar sürekli yenilenerek nihai kompresör geometrisine ulaşılmıştır. Tasarım sürecinin ana unsuru olan HAD analizleri ile tasarımın değerlendirilmesi tasarım sürecinin büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Kompresör tasarım sürecinin hızlandırılması için HAD analizlerinin de hızlandırılması gerekmektedir. HAD analizleri öncesi akış domain geometrisi ve mesh hazırlama sürecinin kısaltılması HAD analiz hazırlık süresini kısaltmaktadır. Kompresör tasarım programında oluşturulan nokta bulutu geometrisi Ansys TurboGrid mesh programının dosya girdi formatına uygun şekilde hazırlanarak HAD analiz hazırlık süresi kısaltılmıştır. Kompresör tasarım programında tasarlanan geometri üç boyutlu çizim ve HAD analiz domain geometrisi hazırlamaksızın mesh programına uygun şekilde dosya çıktısı vererek direk kompresör meshleri hazırlanmış ve analiz edilmiştir. Bu yöntem HAD analiz süresini kısaltarak kompresör tasarım sürecini hızlandırmıştır.

Kompresör tasarımında ilk nokta hız üçgenleridir. Hız üçgenleri kompresörün rotor ve stator kısımlarında akışkan ile kanat hızlarının mutlak ve bağıl hız olarak eksen takımlarındaki değerleridir. Kompresör hız üçgenleri aşağıda Şekil 3.20'de verilmiştir.



Şekil 3.20: Kompresör hız üçgenleri.

Kompresör tasarım programında ilk olarak kullanıcı girdileri belirlenmiştir. Programın girdileri aşağıda Tablo 3.4'de verilmiştir.

Tablo 3.4: Kompresör tasarım programı girdileri.

Şaft dönüş hızı (rpm)	53000
Meridyonel hız (m/s)	175
Kütlesel debi (kg/s)	2.5
Giriş toplam basıncı (atm)	1
Giriş toplam sıcaklığı (°C)	15
Kanat kök yarıçapı (mm)	34-53
Rotor-Stator eksenel boy (mm)	10-33
Kademeler arası eksenel boy (mm)	5-7
İzentropik verim (%)	84
Kanat kökü yük oranı	0.52-0.45
Kanat ucu yük oranı	0.3-0.36
Kanat katılık oranı	1.27-2.05
Stator çıkış akış açısı (°)	0
Kanat akış kayması oranı	0.91-0.95
Kanat giriş çıkış atak açısı (°)	-2-0
Kanat kalınlığı (mm)	1.26-2.28
Süpersonik akış blokaj faktörü	1.21-1.12

Tasarım programı çıktı olarak kompresör geometrisi kademelerdeki basınç oranları, termodinamik veriler ve Mach sayıları gibi tasarım için kritik bilgiler ve kompresör geometrisini tanımlayan verileri hesaplamaktadır. Termodinamik hesaplar NIST Refprop programının Excel eklentisi ile tablodan okuma yöntemi ile yapılmıştır. Hesaplar rotor ve stator kademeleri için sıralı yapılarak her kademe için tekrarlanmıştır. Hesaplama ilk olarak akış pasaj yüksekliğinin hesaplanması ile başlamaktadır. Sıkıştırılabilir bir akışkanın yoğunluğu statik basınç ve statik sıcaklığının fonksiyonudur. Statik değerler akışkanın hızına bağlıdır. Toplam basınç ve sıcaklığı bilinen bir akışkanın belirli bir pasaj içindeki hızının veya hızın bilindiği durumda pasaj alanının hesaplanması iterasyon gerektirmektedir.

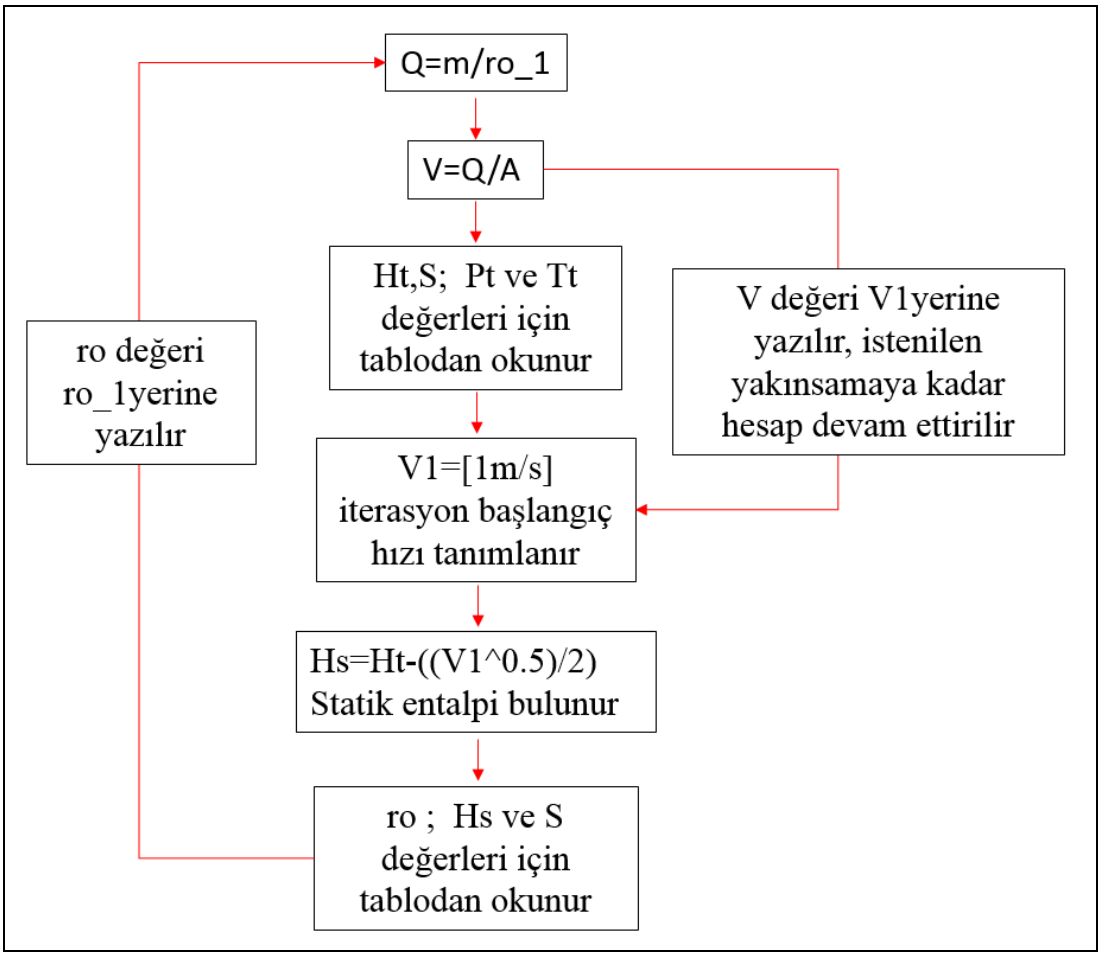
$$A = {}^{Q}/_{V} \tag{3.7}$$

$$Q = {}^{m}/_{ro} \tag{3.8}$$

Denklem (3.8)'de tanımlanan ro akışkanın yoğunluğunun bulunması iteratif bir hız hesaplaması ile yapılmaktadır. Sınır koşulları için toplam entalpi Ht ve entropi tablodan okuma yöntemi ile toplam basınç Pt ve toplam sıcaklık Tt değerinden tablodan okunur. V1=1 m/s akışkanın iterasyon başlangıç hızı tanımlanır. V1 hızı için akışkanın statik entalpisi denklem (3.9) ile hesaplanır.

$$Hs = Ht - (V1^{2})/2 \tag{3.9}$$

Hesaplanan Hs değeri ve S değeri için tablodan statik basınç Ps, statik sıcaklık Ts ve yoğunluk ro okunur. Bulunan ro değeri denklem (3.8) yerine yazılır ve denklem (3.7)'den V hızı hesaplanır. Hesaplanan V hızının değeri denklem (3.9)'da V1 yerine yazılır ve hesaplar tekrar edilir. V ile V1 hızı arasında istenilen yakınsama oranına kadar hesaplar yenilenir. İstenilen yakınsamaya ulaşıldığında sıkıştırılabilir akış için statik termodinamik değerler, alan ve hız belirlenmiş olur. İterasyon işlemi şematiği aşağıda Şekil 3.21'de verilmiştir.



Şekil 3.21: Sıkıştırılabilir akış iteratif hız alan hesaplama şematiği.

Akış pasaj kanat kökü yarıçapı program girdisi olduğu için pasaj kanat ucu yarıçapı program girdisinde tanımlanan Cm meridyonel hızı için Şekil 3.21'deki yöntem ile hesaplanmaktır. Kanat giriş çıkış açıları Şekil 3.20'deki hız üçgenlerinden hesaplanmaktadır [21]. Rotor giriş açısı β_1 denklem (3.10) rotor çıkış açısı β_2 denklem (3.11)'den hesaplanmıştır.

$$\beta_1 = ATAN(\frac{U - C\theta 1}{Cm1}) \tag{3.10}$$

$$\beta_2 = ATAN(\frac{U - C\theta 2}{Cm2}) \tag{3.11}$$

Benzer şekilde stator giriş çıkış açıları denklem (3.12) ve denklem (3.13) ile hesaplanmıştır.

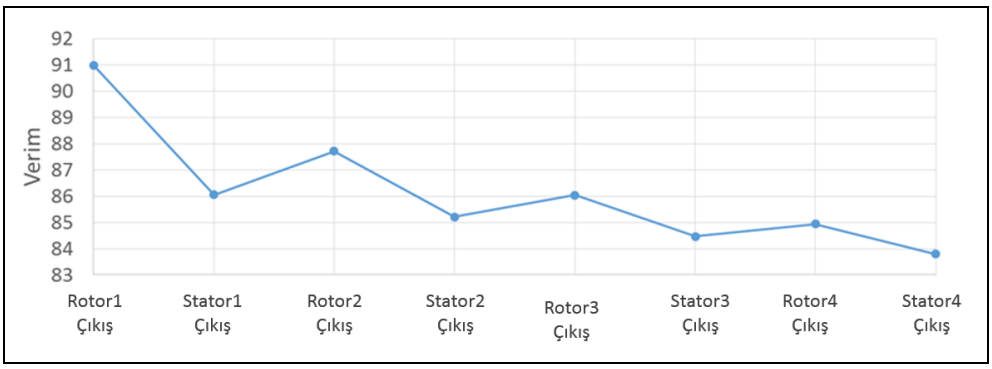
$$\beta_1 = ATAN(\frac{C\theta 1}{Cm1}) \tag{3.12}$$

$$\beta_2 = ATAN(\frac{C\theta 2}{Cm2}) \tag{3.13}$$

Çevresel hız U rotor için hesaplanır ve denklem (3.14)'de verilmiştir.

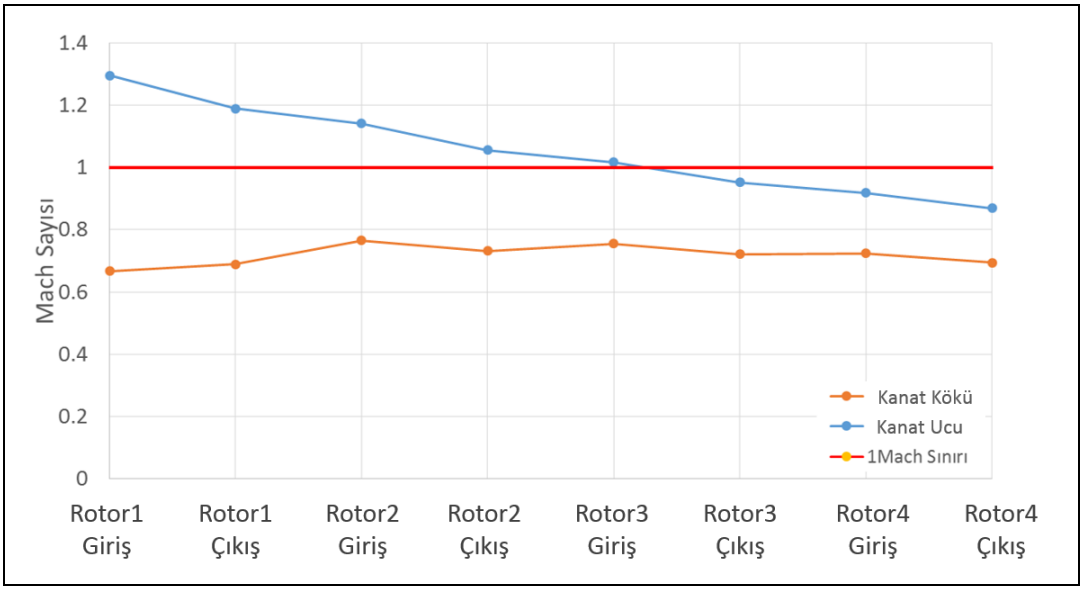
$$U = \omega r \tag{3.14}$$

Kanat girişinde hızın çevresel bileşeni olan $C\theta$ akıştaki dönüşü temsil eder ve rotor girişinde girdi olarak tanımlanır. Stator kanadında ise rotor çıkışındaki akışın çevresel hız bileşenidir. Stator çıkışında akış açısı 0 ° yani $C\theta$ değeri 0 m/s hız için tasarım yapılmıştır. Tüm rotor girişlerinde akışın rotora düz geldiği durumu temsil etmektedir. Tüm hesaplar iki istasyon olan kanadın kökü ve ucu için yapılmıştır. Kanat kökü ve kanat ucu geometrisi belirlenen kompresör bu iki profil ile çizilmektedir. Kompresör basınç oranı kompresör rotor dönüş hızı U değerinin oranı olarak kompresör çıkışında $C\theta$ girdisi olarak yapılmaktadır. Denklem (3.6)'dan hesaplanan kompresör entalpi artışı ile istenilen basınç oranını veren $C\theta$ değeri programa girdi olarak yapılmaktadır. Kompresör kademe verimleri tasarım programında girdi olarak tanımlanmaktadır. Kompresör verimi iteratif kompresör tasarımlarında HAD analizleri neticesinde elde edilen değerler için yenilenerek tasarım programında kullanılmıştır. Kompresör tasarım programında kullanılan kademe çıkışlarındaki verim değerleri aşağıda Şekil 3.22'de verilmiştir.



Şekil 3.22: Kompresör kademe verim girdileri.

Tasarım girdilerinden kritik öneme sahip kompresör rotor kanat ucu ve kanat kökü Mach sayıları aşağıda Şekil 3.23'de verilmiştir.



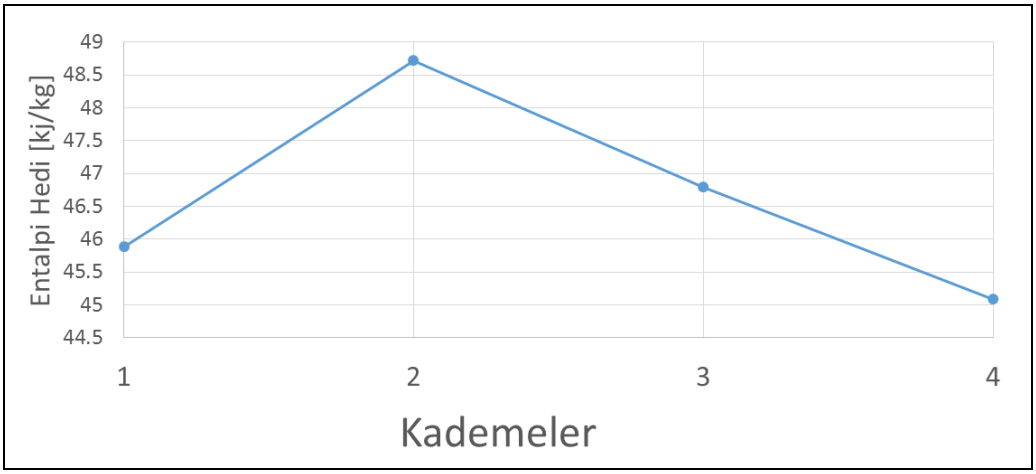
Şekil 3.23: Kompresör kanat Mach sayıları.

Kanat ucu Mach sayılarının kompresör basınç oranı ile olan ilişkisi şekil 3.15'de verilmiştir. Artan kademe basınç oranını karşılamak için kanat ucu Mach sayılarının da artması gerektedir. Toplam 4.5 basınç oranına ulaşacak olan kompresörün kademelerdeki basınç oranları aşağıda Tablo 3.5'de verilmiştir.

Tablo 3.5: Kademe basınç oranları.

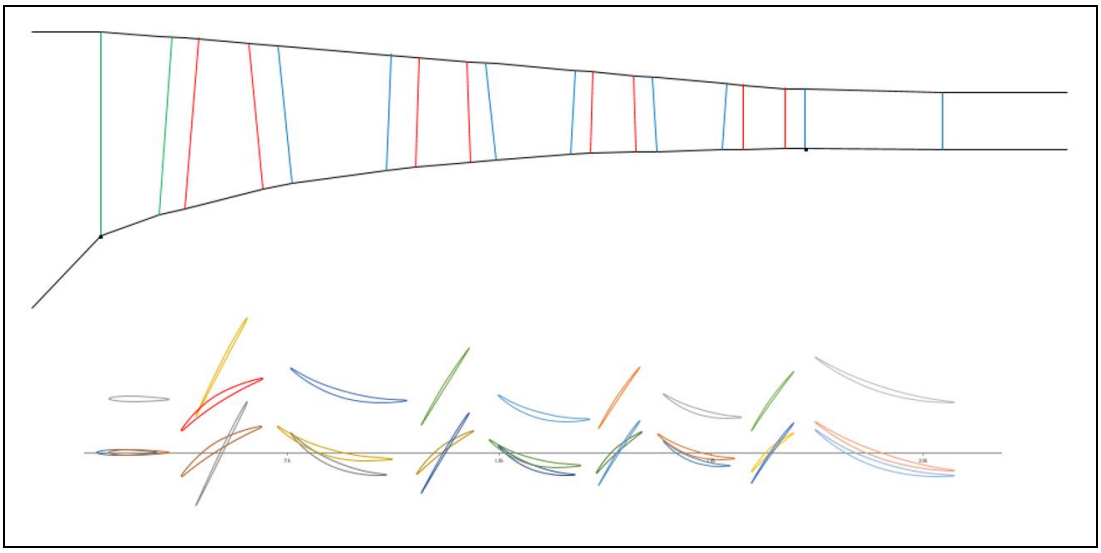
Rotor1 basınç oranı	1.60
Kademe1 basınç oranı	1.56
Rotor2 basınç oranı	1.54
Kademe2 basınç oranı	1.51
Rotor3 basınç oranı	1.44
Kademe3 basınç oranı	1.42
Rotor4 basınç oranı	1.38
Kademe4 basınç oranı	1.35

Tablo 3.5'deki basınç oranlarını oluşturan dört kademedeki entalpi hedi yani entalpi artışları aşağıda Şekil 3.24'de verilmiştir.



Şekil 3.24: Kompresör kademelerindeki entalpi artışları.

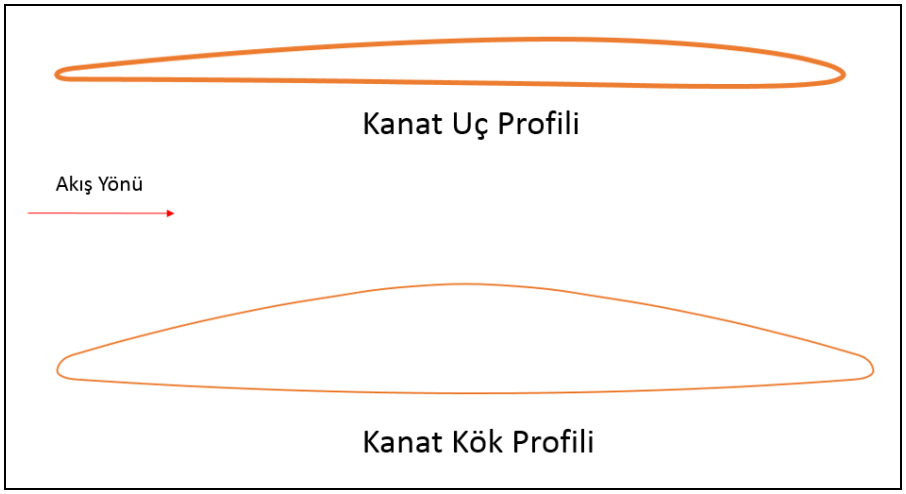
İteratif tasarım süreci sonunda HAD analizleri ile tasarımların değerlendirilip iyileştirmeler yapılarak nihai halini alan kompresör tasarımının pasaj profil ve kanat profil yerleşimi Şekil 3.25'de verilmiştir.



Şekil 3.25: Kompresör tasarımı pasaj profili ve kanat yerleşimi.

Kompresör kanat profili olarak rotor ve statorda NASA Rotor67 transonik kompresörünün kanat profiline benzer bir profil CAD programında çizilmiş ve kullanılmıştır. Transonik kompresör kanat profillerinde ana unsur profilin en kalın bölgesinin kord boyunun girişten %50 den daha geri de olmasıdır. Bu profillerde amaç ses ütü şok dalgasının oluştuğu bölgede kanadın genişleme yapmaması alan

daralmasının devam etmesidir. Normal kompresör kanat profillerinde şok dalgası ile ayrılan akış sınır taba ile şok dalgasının da önüne doğru devam etmektedir. Bu durum verimi ve akışın geçtiği efektif alanı azaltmaktadır. Transonik kanat profillerinde airfoilin emiş yüzeyinin genişlemeye başladığı kısım kord boyu olarak geride olduğu için şok dalgasının oluştuğu bölgenin sonrasına kalmaktadır. Böylece sınır tabaka ile akış ayrılması şok dalgasının önüne doğru devam edememektedir. Yüksek çizgisel hızlarda dönen ve üzerinden yüksek mutlak hızlarda akış geçen transonik kompresörde kullanılan airfoil profillerinin giriş kenarlarının sivri yapıda olması atak açısı durumlarında akışın ayrılması yönünden dezavantaj olsa da akışın verimli ve daha az yavaşlatılarak kanat içine alınması ve yönlendirilmesi için avantaj sağlamaktadır. Kanat kök profili kanat ucuna göre daha düşük hızlarda döndüğü için tarnsonik akış durumu kanat kök bölgelerinde daha az görülmektedir. Akışın daha çok ses altı olması ve mekanik açıdan da kanat kökünün kalın ve eşit kalınlık dağılımına sahip olması gerekliliği oluşmaktadır. Bu durumda kanat kökünde en kalın yerin %50 kord boyunda olan transonik kompresör airfoil tipinde bir profil CAD programında çizilmiş ve kullanılmıştır. Kanat kökü ve kanat ucu profillerinde NASA Rotor67 transonik kompresör profilleri referans olarak alınmıştır [22]. Kanat kalınlıkları mekanik isterler neticesinde değişiklik göstermektedir. Kompresör tasarımında kullanılan tarnsonik airfoil profilleri aşağıda Şekil 3.26'da verilmiştir.



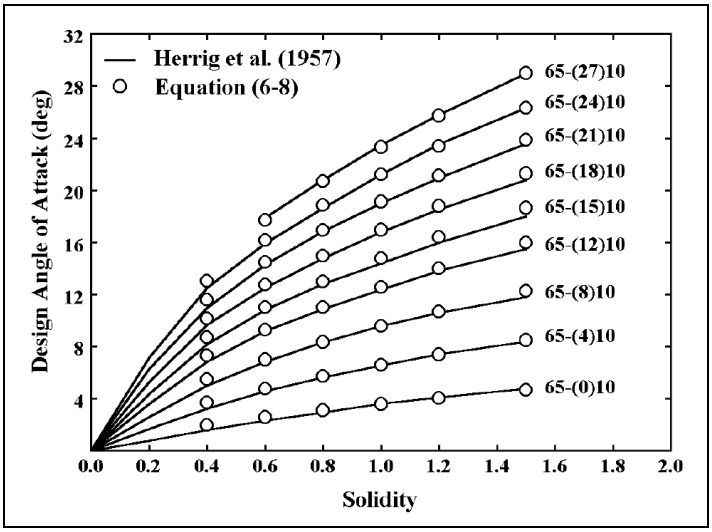
Şekil 3.26: Kompresör kanat profilleri.

Kompresör tasarımına ait kanat açıları aşağıda Tablo 3.6'da verilmiştir.

Tablo 3.6: Kompresör kanat açıları.

Kademe	Kanat Kökü Giriş Açısı	Kanat Ucu Giriş Açısı	Kanat Kökü Çıkış Açısı	Kanat Ucu Çıkış Açısı
Rotor1	46.94	64.97	25.27	65.74
Stator1	49.21	32.62	0	0
Rotor2	50.29	61.62	31.67	60.6
Stator2	45.56	35.3	0	0
Rotor3	53.13	61.53	36.61	57.52
Stator3	43.03	35.39	0	0
Rotor4	53.58	60.56	37.87	54.81
Stator4	41.43	38.33	0	0

Kompresör kademe katılık oranı kanat kord boyunun kanatlar arası mesafeye oranıdır. Katılık oranı arttıkça kanat sayısı artmaktadır. Artan kanat sayısı kompresörün atak açısına karşı akışın kopmasını engellemektedir. Atak açısına karşı direnci artan kanatların stall ve surge performansı iyileşmektedir. Aşağıda Şekil 3.27'de katılık oranı ile atak açısı arasındaki ilişki grafik olarak verilmiştir [21].



Şekil 3.27: Kompresör kanat katılık oranı ile atak açısı arasındaki ilişki.

Transonik bir kompresör için kanat üzerinde oluşan şok dalgası ve beraberindeki entropi artışı kompresörün verimi düşürmektedir. Kanat sayısı artıkça şok kayıpları ve sürtünme kayıpları arttığı için kanat katılık oranları optimizasyon

çalışması gerektirmektedir. Tasarım ve analiz çalışmaları neticesinde belirlenen kompresör kademeleri kanat sayıları ve katılık oranları aşağıda Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.7: Kompresör kanat sayıları ve katılık oranları.

Kademe	Kanat Sayısı	Katılık Oranı
Rotor1	21	1.27
Stator1	31	1.86
Rotor2	26	1.33
Stator2	38	1.9
Rotor3	30	1.31
Stator3	42	1.87
Rotor4	31	1.37
Stator4	24	2.05

Kompresör kademeleri reaksiyon oranları aşağıda Tablo 3.8'de verilmiştir.

Tablo 3.8: Kompresör kademeleri reaksiyon oranları.

Kademe	Reaksiyon Oranı
Kademe1	0.9
Kademe2	0.88
Kademe3	0.88
Kademe4	0.84

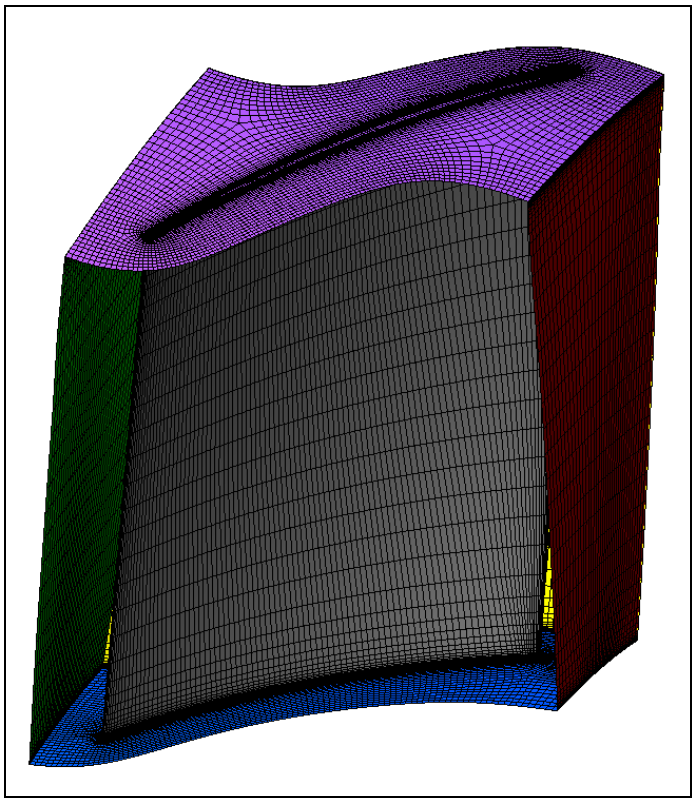
Genel tasarım kabulü olan 0.5 reaksiyon oranı, rotor kademesindeki statik entalpi artışının kademenin tamamındaki statik entalpi artışına oranıdır ve mevcut tasarımda istenilen sonuçları vermemiştir. Rotor kademelerindeki yüksek basınç oranı sonucunda rotor çıkışında yüksek miktarda azalan kanat yüksekliği ve stator kademesinde akışın fazla yavaşlatılması durumunda oluşan akış ayrılmalarını önlemek ve kompresör pasaj geometrisinin akışa uygun bütünlüğünü sağlamak için yüksek reaksiyon oranlarında tasarım yapılmıştır.

Tasarım sonucu elde edilen kompresör giriş çıkış açıları ve pasaj yükseklikleri gibi geometrik bilgiler neticesinde çeşitli trigonometrik işlemler ile kanat

geometrilerinin nokta bulutu koordinatları hesaplatılarak üç boyutlu kompresör nokta bulutu geometrisi elde edilmektedir.

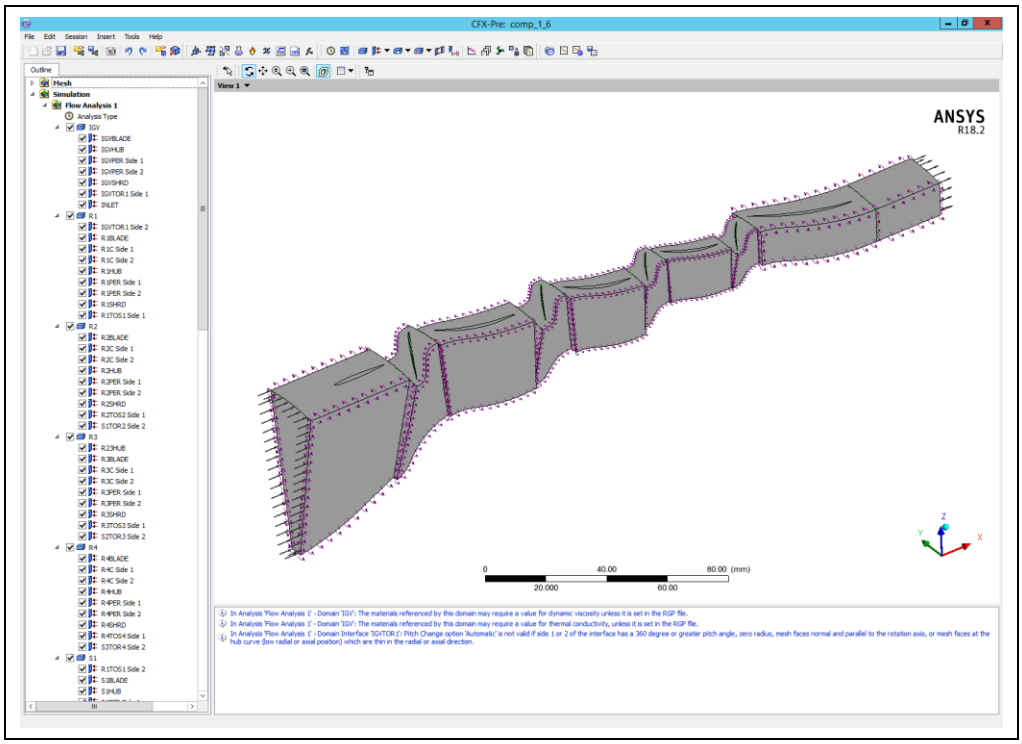
3.2.1. Kompresör Tasarımı HAD Analizleri

Kompresör tasarım programında tasarımları yapılan geometriler her seferinde HAD analizi ile değerlendirilmiş ve iyileştirmeler yapılmıştır. Nihai kompresör geometrisinin analiz detayları verilmiştir. HAD analizlerinin mesh yapıları Ansys TurboGrid programında hazırlanmış, akış analizleri ise Ansys CFX programında yapılmıştır. Analizler zamandan bağımsız olarak dönen koordinat sistemi yöntemi ile yapılmıştır. Analiz geometrilerinde her kademe için bir kanat kullanılarak periyodik sınır koşulu uygulaması yapılmıştır. Analizlerde ikince derece numerik ayrıklaştırma kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak Shear Stress Transport (SST) kullanılmıştır. K-epsilon ve K-omega türbülans modellerinin birleşimi ile oluşan SST türbülans modeli turbo makine analizleri için Ansys CFX yardımcı el kitabında önerilmektedir. SST türbülans modelinde sınır tabakanın tamamı çözüldüğü ve duvar yaklaşımı kullanılmadığı için daha yoğun mesh yapısı gerektirmektedir. Sınır tabaka akış rejimleri olan laminer, türbülans geçiş bölgesi ve türbülanslı bölgenin tamamının doğru şekilde hesaplanabilmesi için Y+1 değerine kadar yüzeye yakın mesh atılması gerekmektedir. Y+1 değeri ile sınır tabaka içindeki laminer akış bölgesinin numerik hesabın içinde kalması sağlanır. Kompresör analizlerinde kullanılan yapısal mesh airfoil gibi etrafından geometriye paralel akışın geçtiği durumlarda hesaplama ve yakınsama açısından avantajlıdır. Bu durum akış doğrultusunda dizilmiş mesh elemanlarının değişim gradyentlerinin hesaplanmasında avantaj sağlamaktadır. Yapısal mesh uygulaması ile airfoil sınır tabaka, giriş kenarı, çıkış kenarı, uzak bölgesi ve pasaj içindeki mesh dağılım ve yoğunluğunun ayarlanması daha kolay ve hızlı olmaktadır. Kompresör analizlerinde 5 milyon eleman kullanılmıştır. İlk kademe kompresör rotoruna ait mesh görseli aşağıda Şekil 3.28'de verilmiştir.



Şekil 3.28: Kompresör birinci kademe rotor yapısal mesh görseli.

Analizlerde akışkanı daha doğru tanımlamak ve değişen termodinamik özelliklerinin hesaplamaya dahil edilmesi için CFX programında Real Gas Properties (RGP) dosyası kullanılmıştır. RGP dosyası basınç ve sıcaklık değeri olarak analizlerdeki sınır koşullarını karşılayacak genişlikte ve uygun veri yoğunluğunda hazırlanmıştır. Hava için hazırlanan RGP dosyası termodinamik verileri NIST Refprop programından alınmıştır. RGP dosyası kullanımı ile ideal gaz denklemi ve gerçek gaz denklemlerindeki hatalardan bağımsız tablodan okuma yöntemi ile akışkan termodinamik özellikleri yüksek doğrulukta analiz programında kullanılmıştır. Ansys CFX programında hazırlanan kompresör analiz modelinin arayüz program görseli aşağıda Şekil 3.29'da verilmiştir. HAD analiz sonuçları Tablo 3.9'da verilmiştir.

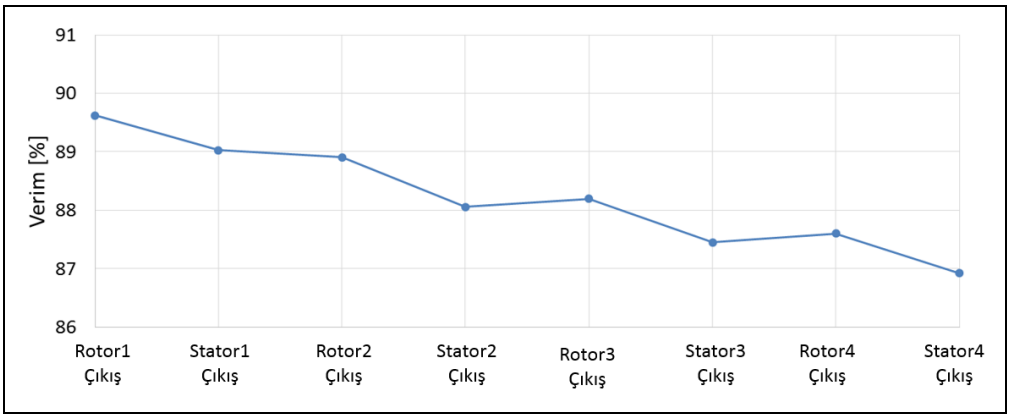


Şekil 3.29: Kompresör HAD analizi program arayüzü.

Tablo 3.9: Kompresör HAD analiz sonuçları.

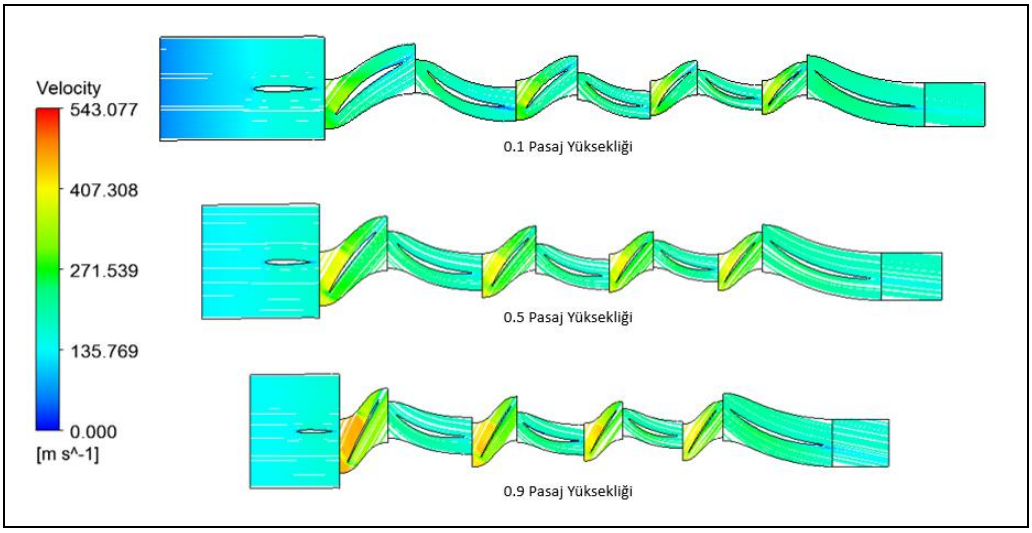
Rotor1 basınç oranı	1.689
Kademe 1 basınç oranı	1.684
Rotor2 basınç oranı	1.499
Kademe 2 basınç oranı	1.488
Rotor3 basınç oranı	1.394
Kademe 3 basınç oranı	1.382
Rotor4 basınç oranı	1.313
Kademe 4 basınç oranı	1.301
Kompresör basınç oranı	4.505
Kütlesel debi (kg/s)	2.5
Kompresör gücü (kW)	447.432
Kompresör torku (nm)	80.616
Kompresör izentropik verimi (%)	86.92
Kompresör çıkış toplam basıncı (bar)	4.564
Kompresör çıkış toplam sıcaklığı (°K)	465.09
Kompresör çıkış Mach sayısı	0.41
Kompresör çıkış akış açısı (°)	7.5

İteratif kompresör tasarımı ve analiz değerlendirmeleri sonucunda hedeflenen kompresör tasarımına ulaşılmıştır. Tasarım programında hesaplanan basınç oranları ve verim değerlerinin üzerine çıkılmıştır. Kompresör kanat kök radyüsleri ve kademeler arasından giriş çıkış yapacak soğutma ve kaçak ikincil akışlar ile kompresör verimi nihai durumda bir miktar düşecektir. Mevcut durumda hedeflenen verim değerinin üzerinde sonuç elde edilmesi, kompresör çalışma şartlarındaki verim düşürücü etkenler dahil olduğu durum için emniyet payı oluşturmaktadır. HAD analizleri ile elde edilen kompresör kademelerindeki izentropik verimler değerleri aşağıda Şekil 3.30'de verilmiştir.



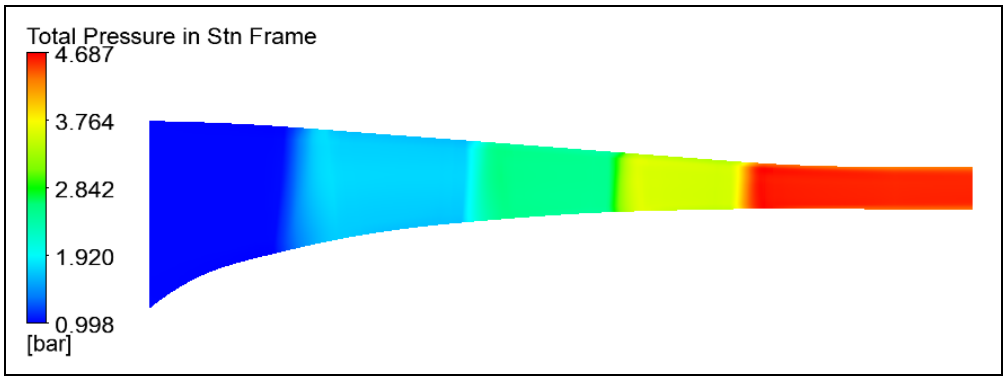
Şekil 3.30: HAD analiz sonucu hesaplanan kompresör verimleri.

Kompresör akış pasajındaki akım çizgileri aşağıda Şekil 3.31'de verilmiştir.



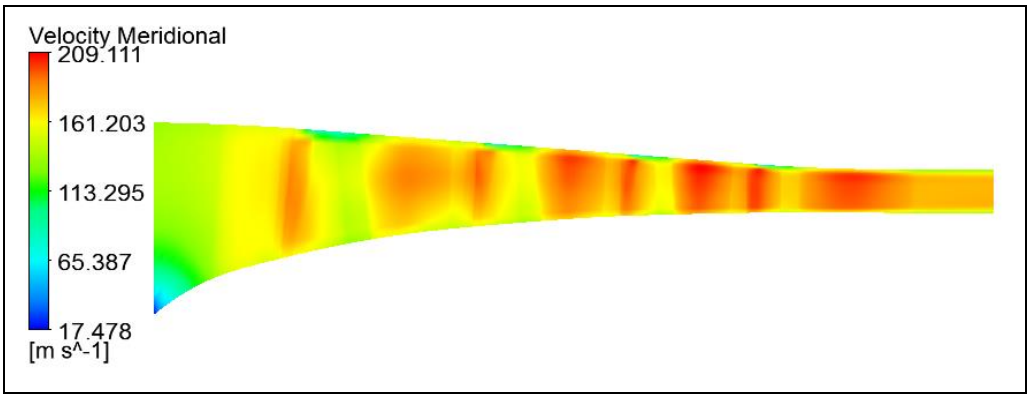
Şekil 3.31: Kompresör pasajındaki akım çizgileri.

Kompresör akış yolunun tamamında hesaplanan kanat açılarının akış açıları ile tam uyuştukları görülmektedir. Rotor ve stator kanatlarının herhangi bir yerinde akış ayrılması veya akışı etkileyecek seviyede atak açısı durumu yoktur. Tasarım aşamasında kompresör surge marjininin geniş tutulması için stator kademeleri 2 ° negatif atak açısı ile tasarlanmıştır. Mevcut kanat yapısı bu atak açısı altında statorlarda akış ayrışması olmaksızın çalışmaktadır. Tasarım ile HAD analizleri örtüşmüştür. Kompresör kademelerindeki toplam basıncın meridyonel dağılımı aşağıda Şekil 3.32'de verilmiştir.



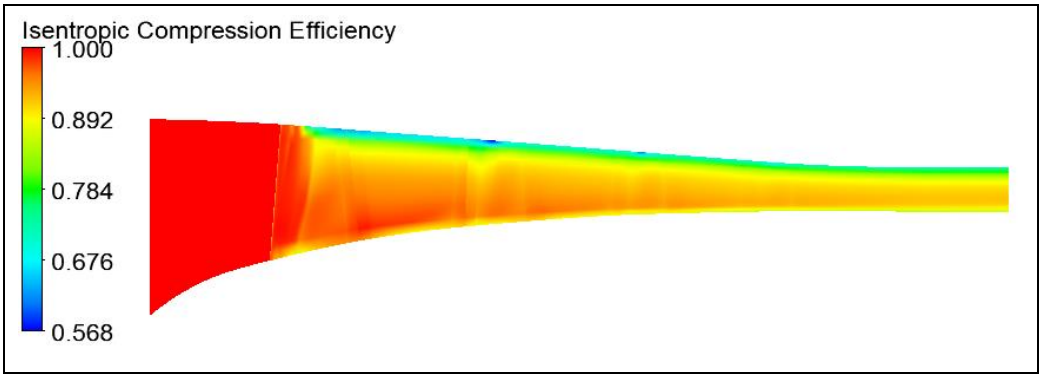
Şekil 3.32: Kompresör kademelerinde toplam basınç dağılımı.

Tasarım kriteri olan kanat kökü ve kanat ucunda eşit toplam basınç artışı bir diğer anlamı ile eşit entalpi artışı HAD analizlerinde doğrulanmıştır. Kamelerin toplam basınç değeri incelendiğinde kanat kökü ve kanat ucunda eşit olduğu görülmektedir. Kompresör kademelerindeki meridyonel hız dağılımı aşağıda Şekil 3.33'de verilmiştir.



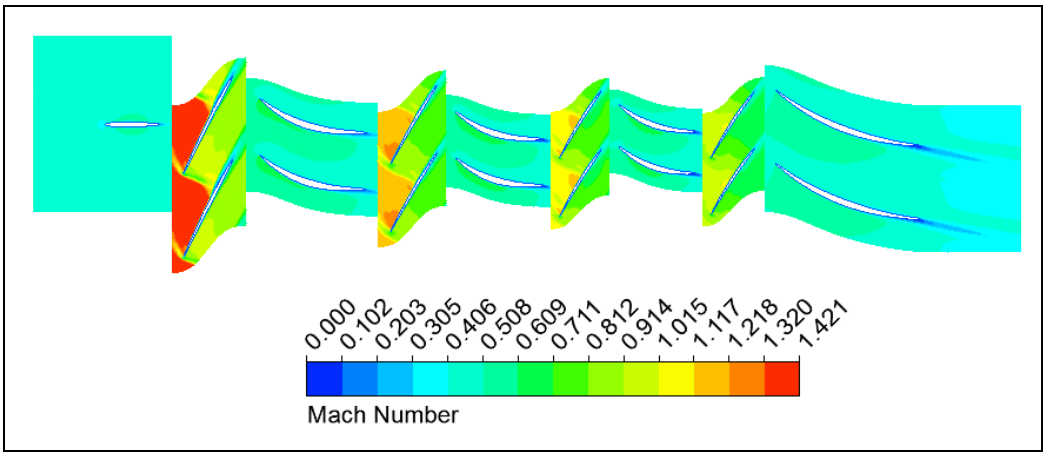
Şekil 3.33: Kompresör kademelerinde meridyonel hız dağılımı.

Tasarım kriteri olan kanat kökünden kanat ucuna eşit meridyonel hız dağılımı HAD analizi ile doğrulanmıştır. Kompresör tasarımında oldukça küçük kanat kalınlıkları kullanılmış olmasına rağmen kanat boğaz ve emiş yüzeylerinde artan hızlanmalar kırmızı bölgeler olarak görülmektedir. Kompresör girişinden çıkışa doğru tasarım krititeri olan meridyonel hızın artışı HAD analiz sonuçlarında görülmektedir. Meridyonel hızlardaki bu artış stator kanatlarında akışın ayrılmasını engellemek ve pasaj yüksekliklerini ayarlamak için yapılmış ve başarılı olunmuştur. Yanma odası girişinde düşük hız gerekli olsa da kompresör performansı ve güvenli çalışması için hız artışı yapılmıştır. Nispeten yüksek kompresör çıkış hızı yanma odası girişinde difizör ile düşürülecektir. Kompresör kademelerindeki meridyonel izentropik verim dağılımı aşağıda Şekil 3.34'de verilmiştir.



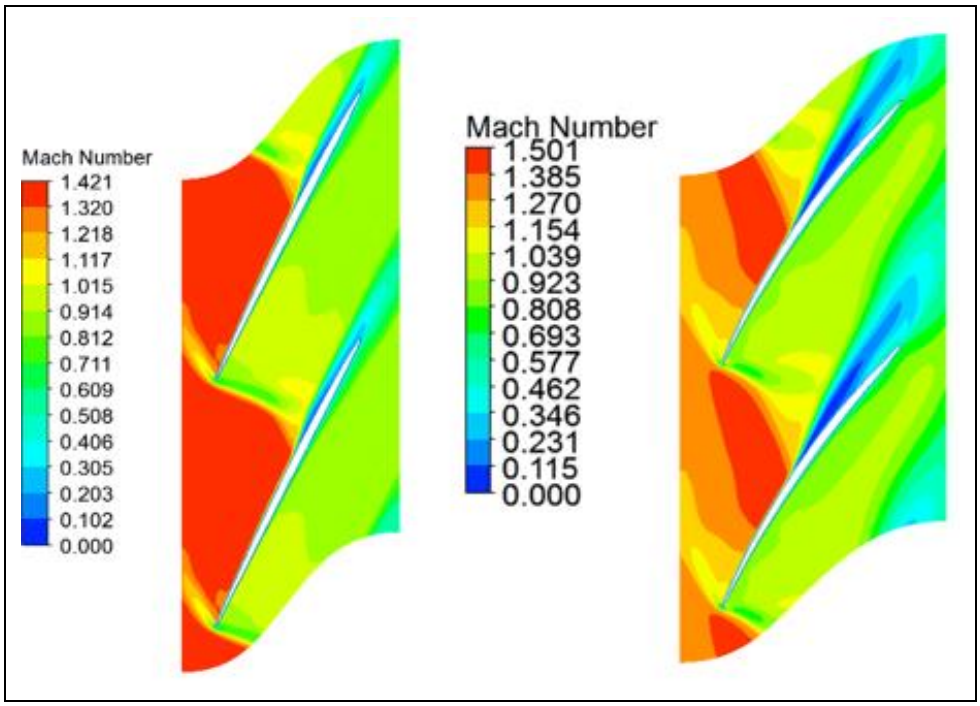
Şekil 3.34: Kompresör kademelerinde meridyonel izentropik verim dağılımı.

Verim dağılımı incelendiğinde girişten çıkışa homojen bir verim düşüm karakteristiği görülmektedir. Verimi düşüren ana etken olan rotor kanat ucu klarenslerinin olduğu görülmektedir. Kanat ucu boşluğu olarak 150 mikron alınmıştır. Üretim kabiliyetleri ve detaylı mekanik analizler sonrasında sıcak durum için 150 mikron olarak belirlenen kanat ucu boşluk değeri düşürülerek kompresör veriminin daha da iyileştirilmesi mümkündür. Kanat giriş ve çıkışlarında akış ayrılması ve benzeri durumlar olmadığı için pasaj içinde ani verim değişimleri görülmemektedir. Kompresör kademelerindeki 0.9 pasaj yükseklik oranındaki transonik akış rejimine ait Mach sayısı dağılımı aşağıda Şekil 3.35'de verilmiştir.



Şekil 3.35: Kompresör 0.9 pasaj yükseklik oranındaki Mach sayısı dağılımı.

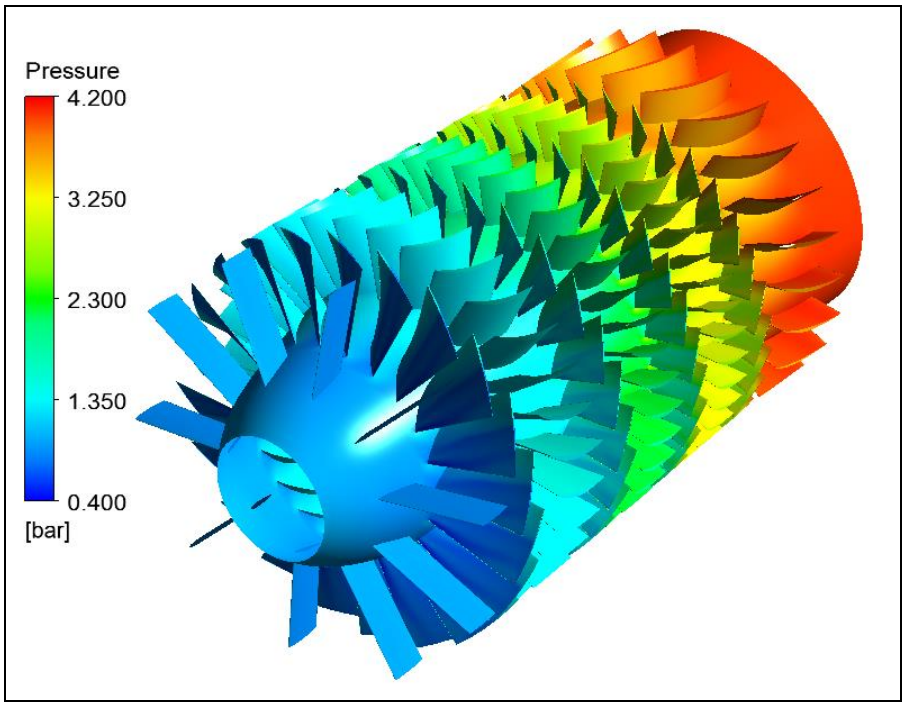
Yüksek basınç oranlarına ulaşabilmek için zaruri olan yüksek kanat ucu çizgisel hızları beraberinde transonik kompresör tasarımı ve ses üstü akış bölgeleri içeren kompresör tasarımını gerektirmiştir. Ses üstü hız bölgelerinin kompresör verimini en az etkileyecek şekilde uygun kanat tasarımları ile tasarlanması gerekmektedir. 1.3 kanat ucu Mach sayısı için tasarlanan kompresörün rotor1 kademesinde dönüş hızına eksenel hızın ilave olması ve kanat emiş yüzeyindeki hızlanmalar ile bağıl Mach sayısının 1.421 değerine ulaştığı görülmektedir. Kanat tasarımı yapılırken uygun kanat profili ve kanat yükü seçimi ile ses üstü akış bölgesi HAD analizlerinde isterleri karşıladığı görülmektedir. Kanat ucunda yüksek çizgisel hız ile düşürülen kanat yükü neticesinde kanadın giriş çıkış açı değişimi olabildiğince az tutularak şok dalgası sonrası ayrılan akış bölgesi küçültülmüştür. Kanat profili tasarımı ile şok dalgası kanadın emiş yüzeyinde kalınlığın artmaya devam ettiği bölgede kalmıştır. Kanadın alan daralmasının devam etmesi sınır tabakadaki akış ayrılmasının kanat ucu girişine doğru yönelimini başarılı olarak minimize ettiği görülmektedir. En yüksek Mach sayısının oluştuğu rotor1 kademesinin 0.9 pasaj yüksekliği oranındaki Mach sayısı dağılımının kanat yükü optimizasyonu ile iyileştirilmesi aşağıda Şekil 3.36'da verilmiştir.



a) b)

Şekil 3.36: a) Optimize edilmiş kanat yükü, b) Optimize edilmemiş kanat yükü.

Optimize edilmemiş yüksek kanat yükü sebebi ile kanat giriş çıkış açısı farkı yüksek olan kanat profili arkasında genişleyen bir ayrılma bölgesi oluşturmaktadır. Ayrılma bölgesi kompresörün efektif akış alanını azaltarak blokaj etkisini artırmaktadır. Bu türbülanslı bölge kompresör verimini düşürmektedir. Ayrılan akış kanat açısından bağımsız hale geldiği için akışta kaymaya neden olarak kanat çıkış açısını da bozmaktadır. Pasajın 0.9 yükseklik oranında oluşan bu ayrılmalar kanat ucu boşluk bölgesinin oluşturduğu ayrılma ile birleşip birbirleri ile etkileşime girerek sorunlu akış bölgesini genişletmektedir. Kanadın ses üstü akış hızına sahip bölgelerinde akışın kontrol altında tutulması surge ve stall performansı içinde önem arz etmektedir. Kompresör kanatlarındaki statik basınç dağılımı aşağıda Şekil 3.37'de verilmiştir.

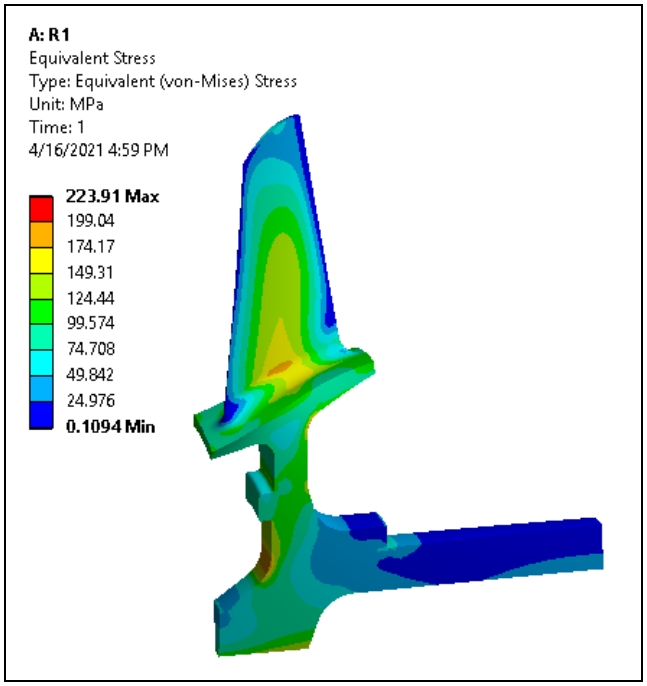


Şekil 3.37: Kompresör kanatlarındaki statik basınç dağılımı.

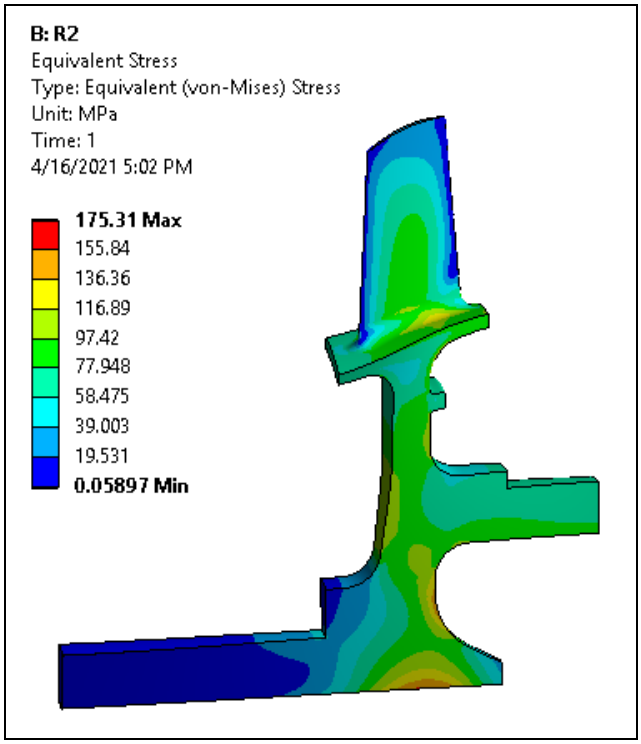
3.2.2. Kompresör Tasarımı Mekanik Değerlendirmesi

Motor tasarımında aerodinamik tasarım ve mekanik tasarım birbirleri ile uyumlu olması gerekmektedir. Mekanik tasarımdan bağımsız aerodinamik tasarım yapılamaz. Aerodinamik açıdan mükemmel olan bir kompresör mekanik isterleri sağlamadığı müddetçe motor üzerinde kullanılamaz. İteratif kompresör tasarım sürecinde mekanik yeterlilikte değerlendirilmiştir. Mekanik analizlerden elde edilen gerilme değerlerine göre kanat kalınlıkları, kanat profil dizilimleri ve kanat boyları ayarlanmıştır. Yüksek hızlarda dönen kompresör yapılarında oluşan gerilmelerin ana unsuru santrifüj kuvvettir. Kanat üzerinde oluşan basınç kuvvetlerinin toplam gerilmeye oranı çok düşüktür. Mekanik tasarım detaylarına girilmeden aerodinamik geometrinin santrifüj kuvvet altındaki oluşan gerilmeleri sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek hesaplanmıştır. Malzeme olarak kompresörlerde yaygın kullanılan AL7075-T6 malzemesi seçilmiştir. Aerodinamik tasarımın yanında motor bütünü için de genel fikir sahibi olmak ağırlık ve boy bilgisine de ulaşılabilmek için motor orta kesit modeli SAFRAN TR40 motoru referans alınarak çizilmiştir. Mekanik sonlu elemanlar analizlerinde kompresör disk yapıları da analizlere dahil edilerek giriş seviyesinde ağırlık optimizasyonu yapılmıştır. Böylece motor toplam ağırlığı

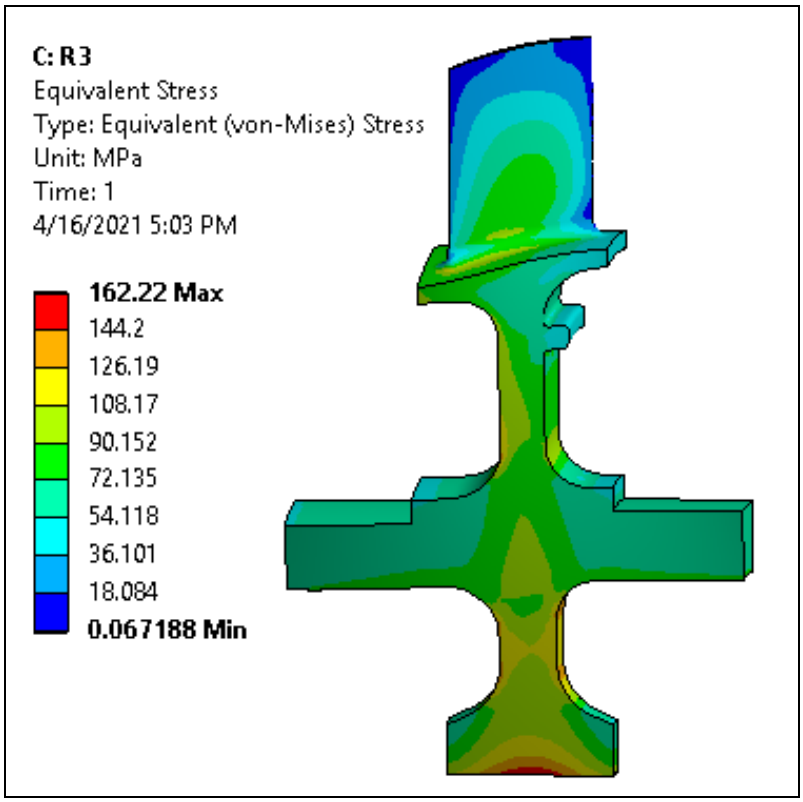
için daha gerçekçi sonuçların elde edilmesi hedeflenmiştir. Aşağıda 53000 rpm dönüş hızında kompresör rotorlarında santrifüj kuvvet kaynaklı oluşan gerilme sonuçları verilmiştir.



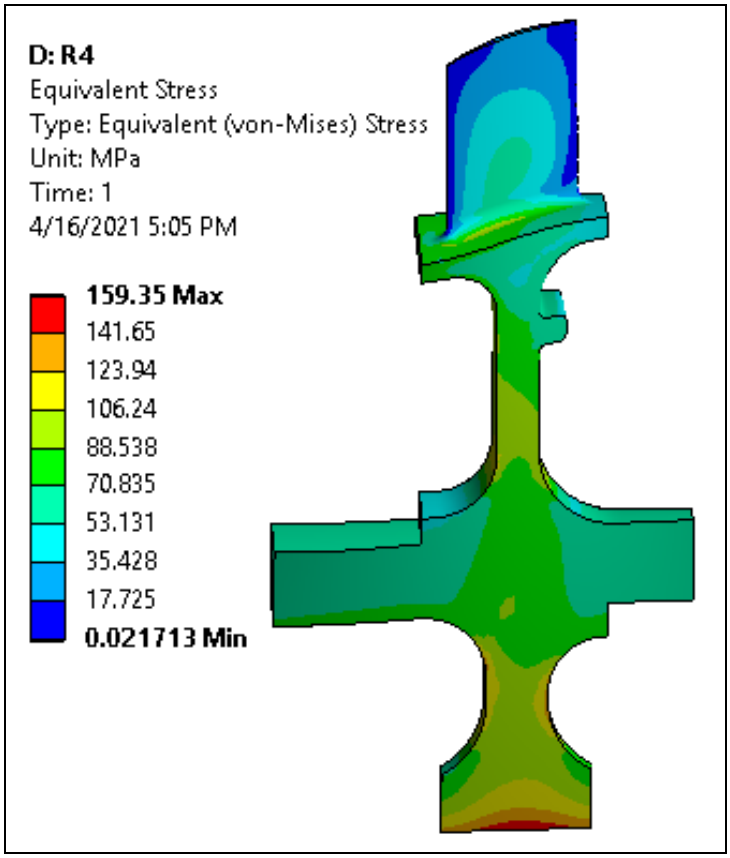
Şekil 3.38: Kompresör rotor1 gerilme dağılımı.



Şekil 3.39: Kompresör rotor2 gerilme dağılımı.



Şekil 3.40: Kompresör rotor3 gerilme dağılımı.



Şekil 3.41: Kompresör rotor4 gerilme dağılımı.

Gerilme sonuçları değerlendirildiğinde en büyük kanat yüksekliğine sahip rotor1 kademesinde 223.91 MPa değeri ile en yüksek gerilme oluşmaktadır. En düşük gerilmede en düşük kanat yüksekliği ile roto4 kademesinde 159.35 MPa olduğu görülmektedir. AL7075-T6 malzemesi için kopma gerilmesi 510-540 MPa, akma gerilmesi 430-480 MPa olduğu göz önüne alındığında kompresör aerodinamik kanat yapısı mekanik açıdan ön tasarım aşamasında uygun olduğu görülmektedir [23]. Mevcut geometriler ile detaylı mekanik tasarımlar yapılarak iyileştirmeler ve nihai disk, kanat kalınlığı ve kanat yerleşim açıları belirlenebilir. Sıcaklığın etkisi ile düşen malzeme gerilme dayanımlarına bağlı olarak alüminyumun alaşımının yetersiz kaldığı durumlarda detay mekanik tasarım aşamasında sıcak kademeler olan 3. ve 4. kademede titanyum alaşımları kullanımına gidilerek mekanik dayanımlar artırılabilir.

3.3. Yanma Odası Tasarımı

Jet motorlarında yakıtın yandığı, termodinamik çevrimde ise ısı girişinin yapıldığı bileşen yanma odasıdır. Yanma odası tasarımı kritik konulardan biridir. Motorun yakıt tüketimi için yanma odası verimi belirleyici unsurdur. Yakıt tüketiminin yanında motorun başlatılabilme ve çalışma zarfı için de yanma odası belirleyicidir. Yanma reaksiyonunun oluşumu ve tamamlanması motor itkisi, boyutu ve yakıt miktarından bağımsızdır. Küçük jet motorlarında büyük motorlardaki benzer yanma verimi değerlerine ulaşabilmek için benzer yanma odası isterlerinin karşılanması gerekir. Aksi takdirde yanma odası gerekli performansı sağlayamayacaktır. Küçük jet motorlarında yanma odası performansı diğer bileşenlere kıyas ile en düşük performansa sahiptir. Kompresör, türbin ve nozul verimleri kabul edilebilir seviyelerde olsa da yanma odaları büyük sorun teşkil etmektedir. Yanma odalarındaki verim ve performans eksikliğinin temelde üç nedeni bulunmaktadır. Bunların birincisi yanma odası için gerekli yeterli geometrik büyüklüğün olmamasıdır. İkincisi uygun yakıt atomizasyonunun yapılmamasıdır. Üçüncüsü ise düşük kompresör çıkış sıcaklığıdır. Yanma odası verimini düşüren 3 parametreden ilki olan yanma odası geometrisi motorun minimum çapta tasarlanma hedefi göz önüne alındığında tasarımı zorlaştırmaktadır. Tasarımı yapılan motorda, motor çapı büyütülmeden ve motor boyu yanma odası sebebi ile uzatılmaksızın yanma odası tasarımı mühendislik açısından zorluklar teşkil etmektedir. Yanma

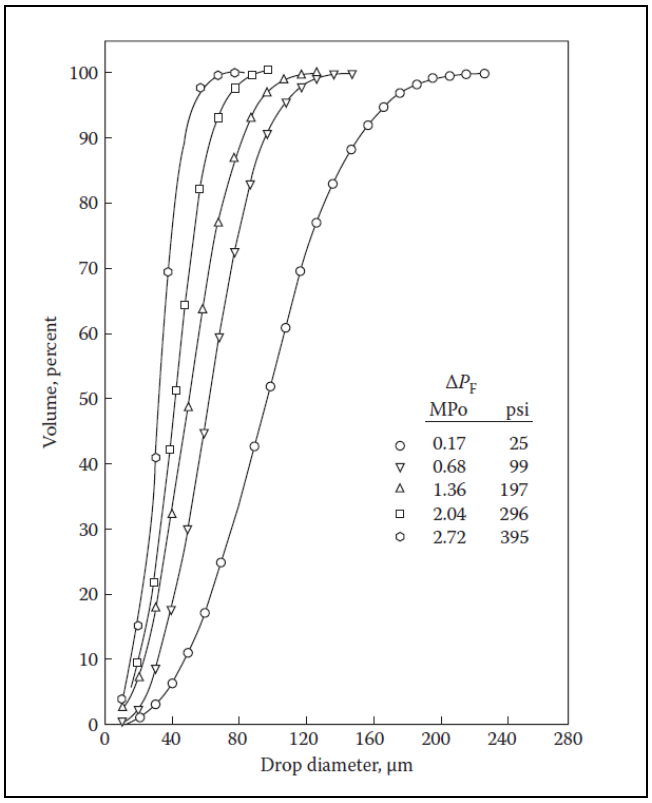
odası verimliliğinin ikinci unsuru olan yakıt atomizasyonu için, tasarlanacak yanma odasında yakıt yüksek basınçta atomize edilerek yanma odasına püskürtülecektir. Böylece yanma verimi için ikinci parametre olan yakıt atomizasyonu verim için sorun teşkil etmeyecektir. Yanma odası verimi için üçü parametre olan kompresör çıkış sıcaklığı motorun basınç oranının bir sonucu olduğu için kompresör çıkış sıcaklığına müdahale edilememektedir. Bu şartlar altında düşük kompresör çıkış sıcaklığında küçük yanma odası hacminde yüksek yanma verimine sahip bir yanma odası tasarlanması gerekmektedir. Termodinamik çevrim ve kompresör nihai tasarımı ile kesinleşen yanma odası sınır koşulları aşağıda Tablo 3.10'da verilmiştir.

Tablo 3.10: Yanma odası sınır koşulları.

Yanma odası basınç düşümü (%)	7
Yanma odası çıkış sıcaklığı (°C)	900
Yanma odası giriş basıncı (bar)	4.514
Yanma odası çıkış basıncı (bar)	4.198
Yanma odası tipi	Halka
Yakıt besleme sistemi	Yüksek basınç
Yanma odası verimi (%)	98
Yakıt debisi (g/s)	49.477
Hava debisi (kg/s)	2.5

Yanma odası basınç düşümü değeri için iteratif tasarım başlangıç değeri olarak %7 seçilmiştir. Yanma odasının tasarımını zorlaştıran etkenler göz önüne alındığında küçük bir yanma odasında yüksek verimle yakıtın yakılabilmesi için gerekli olan yakıt hava karışımı, taze hava penetrasyonu ve yanma odası çıkışında olabildiğince homojen bir sıcaklık profili için basınç düşümü yüksek seçilmiştir. Büyük motorlardaki gibi %5 bandında olan basınç düşümü değeri ile yeterli karışımı ve penetrasyonu sağlayabilmek tasarımı zorlaştırmaktadır. Yakıt besleme basıncı olarak artan yakıt basıncı yakıt nozulu çıkışındaki sıvı yakıt atomizasyonu iyileştirmektedir. Artan yakıt basıncı ile yakıt damlacıklarının ortalama çapı düşmektedir. Düşen yakıt damlacık çapı yüzey alanını artırmaktadır. Artan yüzey alanı ile damlacığın buharlaşması için gerekli ısı transferi hızlanmakta ve yakıtın sıvı fazdan buhar fazına geçip reaksiyona hazır hale gelme süresi kısalmaktadır. Ayrıca atomize olmuş düşük

çaplı yakıt damlacıklarının hava ile karışımı da kolaylaşarak birincil bölgedeki gerekli olan homojen yakıt hava karışımı daha düşük yanma odası basınç düşümü ile mümkün hale gelmektedir. Yakıt basıncının artması yanma odası verimi ve boyutları için avantaj sağlarken yakıt pompalama gücü açısından sorun teşkil etmektedir. Motorun kullanılacağı hedeflenen platformlar olan küçük İHA veya orta menzilli seyir füzeleri için düşük ağırlık isteri ve küçük platform boyutları olduğu değerlendirildiğinde yakıt pompası ebat, ağırlık ve pompa gücü sorun teşkil edecektir. Yakıt basıncı ile değişen yakıt damlacık çapı dağılımı grafiği aşağıda Şekil 3.42'de verilmiştir [6].



Şekil 3.42: Yakıt basıncı ile değişen damlacık çap dağılımı.

Grafik incelendiğinde toplam damlacık hacminin yarısında 40mikron değerinin altında kalınması için 20 bar yakıt püskürtme basınca ihtiyaç duyulmaktadır. Düşük viskozite sebebi ile düşük verime sahip olan dişli yakıt pompaları için %25 verim değerinde 50 g/s yakıtın 20 Bar basınçlandırılması için 550 Watt pompa gücü hesaplanmıştır. Motorun tasarım noktası dışında deniz seviyesinde yüksek ses altı uçuş hızlarında en yüksek yakıt tüketimine ulaştığında pompa gücü 1 kW mertebesine ulaşmaktadır. Bu pompalama gücünün platform tarafından sağlanması

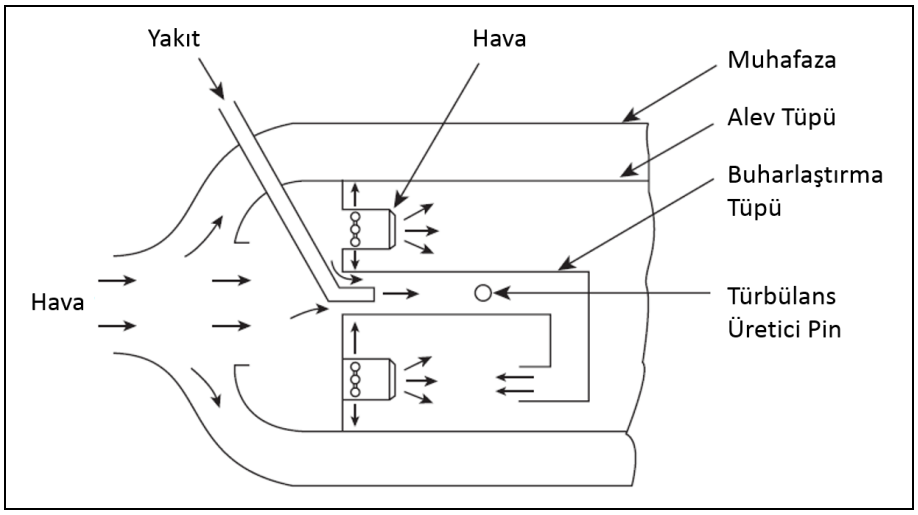
durumunda gerekli olan batarya ağırlığı faydalı yük kapasitesini düşüreceği için motor üzerinde jeneratör bulunması bu jeneratörün hem motor pompalama gücünü karşılaması hem de platformun elektrik ihtiyacını karşılaması platforma üstünlük kazandıracaktır. Bu noktada motorun termodinamik tasarımı yapılırken hesaplara 4 kW jeneratör gücü dahil edilmiştir. Jeneratörün motorun girişinde giriş yönlendirme kanatları altındaki burun kısmına konumlandırılması planlanmaktadır. Jeneratör ön tasarımı ve boyutları hakkında bilgi olmadığı için motor kesit ve üç boyutlu modellerine dahil edilmemiştir. Yakıt püskürtme sisteminde yakıt basıncının yanında kritik öneme sahip olan ikinci unsur yakıt atomizeridir. Yakıt atomizerleri tiplerine göre birçok çeşide ayrılmaktadırlar. Atomizer yapılarının üretim, maliyet, tasarım, atomizasyon kalitesi ve geniş çalışma aralığı performansı olarak birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Platform ve motor tipine bağlı olarak seçimleri yapılmaktadır. Yakıt atomizer tipleri aşağıda Tablo 3.11'de verilmiştir [6].

Tablo 3.11: Atomizer çeşitleri.

Basınç atomizerleri	Düz orifis tip
	Basit tip
	Çift orifis
	Yakıt geri dönüşlü tip
Döner atomizerler	Slinger tip
Hava yardımlı atomizerler	Ön karışımlı tip
	Art karışımlı tip
Hava parçalamalı atomizer	Düz jet hava parçalamalı tip
	Ön film hava parçalamalı tip
	Pilot hava parçalamalı tip
	Basit hava parçalamalı tip
Kabarcık köpürtmeli atomizer	Düz orifis hava köpürtmeli tip
Buharlaştırmalı atomizer	Buharlaştırma tüpü tipi

Model uçak marketinde ve hedef uçak marketinde kullanılan 1500 N itki sınıfının altındaki santrifüj kompresörlü standart küçük jet motorlarında buharlaştırmalı atomizerler kullanılmaktadır. Bu atomizerlerde yakıt düşük basınç ile bir boruya akıtılmaktadır. Yakıt boru içinde yanma odasına kadar hava yardımı ile

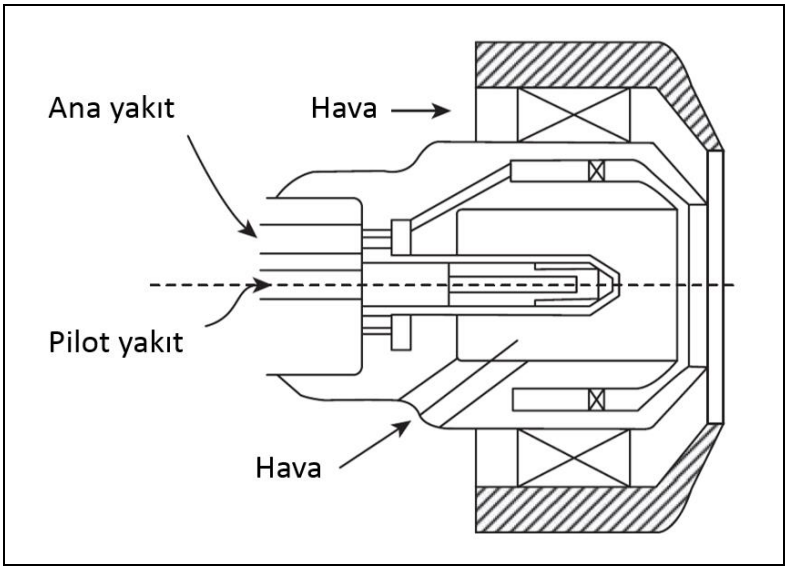
taşınmaktadır. Yakıtı taşıyan boru yanma odası içindeki sıcak gazlar vasıtası ile ısıtılarak borunun içindeki yakıt buharlaştırılmaktadır. Boru çıkışında yakıt yanma odasına buhar fazında yakıt hava karışımı olarak giriş yaparak yanmaktadır. Bu atomizasyon tipi maliyet olarak en ucuz, yapı olarak en basit yakıt besleme sistemidir. Performans olarak yakıt atomizasyonu (zerreciklere ayrıştırma) yapılmadığı için düşük performans sergileyememektedir. Motorun irtifada ve soğuk hava koşullarında çalıştırılmasını zorlaştırmaktadır. Tasarımı yapılan yanma odası için uygun değildir. Buharlaştırmalı atomizer şematiği aşağıda Şekil 3.43'de verilmiştir [6].



Şekil 3.43: Buharlaştırmalı atomizer tipi.

Yakıt atomizerleri içinde yüksek performansı ve yaygın kullanımı ile hava parçalamalı atomizerler öne çıkmaktadır. Özellikle hibrit atomizer olarak tanımlanan pilot hava parçalamalı atomizerler yüksek performans sağlamaktadır. Pilot hava parçalamalı atomizerler ön film hava parçalamalı atomizer ile basit basınç atomizerinin birleşiminden oluşmaktadır. Bu yapısı ile atomizerde ikişer farklı noktalardan yakıt ve hava çıkışı sağlanmaktadır. Hava yakıt katmanı ile püskürtülen yakıt atomizer çıkışında ön karışım sağlanmış olarak yanma odasına püskürtülmektedir. Ön karışım, yanma için kritik olan yakıt hava karışımını sağlamaktadır. Sirkülasyon bölgesinin yükünü azaltarak motorun tüm çalışma koşullarında sirkülasyon bölgesinden bağımsız ön yakıt hava karışımını sağlamaktadır. Böylece motorun ilk başlatma ve düşük yüklerdeki yanama performansını artırmaktadır. Çünkü düşük yükler ve ilk başlatmada yanma odasından

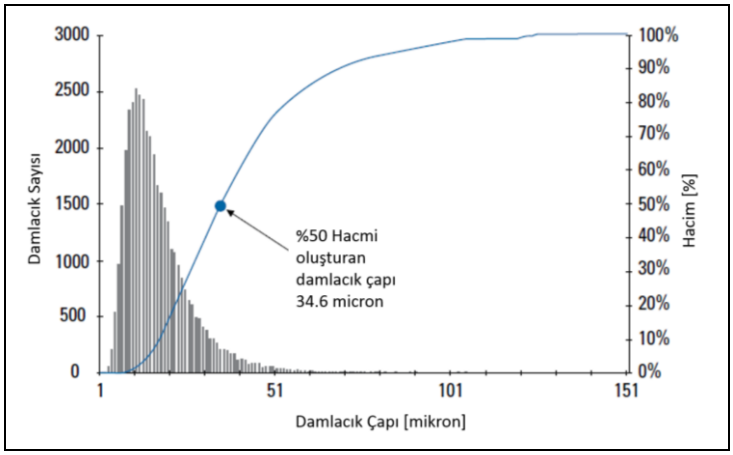
düşük miktarda hava geçtiği için düşük basınç düşümü oluşmakta buda sirkülasyon bölgesindeki hızları düşürerek birincil bölgenin yakıt hava karışımı oluşturma kabiliyetini azaltmaktadır. Hava yakıt katmanlı püskürtme yapısı yakıt karışımının yanında yakıt atomizasyonunuda sağlamaktadır. Düşük yakıt debilerindeki düşük yakıt basıncı sebebi ile oluşan düşük yakıt atomizasyonu hava akışı ile ikinci bir atomizasyona uğramaktadır. Böylece basit basınç atomizerlerindeki düşük basınçlarda oluşan düşük kaliteli yakıt atomizasyonu hava püskürtme desteği ile iyileştirilmektedir. Yakıt atomizasyonu ile yüksek performans sergileyen ve ön karışım yapan bu tip atomizerler yüksek verimli daha kısa boylu yanma odalarını mümkün kılmaktadırlar. Bu atomizerlerdeki hava yakıt katmanlı yapı atomizer geometrilerini karmaşıklaştırmaktadır. Küçük ve üretilmeleri zordur. Profesyonel ve ileri teknoloji üretim alt yapısı gerektirmektedirler. Pilot hava parçalamalı atomizer kesiti aşağıda Şekil 3.44'de verilmiştir [6].



Şekil 3.44: Pilot hava parçalamalı atomizer kesiti.

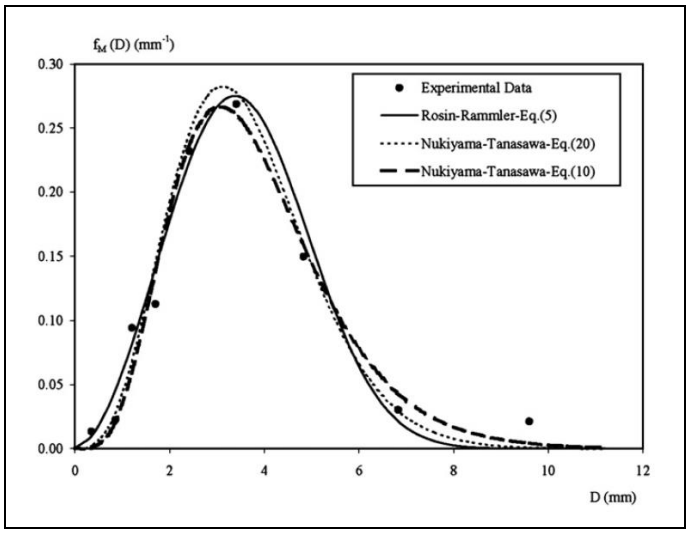
Tasarımı yapılan motor için hedeflenen düşük maliyet, kolay üretim ve kolay alt sistem temini göz önüne alındığında yakıt atomizeri olarak basit basınç atomizeri seçilmiştir. Basit basınç atomizerleri kazan yanma odalarında yaygın şekilde kullanılmaktadırlar. Temin edilme problemleri yoktur ve raf ürünü olarak birçok üreticiden ambargo ve benzeri kısıtlama olmaksızın temin edilebilirler. Basit basınç atomizerlerinde yüksek basınçlı yakıt atomizer orifisinden yüksek hızla püskürtülerek damlacıklara ayrıştırılır. Yüksek basınç altında atomizasyon

performansları iyidir. Basınç ve atomizasyon kabiliyeti Şekil 3.42'de verilmiştir. Basınç atomizerlerindeki genel damlacık çap dağılımı ve toplam hacme oranları aşağıda Şekil 3.45'de verilmiştir.



Şekil 3.45: Basit basınç atomizeri damlacık dağılım karakteristiği.

Grafik incelendiğinde damlacık sayısı olarak yüksek oranda kümelenen damlacık çapı toplam damlacık hacminin %50'sine tekabül eden damlacık çapından daha düşüktür. Basit basınç atomizeri damlacık dağılım karakteristiğini Rosin ve Rammler denklemi ile yüksek doğrulukta matematiksel olarak tanımlanabilmektedir. Rosin ve Rammler denklemi ile test sonuçlarının kıyaslandığı grafik aşağıda Şekil 3.46'de verilmiştir [24].

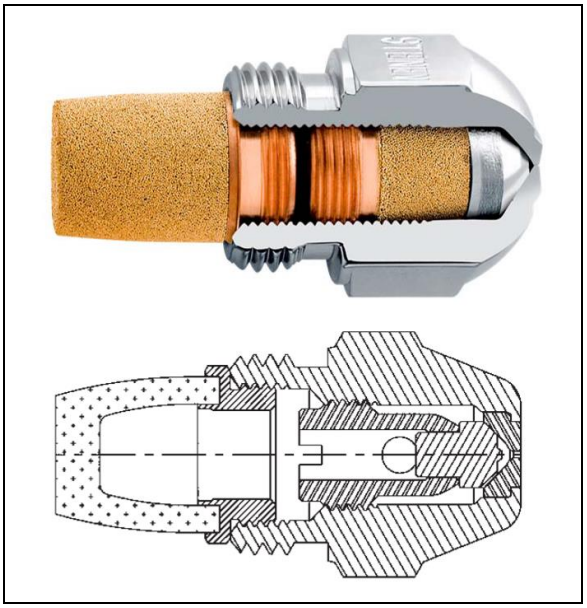


Şekil 3.46: Rosin ve Rammler denklemi ile test sonuçlarının kıyaslanması.

HAD analizlerinde yakıt damlacık dağılımı doğru olarak yansıtılması için Rosin ve Rammler yöntemi sınır koşulu olarak kullanılmıştır. Rosin ve Rammler tarafından geliştirilen formül aşağıda denklem (3.15)'de verilmiştir [25].

$$1 - Q = exp - (\frac{D}{X})\hat{}q \tag{3.15}$$

Bu atomizerlerdeki dezavantajlar düşük basınçlarda düşük atomizasyon kalitesi ve ön hava yakıt karıştırma kabiliyetlerinin olmayışıdır. Basit basınç atomizeri kullanıldığında sirkülasyon bölgesi ve hava döndürücü tasarımı önem kazanmaktadır. Atomizer önündeki yüksek yakıt hava oranlı bölgenin hava ile seyreltilip hızlı bir şekilde birincil bölge çıkışına kadar yanama için gerekli olan stokiyometrik yakıt hava oranına ulaşılması gerekmektedir. Aksi takdirde zengin yakıt karışımlı hava yanma odasının çıkışına kadar ulaşarak yanma verimini düşürerek çıkışta yüksek sıcaklık bölgeleri oluşturma riski vardır. Basit basınç atomizeri görseli aşağıda Şekil 3.47'de verilmiştir.



Şekil 3.47: Basit basınç atomizeri görseli ve kesiti.

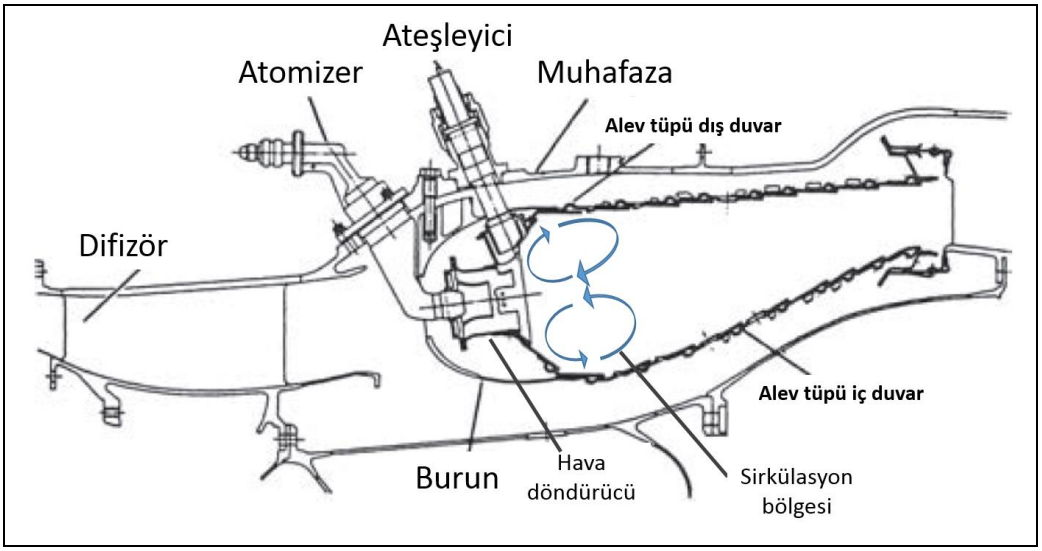
Yanma odası tasarımında ilk olarak geleneksel zengin karışımlı yanma odası tasarımı yapılmış ve HAD analizleri ile değerlendirilmiştir. Motorun geometrik sınırları sebebi ile geleneksel zengin karışımlı yanma odası tasarımı istenilen

performansı sağlayamamıştır. Küçük motor geometrisinde yüksek miktarda yakıtın yakılıp yanma odası çıkışında yeterli sıcaklık profiline ulaşılamamıştır. Bu durum üzerine hali hazırdaki küçük jet motorlarında örneği olmayan bu çalışma kapsamında geliştirilen yenilikçi tümleşik çoklu atomizerli yanma odası tasarımı yapılmıştır. Temelde fakir karışımlı yanma odası ile zengin karışımlı yanma odasının özelliklerini barındıran ve yanama odası bölgelerinin olmadığı bu yeni tip yanma odası tasarımı ile istenilen sonuçlara ulaşılmıştır. Küçük jet motorlarının kronik sorunu olan yanma odası performansı için tümleşik çoklu atomizerli yanma odalarının yeni nesil bir çözüm olduğu görülmüştür. Küçük jet motorlarında kronik sorun olan yanma odası performansı için yüksek potansiyele sahip olduğu HAD analizleri ile doğrulanmıştır.

3.3.1. Geleneksel Yanma Odası Tasarımı ve HAD Analizleri

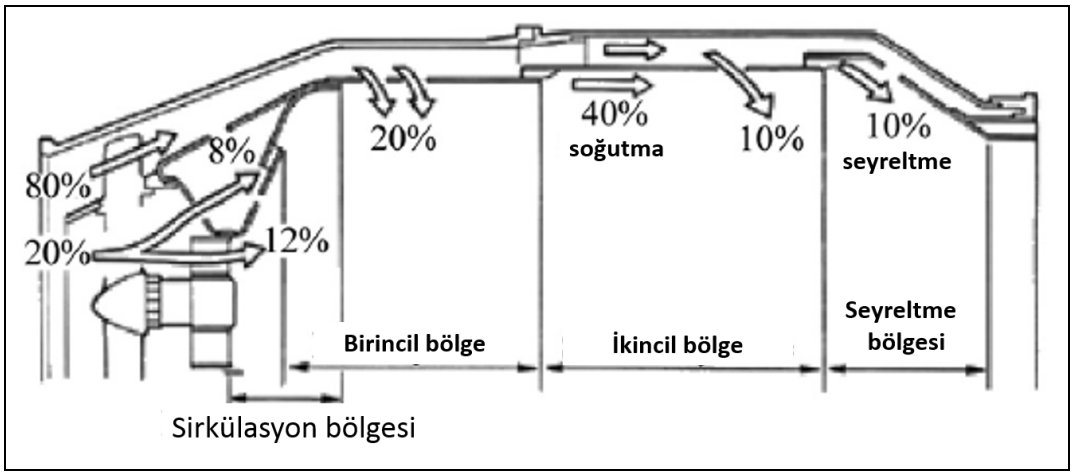
Geleneksel yanma odaları girişten çıkışa yakıt hava oranlarına göre bölümlere ayrılmaktadır. Bu bölümler sirkülasyon bölgesi, birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesidir. Sirkülasyon bölgesi birincil bölge içinde kalmaktadır ve ilk yakıt hava karışımının sağladığı bölgedir. Hava döndürücü ile havaya kazandırılan çevresel hız sonucunda hava döndürücü çıkışında akışkan sahip olduğu santrifüj kuvvetle yanama odası iç ve dış duvarına doğru konik şekilde genişler bu genişleme sonucu hava döndürücü merkez hattında ters sirkülasyon akışı oluşur. Bu sirkülasyon bölgesi yakıt atomizerinin yakıtı püskürttüğü bölgedir. Böylece püskürtülen yakıt ile sirkülasyon bölgesinde oluşan hava döngüsü sayesinde ilk yakıt hava karışımı gerçekleşir. Sirkülasyon bölgesinde oluşturulan yakıt hava karışımı yanmanın ilk başladığı bölgedir. Birincil bölge sirkülasyon bölgesinden sonra bir miktar daha hava girişi ile genel olarak eş değer yakıt oranının bir olduğu yani stokiyometrik tam yanma reaksiyonu için gerekli olan yakıt hava oranı sağlanır. Sirkülasyon bölgesinde eş değer yakıt oranı birin üzerindedir. Bu zengin karışımlı bölgede eksik yanma gerçekleşir ve birincil bölgede gerçekleşecek olan tam yanma için yakıt buharlaştırılır ve yanmaya hazır hale getirilir. Motorun tasarım dışı noktaları, ilk başlatma ve rölanti devrindeki çalışma şartlarında zengin karışımlı bölge yanma reaksiyonun devamlılığı için gereklidir. Motorun tüm çalışma şartlarında bu bölgede zengin karışım ile yanma reaksiyonu için yakıt hava karışımı oluşmaktadır. Aksi

takdirde değişen çalışma şartları ile yanama odasının tamamında fakir karışım oluşması sonucu sönme gerçekleşebilir. Düşük yüklerde motor yanma odası bütünü sönme limitinin altında fakir karışım ile çalışsa da sirkülasyon bölgesinde her zaman zengin karışımın varlığı yanmayı sürekli hale getirmektedir. Bu durumda yanma odası için zengin karışımlı bölgeler ve bu bölgelerde ilk yakıt hava karışımının sağlanması yanma sürekliliği için şarttır. İkincil bölgede yanma odasına dahil olan taze hava ile eşdeğer yakıt oranı birin altına inerek fakir karışım bölgesi oluşur. Fazla hava oranı ile birinci bölgeden gelen ve devam eden yanma reaksiyonu ikincil bölgedeki taze hava ile yakıtın tamamen yakılması sağlanır İkincil bölgede genel olarak eşdeğer yakıt oranı 0.6-0.8 dolaylarındadır. Seyreltme bölgesinde dahil olan taze hava ile yanma odası gaz sıcaklığı tasarım değerine ulaştırılır. Seyretme bölgesinden dahil edilen taze havanın ikincil bölgeden gelen sıcak yanmış gazlar ile karışıp yanma odası çıkışında istenilen sıcaklık profil değerine ulaşılması için yeterli seyreltme boyuna ihtiyaç vardır. Aşağıda Şekil 3.48'de yanma odası bileşenleri verilmiştir [6].



Şekil 3.48: Yanma odası bölgeleri ve bileşenleri.

Motor hava debisinin bir kısmı yanma odasının duvarlarının soğutulması için kullanılır. Yanma odası duvarlarında tercih edilen soğutma yöntemine göre gerekli olan soğutma hava miktarı değişiklik göstermektedir. Aşağıda Şekil 3.49'da yanama odası bölgelerindeki hava dağılımı verilmiştir [26].



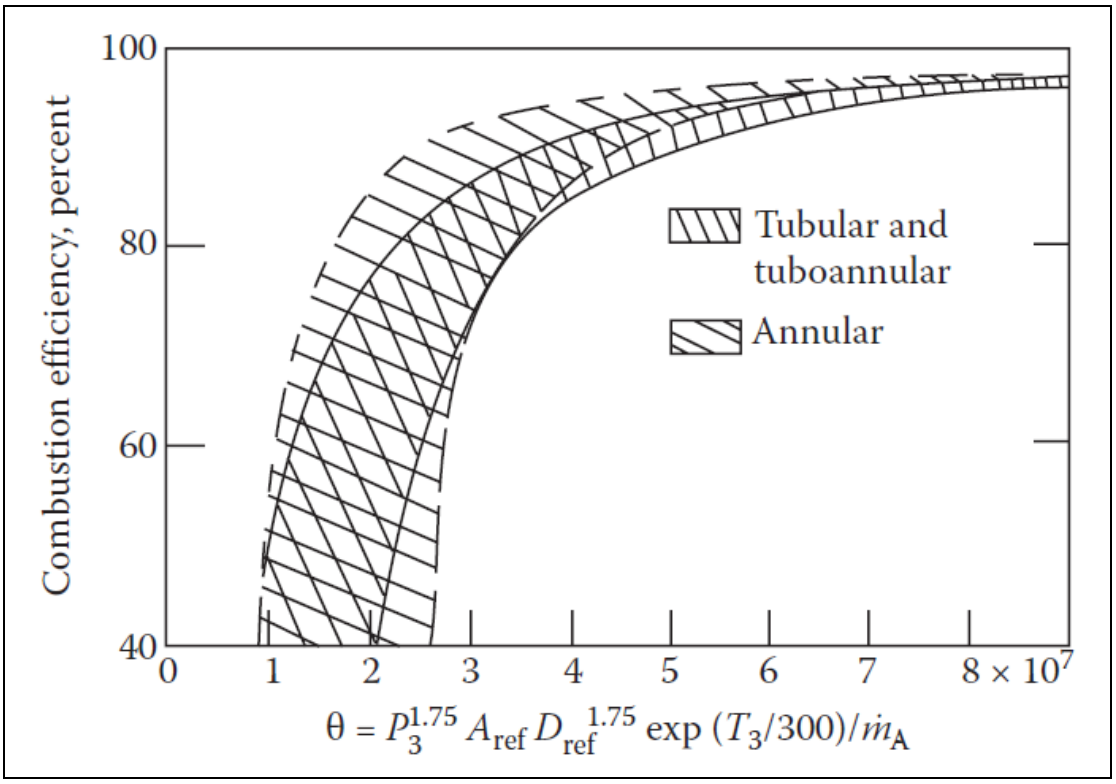
Şekil 3.49: Yanma odası bölgelerindeki hava dağılımı.

Yanma odası tasarımı için sabit tek bir doğru tasarım yoktur. Yanma odası bölgelerindeki eşdeğer yakıt oranları tasarımdan tasarıma değişiklik göstermektedir. Yanma odası tasarım sınırlarına göre bazı durumlarda seyretme bölgesi ile ikincil bölge birleştirilip tek bölge olarak da tasarlanabilmektedir. Yanma odası tasarımı şartlar ve imkanlar dahilinde değişlikler göstermektedir.

Yanma odası tasarımında boyutlandırmadan önce ilk olarak yanma odası verimi, yanama odası yükü ve yanama şiddeti değerlendirilmelidir. Yanma odası verimi için ön tasarım aşamasında yaygın olarak kullanılan Θ fonsiyonundan faydalanılır. Lefebvre ve Hall tarafından önerilen Θ korelasyonu denklem (3.16)'da verilmiştir [6].

$$\eta_{\Theta} = f(\Theta) = f[P_3^{1.75} A_{ref} D_{ref}^{0.75} \exp(\frac{T_3}{300})/\dot{m}_A \tag{3.16}$$

Yanma odası veriminin Θ fonksiyonuna bağlı değişim grafiği aşağıda Şekil 3.50'de verilmiştir [6].



Şekil 3.50: Yanma verimi.

Yanma odası yükü yanma odası hacminin belirlenmesi ve yanama odası için ilk geometrik bilginin elde edilmesini sağlamaktadır. Yanma odasından geçen hava debisi ile gerekli yanma odası hacim ilişkisini vermektedir. Yükleme değeri yanma odası tipine göre değişmektedir. Eldeki geometrik imkanlar el verdiğince 1 kg/(satm^1.8 m^3) değerine kadar indirilmeye çalışılmaktadır. Küçük geometrili yüksek yüklemeli yanma odalarında 50 kg/(satm^1.8m^3) değerinin üzerine çıkabilmektedir. Yanma odası yükleme hesabı denklem (3.17)'de verilmiştir [27].

$$\Omega = m_3/(V_{at}\, P_{03}^{1.8}\, 10^{(0.00145(T_{03}-400))}) \tag{3.17}$$

Yanma şiddeti parametresi yanma odasındaki yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı ile yanma odası arasındaki hacim ilişkisini tanımlamaktadır. Yanma şiddeti değeri olarak 100'ün üzeri önerilmektedir. Yanma şiddeti hesabı aşağıda denklem (3.18)'de verilmiştir [27].

$$I_c = (\dot{m}_3 \eta_c LH\dot{V})/(P_3 V_{at}) \tag{3.18}$$

Yanma odası boyutlandırmasında ilk olarak yanma odası referans kesit alanın belirlenmesi gerekir. Referans alan aşağıda denklem (3.19)'dan referans hız için hesaplanır[6].

$$U_{ref} = \dot{m}_3/(\rho_3 A_{ref}) \tag{3.19}$$

Referans hız değeri düz akışlı yanma odalarında reaksiyonun tamamlanması, yanma kararlılığı ve yanma verimi gibi parametreler göz önüne alındığında 5 m/s ile 30 m/s arasında olması önerilmektedir.

Yanma odası alev tüpü alanı olan A_{at} referans alanın 0.6 ile 0.8 arasında olması beklenmektedir. Yanma odası alev tüpü ile yanma odası dış kabuğu arasındaki pasaj hızının düşürülerek yanma odası deliklerinin etkin alanının artırılması için bu oranın düşük tutulması gereklidir. Alev tüpü alanı hesaplaması aşağıda denklem (3.20)'de verilmiştir [28].

$$A_{at} = 0.66\, A_{ref} \tag{3.20}$$

Referans alanlar üzerinden halka tipi yanma odası tasarımı için referans çaplar D_{ref} yanma odası dış kabuk çapı ve D_{at} yanma odası alev tüpü çapı hesaplanır. Yanma odası alev tüpü boyu yanma odası yükü ve alev şiddeti hesaplarından kontrol edilip hesaplanan yanma odası alev tüpü hacminden hesaplanabilir. Yanma odası alev tüpü boyu hesaplaması aşağıda denklem (3.21)'de verilmiştir.

$$V_{at} = L_{at}\, A_{at} \tag{3.21}$$

Yanma odası referans alandaki referans dinamik basınç parametresi olan q_{ref} yanma odası hesaplarında sıklıkla kullanılmaktadır. Referans dinamik basınç hesaplaması aşağıda denklem (3.22)'de verilmiştir [6].

$$q_{ref} = 0.5\, \rho_3 U_{ref}^2 \tag{3.22}$$

Yanma odası basınç düşümü bu çalışmada tasarım girdisidir. Basınç düşümünün referans alan, kompresör çıkış basınç ve sıcaklığı ile olan ilişkisini

aşağıda denklem (3.23) tanımlamaktadır. Denklem (3.23) kullanılarak referans alanın hesaplanması da mümkündür. Bu durumda referans hız girdi olarak değil referans alan üzerinden hesaplanır [6].

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \tag{3.23}$$

Toplam basınç düşümü yanma reaksiyonu sırasında oluşan sıcak basınç kayıpları, difizör basınç kayıpları ve alev tüpü basınç kaybının toplamına eşittir. Yanma reaksiyonu sonucu oluşan sıcak basınç kaybı aşağıda denklem (3.24)'de verilmiştir [6].

$$\frac{\Delta P_h}{q_{ref}} = \frac{T_4}{T_3} - 1 \tag{3.24}$$

Yanma odası difizör çıkışındaki havanın homojenliği, akış açısı ve hızı yanma odası performansında belirleyicidir. Difizör çıkışında akışın düşük açılı, homojen hız dağılımlı ve düşük hızda olması yanma odası performansını artırmaktadır. Düşük akış açısı yanma odası içindeki akışın eksenel olmasını, dönüş yönüne doğru kayma yapmayarak akışın simetrisinin bozulmamasını sağlamaktadır. Düşük hız alev tüpünün dışında yüksek statik basınç anlamına gelmektedir. Bu statik basınç yanma odasına giren havanın penetrasyonunu artırmaktadır. Akışın homojen hız dağılımında olması da yanma odası etrafında akışın daha kolay dağıtılmasını sağlamaktadır. Yanma odası öncesinde difizörde yavaşlatılan akışta difizyon kayıpları meydana gelmektedir. Tasarım aşamasında difüzyon kayıpları aşağıdaki denklem (3.25) ile hesaplanabilir [6].

$$\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} = \left[1 - \frac{1}{(A_{31}/A_3)^2} \right] \tag{3.25}$$

Yanma odası çıkışında sıcaklığın homojenliğinin göstergesi olan profil faktörü aşağıdaki denklem (3.26) ile tanımlanmaktadır. Yanma odası çıkışında sıcaklık dağılımı homojenleştikçe profil faktör değeri azalmaktadır.

$$PF = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \tag{3.26}$$

Halka tipi yanma odaları için profil faktör aşağıdaki denklem (3.27) ile de hesaplanabilmektedir [6].

$$PF = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} = 1 - exp\left(-0.05 \frac{L_{at}}{D_{at}} \frac{\Delta P_{at}}{q_{ref}}\right)^1 \tag{3.27}$$

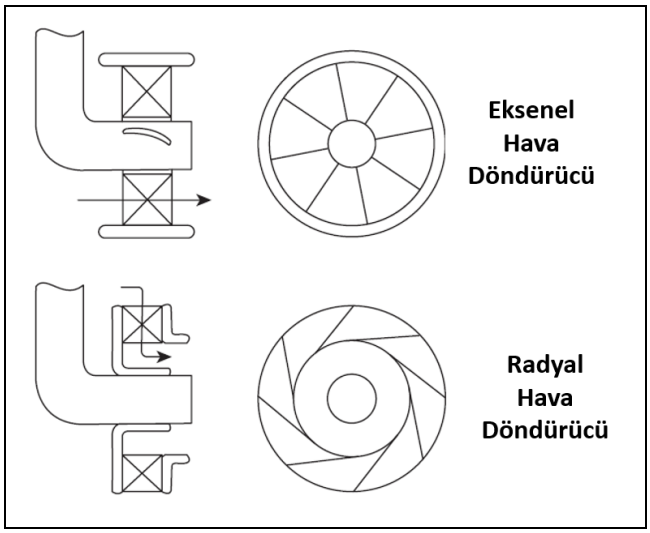
Profil faktör değeri alev tüpü boyu ile direk ilişkilidir. Alev tüpü boyu veya yanma odası boyu arttıkça profil faktör değeri azalmakta yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı homojenleşmektedir. Bu noktada profil faktör değeri girdi olarak veya yanma odası boyu sabit ise çıktı olarak hesaplanabilir. Profil faktör referans değer olarak 0.25 alınabilir. Alev tüpü boyunun profil faktör ile olan ilişkisi aşağıda denklem (3.28)'de verilmiştir. Alev tüpü boyu profil faktör değeri üzerinden de hesaplanabilmektedir [6].

$$L_{at} = \frac{-D_{at}}{0.005 \frac{\Delta P_{at}}{q_{ref}} \, In(1 - PF)} \tag{3.28}$$

Alev tüpü boyu sirkülasyon bölgesi, birincil bölge, ikincil bölge ve seyretme bölgesinin toplamıdır. Bölgelerin boylarının hesaplanması için önerilen oransal yaklaşımlar vardır. Ayrı ayrı hesaplanan bölge boylarının toplamı alev tüpü boyu toplamına eşit olmayabilir. Bu durum formüllerin korelasyon ve önerilerden türetilmiş olmasından kaynaklanmaktadır. Bu durumda değerlendirme ve yanma odası geometrik limitleri göz önünde bulundurularak bölge boylarında ayarlama yapılması gerekliliği oluşmaktadır. Sirkülasyon bölgesi için önerilen boy hava döndürücü çapı ile ilişkilendirilmiştir. Sirkülasyon boyu hesaplaması aşağıda denklem (3.29)'de verilmiştir [29].

$$L_S = 2 \, D_{HD} \tag{3.29}$$

Hava döndürücüler eksenel ve radyal olarak ikiye ayrılmaktadırlar. Eksenel ve radyal hava döndürücü şematik resimleri Şekil 3.51'de verişmiştir [6]. Hava döndürücü akış alanı A_{HD} aşağıdaki denklem (3.30) ile hesaplanabilmektedir [30].



Şekil 3.51: Hava döndürücü tipleri ve şematik gösterimleri.

$$\dot{m}_{HD} = \left\{ \frac{2\rho_3 \Delta P_{HD}}{K_{HD}\,(\frac{sec\theta}{A_{HD}})^2 - 1/A_{at}^2} \right\}^{0.5} \tag{3.30}$$

Hava döndürücü çapı D_{HD} alan hesaplandıktan sonra döndürücü iç çapı döndürücü dış çapı, kanat sayısı ve kanat kalınlığı üzerinden hesaplanmaktadır. Tipik hava döndürücü tasarımı için önerilen değerler aşağıda Tablo 3.12'de verilmiştir [6].

Tablo 3.12: Hava döndürücü tasarım değerleri.

Kanat açısı, Θ (°)	30-60
Kanat kalınlığı (mm)	0.7-1.5
Kanat sayısı	8-16
Hava döndürücü basınç düşümü ΔP_{HD}(%)	3-4 P_3
K_{HD}	1.3-1.15

Hava döndürücü tasarımında bir diğer tasarım kriteri döngü sayısıdır. Döngü sayısı hava döndürücünün etkinliğini tanımlamaktadır. Döngü sayısı denklem (3.31)

ile hesaplanabilir [31]. Tipik hava döndürücüleri için döngü sayısı olan HD_s için 0.6, hava döndürücü iç dış çap oranı olan (D_k/D_{HD}) için 0.5 kullanılabilir [6].

$$HD_s = \frac{2}{3}\frac{1-(D_k/D_{HD})^3}{1-(D_k/D_{HD})^2}\tan\theta \tag{3.31}$$

Denklem (3.30) ve (3.31) eksenel ve radyal hava döndürücüler içinde kullanılabilir. Kullanılan hava döndürücü tipine göre geometriler kanat boğaz bölgesi genişliği, kanat yüksekliği, kanat sayısı ve kalınlığı parametreleri ile döndürücü tipine göre hesaplanır.

Birincil bölge boyu alev tüpü çapı ile ilişkilendirilmiştir. Birincil bölge boyu aşağıdaki denklem (3.32) ile hesaplanabilir [28].

$$L_B = 0.75\, D_{at} \tag{3.32}$$

Benzer şekilde ikincil bölge boyu denklem (3.33) ile hesaplanabilir [28].

$$L_B = 0.5\, D_{at} \tag{3.33}$$

Seyreltme bölgesi boyu profil faktörünün fonksiyonudur. Seyreltme bölgesi boyu arttıkça yanma odası çıkışında profil faktörü düşmekte ve sıcaklık dağılımı homojenleşmektedir. Seyreltme bölgesi boyunun hesaplanması için aşağıdaki denklem (3.34) kullanılabilir [28].

$$L_{SB} = D_{at}(3.83 - 11.83PF + 13.4PF^2) \tag{3.34}$$

Yanma odası bölgelerine hava girişinin gerçekleştiği alev tüpü deliklerinin temel hesaplanması denklem (3.35) ile yapılmaktadır [32].

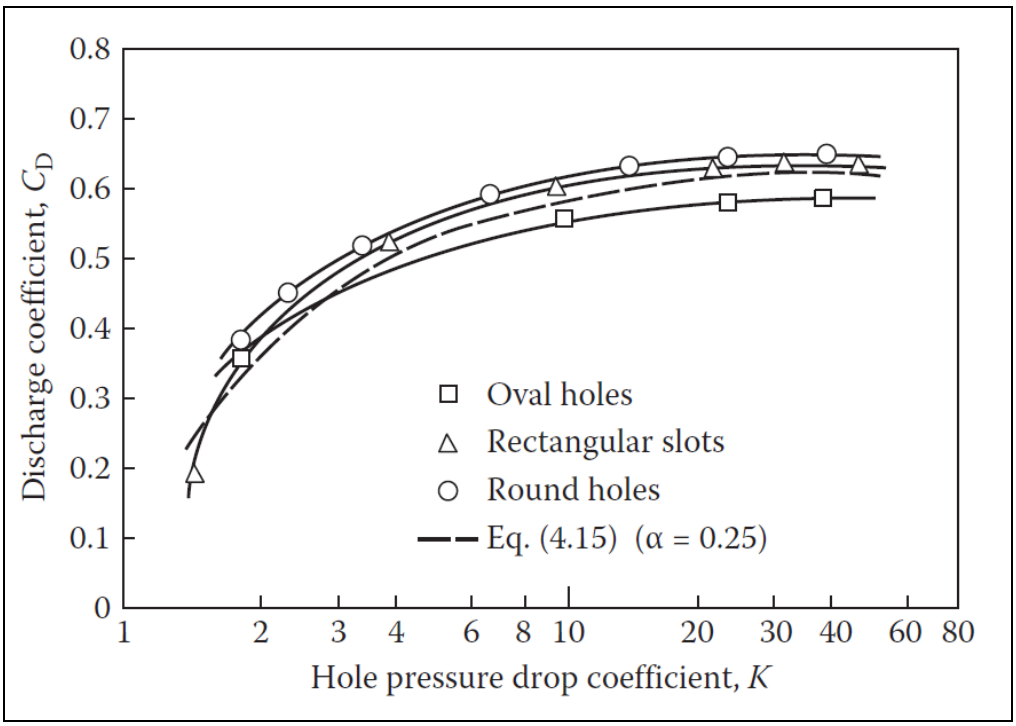
$$m_h = CDA_h\left[2\rho_3(P_1 - P_j)\right]^{0.5} \tag{3.35}$$

Denklem (3.35)'de tanımlanan P_1 alev tüpü dışındaki serbest akışın toplam basıncıdır. P_j olarak tanımlanan değer ise alev tüpü içinde deliğin altında kalan

statik basınçtır. Alev tüpü üzerindeki deliklerin tipine ve akışkan sınır koşullarına göre CD debi katsayısı değişmektedir. Debi katsayısı aşağıdaki denklem (3.36) ile hesaplanabilir [33].

$$CD = \frac{1.25(K-1)}{[4K^2 - K(2-\alpha)^2]^{0.5}} \tag{3.36}$$

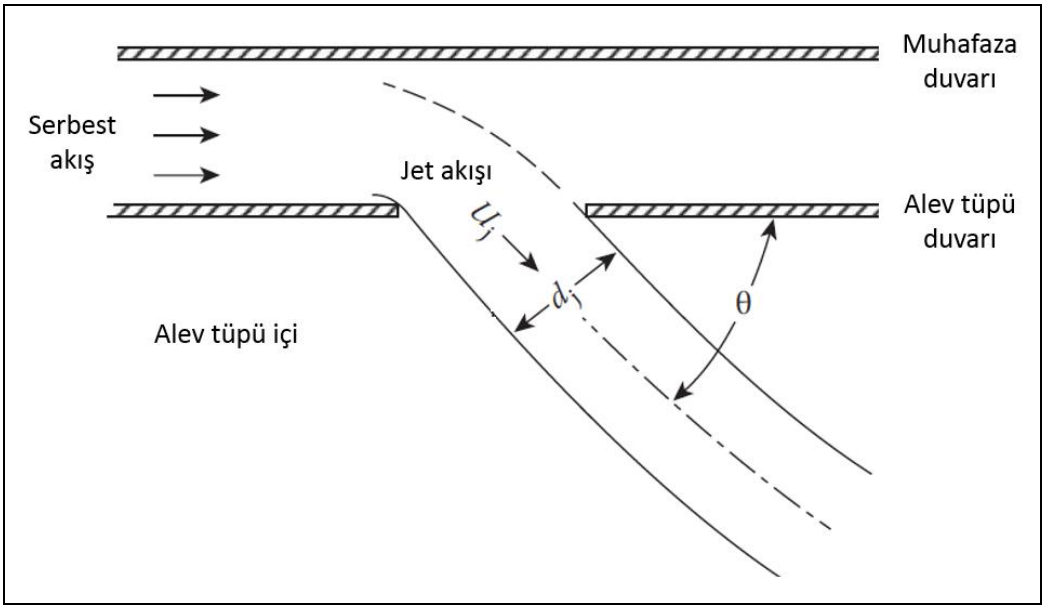
Denklem (36)'da tanımlanan K alev tüpü deliğinden geçen jet akışın dinamik basıncının alev tüpü dışındaki serbest akışın dinamik basıncına oranıdır. Denklem (3.36)'da tanımlanan α alev tüpü deliğinden geçen kütlesel debinin alev tüpü dışındaki serbest akış bölgesindeki kütlesel debiye oranıdır. Denklem (3.36)'da tanımlanan debi katsayısının delik tipi ile değişim grafiği aşağıda Şekil 3.52'de verilmiştir [33].



Şekil 3.52: Debi katsayısının delik tipi ve K parametresi ile değişimi.

Grafik incelendiğinde denklem (3.36) ile elde edilen debi katsayısı değeri farklı delik tipleri için ortalama bir değer olarak kullanılabilir ve her delik geometrisi için yakın sonuç vermektedir. Yanma odası tasarımında taze hava penetrasyonu kritik öneme sahiptir. Deliklerden alev tüpüne giriş yapan taze havanın yanma odası içinde ulaştığı derinlik yanma odası merkez hattına kadar olması gerekmektedir. Bu şekilde

yanma odası iç ve dış duvar deliklerinden giriş yapan akış birleşerek yanma odası içindeki sıcak ve soğuk gaz karışımını sağlar. Aksi takdirde yanma odası çıkışına sıcak gaz kaçması durumu oluşacaktır. Bu noktada deliklerden yanma odası içine giriş yapan jet akışının açısı önem kazanmaktadır. Yanma odası alev tüpü deliğinden yanma odasına giriş yapan akışın şematiği aşağıda Şekil 3.53'de verilmiştir.

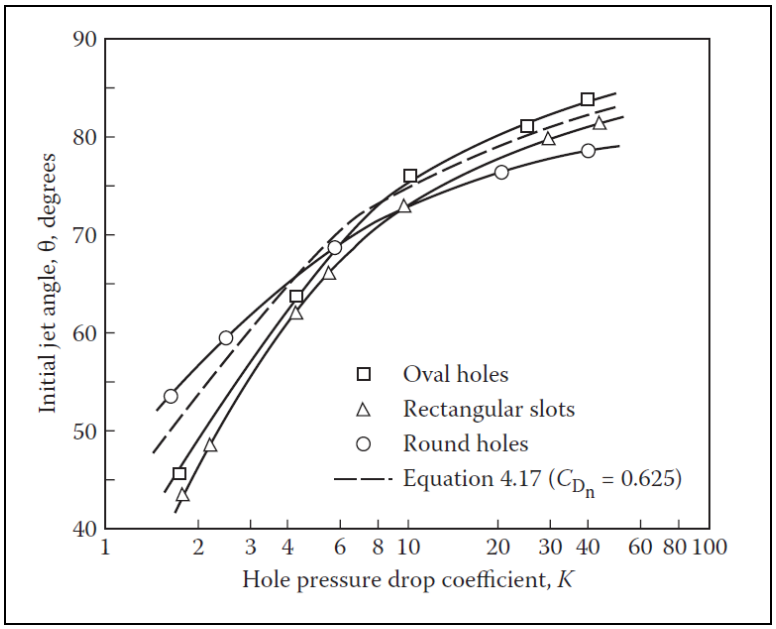


Şekil 3.53: Alev tüpünden yanma odasına giriş yapan akışın şematiği

Delikten yanma odası içine giriş yapan jet akışının açısı θ olarak tanımlanmıştır. Jet açısnın değeri arttıkça delikten yanma odasına giriş yapan taze havanın penetrasyonu, türbülans oluşturma kabiliyeti böylece sıcak gaz ile taze hava karıştırma kabiliyeti artar. Yanma reaksiyonu hızı ve yanmanın tamamlanması için devam eden yanama reaksiyonuna taze hava karışımı sağlanması yanma odası performansı için kritiktir. Bu noktada yanma odası deliklerinin performansı belirleyici olmaktadır. Delik jet açısı denklem (3.37) ile hesaplanmaktadır [34].

$$\sin^2 \theta = CD / CD_x \tag{3.37}$$

Denklem (3.37)'de tanımlanan CD_x değeri K katsayısnın sonsuz olması durumunda denklem (3.36) ile elde edilen CD değeridir. Aşağıda Şekil 3.54'de delik jet açısı ile K katsayısının değişimi verilmiştir [33].



Şekil 3.54: Farklı delik tipleri için jet açısının K ile değişimi.

K değeri artıkça jet açısının değerinin arttığı görülmektedir. Bu noktada yanma odası performansı için K değerinin yüksek tutulması gerekmektedir. K değerinin büyütülmesi için yanma odası basınç düşüm değeri artırılmalı veya yanma odası dışındaki serbest akış bölgesindeki hızın değeri düşürülmelidir. Bu noktada yanma odası alev tüpü dışında kalan yanma odası dış muhafazasına kadar olan dış soğuk akış hacmi önem kazanmaktadır. Doğru bir yanma odası tasarımı için yanma odası dışında düşük serbest akış hız ve yüksek statik basınç değerini sağlayacak kadar akış için alan olması gerekmektedir. Bu durum da denklem (3.20) de tanımlanan alev tüpünün yanma odası referans alanına oranı kritik parametre haline getirmektedir. Yanma odası alev tüpünün dışındaki alan artışı yanma odası performansını artırırken eğer yanma odası için bir çap limiti var ise alev tüpünün çapını daraltmaktadır. Daralan alev tüpü çapı yanma odası içindeki hızı artıracağı için yanma odası performansını düşürecektir. Yanma odası tasarımında yanma odası büyüklüğünün yeterli hacmin ve çapa sahip olması gerekliliği yanma performansı için kritik öneme sahip olduğunu yanma odası tasarım denklemleri kanıtlamaktadır. Geometrik olarak yanma odası kısıtlandıkça performansın ve yanma veriminin düşeceği yanma odası yük parametresi olan Θ fonksiyonu ile Şekil 3.50'de verilmiştir. Yanma odası verimi için yani yanma reaksiyonun tamamlanması için alev tüpünde akışkanın girişten çıkışa kadar yeterli süre kalması gerekmektedir. Kalış süresinin 3 ms'nin üzerinde

olması tavsiye edilmektedir. Yanma odası kalış süresi olarak tanımlanan τ parametresi aşağıdaki denklem (3.38) ile hesaplanmaktadır [27].

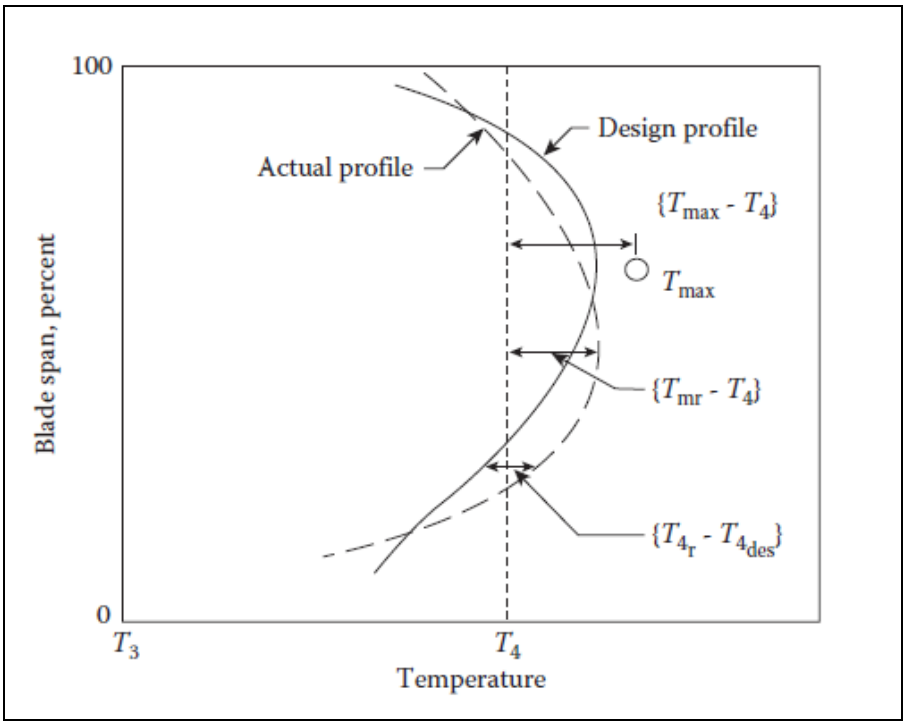
$$\tau = \frac{V_{at} P_3 10^8}{\dot{m}_3 R T_o} \tag{3.38}$$

Yanma odası çıkışında oluşan sıcaklık profili iki farklı şekilde performans açısından tanımlanmaktadır. İlk tanım OTDF olarak yanma odası çıkışındaki en yüksek sıcaklık değerinin fonksiyonudur. İkinci ise RTDF olarak yanma odası çıkışındaki radyal ortalaması alınmış en yüksek sıcaklık değerinin fonksiyonudur. OTDF değeri türbin kademesinin nozul kanatlarına etki eden sıcaklık parametresidir. RTDF değeri de türbin kademesinin rotor kanatlarına etki eden sıcaklık parametresidir. OTDF değerinin hesaplanması aşağıda denklem (3.39) ile RTDF değerinin hesaplanması denklem (3.40) ile verilmiştir.

$$OTDF = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \tag{3.39}$$

$$RTDF = \frac{T_{r\_max} - T_4}{T_4 - T_3} \tag{3.40}$$

Yanma odası çıkışında OTDF ve RTDF değerlerini yanı sıra iç ve dış duvarda daha düşük merkezde daha yüksek bir sıcaklık profili istenir. Bu profil sayesinde türbin kanadının en yüksek mekanik gerilmelere maruz kalan kanat kökü daha düşük sıcaklıkta çalışır. Benzer şekilde yanma odası dış duvarındaki düşük sıcaklıkta türbin nozul parçasının uç kısmını daha düşük sıcaklıkta tutar böylece dış gövdedeki düşük sıcaklığa geçiş gradyeni azaltılır. Ayrıca dış ve iç duvar bölgesindeki düşük sıcaklık egzoz nozul dış ve iç koniklerini de düşük sıcaklıkta kalmasını sağlar. Yanma odası çıkışında genel olarak hedeflenen sıcaklık profili aşağıda Şekil 3.55'de verilmiştir.

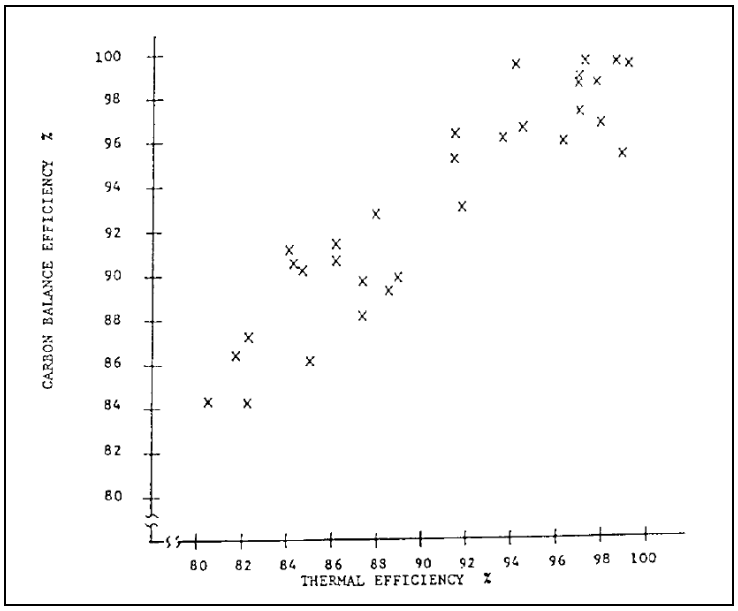


Şekil 3.55: Hedeflenen çıkış sıcaklık profili.

Yanma odası verimi hesaplanırken iki farklı metot izlenmektedir. Bu metotların ilki termodinamik verim hesabıdır. Yanma reaksiyonu sonucu akışkanın kazandığı enerji ile yakılan yakıtın sahip olduğu enerjini oranıdır. Bu hesaplama yakıtın alt ısıl değeri veya net yanma ısıl değeri üzerinden yapılmaktadır. İkinci metot olarak da yanma sonucu oluşan egzoz gazları emisyonları veya karbon balansı üzerinden yapılmaktadır. . Karbon balansı üzerinden yanma odası verim formülü aşağıda denklem (3.41)'da verilmiştir [35].

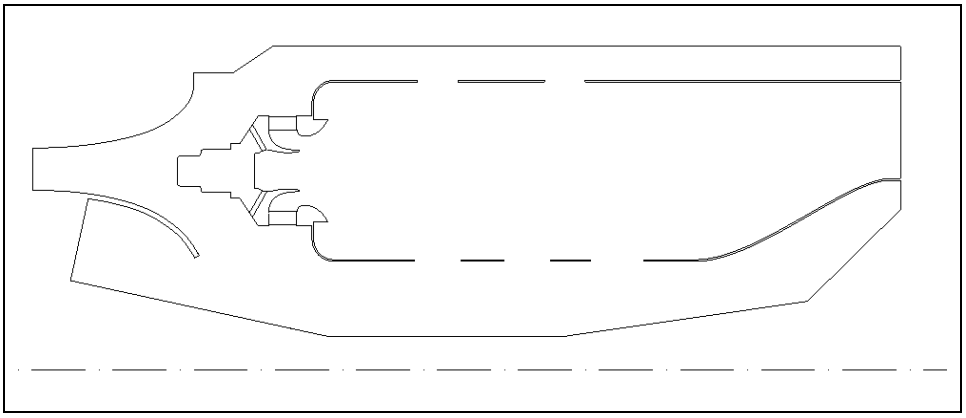
$$\eta = 100\,[1 - (4340CO + 18500UHC)/18.5e6] \tag{3.41}$$

Test sonuçları ile elde edilen yanma odası verimleri incelendiğinde karbon balansı verimi ile termodinamik verim arasında %2 fark olduğu görülmüştür. Termodinamik yanma veriminde yakıtın gizli buharlaşma ısının hesaba dahil olması ve reaksiyon sırasında yüksek sıcaklık bölgelerinde gerçekleşen ayrışma ve reaksiyon zincirleri sebebi ile termodinamik verim karbon balans veriminden daha düşük olmaktadır. Karbon balans verimi ile termodinamik verim ilişkisi aşağıda Şekil 3.56'da verilmiştir [35].



Şekil 3.56: Yanma odası karbon balans ve termodinamik verim ilişkisi.

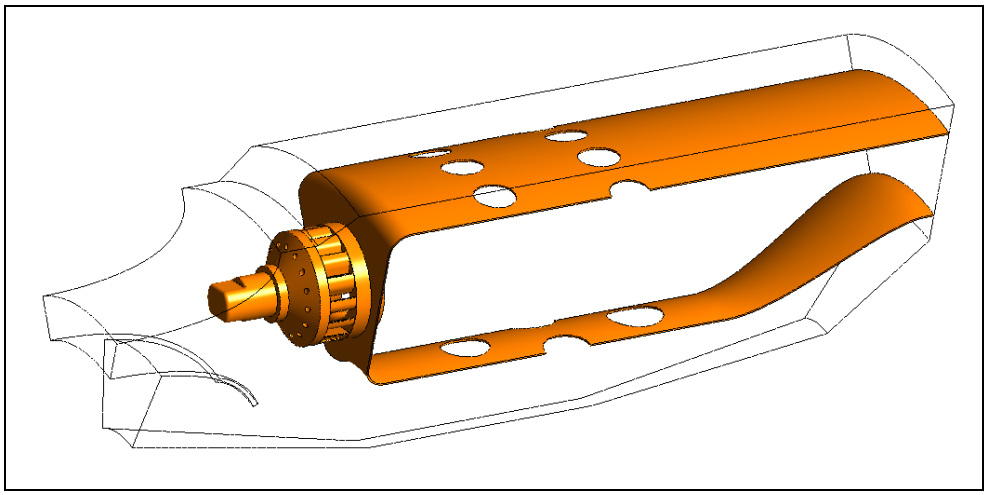
Motor geometrik tasarım limitleri göz önünde bulundurularak iteratif yanma odası tasarımları yapılmıştır. Yapılan tasarımlar HAD analizleri ile değerlendirilip gerekli düzeltmeler yapılmış ve yanma odasında istenilen sonuçlara ulaşılmaya çalışılmıştır. Geleneksel yanma odası tasarımında elde edilen nihai geometrinin kesiti aşağıda Şekil 3.57'de verilmiştir.



Şekil 3.57: Yanma odası kesit geometrisi.

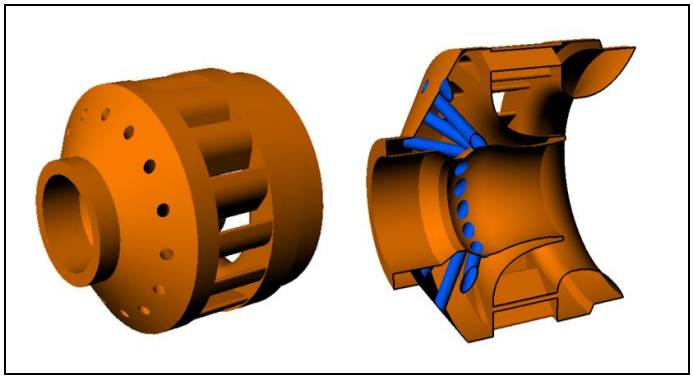
Yanma odası 9 adet yakıt atomizeri ile tasarlanmıştır. İteratif tasarım ve HAD analizleri sürecinde yanma odası boyunun yanma odası çıkışında yeterli homojen sıcaklık dağılımını sağlamak için yetersiz olduğu görülmüştür. Bu durum yanma odası alev tüpü kesit alanının az olması sebebi ile birincil bölgeden sonra yanma

odası içindeki eksenel hızın yüksek olmasından kaynaklandığı görülmüştür. Yanma odası dış duvarında seyreltme bölgesi ile ikincil bölge birleştirilmiş böylece yanma odası çıkışına kadar sıcaklık dağılımının homojenleşmesi için boy sağlanması amaçlanmıştır. Küçük motor çapı sebebi ile yanma odası iç duvar çapı çok daha küçük olduğu için iç duvardaki bölge hava giriş delikleri birbirine çok yaklaşması sebebi ile yanma odası iç duvarında ikincil bölge ve seyreltme bölgesi birleştirilmemiştir. Alev tüpü iç çapı 65mm, alev tüpü dış çapı 170 mm ve alev tüpü 173 mm boyundadır. Bir adet atomizerin olduğu HAD analiz geometrisi 9 da 1 sektör olarak üç boyutlu modeli aşağıda Şekil 3.58'de verilmiştir.



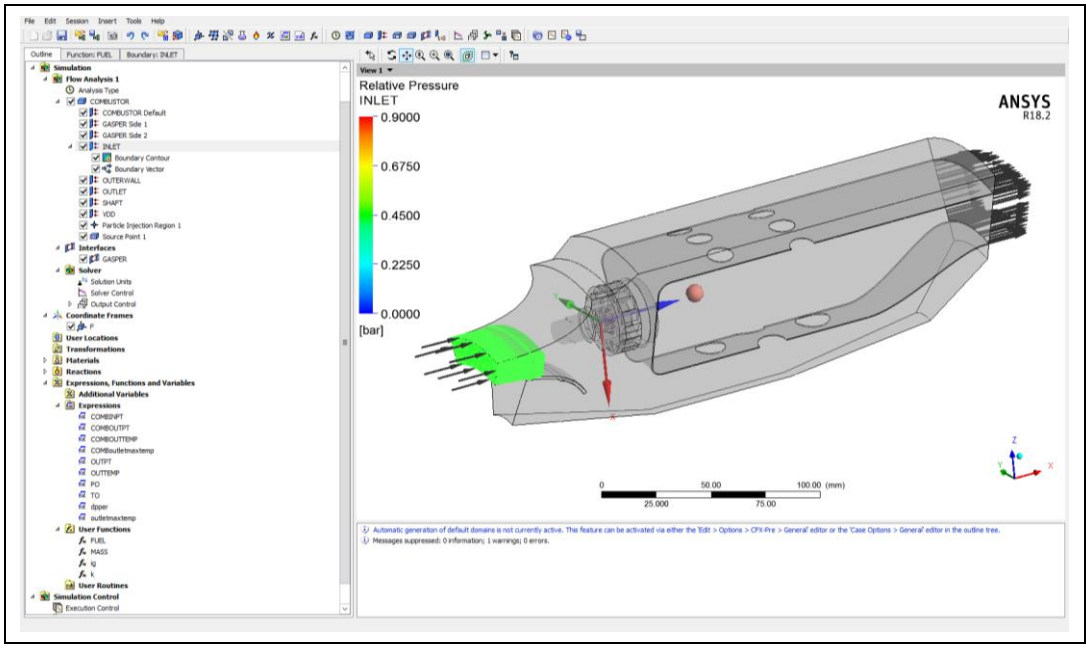
Şekil 3.58: Yanma odası üç boyutlu geometrisi.

Hava döndürücü tipi olarak radyal tip seçilmiştir. Böylece hava döndürücüye iki noktadan hava giriş imkanı sağlanmıştır. Hava döndürücü üç boyutlu geometrisi detayı aşağıda Şekil 3.59'da verilmiştir.



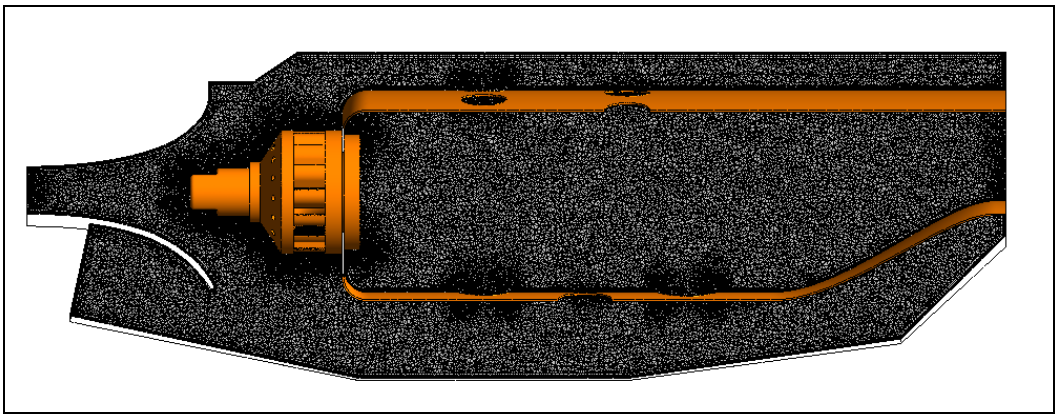
Şekil 3.59: Hava döndürücü geometrisi.

Basit basınç atomizerlerinde atomizer çıkışında hava yakıt karışımı oluşma kabiliyeti olmadığı için hava döndürücünün atomizer yuvasına açısal olarak konumlandırılan mavi delikler ile ön hava yakıt karışımı kabiliyeti kazandırılmıştır. Hava döndürücünün bu ikinci hava tüpleri ile hava parçalamalı atomizerlerdeki yapının benzeri tasarlanmıştır. Yakıt atomizerinden çıkan yakıtın bir kısmı iç nozul yüzeyine sıvanmakta ve sıvanan yakıt deliklerden gelen hava ile parçalanıp yanma odası içine ön hava yakıt karışımı olmuş şekilde girmektedir. Yanma odası HAD analizleri zamandan bağımsız Ansys CFX programında yapılmıştır. Ansys CFX programında hazırlanan yanma odası analiz modelinin program arayüz görseli aşağıda Şekil 3.60'da verilmiştir.



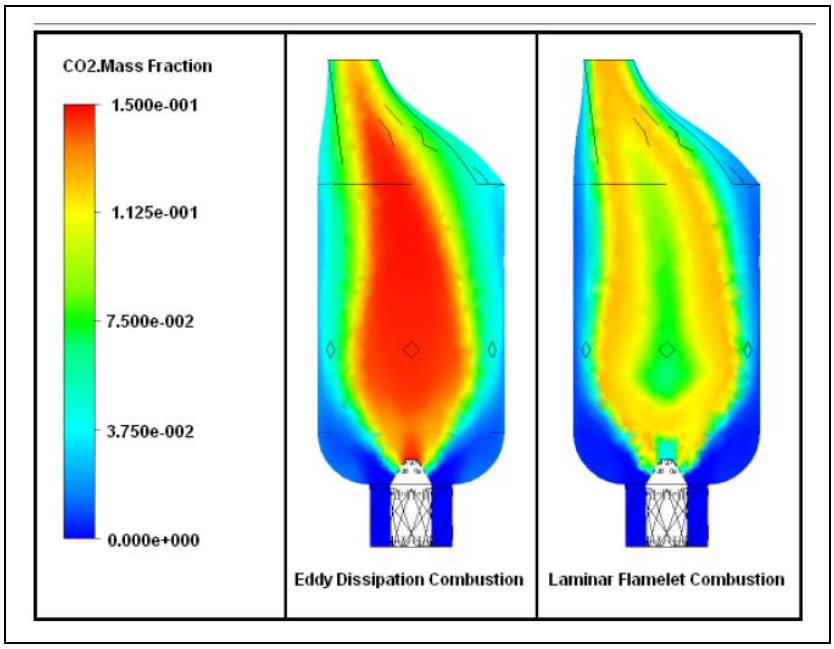
Şekil 3.60: Yanma odası HAD analizi program arayüzü.

Mesh hazırlığı ICEM CFD programında yapılmıştır. Mesh yapısında 4.6 milyon düğün noktası 14.4 milyon eleman kullanılmıştır. Mesh görseli aşağıda Şekil 3.61'de verilmiştir.



Şekil 3.61: Yanma odası mesh kesiti.

Türbülans modeli olarak Shear Stress Transport (SST) kullanılmıştır. Kerosen yakıtına benzer oranlarda karbon ve hidrojen barındıran C10H22 yakıtı için analiz yapılmıştır. Yakıt sıvı fazda Rossin-Rammler metodu ile yanama odasına püskürtülmüştür. Yakıt püskürtme deseni tam koni olarak seçilmiştir. Yakıt püskürtme açısı 90° yakıt püskürtme hızı 45 m/s'dir. Yakıt püskürtme hızı atomizer orifis çapı ve yakıt basıncından hesaplanmıştır. Yakıt sıcaklığı 25°C olarak tanımlanmıştır. Yanma analizinde PDF Laminar Flamelet yanma modeli kullanılmıştır. Bu model tepkimeli yanma analiz modelidir. Tanımlanan yanma reaksiyonu için yanma kinematiği kütüphanesi oluşturulur ve çözücü bu kütüphaneyi kullanarak yanma reaksiyon hesaplamalarını yapmaktadır. Ansys CFX program manuellerinde PDF Laminar Flamelet modelini adyabatik alev sıcaklıkları, yanma reaksiyon hızı ve detaylı yanma ürünleri için tavsiye edilmektedir. Hesaplama süresi ve ram kapasitesi olarak daha pahalı bir modeldir. CFX programı manuellerinde tepkimeli yanma modeli olan PDF Laminar Flamelet ile tepkimesiz Eddy Dissipation yanma modeli sonuçları karşılaştırılmış ve örnek olarak CO2 oluşumunun PDF Laminar Flamelet tepkimeli yanma modelinde daha doğru hesaplandığını belirtmektedir. Kıyaslama görseli aşağıda Şekil 3.62'de verilmiştir.



Şekil 3.62: Ansys CFX yanma modeli kıyaslaması.

HAD analizlerinde C10H22 yakıtı için kullanılan kütüphane bilgisindeki yakıtın alt ısıl değeri, net yanma değeri ve gizli buharlaşma ısısı değerleri bilinmediği için yanma odası verimi egzoz gazı karbon balansı üzerinden hesaplanmıştır.

Tasarımı yapılan geleneksel yanma odası HAD analizleri sonucunda istenilen yanma odası basınç düşümüne ulaşılmıştır. Yanma odasındaki yüksek basınçlı yakıt atomizasyonu ve etkin bir sirkülasyon bölgesi ile küçük jet motorları çerçevesinde yüksek yanma verimi sağlanmıştır. Yanma odası geometrik limitleri sebebi ile yanma odası çıkışında istenilen homojen ve düşük sıcaklık profiline ulaşılamamıştır. Yanma odası çıkışında yüksek OTDF/Profil faktör değerleri hesaplanmıştır. HAD analiz sonuçları aşağıda Tablo 3.13'de verilmiştir.

Tablo 3.13: Geleneksel yanma odası HAD analiz sonuçları.

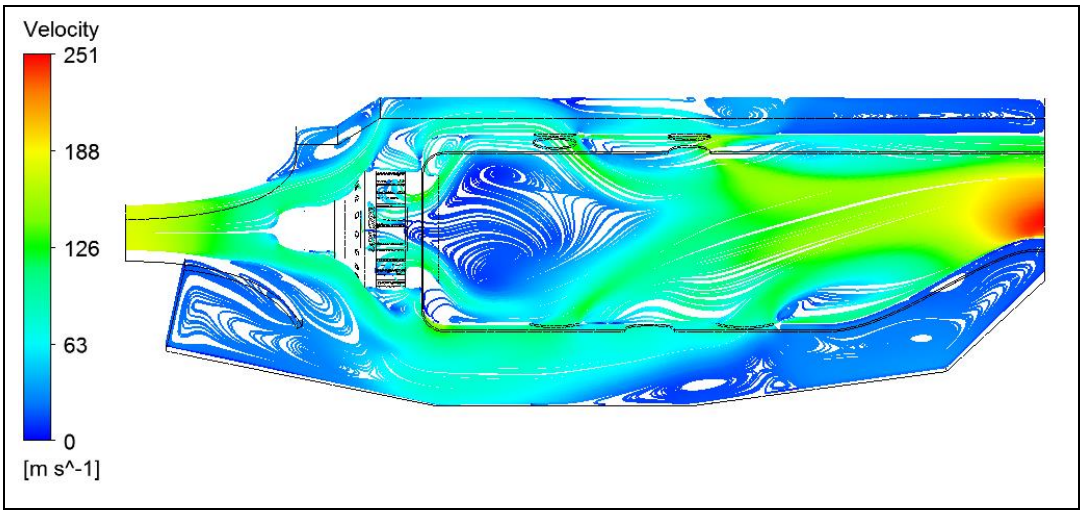
Basınç düşümü (%)	7.126
Karbon balans verimi (%)	98.97
Termodinamik verim (%)	96.97
Çıkış sıcaklığı (°K)	1167.69
Yakıt Debisi (g/s)	47.7
OTDF/Profil faktör	0.79
RTDF	0.15

Yanma odası çıkışındaki gaz içeriği kütlesel oranları aşağıda Tablo 3.14'de verilmiştir.

Tablo 3.14: Egzoz gazı karışım içeriği.

Yanma Ürünleri	Kütlesel Oranları
Oksijen	0.164399
Karbondioksit	0.056827
Karbon monoksit	0.000133
Azot	0.752793
Su	0.025687
Yanmamış hidrokarbon ve diğerleri	0.000161

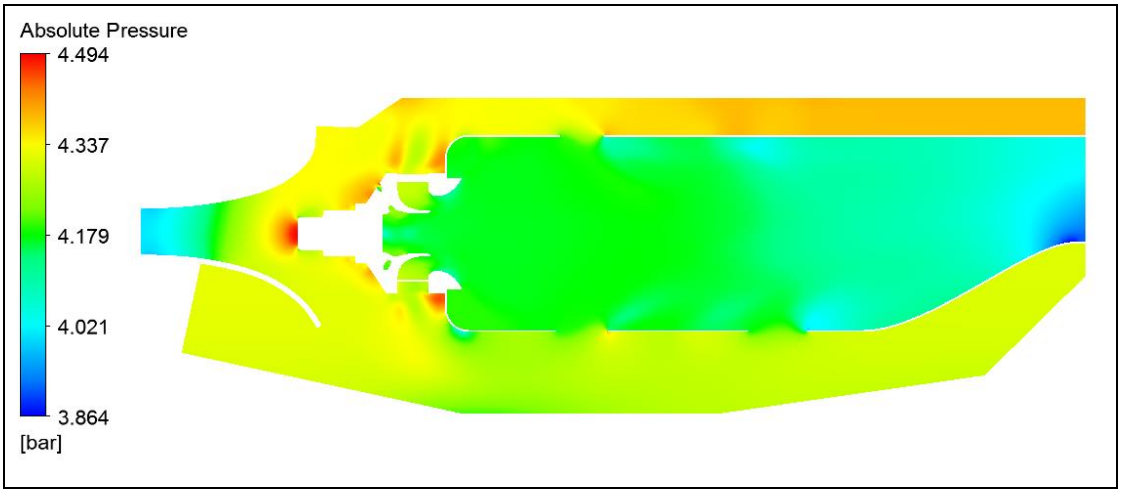
HAD analizleri sonucunda elde edilen yanma odası merkez hattındaki akım çizgileri aşağıda Şekil 3.63'de verilmiştir.



Şekil 3.63: Yanma odası merkez hattı akım çizgileri.

Akım çizgileri incelendiğinde difizörde akışın yavaşlatıldığı görülmektedir. Difizör sonrasında akışın yanma odası iç ve dış halkasına doğru ayrıldığı görülmektedir. Bu ayrılmada düşük basınç kayıplarının sağlanması için hava döndürücü ve yakıt atomizer montajı konik olarak akışı yaracak şekilde tasarlanmıştır. Yanma odası iç ve dış halkasına ayrılan bu akışın hızı 100 m/s dolaylarında olduğu görülmektedir. Önerilen akış hızı 0.1 Mach'dır buda 43 m/s

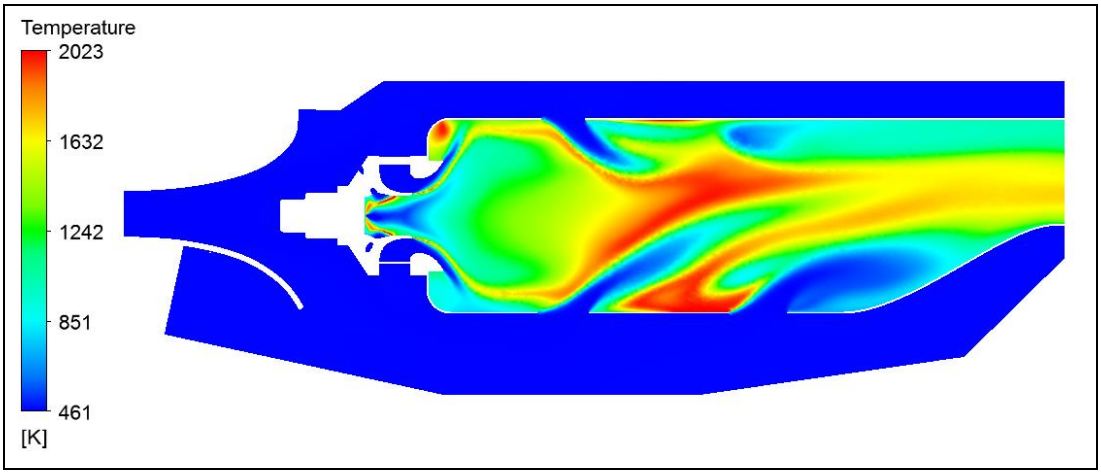
mertebesine tekabül etmektedir. Mevcut motor çap limitleri için 43 m/s gibi ideal hız değerlerine inebilmek mümkün olmamaktadır. Bu yüksek hız sebebi ile yanma odası deliklerinden giren havanın jet akış açısı düşmekte havanın yanma odası içine penetrasyonu azalmaktadır. Deliklerden giren akış girişten itibaren çıkışa doğru yöneldiği görülmektedir. Hava döndürücü önünde sirkülasyon bölgesinde düzgün ve güçlü bir sirkülasyon döngüsünün oluştuğu görülmektedir. Sirkülasyon bölgesinde hızın düştüğü hava ile yakıtın karışması için zaman ve döngü sağladığı görülmektedir. Motor geometri limitleri sebebi ile düşük motor çapı beraberinde düşük yanma odası çapını zorunlu kılmıştır. Bu durumda türbin girişinde yanma odası daralması sadece iç duvarda gerçekleşmiştir. Tüm alan daralmasının iç duvarda gerçekleşmesi ve bu bölgenin de iç ve dış duvardan giriş yapan havanın birleşim bölgesine yakın olması sebebi ile çıkışta yanma odası iç duvar bölgesinde hızın 250 m/s değerine ulaştığı görülmektedir. Türbin performansı için yanma odası çıkışında daha homojen bir hız dağılımı gereklidir. Yanma odası merkez kesitindeki mutlak basınç dağılımı aşağıda Şekil 3.64'de verilmiştir.



Şekil 3.64: Yanma odası merkez hattı mutlak basınç dağılımı.

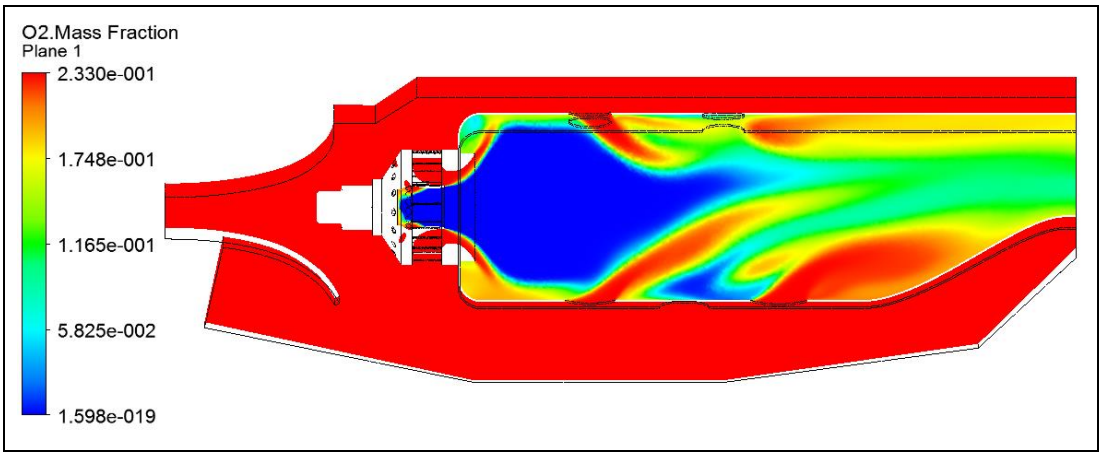
Basınç dağılımı incelendiğinde yanma odası hava döndürücü giriş bölgesi, iç halka bölgesi ve dış halka bölgesinde birbirine yakın statik basınç değeri görülmektedir. Alev tüpü dışında kalan bu bölgelerdeki statik basıncın eşit olması yanma odası basınç düşümü ve uygun delik çapları için gereklidir. Yakıt atomizerinin uç düz kısmında ve hava döndürücü konik bölgelerinde akışın yüzeye çarpıp toplam basıncı statik basınca dönüştürmesi sonucu kırmızı yüksek statik

basınç bölgeleri görülmektedir. Bu bölgeler akışı yaracak şekilde bir miktar daha iyileştirilme potansiyeline sahiptirler. Yanma odası alev tüpü içinde homojen bir statik basınç olmadığı alev tüpünü içine giren hava miktarı arttıkça, yana sonucu sıcaklık ile hacimsel debinin artması sonucu hızların artması ve yanma odası çıkışına doğru daralma ile statik basıncın düştüğü görülmektedir. Yanma odası iç duvarının türbin giriş çapına daralması sonucu oluşan yüksek hız burada kendini en düşük statik basınç bölgesi olarak göstermiştir. Yanma odası merkez kesitindeki sıcaklık dağılımı aşağıda Şekil 3.65'de verilmiştir.



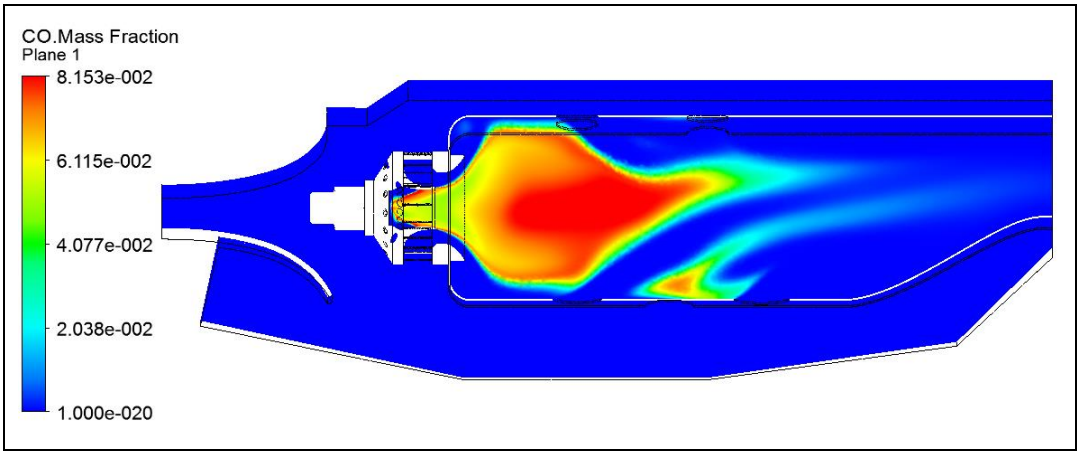
Şekil 3.65: Yanma odası merkez hattı sıcaklık dağılımı.

Sıcaklık dağılımı incelendiğinde sirkülasyon bölgesinde 1200 °K mertebesinde sıcaklığın oluştuğu zengin karışım sebebi ile maksimum alev sıcaklığına çıkılamadığı görülmektedir. Sirkülasyon bölgesinde kısmen yanan yakıt birinci bölgede deliklerinden giren taze hava ile hava yakıt oranının stokiyometrik değere ulaşması ile maksimum alev sıcaklığına ulaştığı görülmektedir. İkincil bölgede deliklerinden dahil olan taze hava ile yanma odası çıkışına doğru sıcaklığın düştüğü görülmektedir. Yanma odası dış halka ve alev tüpü içindeki yüksek hızlar sebebi ile sıcak gaz ikincil bölge ve seyreltme bölgesi deliklerinden giriş yapan hava ile yeterli karışımı yapamadan yanma odası çıkışına ulaşmaktadır. Bu durum sonucu yanma odası profil faktörü beklentinin üzerinde kalmaktadır. Geometrik kısıtlar sebebi ile çıkışa kaçan sıcak gazın engellenip çıkıştaki sıcaklığın daha homojen hale getirilerek profil faktör değerinin düşürülmesi sağlanamamıştır. Yanma odası merkez hattında gaz karışımındaki oksijenin kütlesel oranı aşağıda Şekil 3.66'da verilmiştir.



Şekil 3.66: Yanma odası merkez hattı oksijen dağılımı.

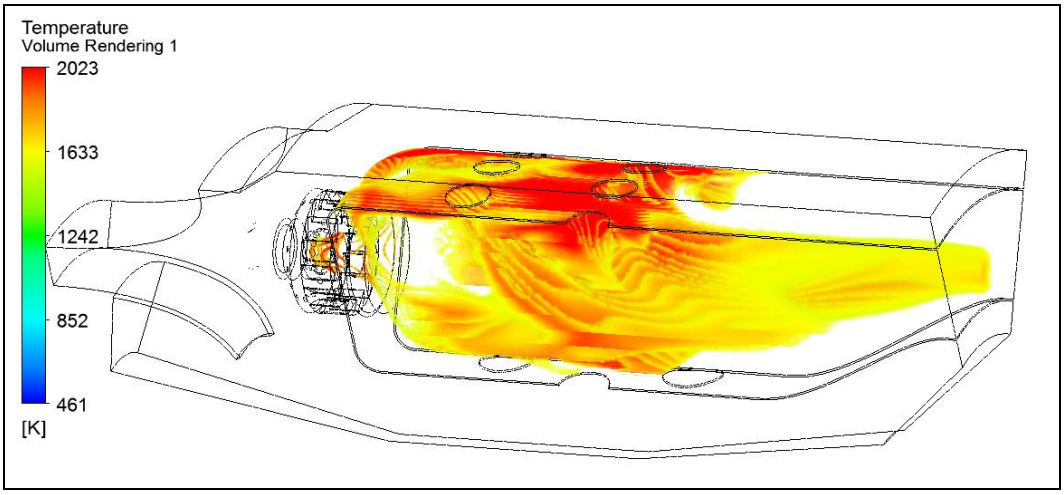
Oksijen dağılımı incelendiğinde sıcaklık dağılımı ile mantıklı şekilde örtüştüğü ve tasarım kriteri olan hava yakıt oranlarının sağlandığı görülmektedir. Sirkülasyon bölgesinde birin üzerinde olan eşdeğer yakıt hava oranı ile oluşan zengin karışım neticesinde oksijenin tamamen yanma reaksiyonu ile tüketildiği görülmektedir. Birincil ve ikincil bölge deliklerinden beslenen taze hava ile oksijen oranının tekrardan yükseldiği görülmektedir. Yanma odası merkez hattındaki karbon monoksitin dağılımı aşağıda Şekil 3.67'de verilmiştir.



Şekil 3.67: Yanma odası merkez hattı karbonmonoksit dağılımı.

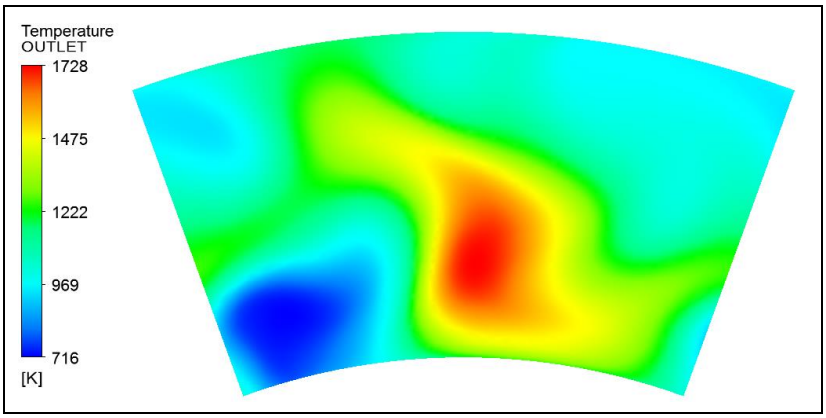
Olması gerektiği şekilde oksijen dağılımı ile ters olarak CO oluşumunun gerçekleştiği görülmektedir. Sirkülasyon bölgesinde zengin yakıt karışımı sonucu gerçekleşen eksik yanama ile eksik yanma ürünü olan CO oluşumunun en yüksek değere ulaştığı görülmektedir. Birincil bölgeden beslenen taze hava ile CO değerinin

azaldığı ikincil bölge ve seyreltme bölgesinden giren hava ile de en düşük değerine ulaştığı görülmektedir. CO oluşumu ve yok oluşu reaksiyonun eksik yanma veya tam yanma olmasının göstergesidir. İkincil bölgeden sonra CO miktarlarını düşmesi yanma reaksiyonun yüksek oranda tamamlandığını göstermektedir. Sıcak gaz kaçış bölgesi ile düşük miktarda CO gazının çıkışa ulaştığı görülmektedir. Çıkışa ulaşan CO gazı eksik yanmış karbon atomlarını göstermektedir. Buda yanma verimini düşüren unsurdur. Yanma odası içindeki 1600 °K sıcaklığından yüksek sıcak gaz bölgesi görseli aşağıda Şekil 3.68'de verilmiştir.



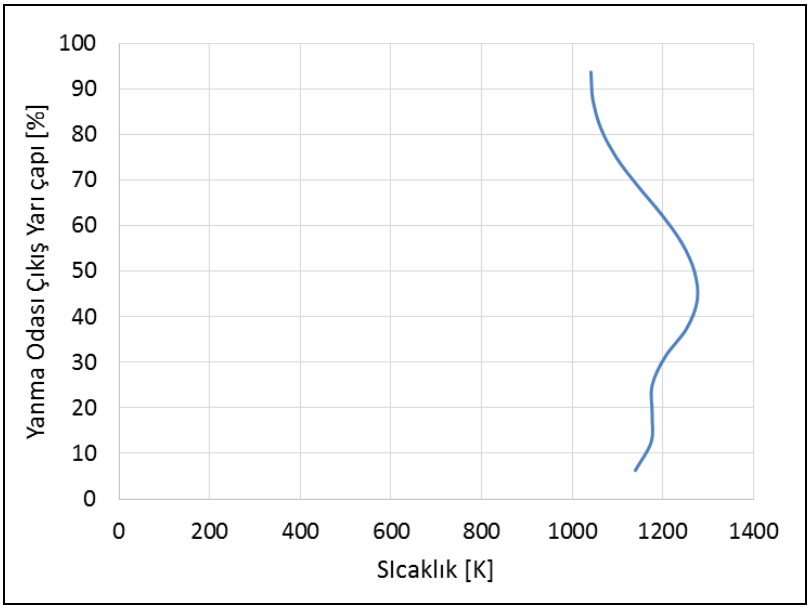
Şekil 3.68: Yanma odası 1600 °K'den sıcak gaz bölgesi.

Sıcak gaz bölgesi incelendiğinde yanma odası içindeki akış daha anlaşılır olmaktadır. İkinci bölge ve seyreltme bölgesi deliklerinden giriş yapan akış birincil bölgeden gelen sıcak akışa tam olarak karışamadığı yanma odası merkez hattından sıcak gazın yanma odası çıkışına ulaştığı görülmektedir. Yanma odası geometrisi kısıtlı olması sebebi ile bu durumun iyileştirilmesi için yanma odası basınç düşümü artırılabilir. Artan basınç düşümü bu deliklerden giriş yapan havanın penatrasyonunu artırıp sıcak gaz ile karışımı sağlamaya faydası olacaktır. Bu noktada üst tasarım limiti olan %7 basınç düşümünün üzerine çıkılması gerekmektedir. Basınç düşümünü tasarım değerinin üzerine çıkarılması motor özgül yakıt tüketimini ve itkisini düşürecektir. Yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı aşağıda Şekil 3.69'da verilmiştir.



Şekil 3.69: Yanma odası çıkışı sıcaklık dağılımı.

Yanma odası çıkışında sıcaklık dağılımı incelendiğinde 1728 °K değerinde sıcak gazın yanma odası çıkışına ulaştığı görülmektedir. Bu sıcak gaz bölgesi türbin nozul kanatları için termo-mekanik sorun oluşturma riski vardır. Türbin rotor kanadı yanma odası çıkışındaki sıcaklığın çevresel ortalamasına maruz kaldığı için ortalama sıcaklık düşük olacak ve sorun teşkil etmeyecektir. Yanma odası çıkış sıcaklık profili aşağıda Şekil 3.70'de verilmiştir.



Şekil 3.70: Yanma odası çıkışı sıcaklık profili.

Yanma odası çıkış sıcaklık profili tasarım isteri olan alev tüpü iç ve dış duvarında düşük merkez hatta yüksek olacak şekilde bir profil sağlanmıştır.

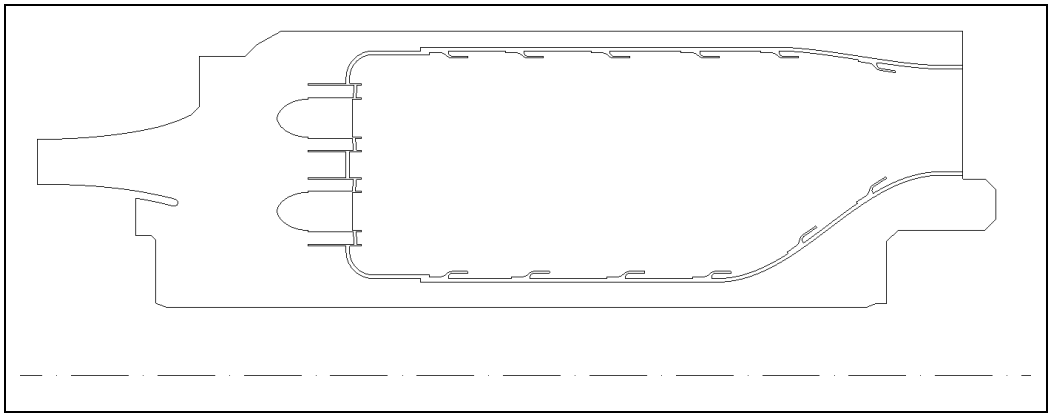
Geleneksel yanma odasının geometrik kısıtları, yakıt hava ve sıcak soğuk gaz karışım kabiliyeti limitlerinden kurtulmak ve daha yüksek performans elde edebilmek için yeni bir tip yanma odası tasarımına geçilmiştir. Yeni tip yanma odası tasarımında geleneksel yanma odası tasarım sonuçlarındaki eksiklerden yola çıkılarak ihtiyaçları karşılayacak bir tasarım kurgusu yapılmıştır.

3.3.2. Tümleşik Çoklu Atomizerli Yanma Odası Tasarımı ve HAD Analizleri

Geleneksel yanma odası tasarım mantığı, tasarlanan yanma odası analiz sonuçları ve tasarımı yapılan motor geometrisi bir arada değerlendirilerek yeni tip yanma odası için tasarım kriterleri belirlenmiştir. Bu kriterler, çok sayıda atomizer, daha büyük alev tüpü kesit alanı ve yanma odası bölgelerinin birleştirilerek tümleşik bir yapı sağlanmasıdır. Çoklu sayıda atomizer kullanımı ile sıcak gaz yanma odası hacmine çevresel olarak daha homojen şekilde dağıtılması sağlanacaktır. Çoklu atomizer kullanımı yanma için gerekli olan hava yakıt katmanı ve karışım kabiliyetini artırarak yanma verimi ve reaksiyon hızını artıracaktır. Alev tüpü kesit alanı artırılarak yanma odası içindeki hız düşürülecektir. Düşen hız yanma odası içindeki kalış süresini artıracaktır. Artan kalış süresi yanmanın tamamlanmasına katkı sağlayıp yanma verimini iyileştirecektir. Artan kalış süresi ayrıca sıcak ve soğuk gazların birbirleri ile karışıp sıcaklığın homojenleşmesi için daha fazla süre tanıdığı için karışım kabiliyetini artıracaktır. Yanma odası bölgelerinin birleştirilmesi tüm havanın yanma odası içinde girişten çıkışa kadar yanma verimi ve homojen karışım için aktif olmasını sağlanacaktır. Geleneksel yanma odalarında yanma odası boyunun farklı eksenel konumlarından giriş yapan taze hava yanma odasında sadece giriş yaptığı bölge ve sonrasında reaksiyon ve karışım için etki sağlayabilmektedir. Taze havanın giriş yaptığı bölgenin gerisinde yanma reaksiyonuna ve karışıma etkisi olmamaktadır. Bu da yanma odası içindeki havanın yanma odası boyunu tam olarak kullanamaması anlamına gelmektedir. Farklı bölgelerden giriş yapan hava sadece yanma odasına girdikten sonraki boy ve kalış süresi kadar yanma reaksiyonu ve akış karışımı üzerinde etki oluşturabilmektedir. Bu durum yanma odasına taze havanın tamamının alev tüpü başlangıcından beslenmesi ile ortadan kaldırılmıştır. Ayrıca yanma odası bölgelerini birleştirilip eksenel olarak alev tüpünün ucundan giriş

yapması alev tüpü dışındaki akış alanı gereksinimini de ortadan kaldırmıştır. Alev tüpü dışındaki akış bölgesinin olmaması alev tüpünün daha büyük çapta motor dış muhafaza ve safta olabildiğince yakınlaşmasını sağlamıştır. Böylece alev tüpü için hedeflenen daha büyük kesit alanı motor çapı artırılmadan sağlanmıştır. Yanma odası tasarımı için kullanılan yanma odası yükleme parametresi, yanma şiddeti, kalış süresi ve yanma verim fonksiyonu denklemlerinin hepsinde alev tüpü hacmi ana parametrelerden biridir. Alev tüpü kesit alanının artması alev tüpü hacmini de artırmıştır. Böylece tüm parametreler üzerinde artan alev tüpü hacmi sebebi ile iyileştirme sağlanmıştır.

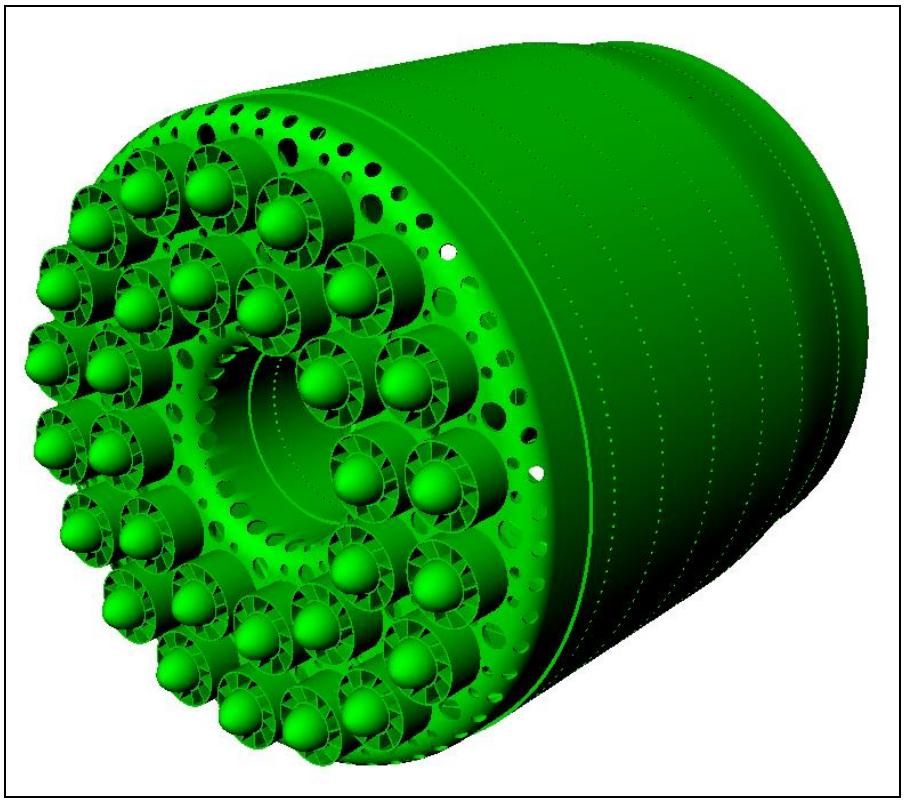
Belirlenen tasarım kriterleri baz alınarak iteratif yanma odası tasarımları yapılmış ve HAD analizleri ile sonuçlar değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarında yanma odasındaki performansın arttığı görülmüştür. Bu noktada motor itkisi ve özgül yakıt tüketimi değerlerini iyileştirmek için yanma odası basınç düşümü %7 değerinden %6.5 değerine çekilmiştir. Ayrıca motor rotor dinamiği açısından önemli olan şaft çapı büyüklüğü bu tasarım ile artırılmıştır. Tasarımı yapılan geleneksel tip yanma odasında yeterli alan olmadığı için rotor şaft çapının küçük alınması zorunluluğu oluşmuştu. Yeni tasarım daha büyük şaft çaplarına imkan tanımaktadır. Tümleşik çoklu atomizerli yanma odasının nihai geometrisinin kesiti aşağıda Şekil 3.71'de verilmiştir.



Şekil 3.71: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası kesiti.

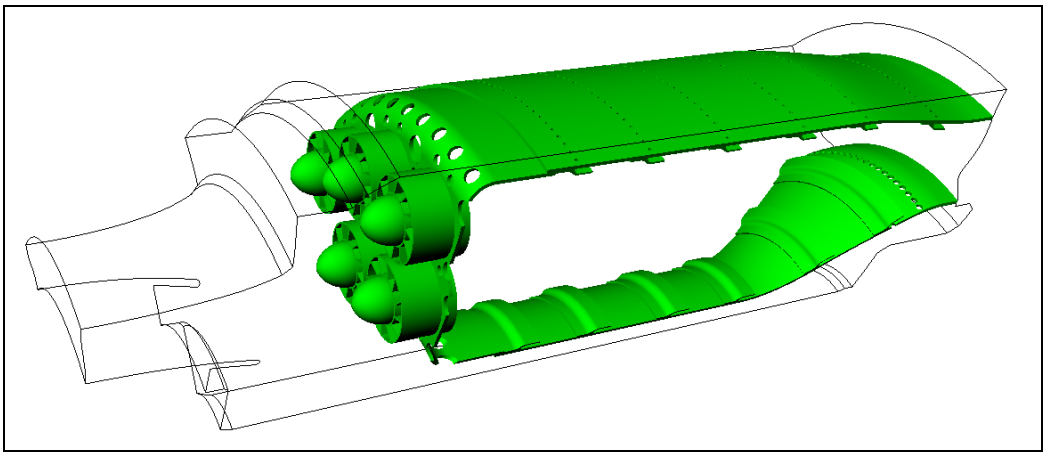
Yanma odası tasarımı yapılırken yanma odası geometrisine sığabilecek en yüksek sayıda atomizer ile tasarım yapılması hedef olarak belirlenmiştir. Yakıt atomizer çapı boyu ve hava dağıtıcı geometrisinin üretilebilir kalınlıklarda kalması için yapılan geometrik yerleşim çalışmaları ile yanma odasına 30 adet yakıt atomizeri

yerleştirilmiştir. Hava döndürücülerin düşük çaplı olarak tasarlanması için eksenel hava döndürücü tercih edilmiştir. Yanma odası tasarımına alev tüpü soğutması dahil edilmiştir. Tasarım yapılırken yanma odası için gerekli olan zengin karışım bölgelerinin sürekli varlığının sağlanması için yanma odası havasının tamamı hava döndürücülerden geçirilmemiştir. Hava döndürücülerin etrafına delikler yerleştirilmiştir. Alev tüpü iç çapı 54 mm, dış çapı 180 mm ve alev tüpü boyu 170 mm'dir. Yanma odası üç boyutlu modeli aşağıda Şekil 3.72'de verilmiştir.



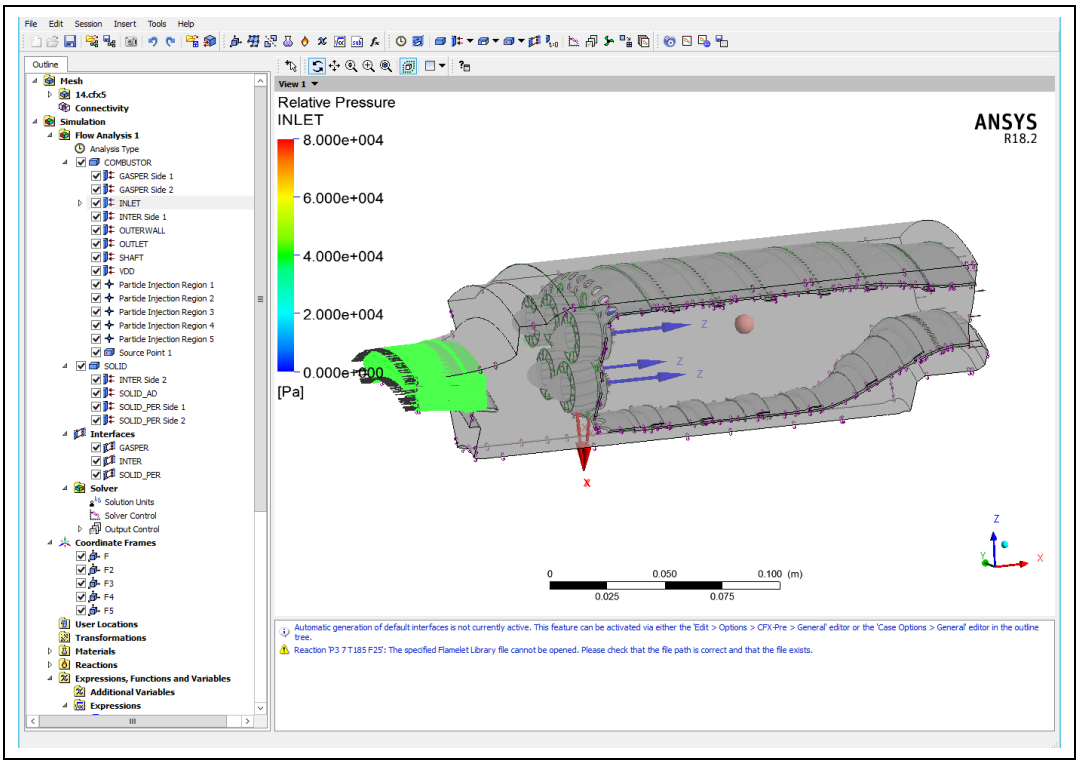
Şekil 3.72: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası üç boyutlu modeli.

HAD analizlerinde periyodikliği sağlamak için yanma odasının 6 da 1'i analiz edilmiştir. Hava döndürücü giriş açısı 0°C çıkış açısı 60°'dir. HAD analizinde kullanılan 6 da 1 sektör geometrisi aşağıda Şekil 3.73'de verilmiştir.



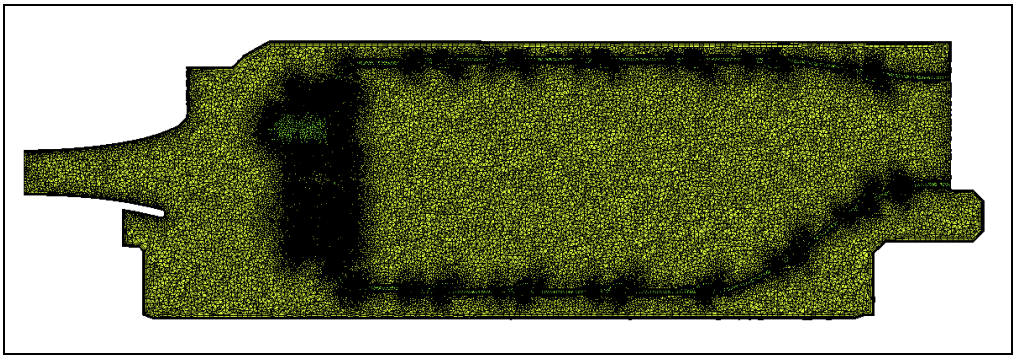
Şekil 3.73: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası HAD sektör modeli.

Yanma odası HAD analizleri Ansys CFX programında geleneksel yanma odası analizi ile aynı sınır koşulları ile yapılmıştır. Yanma analizlerine katı alev tüpü geometrisi de dahil edilerek alev tüpü metal sıcaklıkları hesaplatılmıştır. Alev tüpü malzemesi olarak Hastelloy X kullanılmıştır. Yanma odası HAD analiz modelinin arayüz program görseli aşağıda Şekil 3.74'de verilmiştir.



Şekil 3.74: Yanma odası HAD analizi program arayüzü.

Mesh hazırlığı ICEM CFD programında yapılmıştır. Mesh yapısında 25.4 milyon düğün noktası 82.7 milyon eleman kullanılmıştır. Mesh görseli aşağıda Şekil 3.75'te verilmiştir.



Şekil 3.75: Yanma odası mesh kesiti.

Tümleşik çoklu atomizerli yanma odasının nihai tasarımının HAD analiz sonuçları ile beklenen iyileşmenin oluştuğu görülmüştür. Geleneksel yanma odası tasarım sonuçları ile kıyaslandığında daha düşük basınç düşümü ile yanma verimi artmış çıkış sıcaklık profili homojenleşmiş ve çıkıştaki maksimum sıcaklık düşmüştür. Artan yanma verimi ile aynı miktar yakıt için daha yüksek yanma odası çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. HAD analiz sonuçları aşağıda Tablo 3.15'de verilmiştir.

Tablo 3.15: Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası HAD analiz sonuçları.

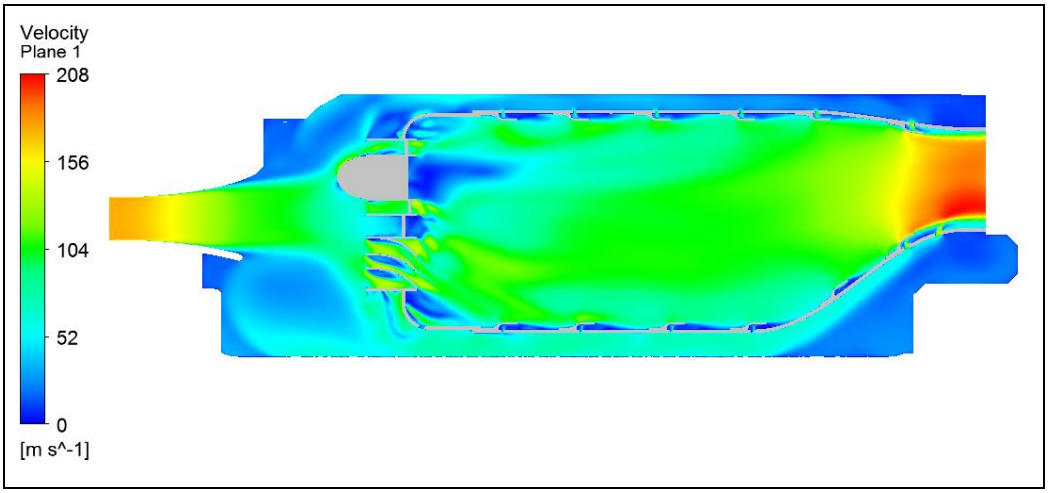
Basınç düşümü (%)	6.31
Karbon balans verimi (%)	99.29
Termodinamik verim (%)	97.29
Çıkış sıcaklığı (°K)	1175.4
Yakıt Debisi (g/s)	47.7
OTDF/Profil faktör	0.49
RTDF	0.25

Yanma odası çıkışındaki gaz içeriği kütlesel oranları aşağıda Tablo 3.16'da verilmiştir.

Tablo 3.16: Egzoz gazı karışım içeriği.

Yanma Ürünleri	Kütlesel Oranları
Oksijen	0.16339
Karbondioksit	0.05778
Karbon monoksit	1.08636e-5
Azot	0.75258
Su	0.02609
Yanmamış hidrokarbon ve diğerleri	0.000129

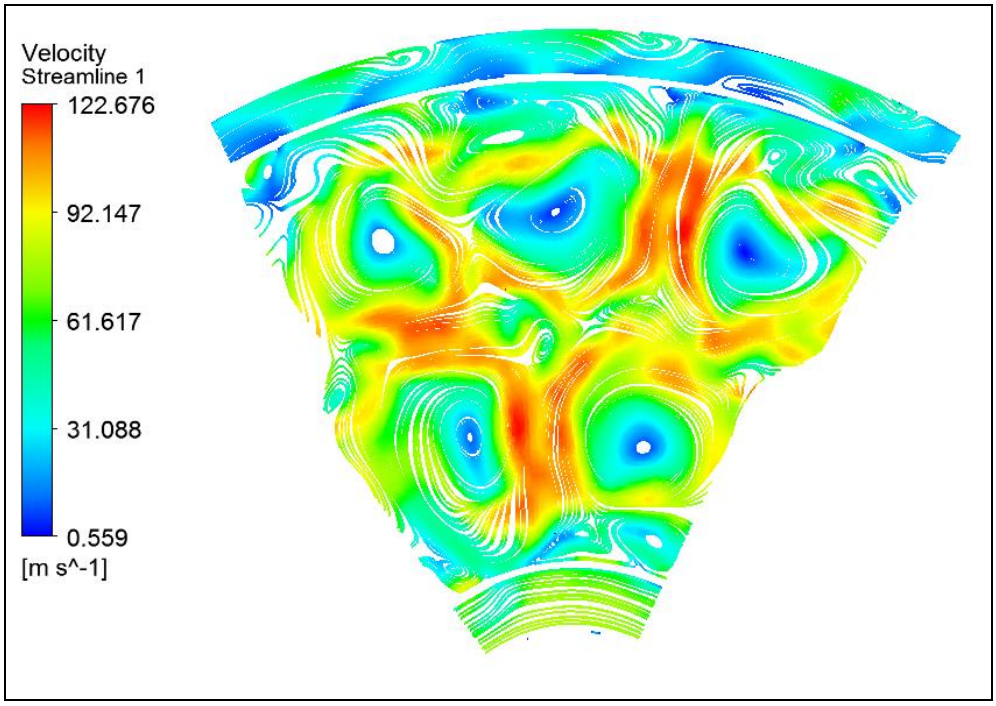
HAD analizleri sonucunda elde edilen yanma odası merkez hattındaki hız dağılımı aşağıda Şekil 3.76'da verilmiştir.



Şekil 3.76: Yanma odası merkez hattı hız dağılımı.

Yanma odası kesitindeki hız dağılımı incelendiğinde yanma odası çıkışında hızın iç çaptan dış çapa homojenleştiği görülmektedir. Bu düzelmenin sebebi yanma odası içerisinde girişte çıkışa homojen ve eksenel bir akış olmasıdır. Geleneksel yanma odası tasarımında alev tüpü deliklerinden giriş yapan jet akışı çıkışa yavaşlayamadan ulaştığı için çıkış hız dağılımında düzensizlikler oluşturmaktaydı. Yanma odası alev tüpü kesit alanın artması ile ortalama hızın düşmesi de içerideki akışın homojenleşmesine katkı sağlamaktadır. Hava döndürücülerin merkezinde sirkülasyon ve zengin karışım için gerekli olan yavaş bölgelerin oluştuğu yanma reaksiyonu ile artan sıcaklık sonucu düşen yoğunluk ile alev tüpünün içinde akışın girişten çıkışa hızlandığı görülmektedir. Alev tüpünün %50 boydan sonrası için yani

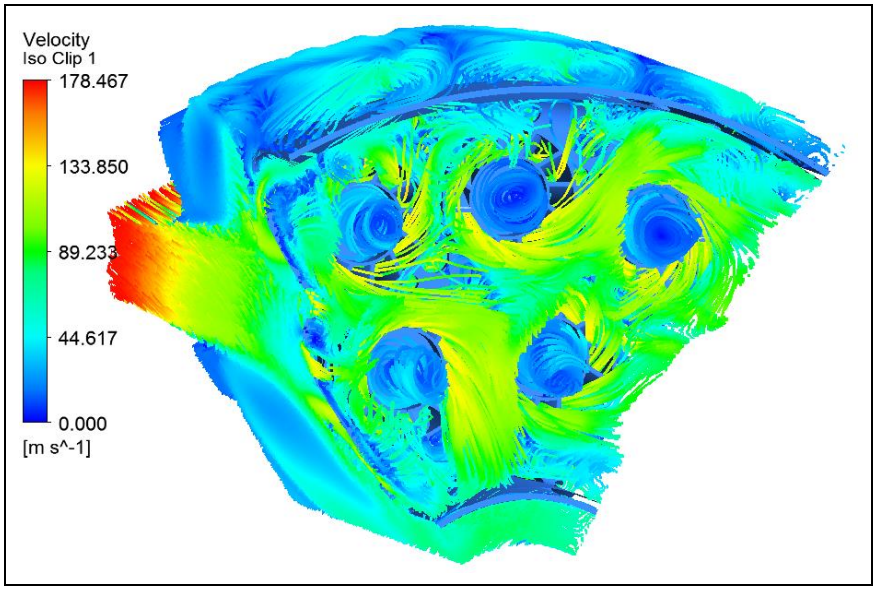
reaksiyonun yüksek oranda tamamlanıp sıcak gaz akış hızı 100 m/s mertebelerinde olduğu görülmektedir. Yanma odası girişindeki difizörün boyu optimize edilmiştir. Akış hızını ayrılmadan düşürebildiği boya getirilerek işlevi olmayan kısmı kesilmiştir. HAD analizleri sonucunda elde edilen yanma odası hava döndürücü önündeki akım çizgileri aşağıda Şekil 3.77'de verilmiştir.



Şekil 3.77: Yanma odası hava döndürücü önü sirkülasyon bölgeleri.

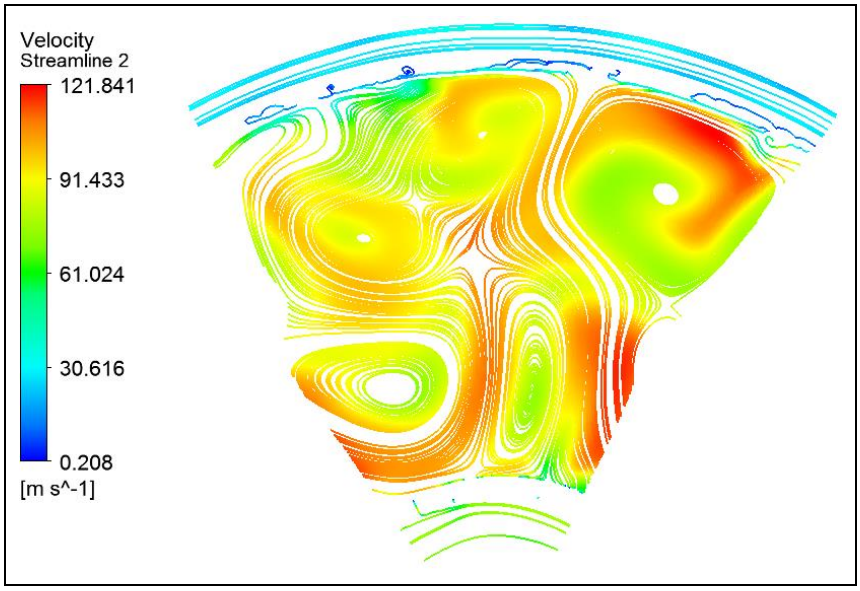
Tasarımı yapılan yanma odasından bölge deliklerinin olmayışı sebebi ile geleneksel yanma odası bölgelerden giriş yapan jet akışının oluşturduğu türbülans ve akışı karıştırma durumu bu tasarımda gerçekleşmemektedir. Bu noktada yanma odası içindeki yakıt hava karışımının sağlanması tamamen hava döndürücülerin görevidir. Yanma odası içinde karışım sağlanamaz ise yakıt tam olarak yanmadan eksenel akış ile çıkışa ulaşacaktır. Tümleşik çoklu atomizerli yanma odası tasarımında kritik nokta hava döndürücülerin yakıt hava karışımını sağlayacak kadar akışa döngü kazandırmasıdır. Hava döndürücü önünde kesit üzerindeki akım çizgileri incelendiğin 120m/s hız mertebesine varan çevresel hızlara ulaşan döngüler görülmektedir. Hava döndürücü merkezlerinde de yakıt atomizerinin ölü bölgesi olarak düşük hız bölgelerinin oluştuğu görülmektedir. Yüksek çevresel hızlar yanma odası boyunca yakıt hava karışımını sağlayacak olan kaynak kuvvettir. Atomizer

önlerindeki düşük hız ölü bölgeleri de yanma odası reaksiyon sürekliliği için gerekli olan zengin karışım bölgelerini oluşturmaktadır. Bu iki akış rejimi aşağıda 3 boyutlu akım çizgileri ile Şekil 3.78'de verilmiştir.



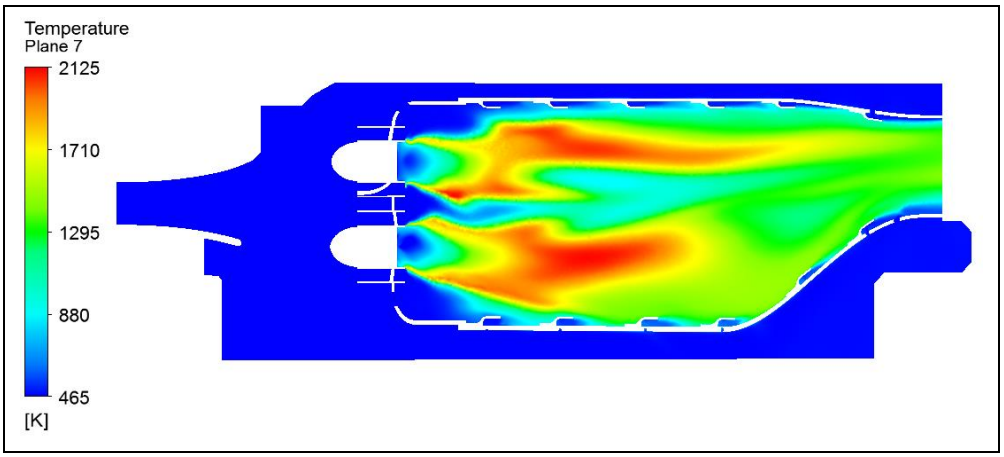
Şekil 3.78: Yanma odası hava döndürücü önü sirkülasyon akım çizgileri.

Yanma odası alev tüpü boyunun ortasındaki kesitte oluşan akım çizgileri aşağıda Şekil 3.79'de verilmiştir.



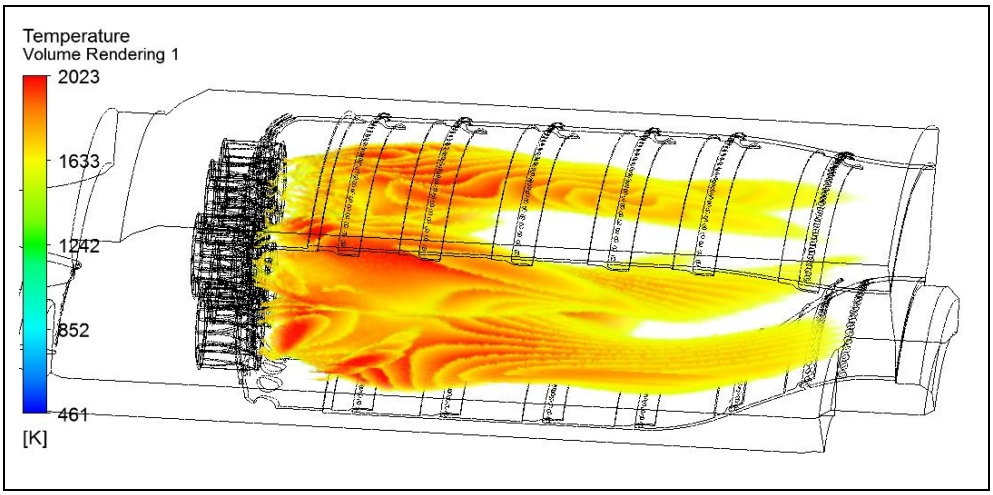
Şekil 3.79: Yanma orta kesiti akış döngüleri.

Alev tüpünün orta kesitindeki akım çizgileri incelendiğinde hava döndürücü yakıt atomizeri önündeki düşük hız ölü bölgelerinin sirkülasyon akışına dahil olarak yok olduğu görülmektedir. Akışın hava döndürücü önündeki gibi hala 120 m/s hıza varan döngülerin devam ettiği ve genişledikleri görülmektedir. Bu döndüler yanma odası için kritik olan akış sirkülasyonu ile yakıt hava karışımını sağlamaktadır. Yanma odası sıcaklık dağılımı aşağıda Şekil 3.80'de verilmiştir.



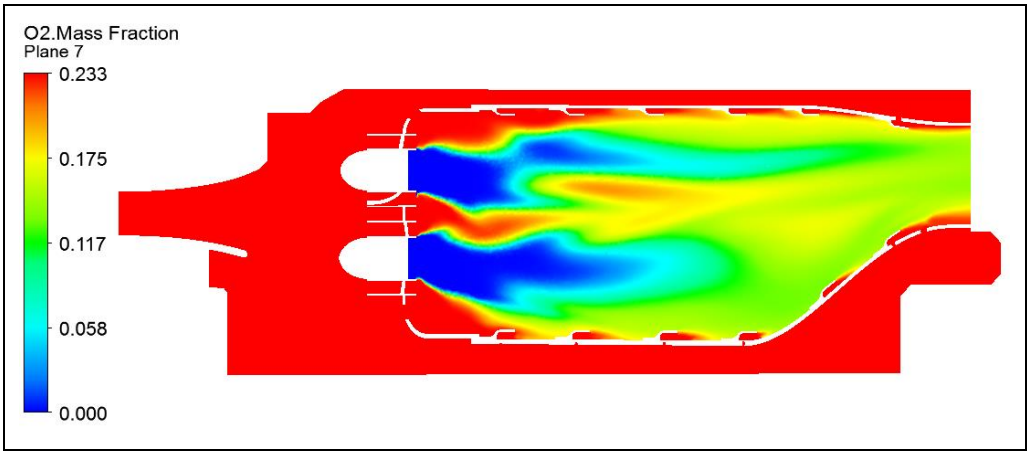
Şekil 3.80: Yanma odası kesiti sıcaklık dağılımı.

Yanma odası sıcaklık dağılımı incelendiğinde hava döndürücü sonrasında yanma reaksiyonun başladığı yaklaşık olarak alev tüpünün %75'lik kısmında sıcak gaz ve yüksek reaksiyonu hızı olduğu görülmektedir. Yanma odası çıkışına ulaşmadan sıcaklığın düştüğü görülmektedir. Sıcak gazlar alev tüpü içinde akışla beraber eksenel bir hareket izlemektedir. Alev tüpü yüzeylerine doğru sert bir şekilde yönelmiş bir sıcak gaz akışı yoktur. Alev tüpünün sıcak gazdan korunması için uygulanan duvar soğutma akışının da etkili olduğu görülmektedir. Yanma odası içindeki 1600 °K sıcaklığından yüksek sıcak gaz bölgesi görseli aşağıda Şekil 3.81'de verilmiştir.



Şekil 3.81: Yanma odası 1600 °K' den sıcak gaz bölgesi.

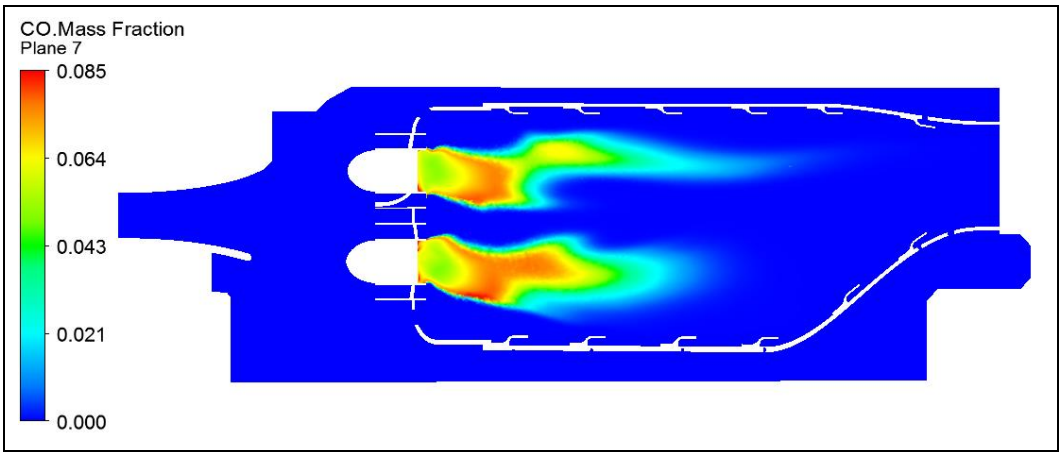
Sıcak gaz bölgesi incelendiğinde alev tüpü hacminin etkin olarak yanma için kullanıldığı görülmektedir. Her bir atomizerden püskürtülen yakıt ile oluşan alev kolları akıştaki döngü ile helis çizerek eksenel olarak çıkışa doğru uzandıkları görülmektedir. Alev kollarının büyüklükleri ve boyları da birbirleri ile benzer oldukları görülmektedir. Yanma odası içinde homojen bir sıcak gaz akışı olduğunu göstermektedir. Yanma odası çıkışına ulaşan sıcak gaz yoktur. Yanma odası içindeki O2'nin gaz karışımındaki kütlesel oranı değişimi aşağıda Şekil 3.82'de verilmiştir.



Şekil 3.82: Yanma odası kesiti oksijen dağılımı.

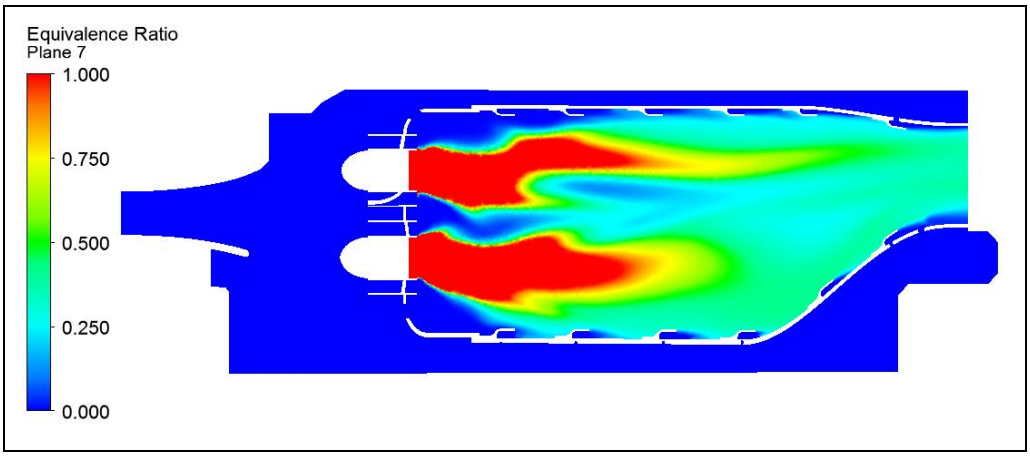
Yanma odası gaz karışımındaki oksijenin kütlesel oranı incelendiğinde olması gerektiği şekilde yakıt atomizerleri önündeki yüksek yakıt ihtiva eden bölgenin tüm oksijeni tüketerek eksik yanma oluşturduğu görülmektedir. Yanma odası yanma

sürekliliği için bu yüksek yakıt oranlı bölge gereklidir. Yanma odası tip olarak fakir karışımlı yanma odası olsa da tasarımda hedeflenen geleneksel yanma odası hava yakıt oranı karakteristikleri sağlanmıştır. Yanma odası içindeki CO'in gaz karışımındaki kütlesel oranı değişimi aşağıda Şekil 3.83'de verilmiştir.



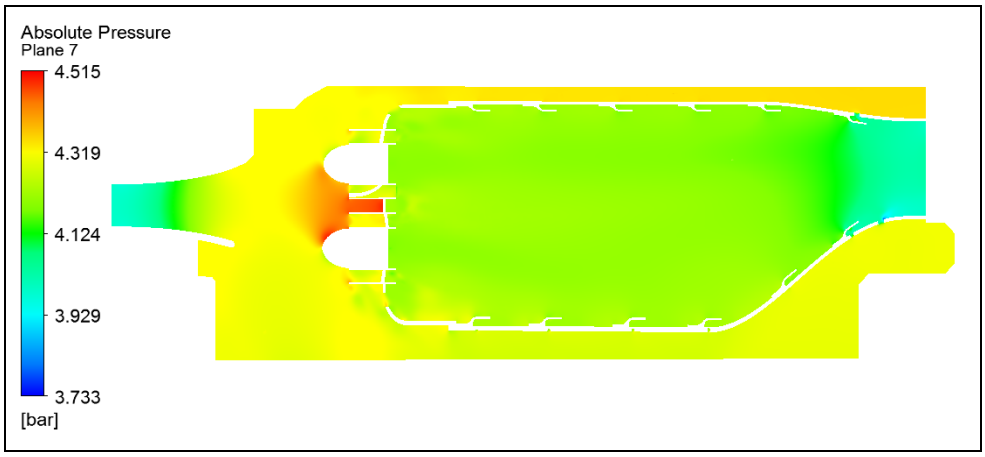
Şekil 3.83: Yanma odası kesiti karbonmonoksit dağılımı.

CO dağılımı incelendiğinde geleneksel yanma odasındaki gibi O2'nin kütlesel oranı ile ters şekilde oluştuğu görülmektedir. Zengin yakıt bölgesinde oluşan eksik yanma ile yanma ürünü olarak CO oluşmaktadır. Bu istenilen ve beklenen bir durumdur. Geleneksel yanma odası tasarım sonuçlarına kıyas ile bu yanma odasında CO oluşumu biraz daha düşük seviyede kaldığı görülmektedir. Bu durum yanma odası atomizer önündeki zengin karışımlı bölgenin geleneksel yanma odasına nazaran biraz daha fazla hava ile seyreltildiği anlamına gelmektedir. Temelde fakir karışımlı yanma odası yapısına sahip olan bu tasarım için bu durum normaldir. CO oluşumunun yanma odası boyunca akıştaki döngüler ile sağlanan taze hava karışımı neticesinde yanma odası çıkışına ulaşamadan yanarak CO2' ye döndükleri ve yanma odası çıkışına CO gazının ulaşamadığı görülmektedir. Yanma odası verimi için CO gazlarının yanma odasında yakılıp CO2'ye dönüştürülmesi ana kriterdir. Yanma odası kesitindeki eşdeğer yakıt oranı dağılımı aşağıda Şekil 3.84'de verilmiştir.



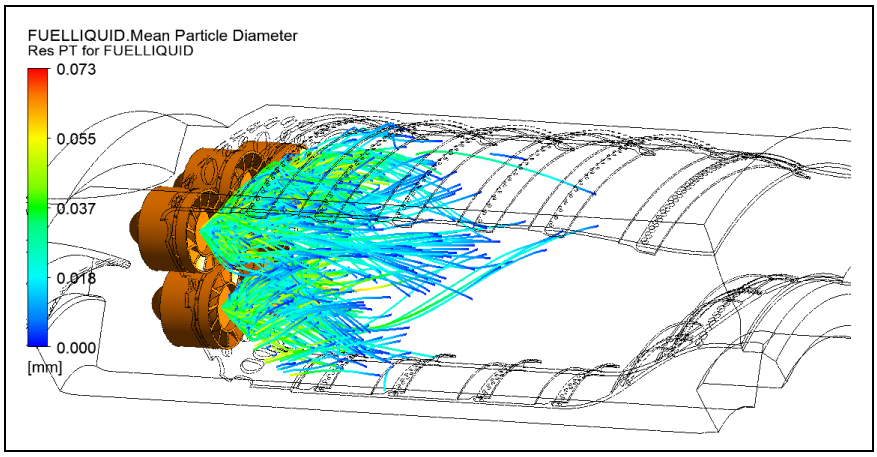
Şekil 3.84:1 Yanma odası kesiti zengin yakıt karışımı bölgesi.

Eşdeğer yakıt oranı sonuç görselinin renk skalası en yüksek değeri bir seçilerek zengin karışım bölgelerinin daha belirgin olması sağlanmıştır. O2 ve CO değişimleri ile mantıklı olarak atomizer önünde eşdeğer yakıt oranı birin üzerinde zengin karışım bölgesi görülmektedir. Yaklaşık olarak yanma odası boyunun yarışına kadar ulaşan bu bölge hava sirkülasyonu ile yanma odası çıkışına doğru taze hava ile seyreltilerek fakir karışıma döndürülmektedir. Bu bölge yanmaya hazır yakıt hava karışımı hazırlamak ile görevlidir. Bu bölge yanma odası sürekliliğini sağlamaktadır. Herhangi bir sebep ile yanma odasının sönmesi durumunda tekrar ateşlendiğinde reaksiyonu ilk başlayacağı stokiyometrik yakıt hava karışım sınırını oluşturan bu bölgedir. Yanma odası kesitindeki mutlak basınç dağılımı aşağıda Şekil 3.85'de verilmiştir.



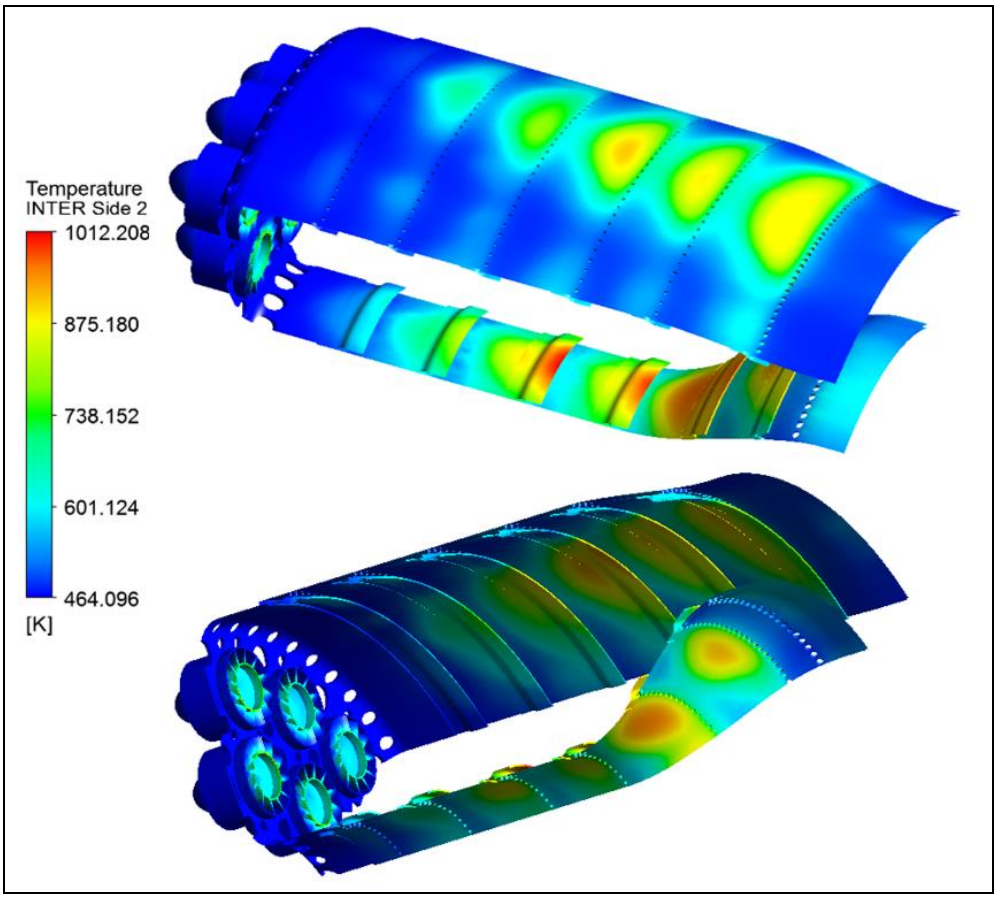
Şekil 3.85: Yanma odası kesiti mutlak basınç dağılımı.

Basınç dağılımı incelendiğinde geleneksel yanma odasına kıyas ile çok daha homojen bir dağılım olduğu görülmektedir. Alev tüpü içinde çıkış daralma nozuluna kadar homojen bir basınç görülmektedir. Çıkış daralma nozulunda artan hız ile basınç düşmektedir. Difizörden gelen yüksek hızlı akış alev tüpünün girişinde hava döndürücüler arasına çarpma, sıkışma ve yavaşlaması ile bu bölgede toplam basınç statik basınca dönüşerek yüksek statik basınçlı bir bölge oluştuğu görülmektedir. Kompresör tasarımındaki yüksek çıkış hızı ve difizör boyunun fazla uzatılamaması sebebi ile nispeten yüksek difizör çıkış hızı bu duruma sebep olmaktadır. Yanma odasına püskürtülen sıvı yakıt görseli Şekil 3.86'da verilmiştir.



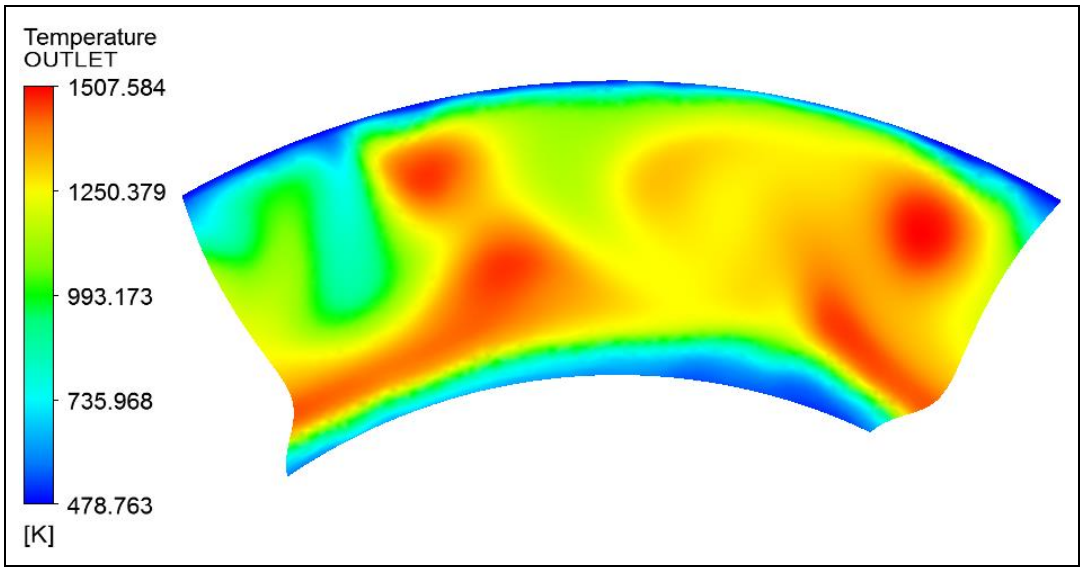
Şekil 3.86: Yanma odasına püskürtülen sıvı yakıt.

Yanma odasına yerleştirilen iki sıra atomizer sebebi ile atomizerler ile alev tüpü duvarları arasındaki mesafe azalmıştır. Motor çapı sebebi ile zaten çok küçük bir çapta tasarlanan yanma odasında püskürtülen yakıtın küçük miktarlarının yanma odası duvarlarına ulaştığı görülmektedir. Duvara ulaşan yakıt o bölgede karbon is izi bırakacaktır. Genel olarak yakıtın yanma duvarına ulaşması yanma için istenen bir durum değildir. Yakıtın buradaki etkisi ve verimi ne kadar etkileyebileceği numerik analizlerden ziyada test sonuçları ile incelenmesi gereken bir konudur. Yanma odası alev tüpü metal sıcaklığı aşağıda Şekil 3.87'de verilmiştir.



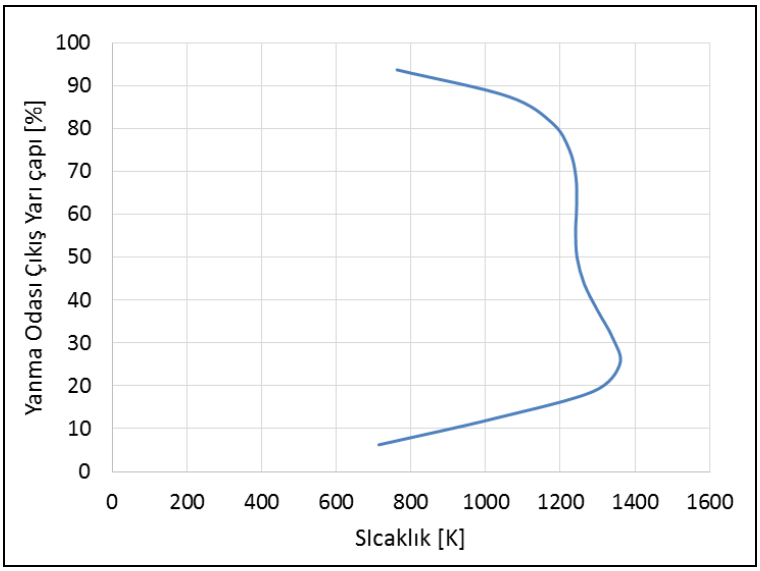
Şekil 3.87: Alev tüpü metal sıcaklık dağılımı.

Alev tüpü metal sıcaklığı incelendiğinde 900 °K mertebesinde olduğu görülmektedir. En yüksek sıcaklık duvar soğutma yönlendirme levhalarında oluşmaktadır. Bu levhalar parça parça olacağı için alev tüpü üzerine bir mekanik gerilme uygulamayacaktır. Alev tüpü üzerindeki sıcaklığın daha da düşürülmesi mümkündür. Detaylı mekanik analizler sonrasında gerekli görülür ise soğutma delik çapları büyütülerek duvar sıcaklığı mekanik açıdan gerekli olan değere düşürülebilir. Atomizer ve hava döndürücü üzerindeki sıcaklık önemlidir. Analiz sonucunda 600 °K mertebesinde düşük bir sıcaklık değerinde olduğu görülmektedir.. Hava döndürücü ve atomizer ucunda yanma reaksiyonu oluşumu ve yüksek sıcaklık görülmesi ile erime ve karbon birikmesi gibi istenmeyen durumlar oluşmaktadır. Mevcut tasarımda bu yönde bir yüksek sıcaklık durumu görülmemektedir. Yanma odası çıkış sıcaklığı aşağıda Şekil 3.88'de verilmiştir.



Şekil 3.88: Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı.

Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı incelendiğinde ilk olarak iç çap ve dış çap bölgesinde düşük sıcaklık bölgeleri görülmektedir. Bu bölgeler mekanik açıdan rotor, türbin nozulu ve egzoz nozulunun soğutulması için önemlidir. Özellikle rotor kanat kökünde en yüksek gerilmenin olduğu bölgenin düşük sıcaklıkta tutulması gerekmektedir. Sıcaklık dağılımı olarak sıcaklığın geleneksel tipe göre daha homojen olduğu görülmektedir. Geleneksel yanma odası tasarımındaki ana sorun olan çıkış sıcaklık dağılımı bu tasarım ile yüksek oranda düzeltilmiştir. En yüksek sıcaklık değeri geleneksel tip yanma odası tasarımında 1725 °K değerinden iken bu tasarım ile 1507 °K mertebesine düşürülmüştür. Mekanik analizler sonucunda nozul termal gerilmelerinde ihtiyaç görülür ise yanma odası basınç düşümü artırılarak veya boyu uzatılarak en yüksek sıcaklık değeri daha düşük mertebelere çekilebilir. Bu durumu doğrulamak için yapılan tasarım ve HAD analizi ile yanma odası için %7 basınç düşümünde yanma odası çıkışında en yüksek sıcaklık değeri 1440 °K değerine indiği görülmüştür. Yanma odası çıkış sıcaklık profili aşağıda Şekil 3.89'da verilmiştir.



Şekil 3.89: Yanma odası çıkış sıcaklık profili.

Yanma odası çıkışında istenilen sıcaklık profiline ulaşılmıştır. Yanma odası iç çapının daralması sonucu akışı bu bölgede birikmesi ve hızlanması ile iç çapa doğru sıcaklığın bir miktar daha yüksek olduğu görülmektedir. İdeal yanma odası çıkış profili olan D harfine benzer bir profil elde edilmiştir. Genel olarak yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı ve profili açısından yeterli görünse de iyileştirme potansiyeli mevcuttur. Yapılması gereken iyileştirmelerin gereksinimleri termal analizler sonucunda ortaya çıkacağı için bu çalışma kapsamında değerlendirilmemiştir.

3.4. Türbin Tasarımı

Tamamlanan kompresör tasarımı ile türbinin karşılaması gereken kompresör gücü de belirlenmiş olmaktadır. Termodinamik tasarım aşamasında belirlenen kompresör veriminden daha yüksek bir değere ulaşılması kompresör gücünü azaltmaktadır. Kompresör verimi olarak HAD analizinde hesaplanan % 86.9 değeri kanat kökü radyüslerin etkisi ve ikincil akış havaları sebebi ile düşeceği için türbin gücü hesaplanırken kompresör verimi yenilenen termodinamik hesaplarda %85.9 olarak alınmıştır. Kompresör veriminin nihai çalışma şartlarında %1 düşeceği ön görülmüştür. Azalan kompresör gücü ile türbin sınır koşullarında değişiklik olmaksızın jeneratör gücünün artırılmasına da olanak sağlamıştır. Termodinamik çevrim modelinde şaft jeneratör gücü olarak belirlenen 4 kW değeri 1 kW artırılarak

5 kW olarak yenilenmiştir. Türbin tasarımı için nihai güç çıktısı 463 kW olarak hesaplanmıştır. Yenilenen termodinamik hesaplar ile türbin tasarımı nihai sınır koşulları Tablo 3.17'de verilmiştir.

Tablo 3.17: Türbin tasarım sınır koşulları.

Türbin giriş toplam basıncı (bar)	4.22
Türbin çıkış basıncı toplam basıncı (bar)	2.238
Türbin giriş toplam sıcaklığı (°C)	900
Türbin çıkış toplam sıcaklığı (°C)	752.1
Türbin kütlesel debisi (kg/s)	2.55
Türbin basınç oranı	1.885
Türbin gücü [kW]	463
Türbin verimi [%]	90
Yanma Odası Çıkış O2 Kütlesel Oranı	0.154
Yanma Odası Çıkış N2 Kütlesel Oranı	0.726
Yanma Odası Çıkış Ar Kütlesel Oranı	0.012
Yanma Odası Çıkış CO2 Kütlesel Oranı	0.058
Yanma Odası Çıkış H2O Kütlesel Oranı	0.048

Eksenel türbin tasarımı temelde eksenel kompresör tasarımının tersidir. Kompresörde akışkana iş girdisi yapılarak akışkan basınçlandırılırken türbinde iş çıktısı yapılarak akışkanın basıncı azaltılmaktadır. Türbin iş çıktısı aşağıdaki denklem (3.42) ile denklem (3.45) sırası takip edilerek hesaplanır. Denklem (3.45) Euler türbin denklemidir [36].

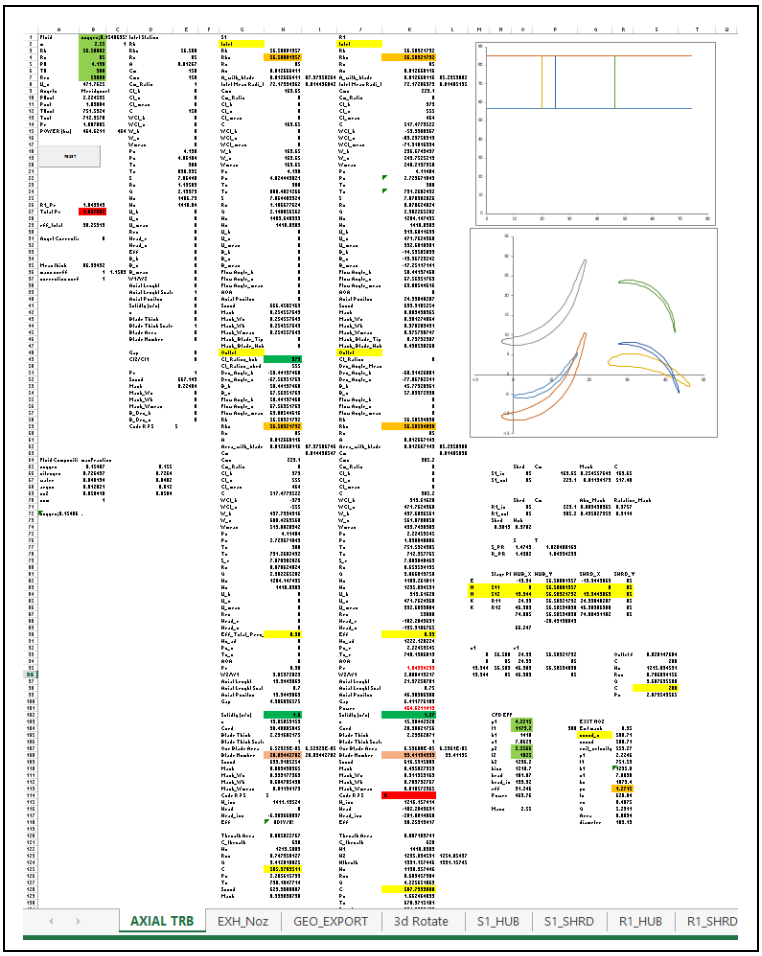
$$wt = \omega\tau = m\Delta h_t \tag{3.42}$$

$$\tau = m[r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 2}] \tag{3.43}$$

$$wt = \tau\omega = m\omega[r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 2}] \tag{3.44}$$

$$h_{t1} - h_{t2} = \omega[r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 2}] \tag{3.45}$$

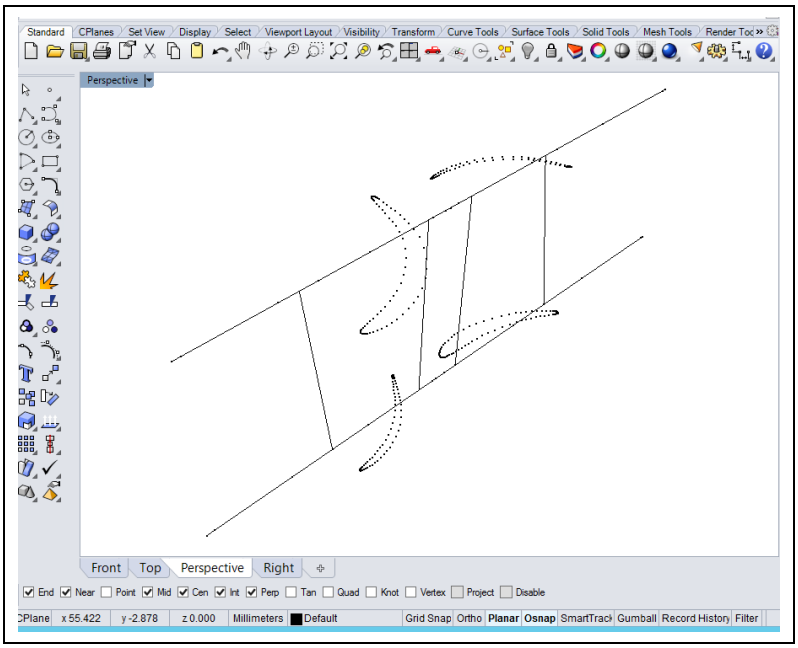
Türbin güç çıktısı formülasyonu ile kompresör güç girdisi formülasyonu tamamen aynı olup sadece giriş çıkış sıralaması değişmektedir. Eksenel kompresör ve eksenel türbin geometrileri de çok benzerdir. Kompresör ve türbinin her bir kademesinde bir adet rotor dönen parça ve bir adet stator sabit parça bulunmaktadır. Türbin tasarımı Microsoft Excel ortamında hazırlanan türbin tasarım programı ile yapılmıştır. Türbin tasarım programı eksenel kompresör tasarım programında uygun değişiklikler yapılarak hızlı bir şekilde oluşturulmuştur. Türbin tasarım programı ana sayfasına ait görsel aşağıda Şekil 3.90'da verilmiştir. Türbin tasarım programı 10 adet Excel çalışma sayfasından oluşmaktadır.



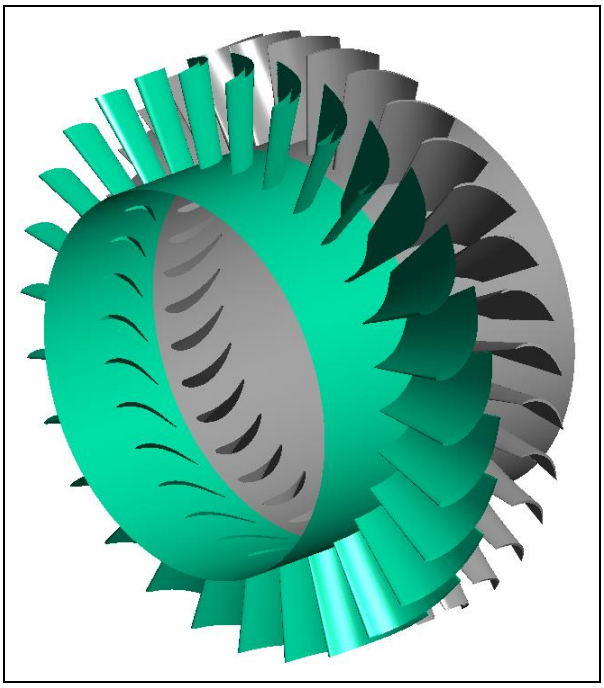
Şekil 3.90: Türbin tasarım programı.

Türbin tasarım programı ön dizayn boyutlandırma programıdır. Programda tasarlanan türbin geometrisi nokta bulutu olarak üç boyutlu oluşturulmaktadır. Hesaplanan geometri CAD programlarında nokta bulutu olarak açılıp sonrasında noktalardan eğriler, eğrilerden de yüzeyler tanımlanarak üç boyutlu katı modeli

oluşturulmaktadır. Aşağıda Şekil 3.91'de türbin tasarım programında tasarlanan türbinin nokta bulutu üç boyutlu geometrisinin Rhinoceros CAD geometri programında açılmış hali verilmiştir. Nokta bulutu geometrisinden çizilen türbin üç boyutlu katı modeli de aşağıda Şekil 3.92'de verilmiştir.



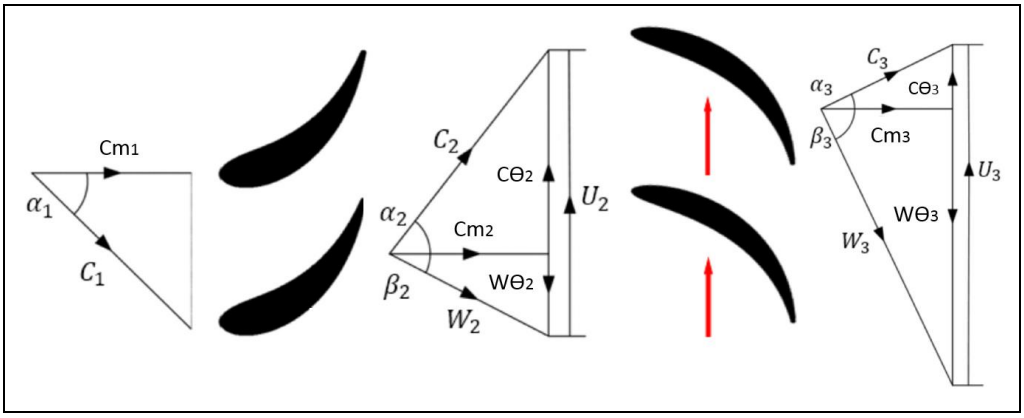
Şekil 3.91: Tasarlanan türbin nokta bulutu geometrisi



Şekil 3.92: Tasarlanan türbin üç boyutlu geometrisi.

Türbin tasarımı yapılan geometriler HAD analizleri ile değerlendirilmiştir. Analizler neticesinde türbinin performansı görülmüş ve iyileştirilmesi gereken noktalar belirlenmiştir. Tasarımlar sürekli yenilenerek nihai türbin geometrisine ulaşılmıştır. Tasarım sürecinin ana unsuru olan HAD analizleri ile tasarımın değerlendirilmesi tasarım sürecinin büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Türbin tasarım sürecinin hızlandırılması için HAD analizlerinin de hızlandırılması gerekmektedir. HAD analizleri öncesi akış domain geometrisi ve mesh hazırlama sürecinin kısaltılması HAD analiz hazırlık süresini kısaltmaktadır. Türbin tasarım programında oluşturulan nokta bulutu geometrisi Ansys TurboGrid mesh programının dosya girdi formatına uygun şekilde hazırlanarak HAD analiz hazırlık süresi kısaltılmıştır. Türbin tasarım programında tasarlanan geometri 3 boyutlu çizim ve HAD analiz domain geometrisi hazırlamaksızın mesh programına uygun şekilde dosya çıktısı vererek direk türbin meshleri hazırlanmış ve analiz edilmiştir. Bu yöntem HAD analiz süresini kısaltarak türbin tasarım sürecini hızlandırmıştır.

Türbin tasarımında ilk nokta hız üçgenleridir. Hız üçgenleri türbin rotor ve stator kısımlarında akışkan ile kanat hızlarının mutlak ve bağıl hız olarak eksen takımlarındaki değerleridir. Türbin hız üçgenleri aşağıda Şekil 3.93'de verilmiştir.



Şekil 3.93: Türbin hız üçgenleri.

Türbin tasarım programında ilk olarak kullanıcı girdileri belirlenmiştir. Programın girdileri aşağıda Tablo 3.18'de verilmiştir.

Tablo 3.18: Türbin tasarım programı girdileri.

Şaft dönüş hızı (rpm)	53000
Stator giriş meridyonel hız (m/s)	169.65
Stator çıkıl meridyonel hız (m/s)	229.1
Rotor giriş meridyonel hız (m/s)	229.1
Rotor çıkış meridyonel hız (m/s)	305.2
Kütlesel debi (kg/s)	2.55
Giriş toplam basıncı (atm)	4.198
Giriş toplam sıcaklığı (°C)	900
Kanat uç yarıçapı (mm)	85
Stator eksenel boy (mm)	20
Rotor eksenel boyu (mm)	21.4
Kademeler arası eksenel boy (mm)	5
Stator toplam basınç düşüm oranı (%)	0.98
Rotor izentropik verim (%)	0.93
Kademe izentropik verim (%)	90
Kanat kökü teğetsel hız (m/s)	313.6
Kanat ucu teğetsel (m/s)	471.76
Stator kanat katılık oranı	1.6
Rotor kanat katılık oranı	1.27
Stator giriş akış açısı (°)	0
Rotor çıkış akış açısı (°)	0
Kanat giriş atak açısı (°)	0
Kanat kalınlığı (mm)	1-3.5
Gaz karışımı O2 Kütlesel Oranı	0.154
Gaz karışımı N2 Kütlesel Oranı	0.726
Gaz karışımı Ar Kütlesel Oranı	0.012
Gaz karışımı CO2 Kütlesel Oranı	0.058
Gaz karışımı H2O Kütlesel Oranı	0.048

Tasarım programı çıktı olarak türbin geometrisi, türbin gücü, termodinamik veriler, Mach sayıları gibi tasarım için kritik bilgiler ve türbin geometrisini tanımlayan verileri hesaplamaktadır. Termodinamik hesaplar NIST Refprop

programının Excel eklentisi ile tablodan okuma yöntemi ile yapılmıştır. Türbin tasarım metodu kompresör tasarımı ile aynıdır. Türbin pasaj yükseklikleri Şekil 3.21'de tanımlanan sıkıştırılabilir akış iteratif hız alan hesaplama yöntemi ile hesaplanmaktadır. Kanat açıları türbin hız üçgenlerinden hesaplanmaktadır. Türbin iş çıktısı Euler türbin denklemi olan denklem (3.45)'de teğetsel hızların kanat ucu ve kanat kökünde tanımlanması ile hesaplatılmaktadır. Tasarım sonucu elde edilen türbin giriş çıkış açıları ve pasaj yükseklikleri gibi geometrik bilgiler neticesinde çeşitli trigonometrik işlemler ile kanat geometrilerinin nokta bulutu koordinatları hesaplatılarak 3 boyutlu türbin geometrisi elde edilmektedir. İteratif türbin tasarım çalışmaları sonucu elde edilen nihai türbin tasarımına ait tasarım programı çıktıları aşağıda Tablo 3.19'da verilmiştir.

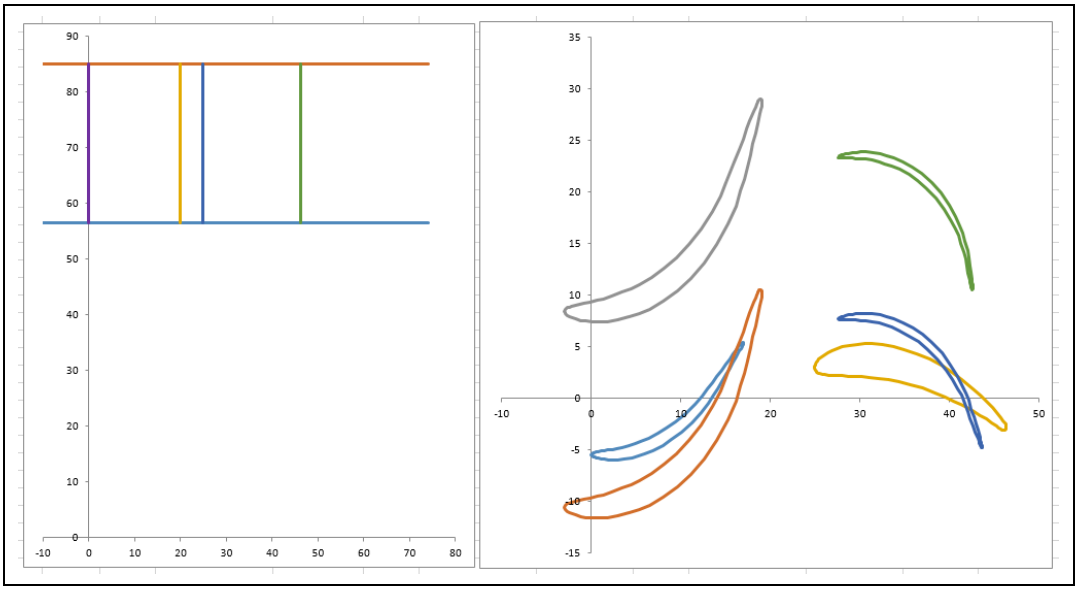
Tablo 3.19: Türbin tasarım programı çıktıları.

Kanat kökü stator çıkış açısı (°)	58.4
Kanat ucu stator çıkış açısı (°)	67.57
Kanat kökü rotor giriş açısı (°)	14.53
Kanat ucu rotor giriş açısı (°)	19.96
Kanat kökü rotor çıkış açısı (°)	45.78
Kanat ucu rotor çıkış açısı (°)	57.1
Kanat kök yarı çapı (rotor ve stator) (mm)	56.5
Pasaj yüksekliği (mm)	28.5
Stator giriş Mach sayısı	0.254
Stator çıkış ortalama Mach sayısı	0.81
Rotor giriş kanat ucu dönüş hızı Mach sayısı	0.73
Rotor giriş kanat kökü dönüş hızı Mach sayısı	0.49
Türbin kademe verimi (%)	90.25
Türbin çıkış basıncı (bar)	2.224
Türbin basınç oranı	1.887
Türbin gücü (kW)	464.62
Stator kanat sayısı	28
Rotor kanat sayısı	33
Stator çıkış boğaz alanı (m^2)	0.00582

Tablo 3.19 : (Devamı) Türbin tasarım programı çıktıları.

Stator çıkış boğaz Mach sayısı	0.94
Rotor çıkış boğaz alanı (m^2)	0.00719
Rotor çıkış boğaz Mach sayısı	0.973
Türbin toplam entalpi düşümü (kJ/kg)	182.2

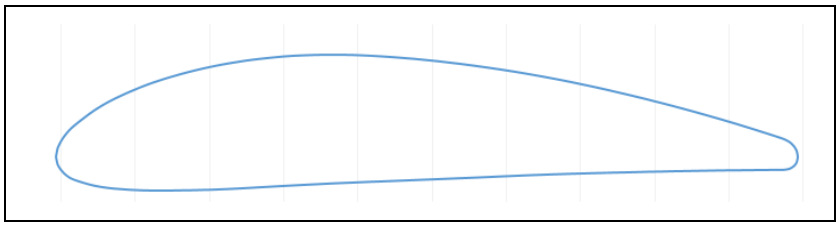
Türbin tasarım programı ile tasarlanan nihai türbinin pasaj profili ve kanat yerleşimi aşağıda Şekil 3.94'de verilmiştir.



a) b)

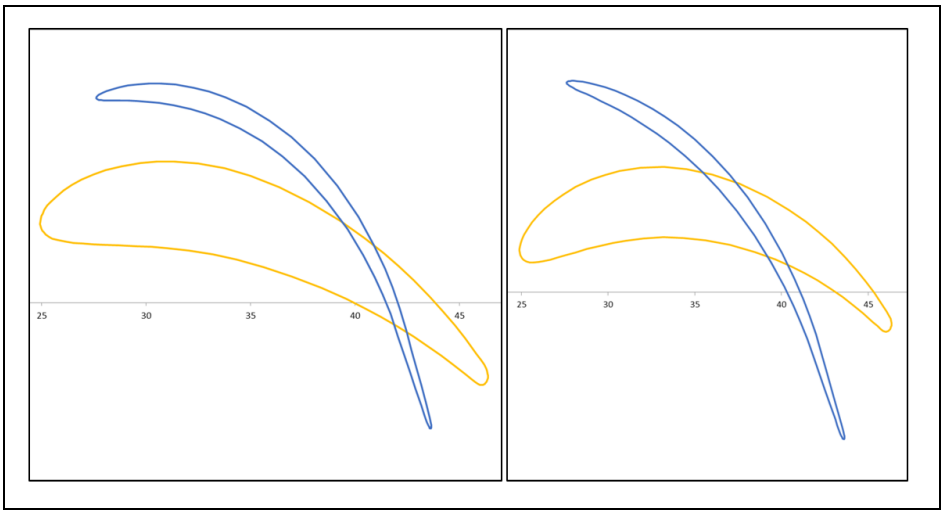
Şekil 3.94: a) Türbin pasaj profili, b) Türbin kanat yerleşimi.

Türbin aerodinamik tasarımında rotor çıkış akış açısının sıfır derece olması yani akışta döngü olmaması momentum kaybı olmaması anlamına gelmektedir. Tasarım ve analizlerde türbin çıkış açısı sıfıra yaklaştırmak için gerekli tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır. Türbin tasarım programında MH114 airfoil profili referans alınarak türbin aerodinamiğine uygun şekilde profil geometrisinde değişiklikler yapılarak özgün bir profil çizilmiş ve kullanılmıştır. Aşağıda türbin kanat tasarımında kullanılan profil Şekil 3.95'de verilmiştir.



Şekil 3.95: Türbin tasarım programında kullanılan profil.

İteratif türbin tasarım çalışmalarında türbin rotorunda oluşan mekanik gerilmeleri karşılayacak türbin geometrisi belirlenmiş ve aerodinamik tasarım mekanik isterleri karşılayacak şekilde yapılmıştır. Yüksek sıcaklıklarda malzemelerin düşen gerilme dayanımları sebebi ile türbin gerilmeleri kritik öneme sahiptir. Yapılan çalışmalarda görülmüştür ki türbindeki gerilmenin kaynağı olan santrifüj kuvvet altında türbin kanadı şekil değiştirmektedir. Kanat kökü ve kanat ucu profillerinin giriş çıkış açıları birbirinden farklılaştıkça kanat geometrisi kanat kökünden kanat ucuna doğru burulmuş bir yapı kazanmaktadır. Burulmuş kanat geometrisi santrifüj kuvvet altında dönme merkezine dik kanat kesit alan merkezi etrafında dönerek daha düz bir yapı oluşturma davranışı sergilemektedir. Kanat kökünden kanat ucuna yüksek burulma ihtiva eden bu tip türbin kanatlarında oluşan santrifüj kuvvet kaynaklı düzleşme karakteri kanat üzerinde eğilme momenti oluşturarak gerilmeleri artırmaktadır. Kanat kökü ve kanat ucu tamamen aynı giriş çıkış açısında olduğunda kanatta burulma olmadığı için santrifüj kuvvet altında kanat dönme hareketi yapmamakta sadece uzama hareketi yapmaktadır. Dönme hareketi yapmayan kanat profilinde eğilme momentleri oluşmamakta sadece santrifüj kuvvetin oluşturduğu gerilme oluşmaktadır. Türbin tasarım aşamasında rotor kanat kökü ve rotor kanat uç profillerinin giriş çıkış açıları birbirine yakın tutulmak için farklı kanat yükleri ile tasarlanmışlardır. Bu tasarım yöntemi ile kanadın kökten uca burulması minimize edilerek rotor stresleri düşürülmüştür. Aşağıda mevcut tasarlanmış olan türbinin eşit kanat yükü ve ayarlanmış kanat yükü altında tasarlanmış iki farklı durum için rotor kanat profili yerleşimi Şekil 3.96'da verilmiştir.



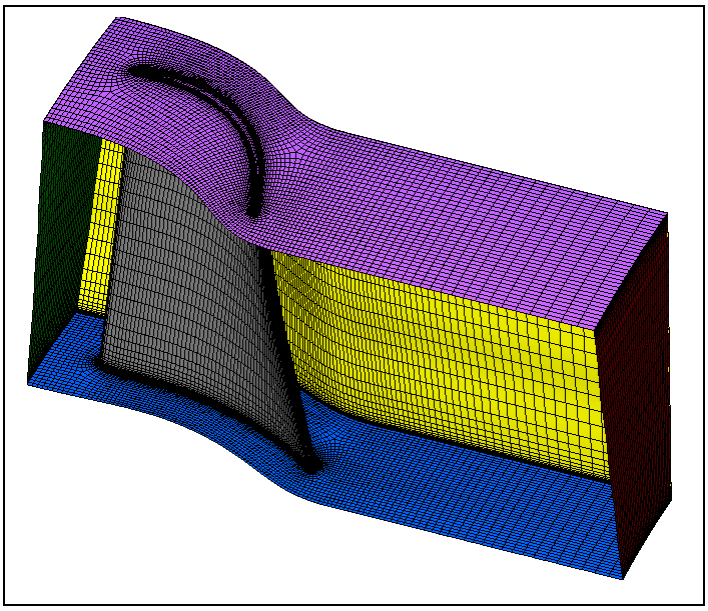
a) b)

Şekil 3.96: a) Kanat gerilmesi azaltılmış değişken kanat yüklü rotor tasarımı, b) Yüksek kanat gerilmeli sabit kanat yüklü rotor tasarımı.

Kanat yükü ile kanat profil yerleşimi ayarlanan türbin rotorunun mekanik gerilmelere dayanımı için ayrıca kanat kökünden kanat ucuna azaltılan kanat kalınlığı ile stresler düşürülüp kanat köründeki kesit alanı artırılmıştır.

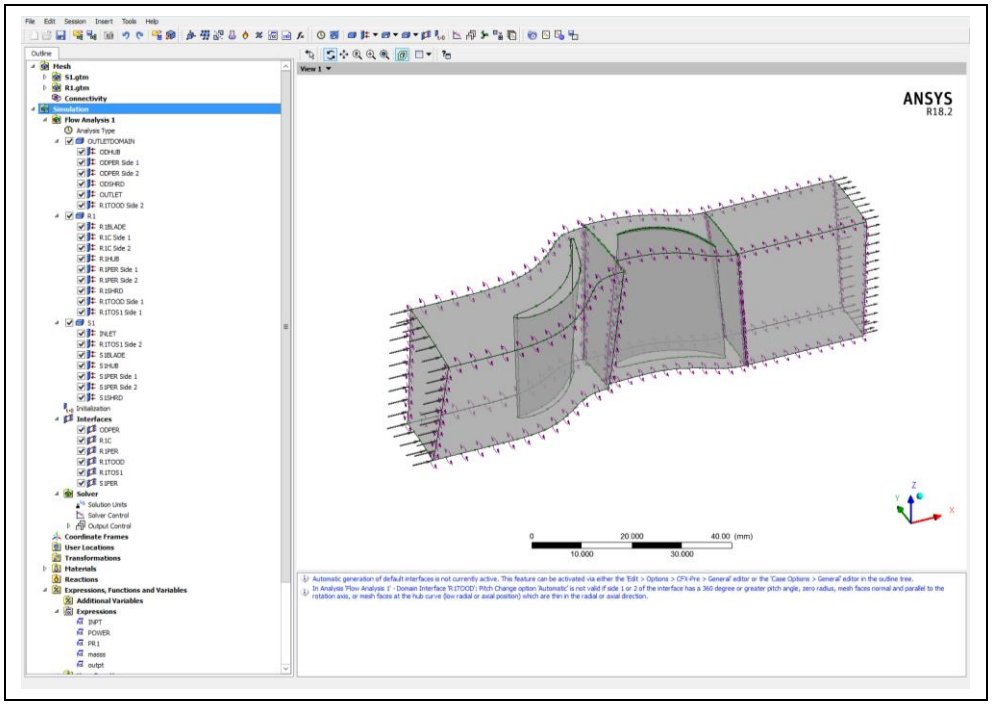
3.4.1. Türbin Tasarımı HAD Analizleri

Türbin tasarım programında tasarımları yapılan geometriler her seferinde HAD analizi ile değerlendirilmiş ve iyileştirmeler yapılmıştır. Nihai türbin geometrisinin HAD analiz detayları verilmiştir. HAD analizlerinin mesh yapıları Ansys TurboGrid programında hazırlanmış, akış analizleri ise Ansys CFX programında yapılmıştır. Analizler zamandan bağımsız olarak dönen koordinat sistemi yöntemi ile yapılmıştır. Analiz geometrilerinde stator ve rotor için bir kanat kullanılarak periyodik sınır koşulu uygulaması yapılmıştır. Analizlerde ikinci derece numerik ayrıklaştırma kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak Shear Stress Transport (SST) kullanılmıştır. Analizlerde egzoz gaz karışımı için AR, CO2, H2O, O2 ve N2 gazlarını ihtiva eden NIST verileri ile hazırlanan RGP dosyası kullanılmıştır. Türbin analizlerinde 1.37 milyon eleman barındıran mesh yapısı kullanılmıştır. Türbin rotoruna ait mesh görseli aşağıda Şekil 3.97'de verilmiştir. Türbin sıcak durum rotor kanat ucu boşluğu 250 mikron olarak seçilmiştir.



Şekil 3.97: Türbin rotor yapısal mesh görseli.

Ansys CFX programında hazırlanan türbin analiz modelinin arayüz program görseli aşağıda Şekil 3.98'da verilmiştir.



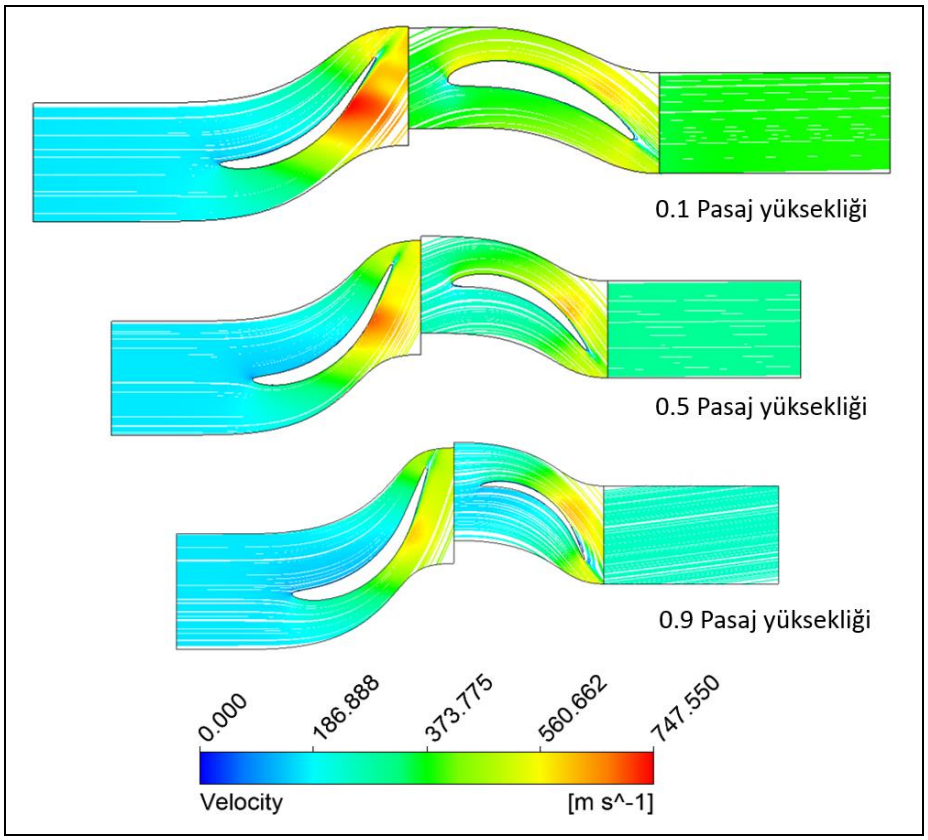
Şekil 3.98: Türbin HAD analizi program arayüzü.

HAD analizleri ile elde edilen sonuçlar ve türbin tasarım programı sonuçları Tablo 3.20'de verilmiştir.

Tablo 3.20: Türbin HAD analiz sonuçları ve kıyaslaması.

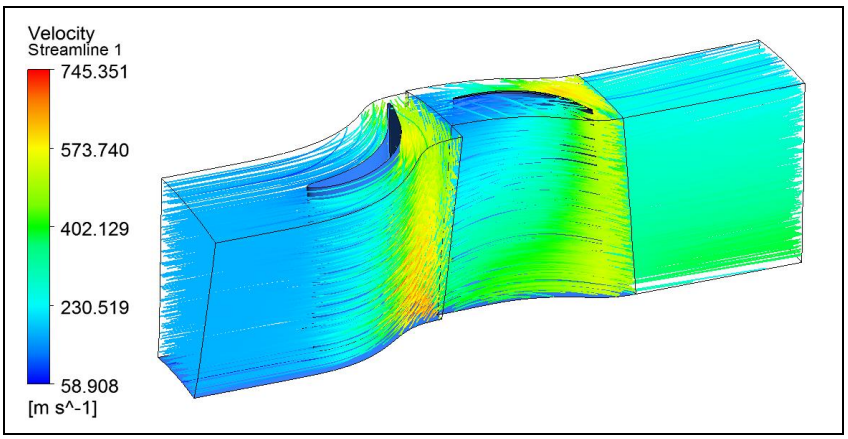
	HAD Analiz Sonuçları	Türbin Tasarım Programı Sonuçları
Türbin gücü (kW)	463.76	464.62
Türbin izentropik verimi (%)	91.2	90.25
Türbin basınç oranı	1.871	1.887
Türbin giriş basıncı (bar)	4.22	4.198
Türbin çıkış basıncı (bar)	2.25	2.224
Türbin çıkış sıcaklığı (°C)	751.81	751.5
Türbin çıkış akış açısı (°)	2.45	0

İteratif türbin tasarımı ve analiz değerlendirmeleri sonucunda hedeflenen tasarıma ulaşılmıştır. Tasarım programında hesaplarda kullanılan verim değerlerinin üzerine çıkılmıştır. Türbin kanat kök radyüsleri ve rotor ile stator arasından çıkış yapacak soğutma ve kaçak ikincil akışlar ile türbin verimi nihai durumda bir miktar düşecektir. Mevcut durumda hedeflenen verim değerinin üzerinde sonuç elde edilmesi, türbin çalışma şartlarındaki verim düşürücü etkenler dahil olduğu durum için emniyet payı oluşturmaktadır. Türbin çıkışında elde edilen 2.45° akış çıkış açısı sıfıra çok yakındır ve uygundur. Çıkıştaki akış açısının kaynağı türbin kanat ucu boşluk bölgesindeki kaçak akışın kanattan ayrılmasıdır. Türbin pasaj yüksekliğin 0.1, 0.5 ve 0.9 oranlarındaki akım çizgileri Şekil 3.99'da verilmiştir.



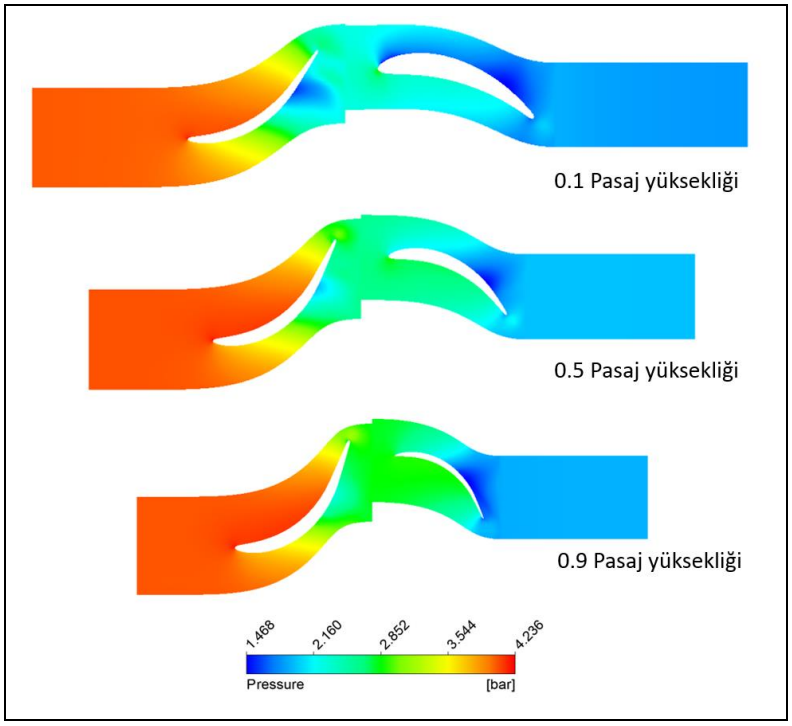
Şekil 3.99: Türbin 0.1-0.5-0.9 pasaj yüksekliklerindeki akım çizgileri.

Türbin akış yolunda tüm pasaj oranlarında hesaplanan kanat açılarının akış açıları tam uyuştukları görünmektedir. Rotor ve stator kanatlarının herhangi bir yerine akış ayrılması veya akışı etkileyecek atak açısı durumu yoktur. Tasarım ile HAD analiz sonuçları örtüşmüştür. Akıştaki tek düzensizlik normal olarak rotor kanat ucu boşluk bölgesinde oluşmaktadır. Türbin HAD analizi akış alanı içindeki akım çizgileri aşağıda Şekil 3.100'de verilmiştir.



Şekil 3.100: Türbin akım çizgileri.

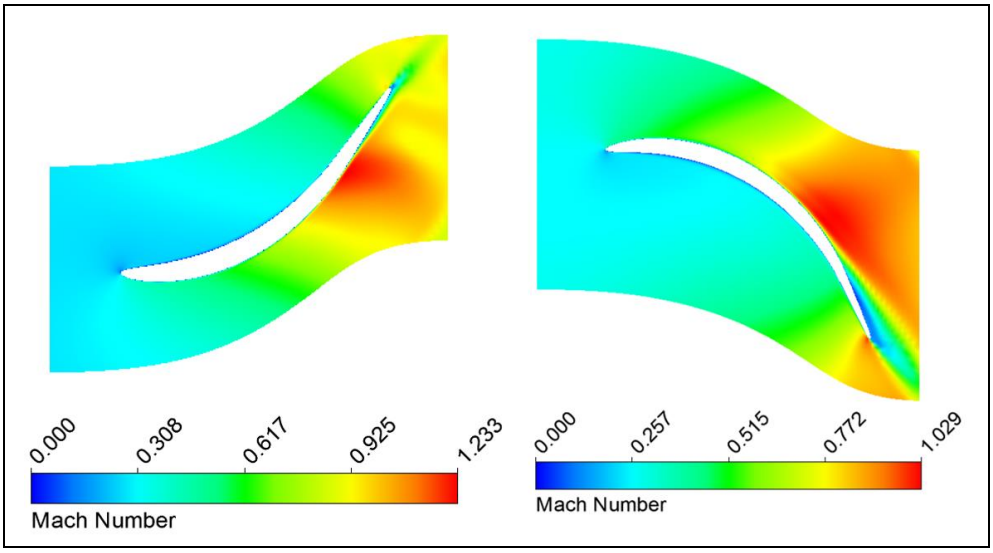
Aşağıda Şekil 3.101'de türbin akış pasajının 0.1, 0.5 ve 0.9 pasaj yükseklik oranlarındaki statik basınç dağılımları verilmiştir.



Şekil 3.101: Türbin 0.1-0.5-0.9 pasaj yüksekliklerindeki statik basınç dağılımı.

Türbin kanatlarındaki basınç dağılımı incelendiğinde kanat emiş ve basınç yüzeyleri arasındaki basınç farkı görülmektedir. Kanat yükü ve torkunu bu statik basınç farkı oluşturmaktadır. Stator ve rotor kanadında kanat köküne doğru artan kanat katılık oranı akış alanını azalttığı için bu bölgelerde hızlanma artıp statik basınç daha fazla düşmektedir. Özellikle stator kanat kökünde bu durum rotora göre daha baskındır. Tasarım aşamasında stator kanat kökü boğaz alanı artırılmıştır. Boğaz alanının artırılması için kanat yükü değiştirilip kanat açısı artırılmış ve kanat kalınlığı düşürülerek kanat köründeki akış alanı artırılmıştır. Yapılan iyileştirmeler ile ses üstü hız bölgesi kontrol altına alınmıştır. Başlangıç tasarımlarında stator kanat kök bölgesinde iyileştirme olmadığında geniş ses üstü hız bölgeleri akışa blokaj yaptığı ve şok dalgası ile akışın stator kanadından ayrıldığı gözlemlenmiştir. Stator kanadında ayrılan akış kayma yaptığı için akış açısı tasarım değerinin dışına çıkmakta bu durumun da türbin çıktısını etkilediği görülmüştür. Rotor kanadında uç bölgesinde artan çizgisel hız ve kanat emiş yüzeyinde artan akış hızı ile bölgesel ses üstü akışlar görülmektedir. Rotor çapı, dönüş hızı ve rotor kanat girişinden çıkışına

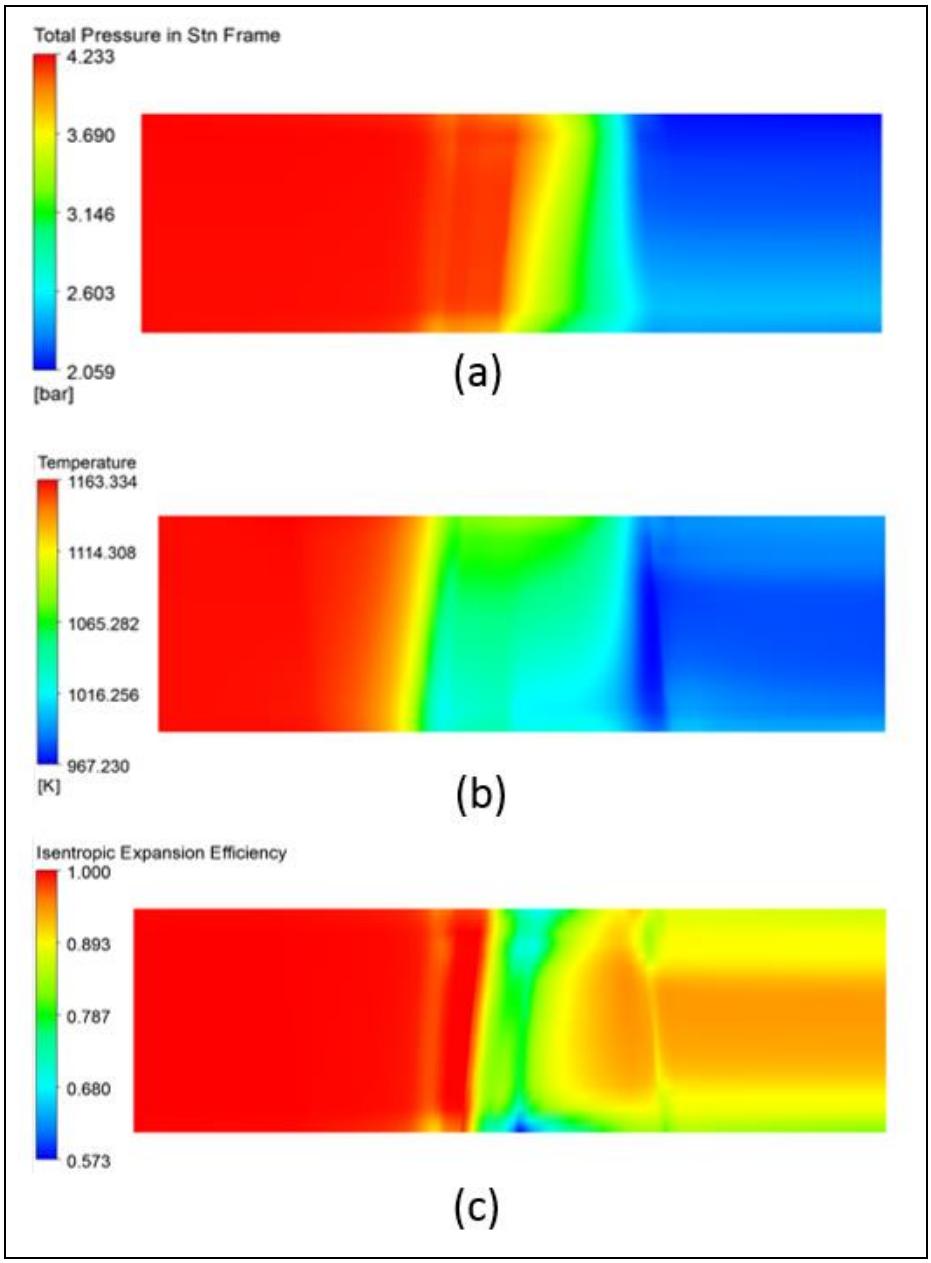
olan kanat yükü değişiminde yapılan iyileştirmeler ile rotor kanat uç bölgesindeki ses üstü akış 1 Mach seviyesine kadar indirilmiştir. Rotor çıkış açısında gerekli kayma düzeltmesi yapılarak ayrılan akış sonucu oluşan kayma telafi edilmiştir. Stator kanat kökü ve rotor kanat uç bölgesindeki Mach sayıları aşağıda Şekil 3.102'de verilmiştir. Bu iki bölge dışında türbin akış pasajında ses üstü hızlar görülmemektedir.



a) b)

Şekil 3.102: a) Stator 0.1 pasaj yüksekliği Mach sayısı dağılımı. b) Rotor 0.9 pasaj yüksekliği Mach sayısı dağılımı.

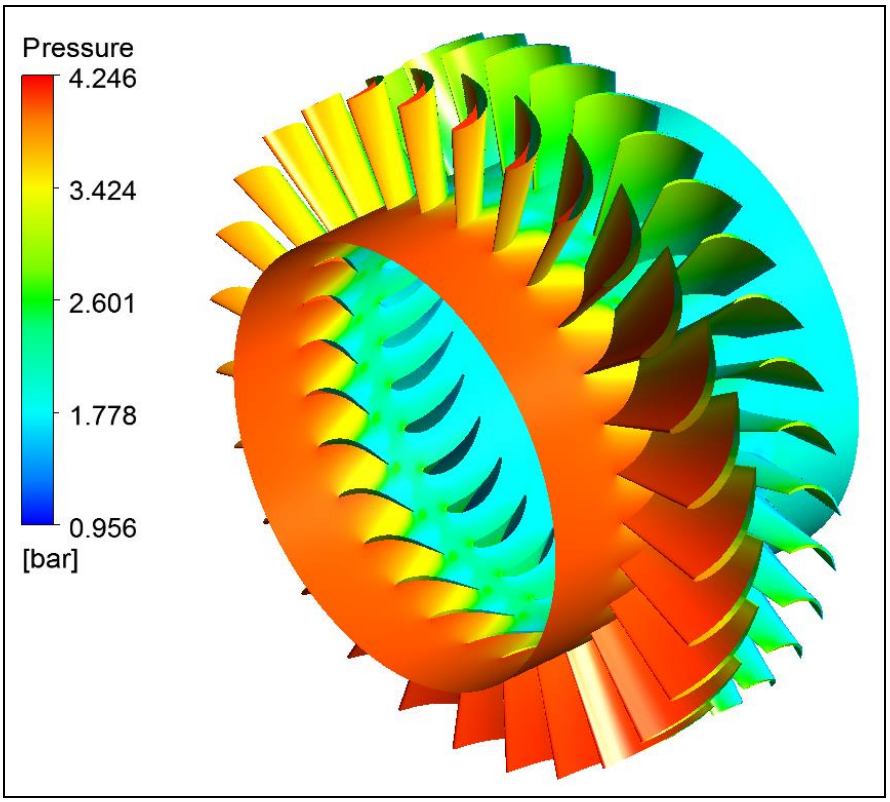
Aşağıda Şekil 3.103'de türbin kademesindeki meridyonel olarak toplam basıncın, sıcaklığın ve izentropik verimin değişimi verilmiştir.



Şekil 3.103: a) Meridyonel toplam basınç dağılımı, b) Meridyonel sıcaklık dağılımı, c) Meridyonel izentropik verim dağılımı.

Türbin pasajının girişten çıkışa ortalaması olan meridyonel dağılımlar incelendiğinde stator üzerinde iş yapılmadığı için toplam basıncın düşmediği sadece kayıplar neticesinde küçük miktarlarda düşüş olduğu görülmektedir. Rotor kısmında ise iş çıktısı ile toplam basınçta hızlı bir düşmenin gerçekleştiği görülmektedir. Statik sıcaklık incelendiğinde stator kademesinde basıncın hıza dönüştürülmesi ile stator kanat boğaz bölgesinden sonra sıcaklığın hızlı bir şekilde düştüğü, rotor kademesinde ise iş çıktısı ile düşen toplam entalpi sonucu normal olarak sıcaklığın düşmeye

devam ettiği görülmektedir. Rotor kademe çıkışına doğru akış hızının artması da sıcaklığın sürekli düşümünün bir diğer sebebidir. Akış genişlemesine rağmen pasaj yüksekliği sabit tutulduğu için akışın eksenel hızı sürekli artmakta buda statik sıcaklığı ve basıncı düşürmektedir. İzentropik verim incelendiğinde stator kademesinde verim düşümünün çok az olduğu görülmektedir. Stator kademesinde gerçekleşen verim düşümü kanat yüzey sürtünmeleri ve kanat çıkış kenarı izinin oluşturduğu toplam basınç kaybı kaynaklı verim düşümleridir. Verimin düştüğü baskın kademe is çıktısı üretilen termodinamik değişimlerin gerçekleştiği rotor kademesidir. Rotor kademesinde en baskın verim düşüm bölgesinin rotor kanat giriş kenarı olduğu görülmektedir. Statorda hızlandırılan akış rotor kanat ucunda durdurulduğu için gerçekleşen verim kaybı pasaj içinde baskın olarak görülmektedir. Rotor kademesinde devamında kanat kök ve kanat uç bölgelerindeki pasaj sürtünme kayıpları duvara yakın bölgelerde açık sarı renk ile görülmektedir. Rotor uç boşluk bölgesindeki türbülans kaynaklı kayıplar sebebi ile kanat uç bölgesindeki duvara yakın düşük verimli bölge daha geniş ve sarı renk ile kendini belli etmektedir. Türbin kanatları üzerindeki statik basınç dağılımı aşağıda Şekil 3.104'de verilmiştir.



Şekil 3.104: Türbin kanatlarındaki statik basınç dağılımı.

3.4.2. Türbin Tasarımı Mekanik Değerlendirmesi

Türbin iteratif tasarım sürecinde aerodinamik açıdan yeterli olan türbin geometrileri mekanik olarak da yeterlilikleri hakkında ön bilgi sahibi olmak için santrifüj kuvvet altında oluşan gerilmeler sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Türbin kanat kalınlıkları ve kanat yerleşimi mekanik olarak türbin gerilme dayanımını belirlediği kadar aerodinamik olarak da türbin çıktısını etkilemektedir. Özellikle türbin kanat kalınlıklarındaki değişim türbin boğaz alanını değiştirdiği için türbin basınç oranını değiştirmektedir. Değişen türbin basınç oranı da türbin çıktısı olan şaft gücünü değiştirmektedir. Aerodinamik tasarım tamamlandıktan sonra mekanik isterler için kanat kalınlıklarında yapılacak değişik sonuçları etkileyeceği için aerodinamik tasarım ile mekanik yeterlilik birlikte değerlendirilmelidir. Türbin malzemesinin seçimi ve detayları motor termodinamik modeli bölümünde detaylı olarak verilmiştir. Türbin malzemesi olan Inconel 713C için sonlu elemanlar analiz yapılarak santrifüj kuvvet altında oluşan gerilmeler hesaplatılmıştır. Basınç yükü ile oluşan gerilmeler santrifüj kuvvet gerilmeleri yanında çok küçük kaldığı için analizlere dahil edilmemiştir. Aşağıda Inconel 713C malzemesinin sıcaklık ile akma dayanımı grafiği Şekil 3.105'de verilmiştir [37].

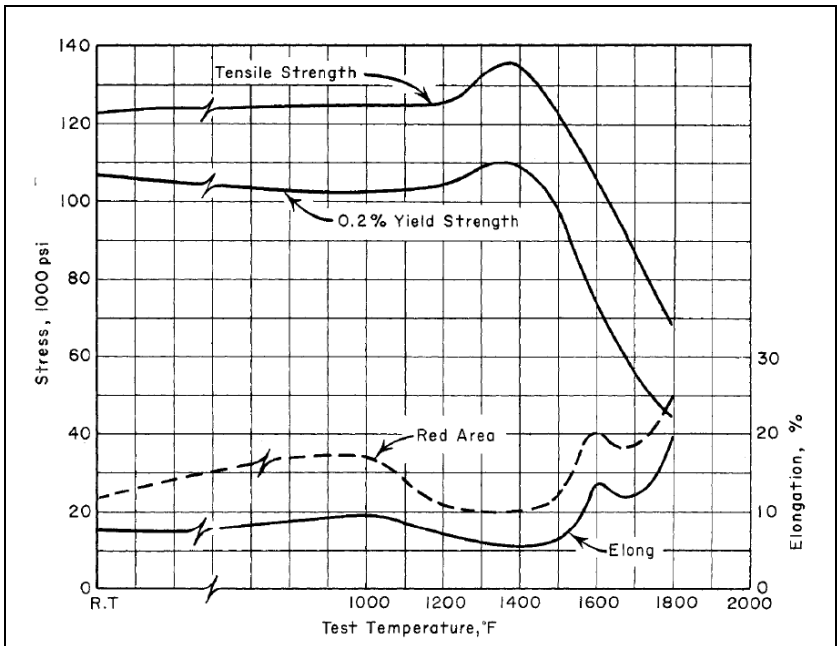
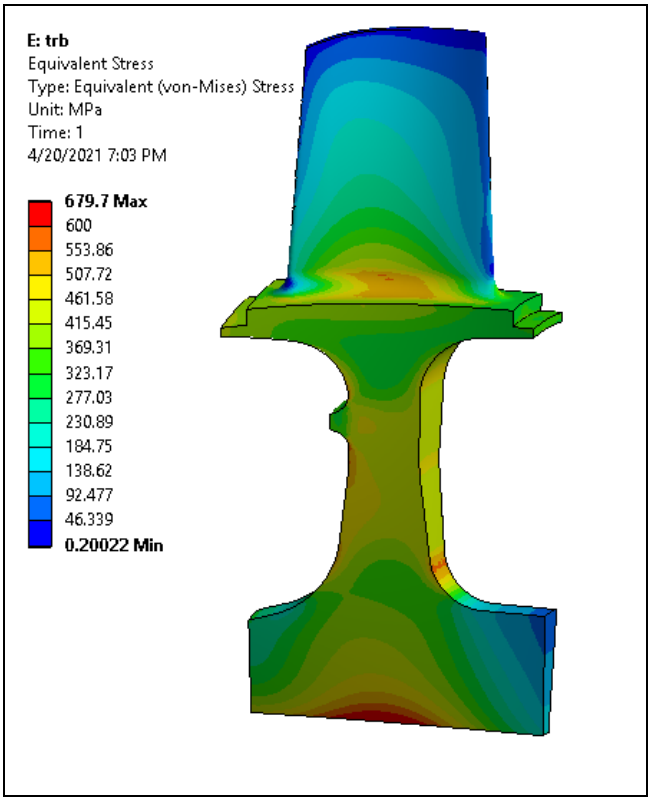


Figure 5. Typical Tensile Properties of As Cast, Vacuum Melted, Vacuum Cast Alloy 713C.

Şekil 3.105: Inconel 713C malzemesi sıcaklığa bağlı mekanik özellikleri.

Sonlu elemanlar analiz ile 53000 rpm dönüş hızında türbin rotoru üzerinde oluşan gerilme dağılımı aşağıda Şekil 3.106'da verilmiştir.



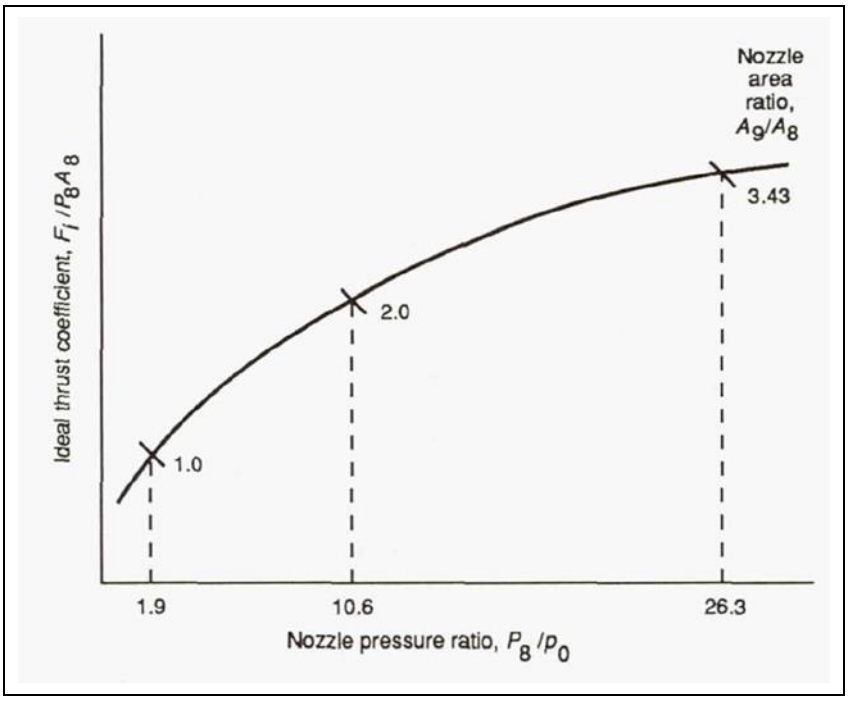
Şekil 3.106: Türbin rotoru gerilme dağılımı.

Rotor üzerindeki stres incelendiğinde en yüksek stres 679.7 MPa değeri ile olması gerektiği gibi disk şaft geçiş bölgesinde gerçekleştiği görülmektedir. Şaft bölgesi sıcaklık olarak soğutma uygulandığı için soğuk bir bölgedir. İkincil akış sistemi ve arka rulmanlara gidecek olan soğutma havası diskin şaft bölgesini de soğutmaktadır. Bu bölgede beklenen sıcaklık değeri 300-500 °C derece arasındadır. Inconel 713C malzemesinin grafikten 500 °C için akma değeri okunduğunda gerilmenin akma değerinde düşük olduğu görülmektedir. Mekanik analizin asıl sebebi disk gerilmesinden ziyade kanat kökündeki gerilme değerini görmektir. Şaft bölgesindeki gerilme detay mekanik tasarım ile daha da düşürülmesi mümkündür. Aerodinamik tasarım ile ilişkili olan asıl incelenen kısım kanat üzerindeki gerilme değeridir. Kanat üzerindeki gerilme incelendiğinde 550 MPa değeri okunmaktadır. Türbin HAD analizlerinde homojen giriş sıcaklığı ile yapılan analizlerde adyabatik duvar sıcaklığı olarak en yüksek 750 °C okunmaktadır. Türbin kanadının gerçek

durumda sıcaklığı yanma odası çıkış sıcaklık profili, disk ve ikincil akış soğutması ile kanat kökünde daha düşük olacaktır. En kötü durum 750 °C için bile malzemenin akma dayanımı grafikten okunduğunda 744 MPa olduğu görülmektedir. Aerodinamik olarak isterleri karşılayan nihai kanat geometrisi mekanik olarak da ön dizayn mekanik değerlendirmede uygun olduğu görülmektedir. Kanat geometrisindeki düşük gerilmeler aerodinamik tasarım aşamasında kanat ucu ve kanat kökü profil burulma miktarının azaltılması, yerleşimlerinin ayarlanması ve uygun kalınlıkların seçilmesi ile sağlanmıştır.

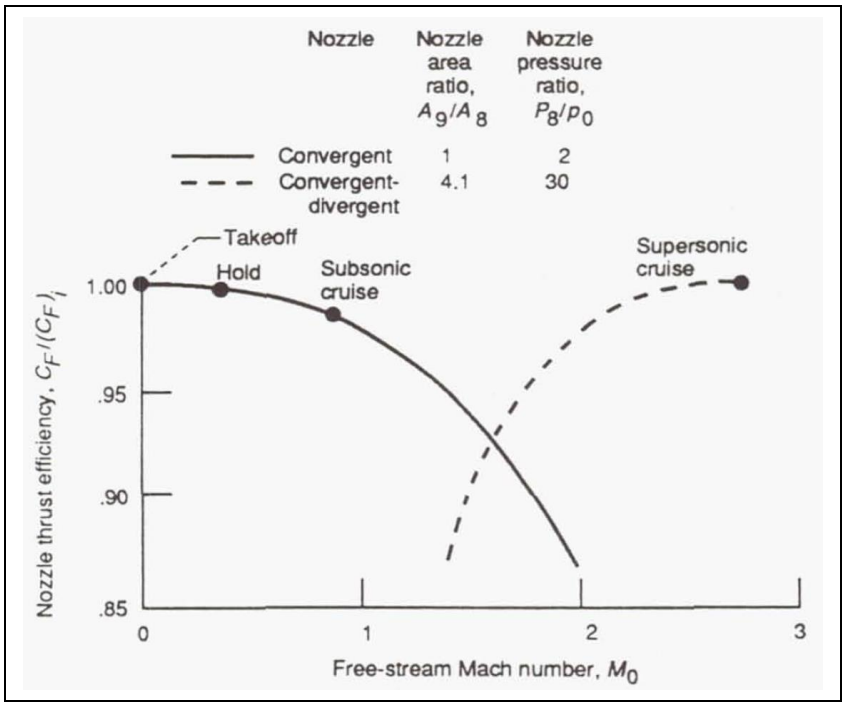
3.5. Egzoz Nozul Tasarımı ve HAD Analizleri

Motor türbin çıkışındaki toplam basınç egzoz nozulunda hıza dönüştürülerek akışkan hızlandırılır. Egzoz nozulun tipi ve egzoz nozul gaz çıkış hızını nozul içindeki basınç ve gazın yoğunluğu belirler. Denklem (3.2)'de bu durum gösterilmiştir. Nozul içindeki basınç artıkça ve gazın yoğunluğu azaldıkça nozuldan gaz çıkış hızı artar. Jet motorlarındaki türbin giriş sıcaklığı ve art yanma odası burada devreye girer. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça nozul içindeki gazın sıcaklığı da artar. Artan gaz sıcaklığı yoğunluğu düşürdüğü için nozul çıkış hızını artırır. Artan nozul çıkış hızı motor itkisini artırır. Benzer şekilde art yanma odalarında türbin sonrasında gaz sıcaklığı artırılarak gazın yoğunluğunu düşürür. Azalan yoğunluk ile nozul basıncı sabit kalsa da motor itkisi artar. Nozul içindeki gaz sıcaklığı itkiyi artırırken egzoz olarak atılan ısı enerjisini de artırdığı için motor genel termodinamik verimini azaltır, motorun yakıt tüketimini artırır. Nozulun daralan veya daralan genişleyen tipte olması nozul içindeki kinetik enerji potansiyeline bağlıdır. Nozul içinde yeterli basınç mevcut ise ve bu basınç gazı ses üstü hıza çıkarabilecek değerde ise nozul veriminin artırılması için nozul daralan genişleyen tipte tasarlanır. Nozul içindeki basınç akışkanı anca ses hızı limitine kadar hızlandırabilecek ise nozul daralan tipte tasarlanır. Aşağıda Şekil 3.107'de verilen grafikte tipik jet motorlarında nozul basınç oranları ve nozul alan oranlarının değişim grafiği verilmiştir. Nozul alan oranının bir olması daralan nozul, birden yüksek olması daralan genişleyen nozul anlamına gelmektedir. Şekil 3.107'de nozul basınç oranı 1.9 için nozul alan oranı bir olarak verilmiştir [38]. Bu grafikte verilen değerler nozul gaz sıcaklığı ile bir miktar aşağı ve yukarı değişmektedir.



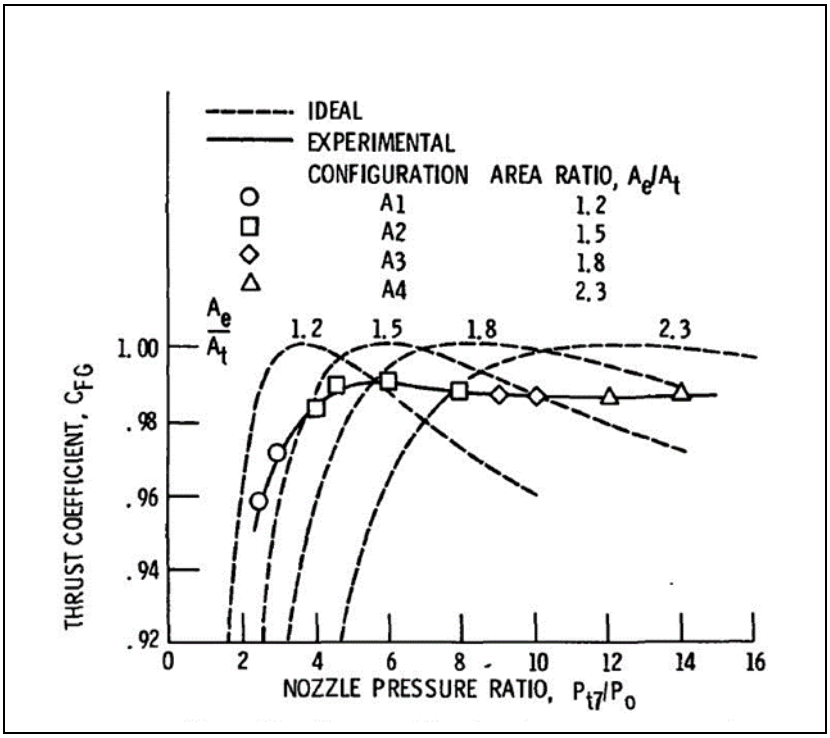
Şekil 3.107: Nozul basınç oranı ile nozul alan oranı ilişkisi grafiği.

Genel olarak nozul basınç oranı iki civarlarına kadar akışkan genişletildiğinde hızı bir Mach limitine ulaşmaktadır, bu durum aşağıda Şekil 3.108'de görülmektedir [38].



Şekil 3.108: Nozul basınç oranı ile nozul tipi ilişkisi grafiği.

Nozul basınç oranının iki değerinin üzerine çıkması nozul tipinin daralan nozuldan daralan genişleyen nozul tipine geçmesi gerektiği gibi bir zorunluluk yoktur. Daralan nozullar de ikiden yüksek nozul basınç oranlarında da çalışabilir. Artan nozul basınç oranı ile daralan nozulda akışkan eksik genişleme durumunda nozuldan çıkacağı için nozul kayıpları artmaktadır. Benzer durum daralan genişleyen nozullar içinde geçerlidir. Düşük nozul basınç oranlarında daralan genişleyen nozul kullanımı ile nozul kayıplarını artırmaktadır.

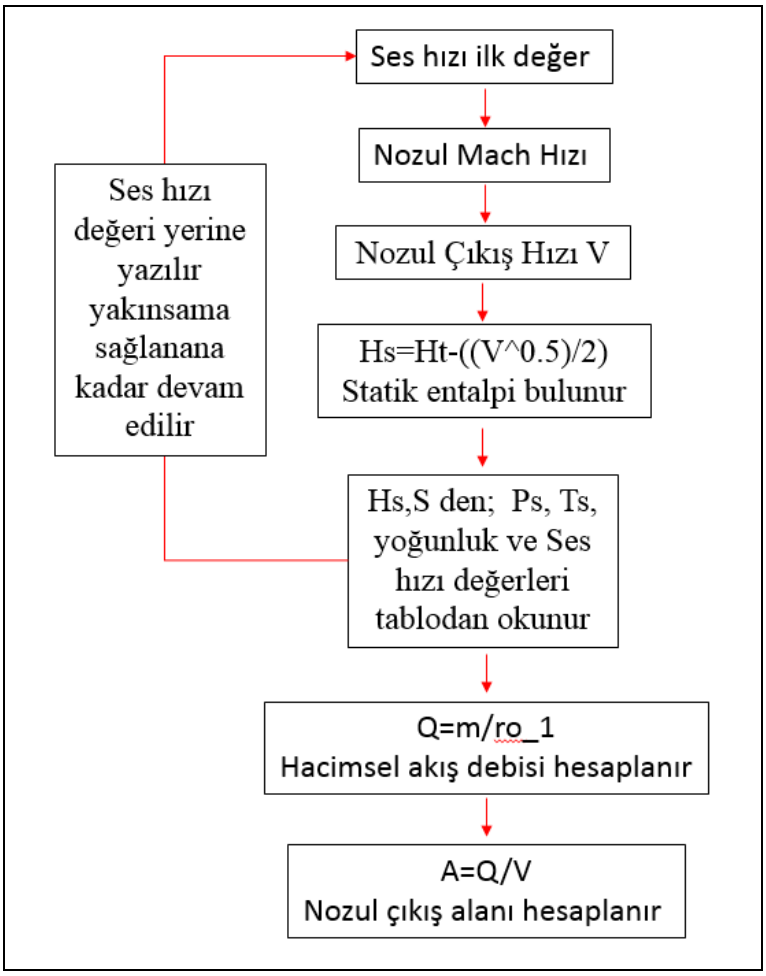


Şekil 3.109: Nozul basınç oranı ile alan oranının nozul performansına etkisi.

Grafiklerden Şekil 3.108 ve Şekil 3.109 birlikte değerlendirildiğinde nozul basınç oranı iki ile dört arası nozul tipi geçiş bölgesidir [39]. Daralan genişleyen nozul tipinde nozulun tam verimine ulaşması için dört nozul basınç oranına ihtiyaç olduğu görülmektedir. Dört ve üzeri nozul basınç oranlarından sonra daralan genişleyen nozullarda uygun alan oranı seçimi ile nozul performansı yüksek bir tasarım sağlanır. Jet motorlarının nozul basınç oranlarının en düşük olduğu durumlar uçuş hızının sıfır olduğu statik durumlardır. Statik durumda iki nozul basınç oranına sahip bir jet motoru artan seyir hızı ile giriş toplam basıncının artması sonucu nozul basınç oranı dört değerinin üzerine kolayca çıkabilmektedir. Daralan genişleyen

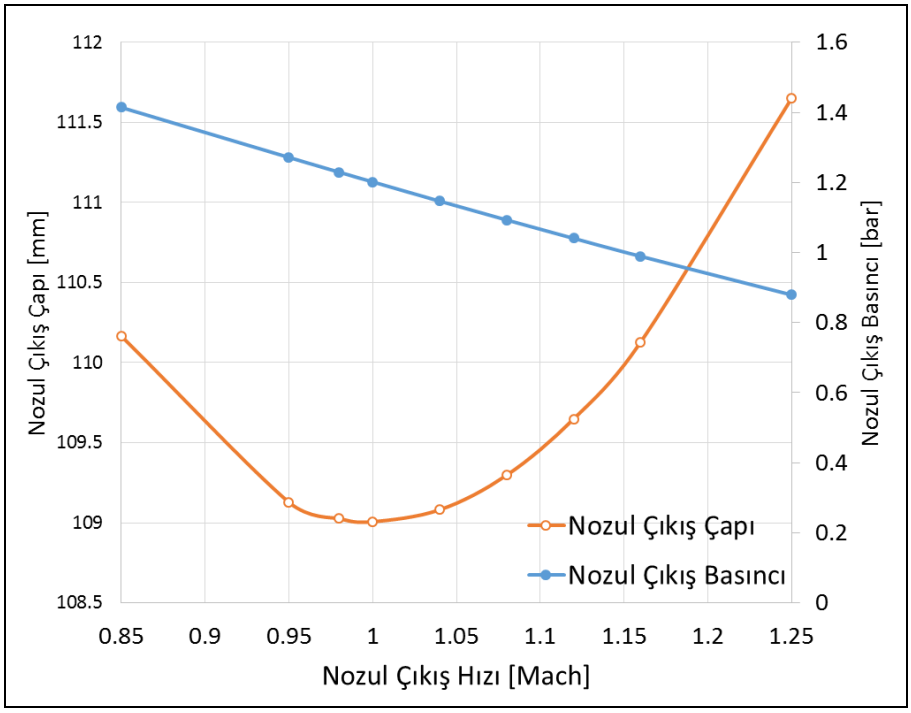
nozullar beraberinde değişken nozul alan ihtiyacını da oluşturmaktadır. Değişen nozul basınç oranına göre nozul boğaz ve çıkış alanı değiştirilerek nozul performansı en yüksek değerinde tutulmaya çalışılmaktadır. Değişken geometrili bir nozul tasarımı, imalatı ve kontrolü küçük motorlar için maliyeti artırmakta, üretimi zorlaştırmaktadır. Bu noktada zaten düşük basınç oranlarına sahip küçük jet motorlarında nozul veriminden bir miktar feragat edilerek sabit geometrili daralan nozullar ile daha ekonomik ve kolay üretim ön plana çıkmaktadır.

Aerodinamik tasarımı yapılan motorun deniz seviyesindeki statik durum için tasarım noktası nozul basınç oranı türbin çıkış toplam basıncından 2.21 olarak hesaplanmıştır. 2.21 basınç oranı motorun nozul tasarımının daralan tipte olmasının yeterli olacağını göstermek ile birlikte akışın 1 Mach limitine ulaşma potansiyelinde olduğunu da göstermektedir. Farklı Mach sayıları için nozul çıkış alanı sıkıştırılabilir akış ve enerji korunumu ile ideal durum için iteratif olarak aşağıda Şekil 3.110'da verilen metot ile hesaplanmıştır.



Şekil 3.110: İteratif nozul alan hesaplaması şematiği.

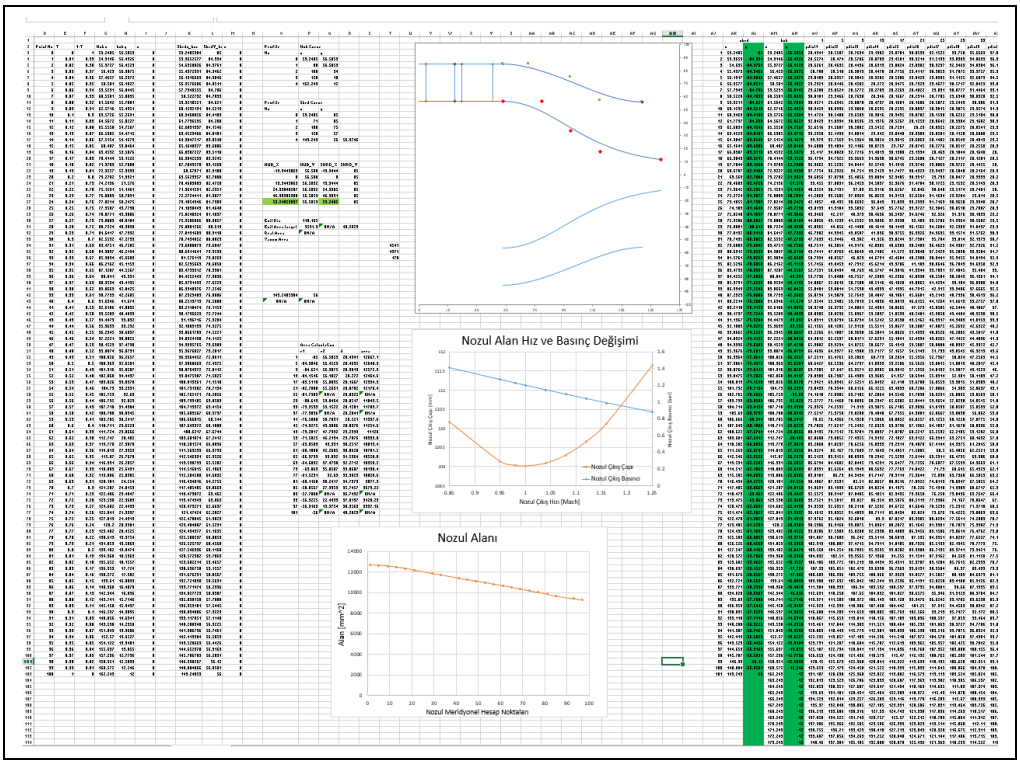
Yapılan hesaplama sonucunda değişen Mach sayısı ile nozul çıkış alan değerleri ve nozul çıkış statik basınçları elde edilmiştir. Hesaplamaların sonuç çıktısı grafik olarak Şekil 3.111'de verilmiştir.



Şekil 3.111: Nozul Mach sayısı, alan ve statik basınç ilişkisi.

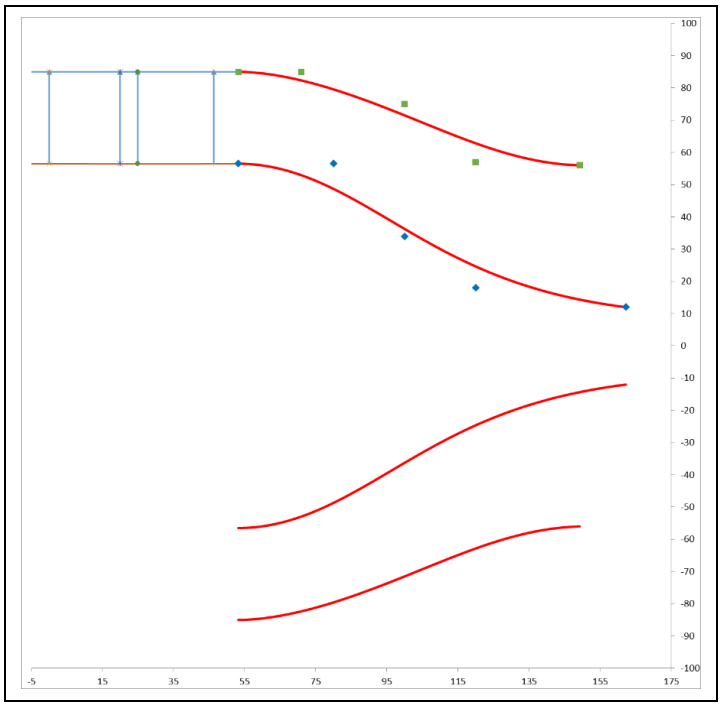
Grafik incelendiğinde türbin çıkışında akışkanı ses üstü hıza çıkarabilecek kadar basınç oranı olduğu görülmektedir. Tam genişleme durumu için çıkış statik basıncının 1 atm olduğu durumda nozul çıkış Mach sayısı 1.17 olduğu görülmektedir. Nozul tasarımında 1.17 değerinin altında tasarlanan nozullar eksik genişlemeli 1.17'nin üzerinde tasarlanması durumunda fazla genişlemeli nozul tasarımı olacaktır. Nozul çıkış alanı grafiği aynı zamanda nozul geometrisini de yansıtmaktadır. Nozul tasarımı 1 Mach değerinin üzerinde olacak ise nozul daralan genişleyen tipte ve nozul çap değerleri de grafikte verilen değerler olacaktır. Grafik değerlendirildiğinde 0.85 Mach değerinden 1.25 Mach değerine kadar olan farklı nozul hızlarında çap değişiyor olsa da değişen alan miktarı %5 mertebesinde çap olarak ta 2.6 mm dolayındadır. Geometrik olarak çok küçük bir değişiklik akışın ses üştü ve ses altı olması durumunu belirlemektedir. Akışkanın ses hızı bölgesinde termodinamik değerlerinin değişim oranı yüksek olduğu için alandaki küçük değişimler akışkanın ses hızında büyük değişimlere sebep olmaktadır. Nozul tasarımı

bir Mach değeri için eksik genişlemeli daralan nozul olarak yapılmıştır. Nozul tasarımı HAD analizleri ile türbin geometrisinin de dahil olduğu durum için iteratif olarak yapılmıştır. Analiz sonuçları yorumlanıp gerekli değişiklikler yapılarak tasarım yenilenmiş ve nihai nozul türbin ikilisi tasarımı yapılmıştır. Nozul tasarımında kritik bir bilgi olan nozul ile türbinin uygun sınır şartlarında eşleştirilmesidir. Türbin tasarımı ilk etapta nozuldan bağımsız olarak yapılmıştır. Gerçek durumda türbin genişleme oranı egzoz nozulundan bağımsız yapılamaz. Türbinin tasarlandığı noktada türbin sınır koşullarını sağlayan sadece bir nozul geometrisi vardır. Nozul tasarımı ile türbin tasarımının eşleştirilmesi gerekmektedir. Nozul ve türbin eşlemesi için yapılan geometrik değişiklikler küçük mertebelerdedir. Nozul tasarımındaki 1 mm değişiklik nozul çıkış Mach sayısına olan etkisi bu durumu göstermektedir. Türbin tasarımının nozul tasarımından bağımsız olabilmesi için türbinin choke yani tamamen boğulmuş akış durumunda tasarlanmış olması gerekmektedir. Tamamen boğulmuş bir akışın gerisindeki küçük basınç değişimleri boğulma sınırını aşmadıkça türbin sınır koşullarını değiştirmez. Tamamen boğulmuş choke durumda tasarlanmış bir türbin aerodinamik açıdan düşük verime sahiptir ve motor sınır koşullarındaki değişikliklere yüksek basınç oranı değişimi ile tepki verir. Özel durumlar haricinde tamamen boğulmuş bir türbin tasarımı istenilen bir durum değildir. Türbinin tamamen boğulmadığı durumda nozul ile eşlemesi zorunlu olmaktadır. Türbin ve nozul eşleştirme çalışmasında türbin geometrisi ve nozul geometrisi birlikte iteratif olarak değiştirilmiş ve nihai türbin nozul geometrisine ulaşılmıştır. Nozul tasarımı ve geometrisi için Microsoft Excel ortamında nozul tasarım programı yazılmıştır. Nozul tasarım geometrisi Bezier eğrileri ile tanımlanmıştır. Nozul tasarım programının görseli aşağıda Şekil 3.112'de verilmiştir.



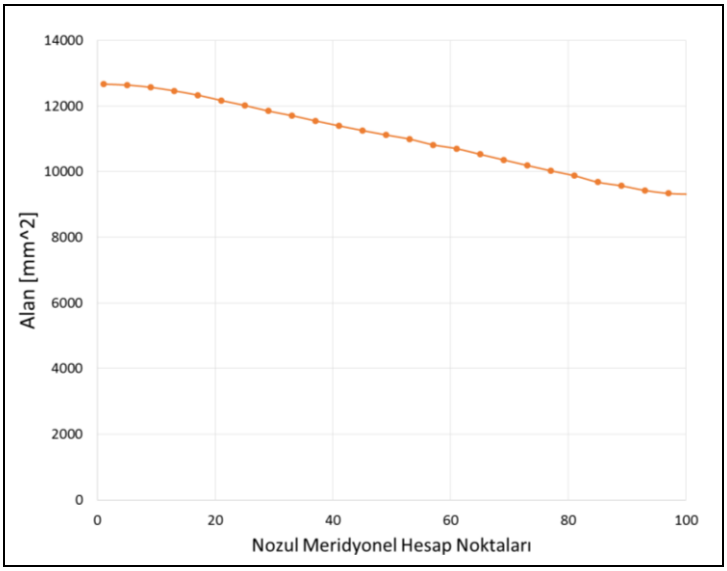
Şekil 3.112: Nozul tasarım programı.

Nozul tasarım programında tasarlanan nozul geometrisi kesiti aşağıda Şekil 3.113'de verilmiştir.



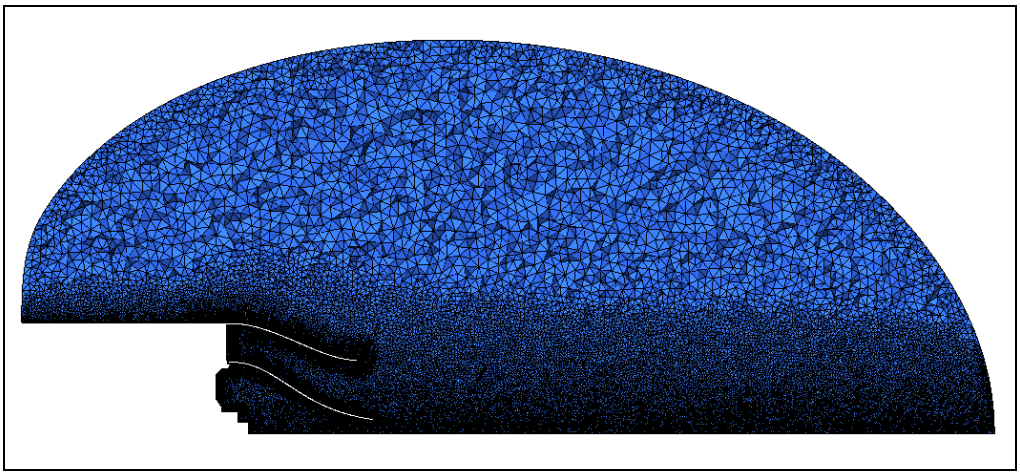
Şekil 3.113: Nozul kesit geometrisi.

Daralan nozul tasarımı olan egzoz nozulunda girişten çıkışa alanın sürekli ve düzenli olarak daralması gerekmektedir. Alan değişiminin hesaplanması için nozul 100 eşit istasyona ayrılarak her istasyonda nozul alanı hesaplatılarak geometrinin alan daralması hesaplatılmış ve kontrol edilmiştir. Nozul girişinden çıkışına alan değişimi aşağıda Şekil 3.114'de verilmiştir.



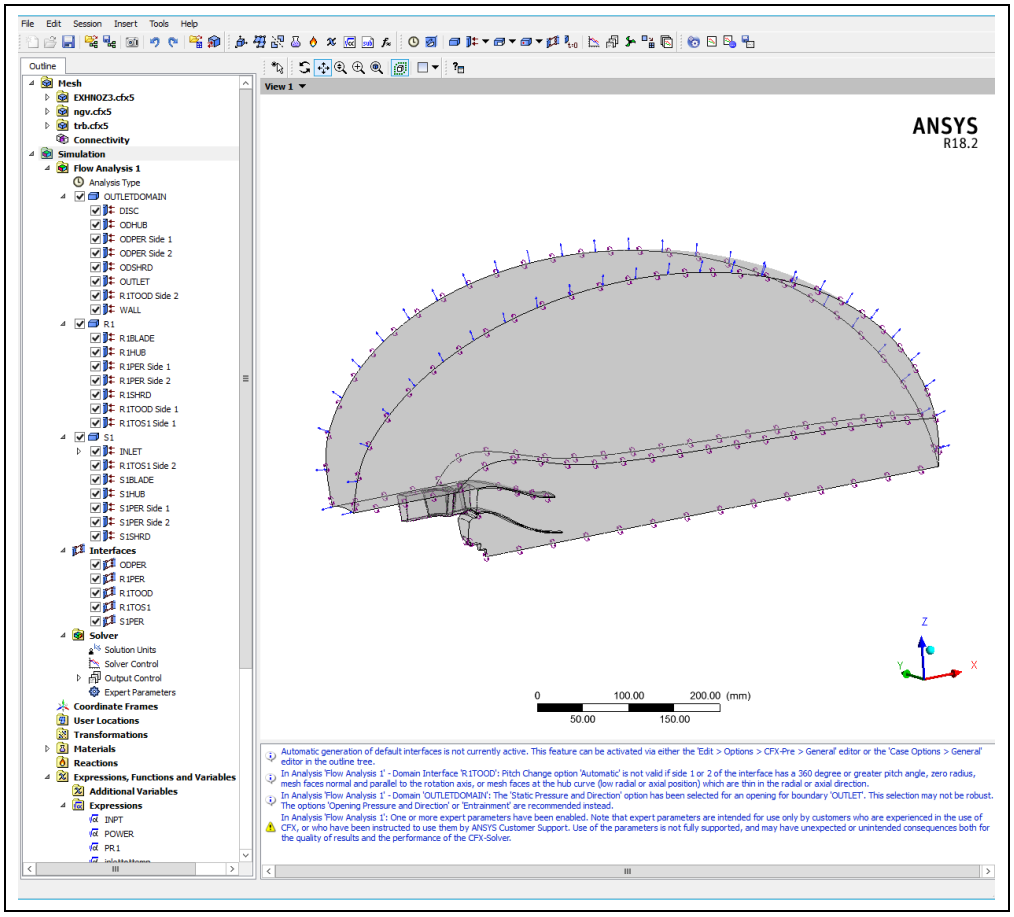
Şekil 3.114: Nozul alan değişimi.

Nozul HAD analizlerinde türbin ve nozul geometrisi bir arada analiz edilmiştir. Türbin geometrisine kanat radyüsleri de ilave edilerek ICEM CFD programında mesh dosyaları hazırlanmıştır. Nozul çıkışında hesapların doğru yapılabilmesi ve gerçeği yansıtması için atmosfer hacmi nozul çıkışına dahil edilmiştir. Böylece nozul girişi ve çıkışında akış serbest olarak akmakta herhangi bir sınır koşulu kullanılmamaktadır. Akış analizleri Ansys CFX programında yapılmıştır. Analizler zamandan bağımsız olarak türbin kademesi için dönen koordinat sistemi yöntemi ile yapılmıştır. Analiz geometrilerinde stator, rotor için bir kanat ve nozul için 30° dilim kullanılarak periyodik sınır koşulu uygulaması yapılmıştır. Analizlerde ikinci derece numerik ayrıklaştırma kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak Shear Stress Transport (SST) kullanılmıştır. Analizlerde egzoz gaz karışımı için AR, CO2, H2O, O2 ve N2 gazlarını ihtiva eden NIST verileri ile hazırlanan RGP dosyası kullanılmıştır. HAD analizlerinde 11 milyon eleman barındıran mesh yapısı kullanılmıştır. Nozul ve çıkış atmosfer hacmine ait mesh görseli aşağıda Şekil 3.115'de verilmiştir. Türbin sıcak durum rotor kanat ucu boşluk değeri 250 mikron olarak tutulmuştur.



Şekil 3.115: Nozul ve çıkış atmosfer hacmi mesh kesiti.

Ansys CFX programında hazırlanan deniz seviyesi statik durum nozul türbin birleşik analiz modelinin arayüz program görseli aşağıda Şekil 3.116'da verilmiştir. HAD analiz sınır koşulları ve sonuçları aşağıda Tablo 3.21'de verilmiştir.

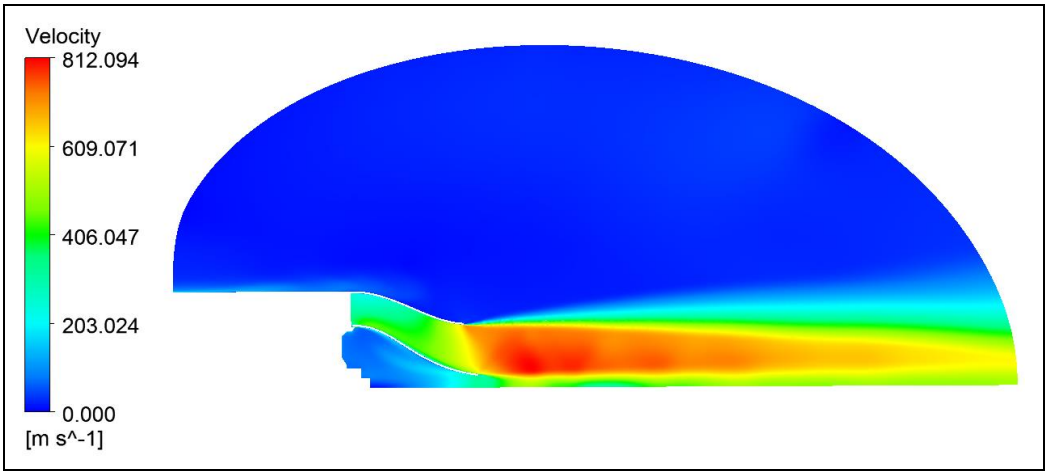


Şekil 3.116: Nozul türbin birleşik HAD analizi program arayüzü.

Tablo 3.21: Nozul türbin birleşik HAD analiz sınır koşulları ve sonuçları.

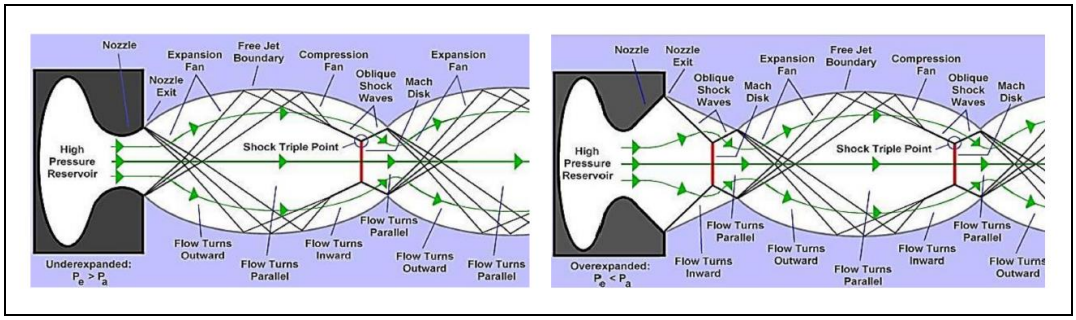
Türbin giriş kütlesel debi (kg/s)	2.55
Türbin giriş sıcaklığı (°C)	900
Nozul çıkış atmosfer basıncı (atm)	1
Türbin giriş toplam basıncı (bar)	4.26
Türbin çıkış toplam basıncı (bar)	2.26
Türbin çıkış toplam sıcaklığı (°K)	1024.96
Türbin basınç oranı	1.884
Türbin çıkış akış açısı (°)	3.45
Türbin verimi (%)	90.33
Türbin gücü (kW)	463.77
Nozul basınç oranı	2.23
Nozul çıkış statik sıcaklığı (°K)	869.89
Nozul çıkış basıncı (Bar)	1.16
Nozul çıkış gaz hızı (m/s)	607.08
Nozul çıkış Mach sayısı	1.04
Motor İtkisi (N)	1657.93

HAD analizleri ile türbin sınır koşullarını sağlayan egzoz nozul tasarımı için istenilen sonuçlara ulaşılmıştır. Nozul HAD analizi ile motor itki değeri 1657.93 N olarak hesaplanmıştır. HAD analiz görselleri aşağıda verilmiştir.



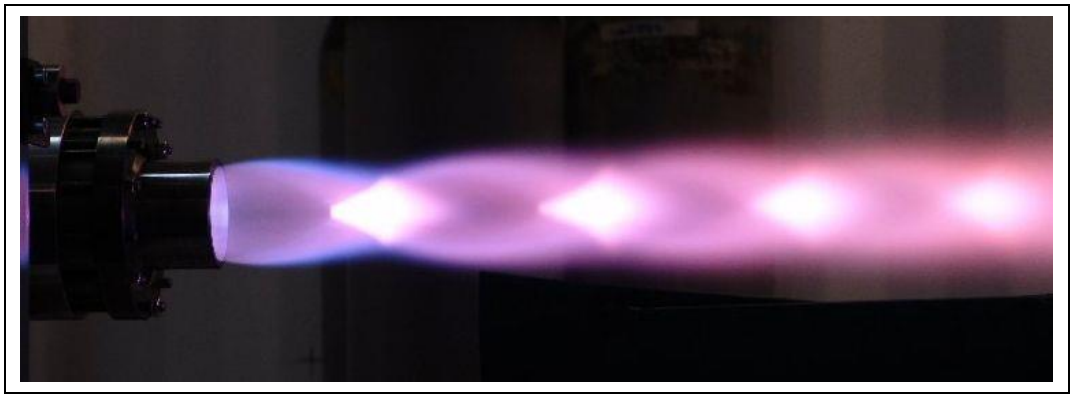
Şekil 3.117: Nozul ve çıkış hız dağılımı.

Nozul ve çıkış hız dağılımı incelendiğinde nozul çıkışında shock diamond olarak adlandırılan türkçe tabir ile kaplan kuyruğu olarak bilinen durum görülmektedir. Nozul çıkışında artıp azalan parça parça hız değişiklikleri bu durumun sonucudur. Aşırı genişletilmiş veya eksik genişletilmiş nozul akışlarında şok dalgalarının çarpışması ve yansıması sonucu oluşan yapılardır. Tasarlanan nozul eksik genişlemeli durumda çalıştığı için nozul çıkışında ani genişleme sonucunda şok dalgaları oluşmaktadır. Şok dalgalarının girişim ve yansımaları ile kaplan kuyruğu yapısı oluşmaktadır. Kaplan kuyruğu yapısı akışın tüm fiziğini etkilediği için sadece hız dağılımında değil basınç, Mach sayısı ve yoğunluk gibi çıktılarda da görülmektedir. Aşağıda kaplan kuyruğu yapısının şematiği Şekil 3.118'de verilmiştir [40]. Kaplan kuyruğu yapısının geçek görseli aşağıda Şekil 3.119'da verilmiştir.

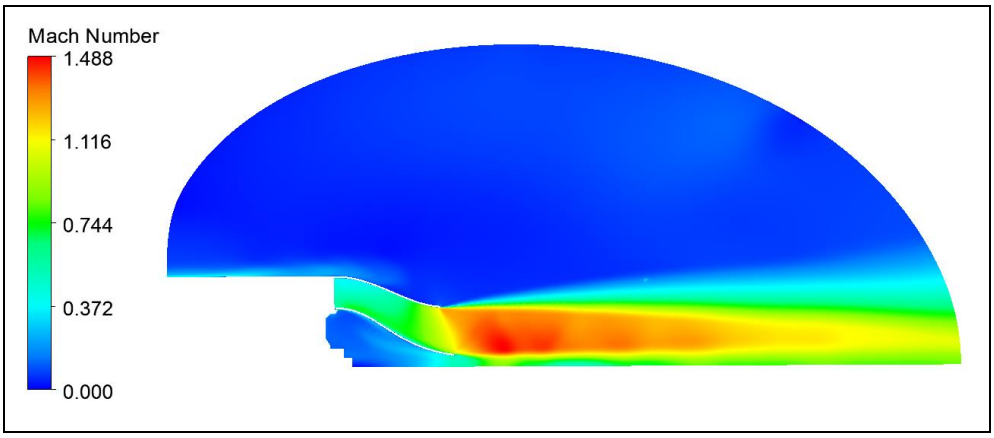


a) b)

Şekil 3.118: a) Eksik genişleme kaplan kuyruğu yapısı, b) Fazla genişleme kaplan kuyruğu yapısı.

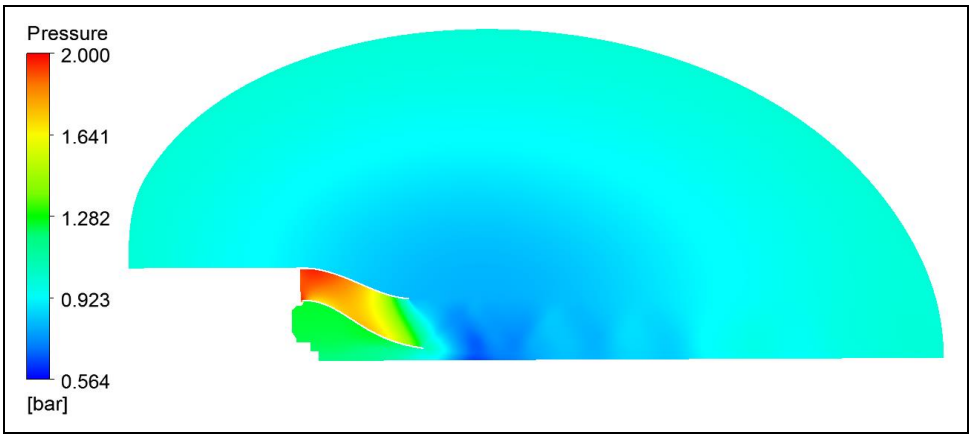


Şekil 3.119: Nozul çıkışı gerçek kaplan kuyruğu görseli.



Şekil 3.120: Nozul ve çıkış Mach sayısı dağılımı.

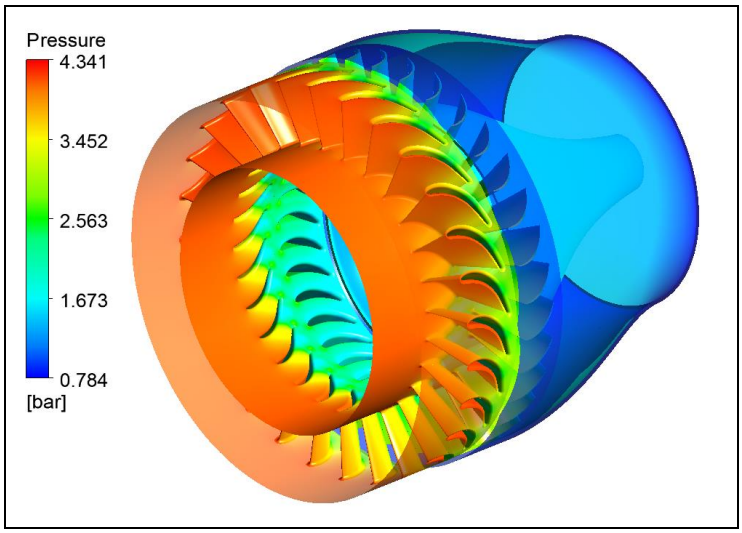
Mach sayı dağılımı incelendiğinde kaplan kuyruğu yapısı görülmektedir. Nozul basınç oranının düşük olması sebebi ile eksik genişleme oranı da düşüktür. Bu durum kaplan kuyruğu oluşumunun şiddetini azaltmaktadır. Nozul ağzına kadar bir Mach değerine ulaşan akış nozul ağzında 1.16 bar statik basınç ile ani şekilde genişleyip nozul sonrasında ses üstü akışın gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum tasarımın sonucudur. Nozul basınç oranı daralan nozul ile daralan genişleyen nozulun geçiş bölgesindedir. Nozulda düşük miktarda eksik genişleme oranının olması sonucu nozul çıkışında akışın bir miktar daha genişlemesi ve hızlanması normaldir.



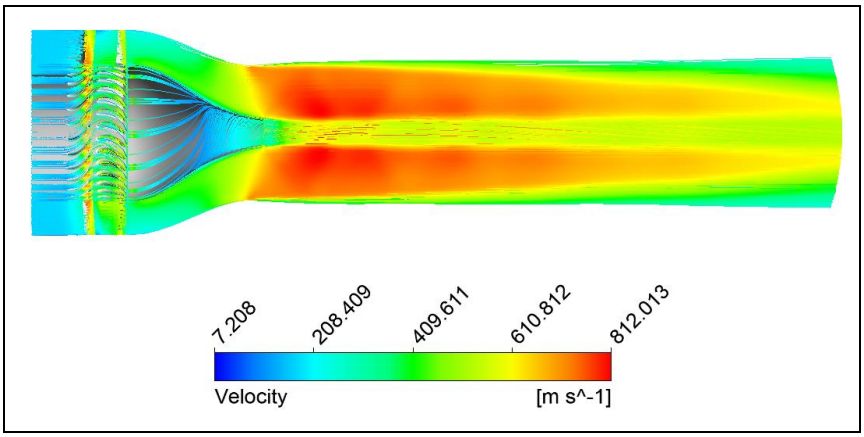
Şekil 3.121: Nozul ve çıkış basınç dağılımı.

Basınç dağılımı incelendiğinde türbin çıkışında iki bar değerlerindeki statik basınç akışkanın nozul tarafından daralan alan ile hızlandırılması sonucu nozul ucuna doğru basıncı düşürülmektedir. Nozul girişinde nispeten yüksek basınç olduğu için nozul ucunda bir Mach hıza ulaşan akışkan 1.16 bar değerime kadar basıncı

düşmektedir. Atmosfer basıncı ile aradaki 0.15 bar fark basıncı nozul çıkışında ani şekilde genişleyip hıza dönüşmektedir. Bu bölge artan ani hız sonucu tekrar basınç düşümü oluşumu görülmektedir. Kaplan kuyruğu yapısı basınç değişimlerinde de görülmektedir.



Şekil 3.122: Türbin ve nozul basınç dağılımı.

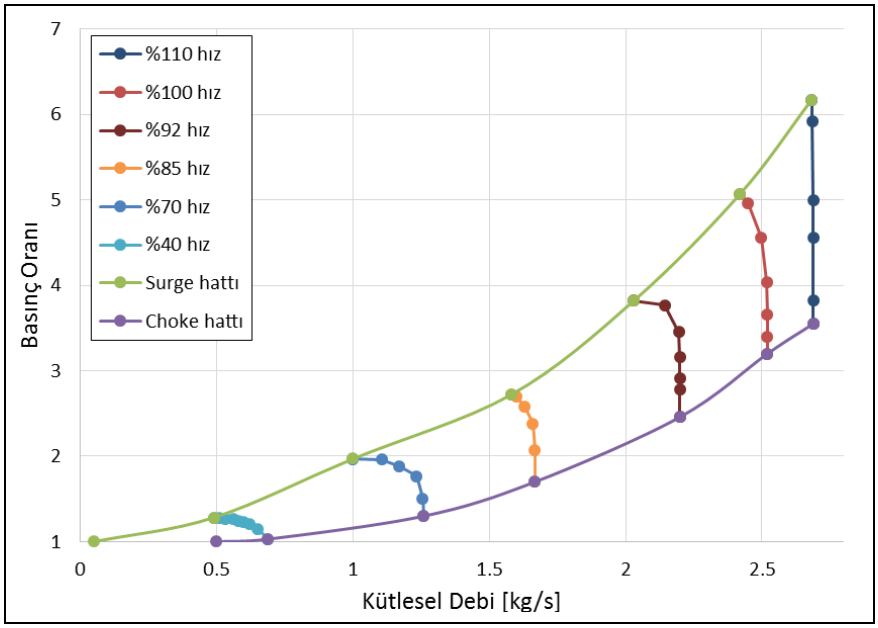


Şekil 3.123: Türbin ve nozul jet akım çizgileri.

Akım çizgileri incelendiğinde jet akışının ayrılma olmaksızın nozul içinde devam ettiği nozul çıkışında ve sonrasında da akışın bütünlüğünü koruduğu görülmektedir. Jet akışındaki bu istenilen durum nozul tasarımında sorun olmadığını göstermektedir. Jet akışının en yüksek itki kuvvetini vermesi için gerekli olan şaft ekseni boyunca nozuldan düz bir şekilde çıkışı sağlanmıştır. Akışta döngü olmaması momentum kayıplarını azaltmakta nozul verimini artırmaktadır.

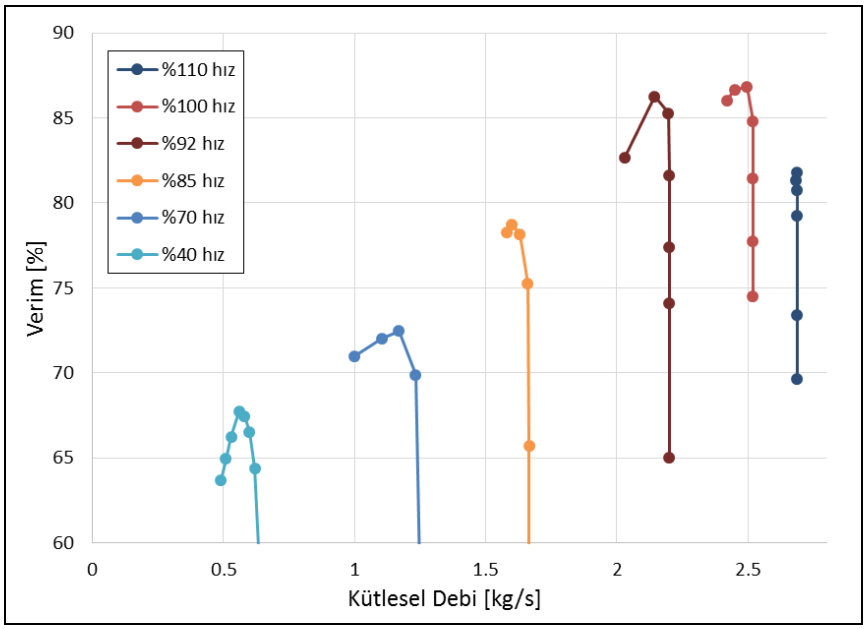
4. MOTOR PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

Tasarım noktasında başarılı ve istenilen performansı sergileyen motorun aerodinamik bileşenlerinin tasarım dışı noktalarda da değerlendirilmesi gerekmektedir. Tasarım dışı noktalarda motorun çalışma noktalarının kompresör ve türbin haritalarında surge ve choke bölgeleri içinde kaldığından emin olunmalıdır. Kompresör ve türbin nihai aerodinamik modellerinin HAD analizleri ile performans haritaları çıkarılmıştır. Kompresör haritası 41 adet HAD analizi ile şaft hızının 1.1-1-0.92-0.85-0.7-0.4 katları için çıkarılmıştır. Aşağıda HAD analizleri ile elde edilen kompresör basınç oranı performans grafiği Şekil 4.1'de verilmiştir.



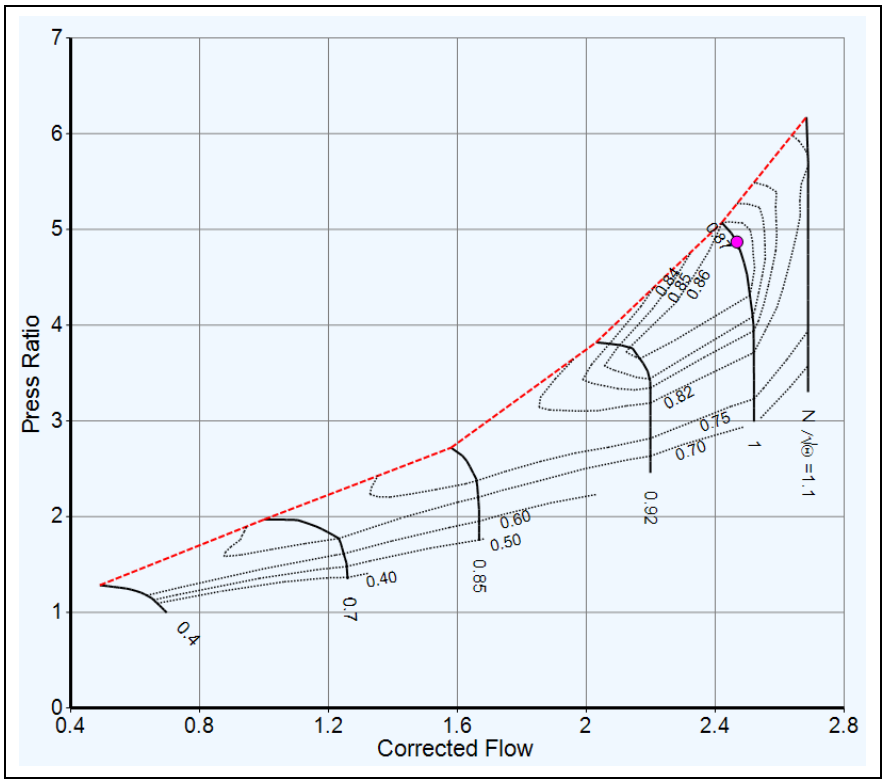
Şekil 4.1: Kompresör basınç oranı performansı.

Aşağıda de HAD analizleri ile elde edilen kompresör izentropik verim performans grafiği Şekil 4.2'de verilmiştir.



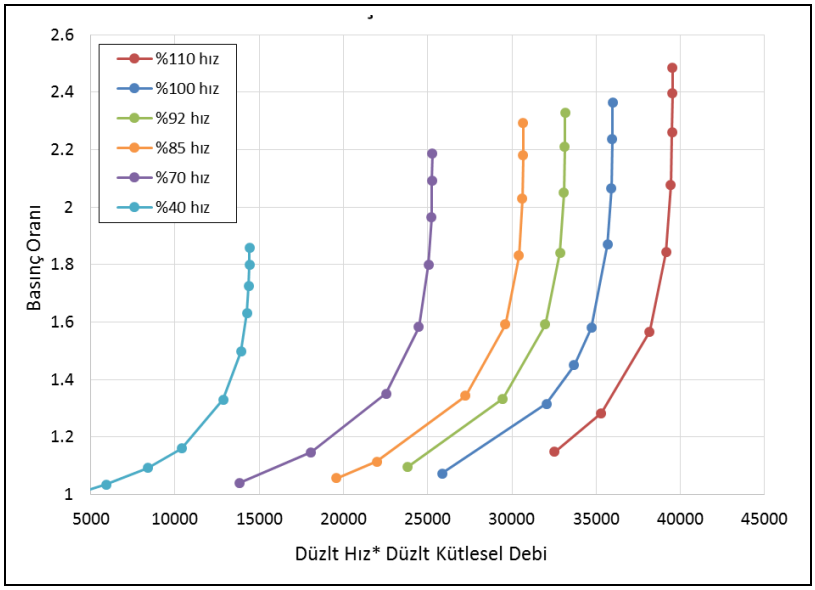
Şekil 4.2: Kompresör izentropik verim performansı.

Kompresör basınç oranı ve verim değerleri CSmooth programında birleştirilerek Gasturb programı için nihai kompresör performans haritası hazırlanmıştır. Kompresör performans haritası aşağıda Şekil 4.3'de verilmiştir.



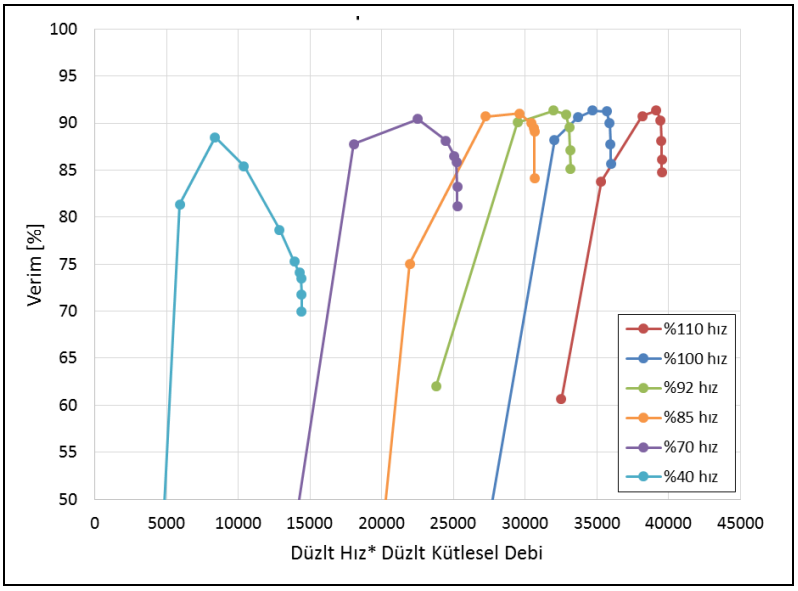
Şekil 4.3: Kompresör performans haritası.

Türbin performans haritası 49 adet HAD analizi ile şaft hızının 1.1-1-0.92-0.85-0.7-0.4 katları için çıkarılmıştır. Aşağıda HAD analizleri ile elde edilen türbin basınç oranı performans grafiği Şekil 4.4'de verilmiştir.



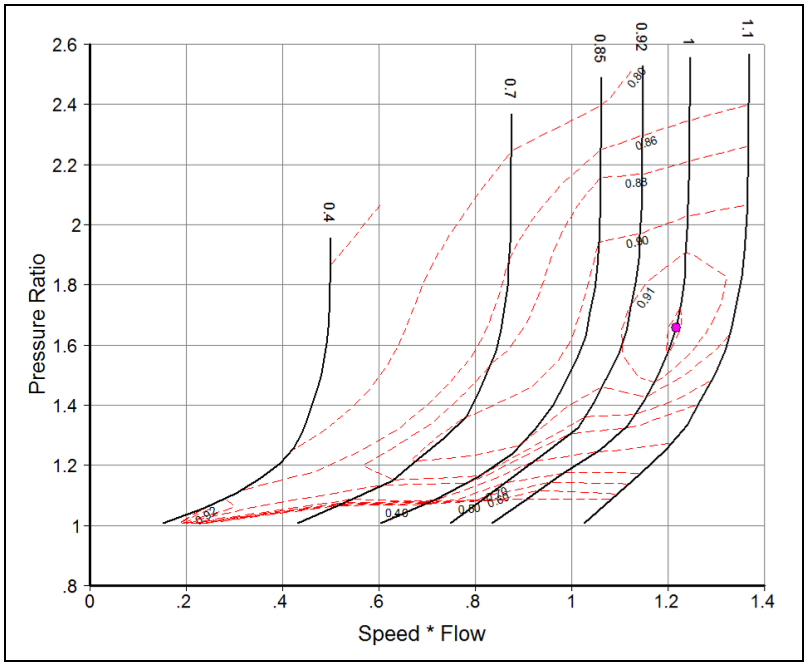
Şekil 4.4: Türbin basınç oranı performansı.

Aşağıda de HAD analizleri ile elde edilen türbin izentropik verim performans grafiği Şekil 4.5'de verilmiştir.



Şekil 4.5: Türbin izentropik verim performansı

Türbin basınç oranı ve verim değerleri TSmooth programında birleştirilerek Gasturb programı için nihai türbin performans haritası hazırlanmıştır. Türbin performans haritası aşağıda Şekil 4.6'da verilmiştir.



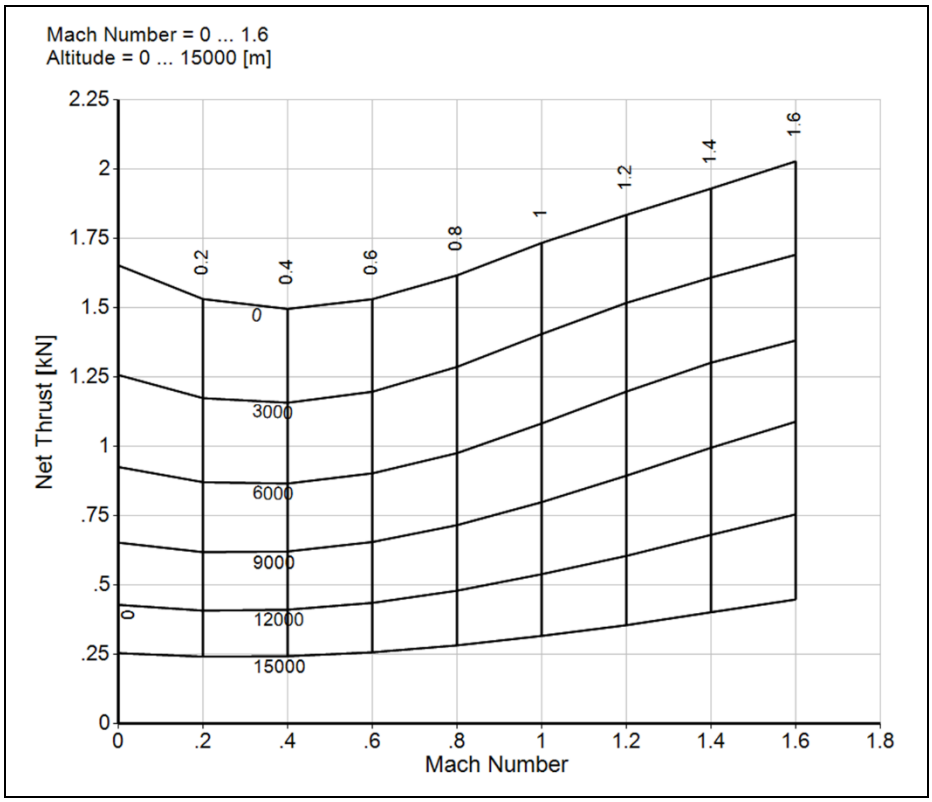
Şekil 4.6: Türbin performans haritası.

Hazırlanan performans haritaları Gasturb programında kullanılarak motorun nihai termodinamik çevrim modeli oluşturulmuştur. Motorun Gasturb model sonuçları aşağıda Şekil 4.7'de verilmiştir.

```
          W         T         P        WRstd
Station  kg/s       K        kPa       kg/s        FN       =      1.65 kN
 amb              288.15   101.325                 TSFC     =   29.2877 g/(kN*s)
  1      2.500    288.15   101.325                 FN/W2    =    661.16 m/s
  2      2.500    288.15   101.325     2.500
  3      2.500    466.50   455.963     0.707       Prop Eff =    0.0000
 31      2.475    466.50   455.963                 eta core =    0.2567
  4      2.523   1173.15   426.325     1.210
 41      2.548   1166.82   426.325     1.219       WF       =   0.04841 kg/s
 49      2.548   1013.71   223.093                 s NOx    =   0.08364
  5      2.548   1013.71   223.093     2.171       XM8      =    1.0000
  6      2.548   1013.71   223.093                 A8       =    0.0095 m²
  8      2.548   1013.71   223.093     2.171       P8/Pamb  =    2.2018
Bleed    0.000    466.50   455.962                 WBld/W2  =   0.00000
-------------------------------------------        Ang8     =     20.00 °
P2/P1 = 1.0000  P4/P3 = 0.9350  P6/P5 1.0000       CD8      =    0.9600
Efficiencies:   isentr  polytr    RNI    P/P        WClN/W2  =   0.01000
 Compressor     0.8600  0.8857  1.000  4.500       WClR/W2  =   0.00000
 Burner         0.9800                 0.935       Loading  =    100.00 %
 Turbine        0.9100  0.9033  0.816  1.911       e45 th   =   0.91013
-------------------------------------------        far7     =   0.01936
Spool mech Eff  0.9800  Nom Spd    14000 rpm       PWX      =      5.00 kW
-------------------------------------------
hum [%]     war0       FHV      Fuel
   0.0   0.00000    42.800    Generic
```

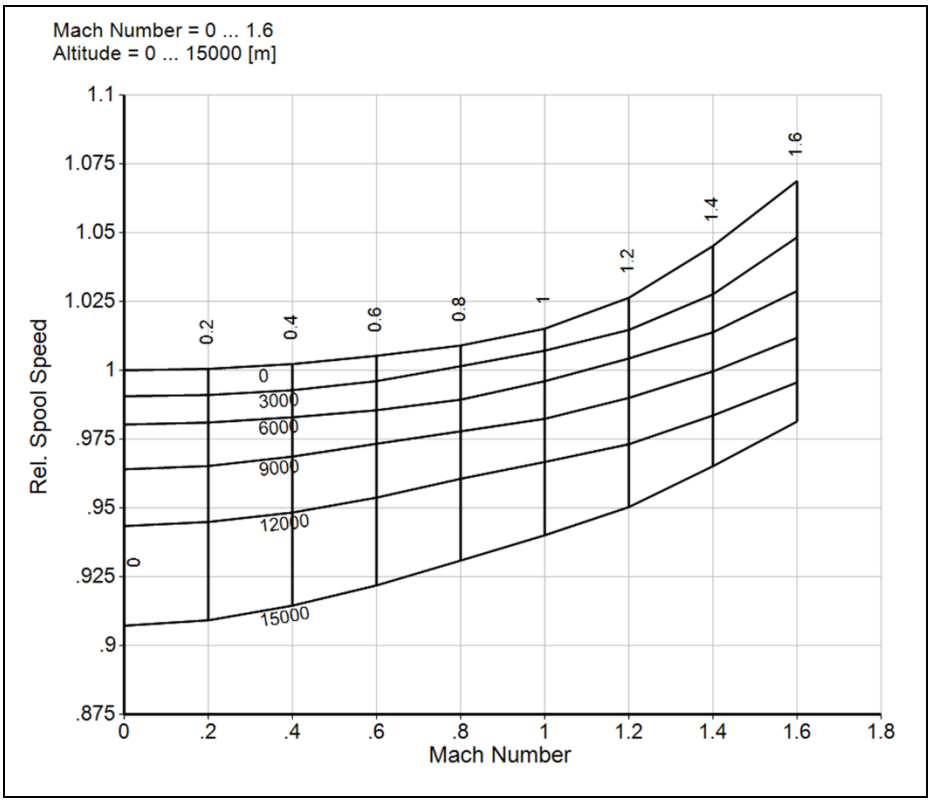
Şekil 4.7: Nihai motor Gasturb modeli sonuçları.

Gasturb programı hesap sonuçlarında motor itkisi 1650 N olarak hesaplanmıştır. Motorun deniz seviyesinden 15000 m irtifaya kadar 0 ile 1.6 Mach uçuş hızındaki performans hesaplamaları Gasturb programı ile hesaplatılmıştır. Aşağıda grafikler verilmiştir.



Şekil 4.8: Motor net itki performansı.

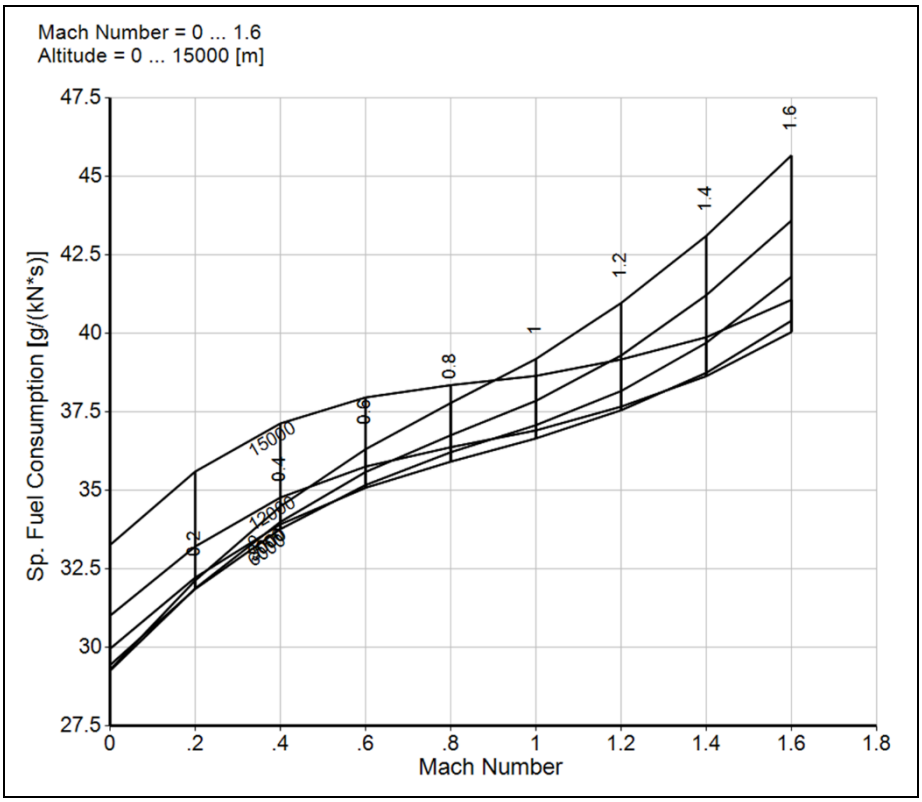
Motor itkisi artan uçuş hızı ile ilk olarak azalmaktadır. Artan uçuş ile artan giriş momentumu motorun itkisinden çıkarıldığı için uçuş arttıkça giriş momentumu motorun net itkisini azaltmaktadır. Uçuş hızı 0.4 Mach değerinden sonra motor girişinde ram etkisi ile artan toplam basınç girişteki yoğunluğu artırmaktadır. Motor girişinde artan hava yoğunluğu motorun kütlesel debisini artırmaktadır. Artan motor hava debisi de motorun itkisini artırmaktadır. Motor itkisinin irtifa ile olan ilişkisi daha basit ve tek yönlüdür. Uçuş irtifası arttıkça havanın basıncı azalır. Azalan hava basıncı hava yoğunluğunun azalması demektir. Hava yoğunluğunun azalması ile motor hava kütlesel debisi azalmaktadır. Azalan motor hava kütlesel debisi ile irtifa artıkça motor itkisi de azalmaktadır. Motor hava debisi itkinin doğrusal çarpımıdır.



Şekil 4.9: Motor dönüş hızı değişimi.

Jet motorları kompresör ve türbinin birlikte eşleştikleri noktada çalışırlar. Tasarım aşamasında kompresör ve türbin birbirini tamamlayacak sınır koşullarında eşleştirilir. Tasarım dışı noktalarda temelde eşleşen kompresör ve türbinin güç gereksinimleridir. Turbo motorlar kütlesel debiden bağımsız çalışırlar. Değişen sınır koşulları ile tasarlandıkları kütlesel debinin çok daha azında veya fazlasında sorunsuz çalışabilirler. Kompresör ve türbinin tasarlandıkları kanat açıları ve dönüş hızları bu bileşenlerden geçecek hacimsel debiyi belirler. Bu noktada motorların tasarım dışı noktalarda kütlesel debiden bağımsız hale getirilebilmesi için düzeltilmiş kütlesel debi kavramı kullanılır. Düzeltilmiş kütlesel debi kompresör ve türbinin girişinde kütlesel debinin basınç ile çarpılıp sıcaklığın karekökü ile bölünmesi sonucunda elde edilir. Böylece bileşenlerin sınır koşulları basınç ve sıcaklıktan bağımsız hale gelir. Düzeltilmiş kütlesel debi aslında hacimsel debinin muadilidir. Hacimsel debinin hesaplanması için gerekli olan yoğunluk bilgisi hesaplamayı zorlaştırmaktadır. Basınç ve sıcaklığın hacimsel debiye olan artırma ve azaltma etkisi düzeltilmiş kütlesel debiye aynı şekilde çarpan ve bölen olarak etki ettirilmiştir. Böylece hacimsel debideki aynı değişim karakteri düzeltilmiş kütlesel debiye yoğunluk bilgisi gerekmeksizin yansıtılmış olmaktadır. Motorun tasarım dışı

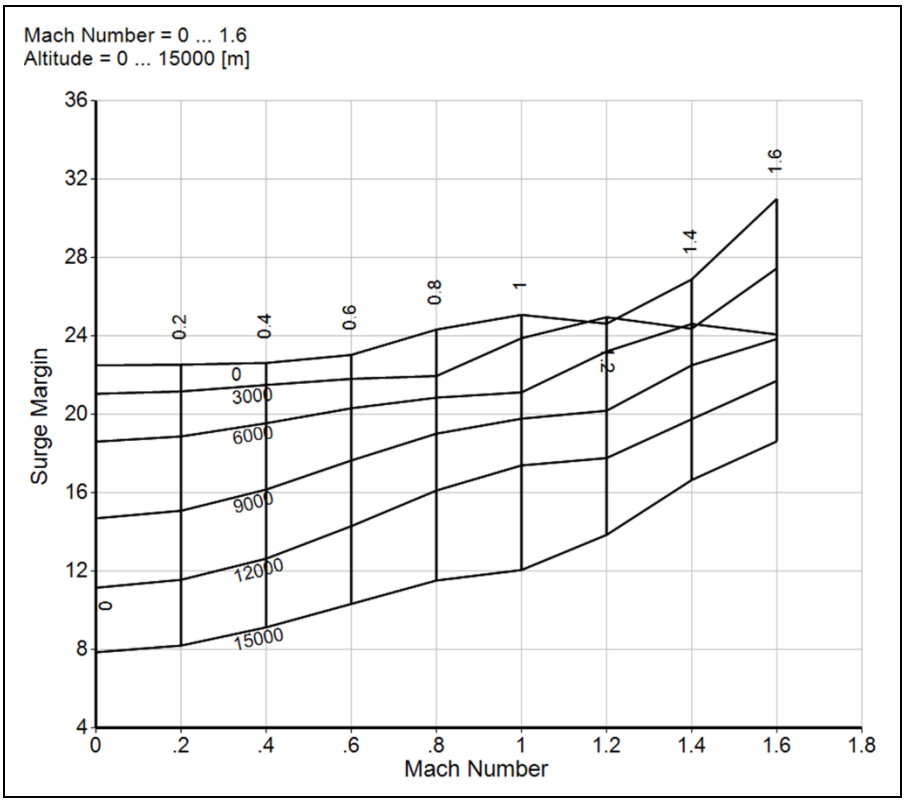
noktalarda da tasarlandığı noktadaki hacimsel debi veya düzeltilmiş kütlesel debi eşitliğini sağlaması gerekmektedir. Bu noktada kompresör ve türbinde bu eşitliğin sağlanabilmesi için ya motorun dönüş hızı ya da türbin giriş sıcaklığı değiştirilerek bu eşitlik sağlanır. Burada türbin giriş sıcaklığı sabit olduğu için değişen motor sınır koşullarında kompresör ve türbin eşleşmesi şaft hızının değişimi ile sağlanmıştır. Karakter olarak bakıldığında Şekil 4.9'da motorun dönüş hızı uçuş hızı ile arttığı irtifa ile azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.10: Motor özgül yakıt tüketimi performansı.

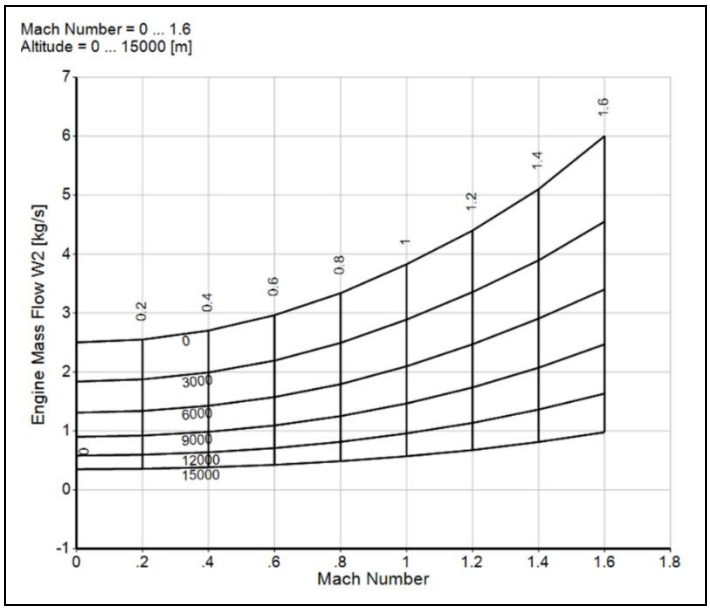
Motor özgül yakıt tüketimi tasarım noktası dışında sürekli artış gösterdiği görülmektedir. Burada hem uçuş hızı hem de irtifa ile motor özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Özgül yakıt tüketimi motorun net itkisi, basınç oranı ve yanma odası verimi ile direk ilişkilidir. Artan uçuş hızı ile motor bileşenlerinin basınç değerleri artsa da motor basınç oranı azalmaktadır. Azalan basınç oranı özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Ayrıca artan uçuş hızı ile giriş momentumu toplam itkiden çıkarıldığı için net itki azalmaktadır. Aynı seviyede net itki için daha fazla toplam itki üretilmesi gerekmektedir. Bu da daha fazla yakıt yakılması anlamına gelmektedir ve özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Artan irtifa ile motor kompresör çıkış sıcaklığı

azalmaktadır. Yanma odası giriş sıcaklığı azaldıkça yanma odası verimi azalmaktadır. Azalan yanma odası verimi özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Özgül yakıt tüketiminde baskın olan yapının irtifadan çok uçuş hızının olduğu görülmektedir.



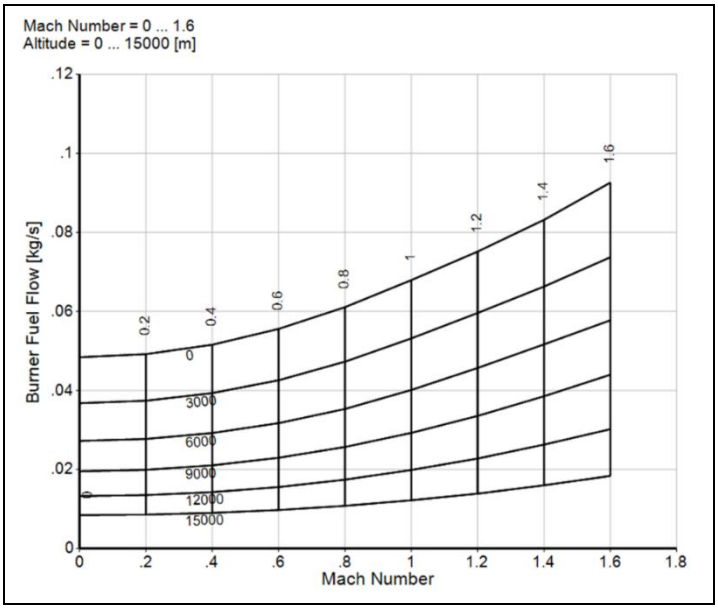
Şekil 4.11: Motor surge performansı.

Motor surge performans grafiği incelendiğinde motorun tam yükte geniş çalışma aralığında surge limitlerinin dışına çıkmadan çalıştığı görülmektedir. Surge marjini %8 ile %31 arasında değiştiği görülmektedir. Surge marjın genel kabul olarak %10-15 bandının altına inilmesi motorun güvenli çalışması açısından çok istenen bir durum değildir. Mevcut durumda %10 surge marjinin altında kalan yerler yüksek irtifada düşük seyir hızı bölgeleridir. Genel olarak uçuş fiziğinde platformlar ağırlıklarını taşıyabilmek için irtifada düşen yoğunluk sebebi ile daha yüksek hızda uçmaları gerekmektedir. Yani düşük hız yüksek irtifa platformlar için mümkün olmayan seyir sınır koşullarıdır. Motorların normal şartlar altında düşük hız ve yüksek irtifada çalıştırılma ihtiyacı oluşmamaktadır. Surge marjın olarak kompresör başarılı bir performans sergilemektedir.



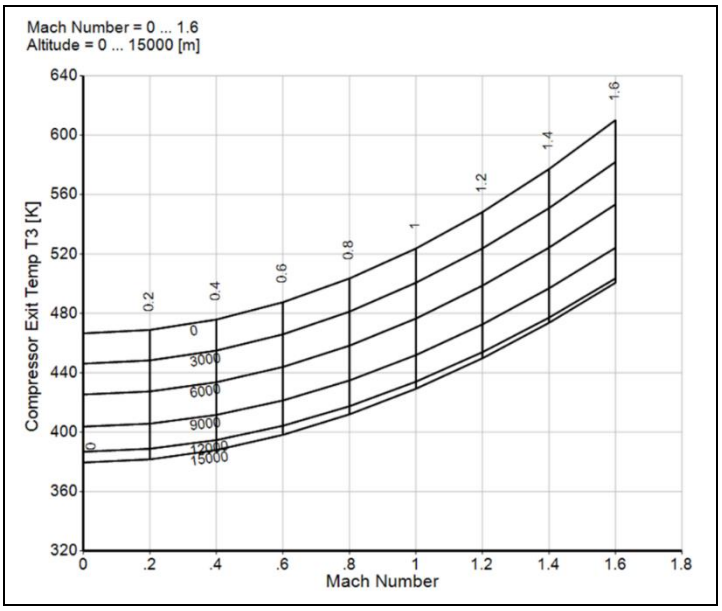
Şekil 4.12: Motor kütlesel debi değişimi.

Artan uçuş hızı ile artan giriş basıncı ve buna bağlı olarak artan yoğunluğun sonucunda motor hava kütlesel debisi artmaktadır. İrtifada ise tersi olarak azalan basınç neticesinde motor girişinde yoğunluğun azalması sonucu motorun hava kütlesel debisi azalmaktadır.



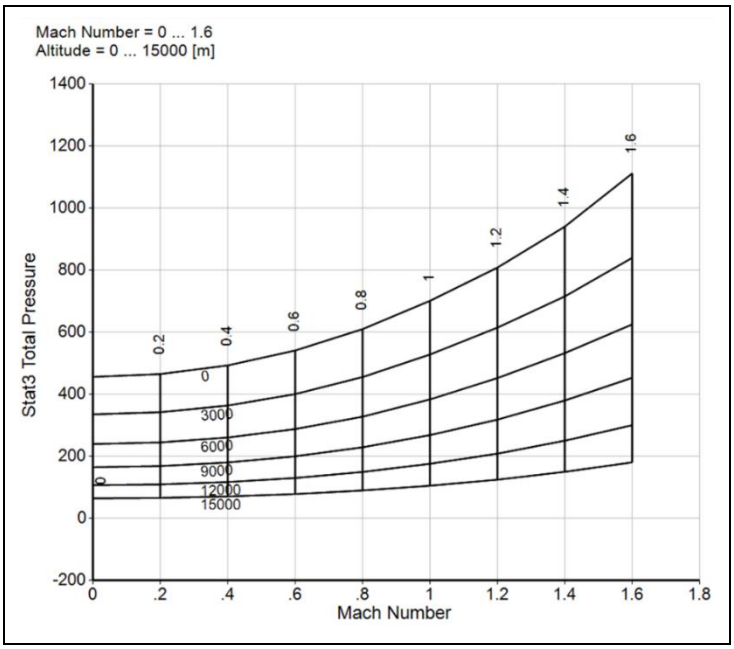
Şekil 4.13: Motor yakıt tüketimi değişimi.

Sabit yanma odası çıkış sıcaklığı için artan ve azalan motor hava debisi ile benzer şekilde yakıt debisi de doğru orantılı olarak artmakta ve azalmaktadır.



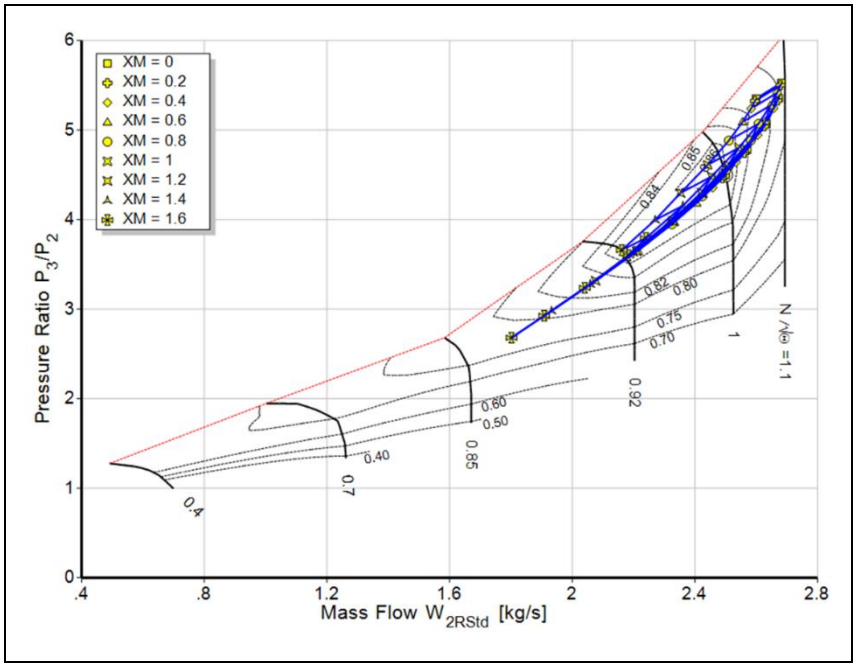
Şekil 4.14: Kompresör çıkış toplam sıcaklık değişimi.

Seyir hızı artışı ile motor girişinde toplam sıcaklığın artması sonucu kompresör çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Tersi durum olarak artan irtifa ile düşen motor giriş sıcaklığı sebebi ile kompresör çıkış sıcaklığı da düşmektedir.

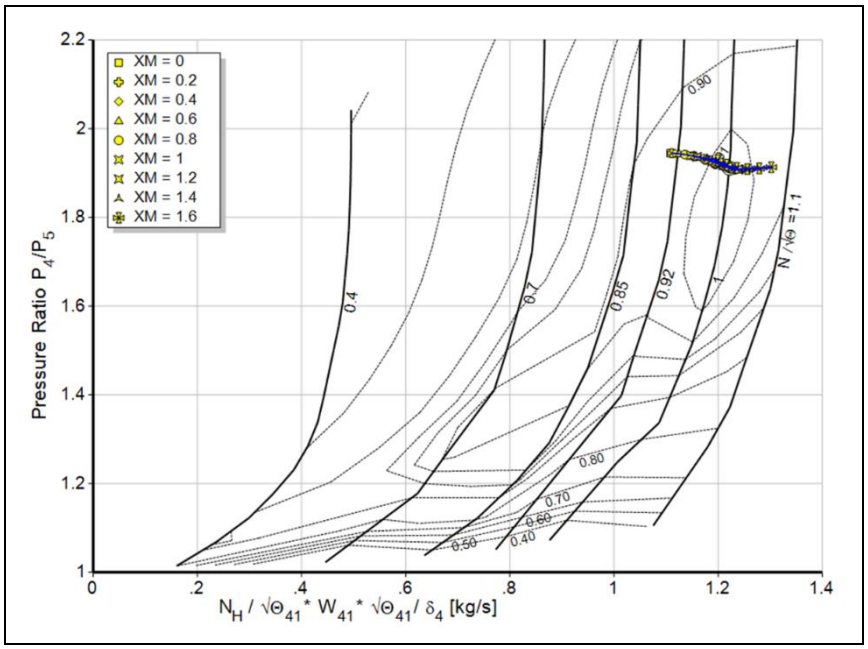


Şekil 4.15: Kompresör çıkış toplam basınç değişimi.

Kompresör çıkış toplam basıncı sıcaklık ile benzer şekilde basınçta artan hız ile artıp artan irtifa ile azalmaktadır.



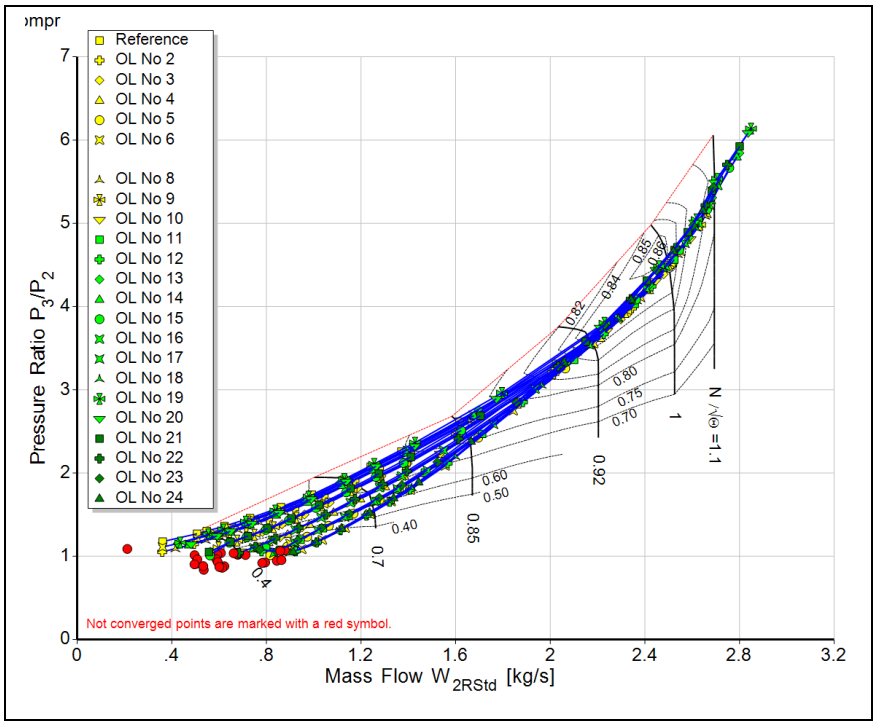
Şekil 4.16: Kompresör haritası çalışma noktaları.



Şekil 4.17: Türbin haritası çalışma noktaları.

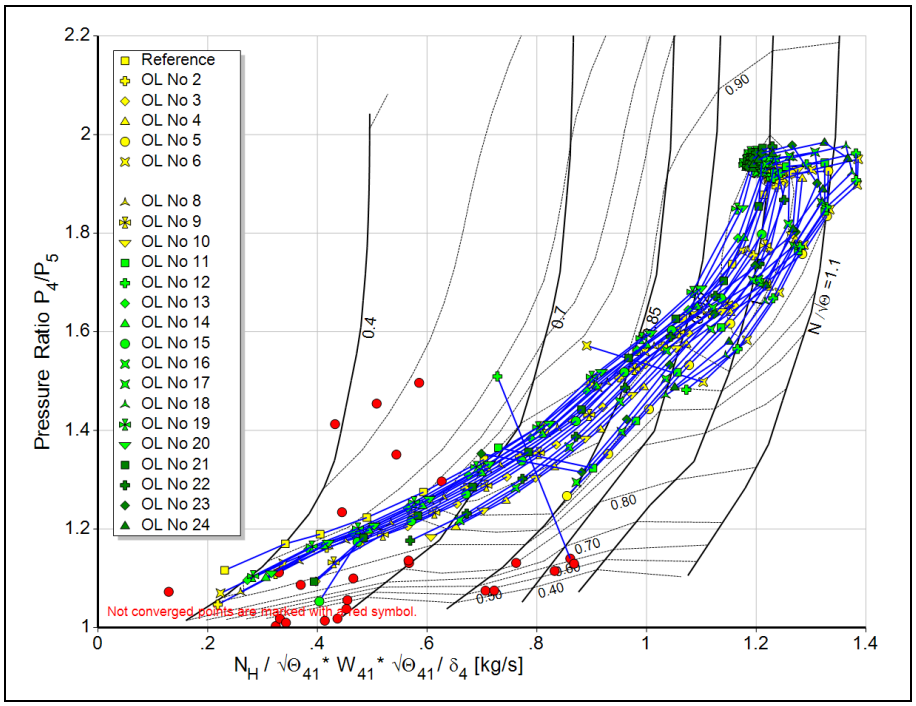
Motor tasarım dışı performans grafikleri incelendiğinde motorun deniz seviyesinden 15000 m irtifaya kadar 0 Mach uçuş hızından 1.6 Mach uçuş hızına kadar sorunsuz çalıştığı görülmektedir. Motor çalışma noktaları kompresör ve türbin haritalarında surge ve choke bölgelerine girmeden geniş marjin ile çalıştığı Şekil

4.16 ve Şekil 4.17'de görülmektedir. Performans hesapları sabit 900 °C türbin giriş sıcaklığı için yapılmıştır. Hesaplarda değişken olan parametre motor dönüş hızıdır. Motor dönüş hızının değişken olduğu durumda motor performansı en yüksek çıktıyı sağlamaktadır. Motor dönüş hızı artan uçuş hızı ile artmaktadır. Motor dönüş hızı limitlendiğinde türbin giriş sıcaklığı düşmekte ve performansta kayıp oluşturmaktadır. Motor dönüş hızı incelendiğinde en yüksek %107 değeri deniz seviyesi 1.6 Mach değerinde görülmektedir. Motor için muhtemel uygun platformun deniz seviyesinde yüksek ses altı, irtifada ses üstü hızda uçacağı göz önünde bulundurulur ise %103 dönüş hızlarına kadar motorun hızlanması gerekli motor performansını sağlayacaktır. Mekanik ön değerlendirme analizlerinde düşük gerilmeler görülmesi motorun dizayn hızının üzerinde çalışmasına gerilmelerin engel olmayacağını göstermektedir. Motor için bir diğer performans parametresi ise motorun operasyon hattı olarak tanımlanan motorun hızlanma performansıdır. Motorun durağan halden çalıştırma emri ile en yüksek dönüş hızına çıkana kadar olan bu operasyon hattı motorun başlatılabilme kabiliyet ve başlatma zarfını belirlemektedir. Motorun hangi şartlar altında başlatılabileceğini ve en düşük dönüş hızının ne kadar olabileceğini operasyon hattı performansı belirlemektedir. Motorlar tam hızda surge marjini olarak rahat çalışsalar da hızlanma durumlarında surge limitlerine takılıp özellikle kompresör haritasının dışına çıkma ihtimalleri yüksektir. Tam hıza ulaşamadan örneğin %70 dönüş hızında motorun surge marjininin dışına çıkması motorun başarısız olduğunu, çalışamayacağını göstermektedir. Tasarlanan motorlar için en kritik nokta motorun operasyon hattıdır. Tasarımı yapılan motorda kompresör stator kanatlarının sabit oluşu ve egzoz nozulunun sabit geometrili oluşu motorun operasyon hattına çalışırken müdahale edilemeyeceğini göstermektedir. Bu noktada tasarım uygun operasyon hattını sağlamaz ise tasarımın yenilenmesi veya dizayn noktasının değiştirilmesi gerekecektir. Operasyon hattının en tehlikeli durumu yani surge eğrisine en yakınlaşılan durum motorun statik durumu yani seyir hızının sıfır oluğu durumdur. Motor bu durumda surge düşmeden hızlanmasını tamamlar ise artan seyir hızlarında daha da rahat bir şekilde hızlanma performansı sergiler. Tasarımı yapılan motorun Gasturb programında operasyon hattı yani hızlanma durumu hesaplatılmış ve sorunsuz bir şekilde motorun tam hıza ulaşabildiği görülmüştür. Aşağıda Şekil 4.18'de motorun statik durumdan bir Mach seyir hızına kadar deniz seviyesinden 15000 metreye kadar olan kompresör operasyon hattı çizdirilmiştir.



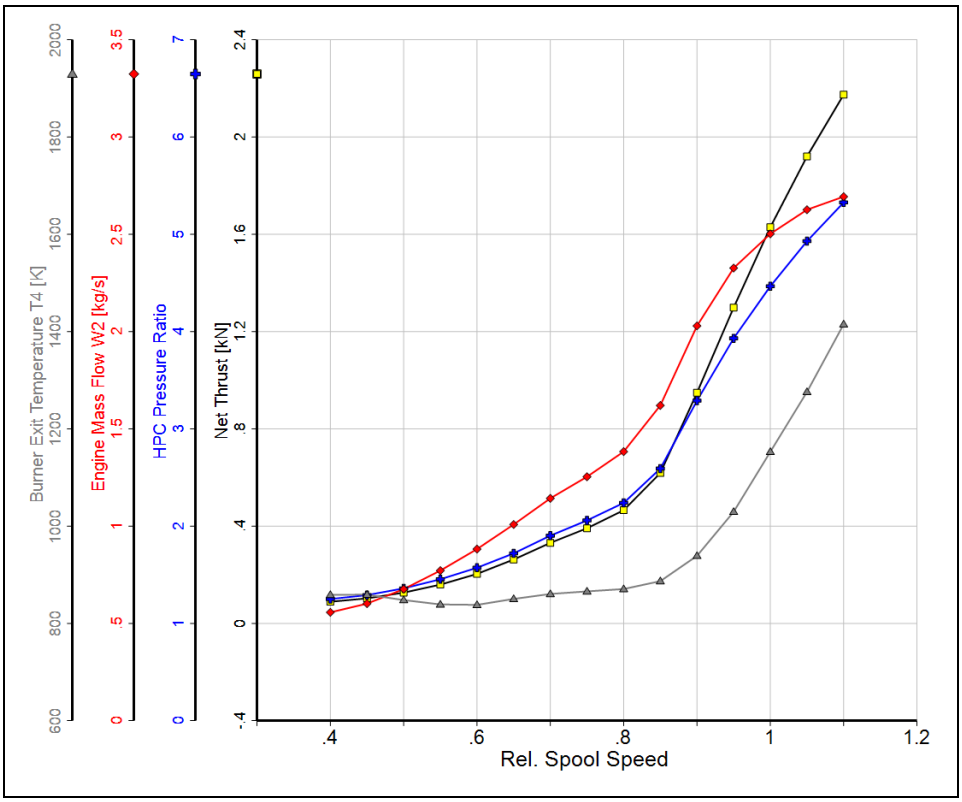
Şekil 4.18: Kompresör operasyon hattı ve noktaları.

Benzer olarak Şekil 4.19'da motorun statik durumdan bir Mach seyir hızına kadar deniz seviyesinden 15000 m'ye kadar olan türbin operasyon hattı çizdirilmiştir.



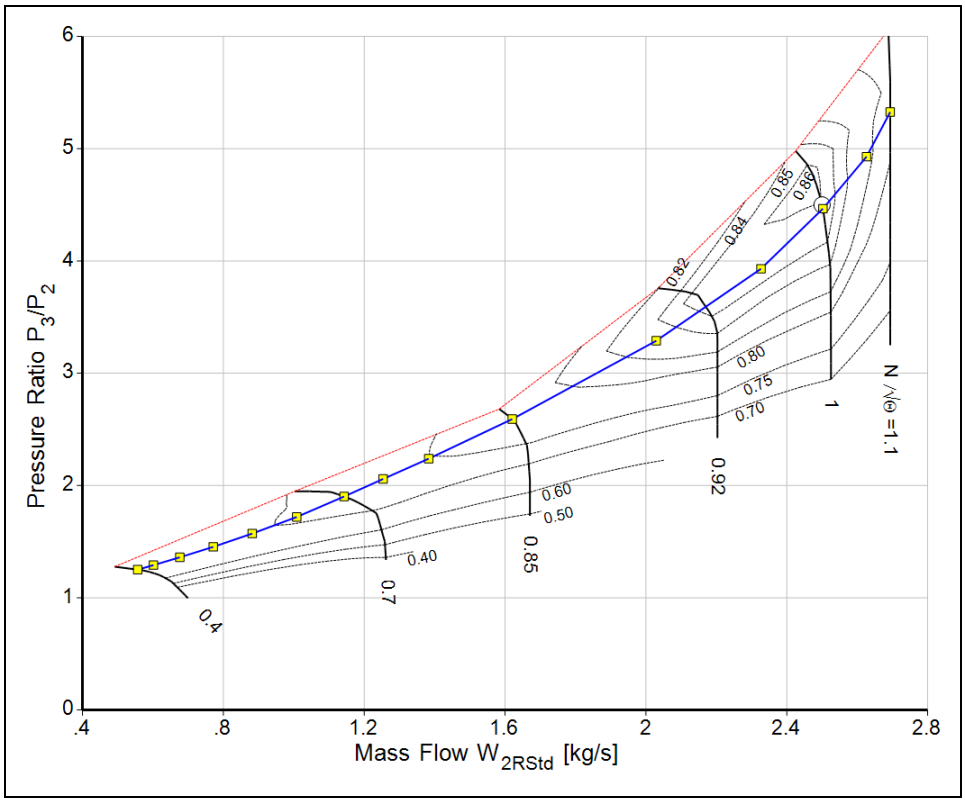
Şekil 4.19: Türbin operasyon hattı ve noktaları.

Motorun deniz seviyesinde hızlanma durumunda değişen şaft hızı ile itki, kütlesel debi, türbin giriş sıcaklığı ve kompresör basınç oranı değişimini gösteren grafik aşağıda Şekil 4.20'de verilmiştir. Kompresör operasyon hattı Şekil 4.21'de, türbin operasyon hattı Şekil 4.22'de verilmiştir.

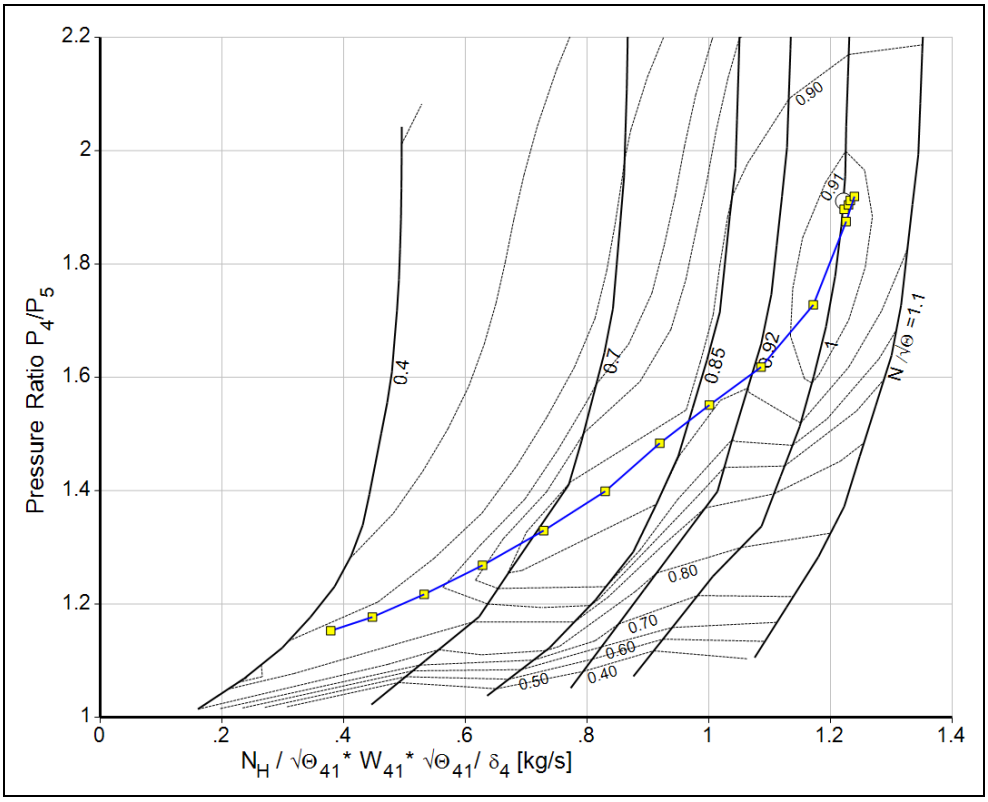


Şekil 4.20: Motor hızlanma verileri.

Motor deniz seviyesinde %110 dönüş hızında türbin giriş sıcaklığı 1400 °K değerine yükselip net itki çıktısı 2200 N olduğu görülmektedir. Mevcut tasarımda hiçbir değişikli yapmadan sadece türbin malzemesi değiştirilerek motordan 2000 N ve üzeri itki elde edilebilmesi mümkündür. Süpersonik platformlar için bu durum uygun görülmektedir.

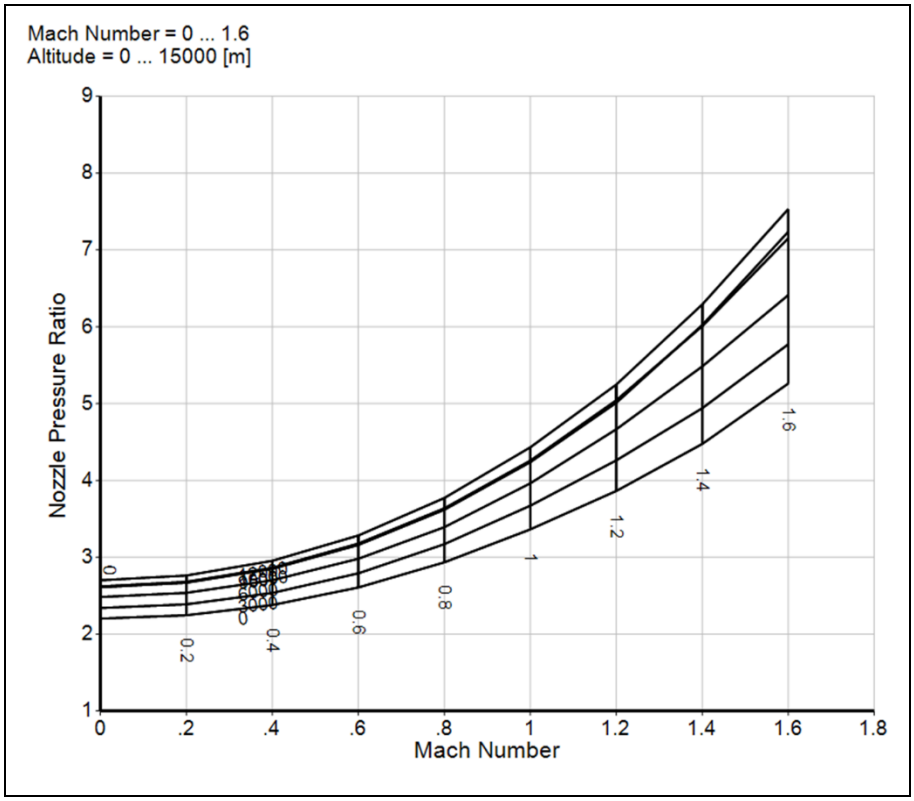


Şekil 4.21: Kompresör operasyon hattı.



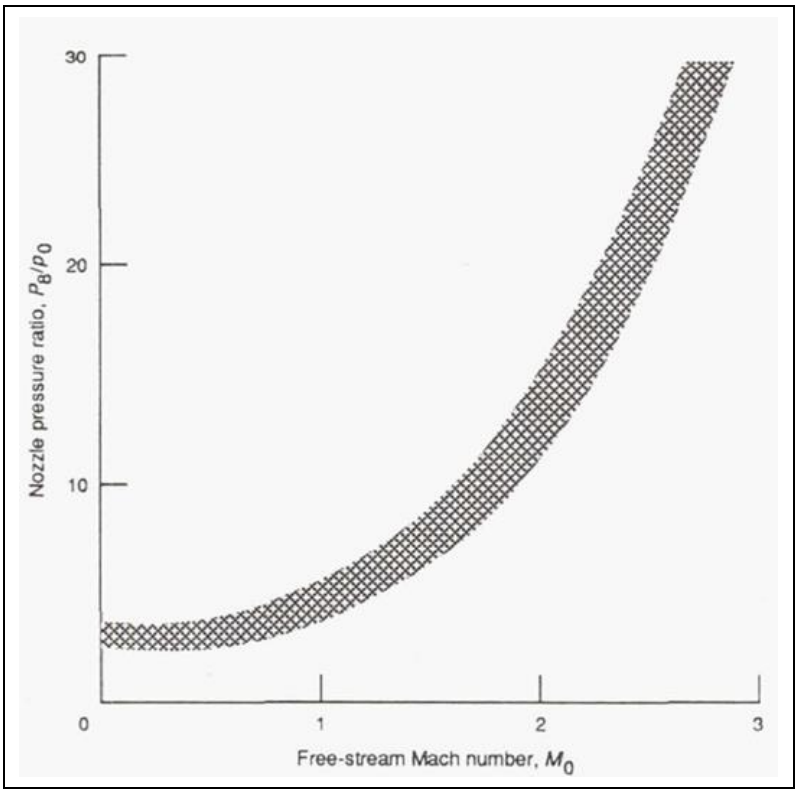
Şekil 4.22: Türbin operasyon hattı.

Tasarlanan motorun egzoz gaz çıkış hızı ve nozul basınç oranının ses üstü hız için uygunluğu kontrol edilmiştir. Aşağıda Şekil 4.23'de motorun değişen irtifa ve uçuş hızlarındaki nozul basınç oranı verilmiştir.



Şekil 4.23: Motor egzoz nozul basınç oranı.

Motorun nozul basınç oranı grafiği incelendiğinde artan uçuş hızı ile girişte artan toplam basınç neticesinde motorun tüm bileşenlerinin çalışma basınçları artmaktadır. Nozul basınç oranı da benzer şekilde artmaktadır. Genel olarak bakıldığında nozul basınç oranı tasarım noktasındaki 2.25 değerinden 1.6 Mach seyir uçuş hızı için 7.5 değerine kadar yükselmektedir. Motorların nozul basınç oranları ve seyir hızları arasındaki ilişkiyi veren grafiği aşağıda Şekil 4.24'de verilmiştir [38].

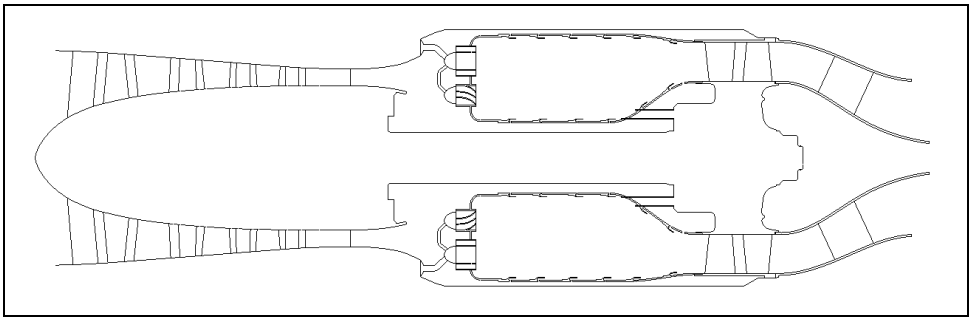


Şekil 4.24: Motorların nozul basınç oranı ve seyir hızı ilişkisi.

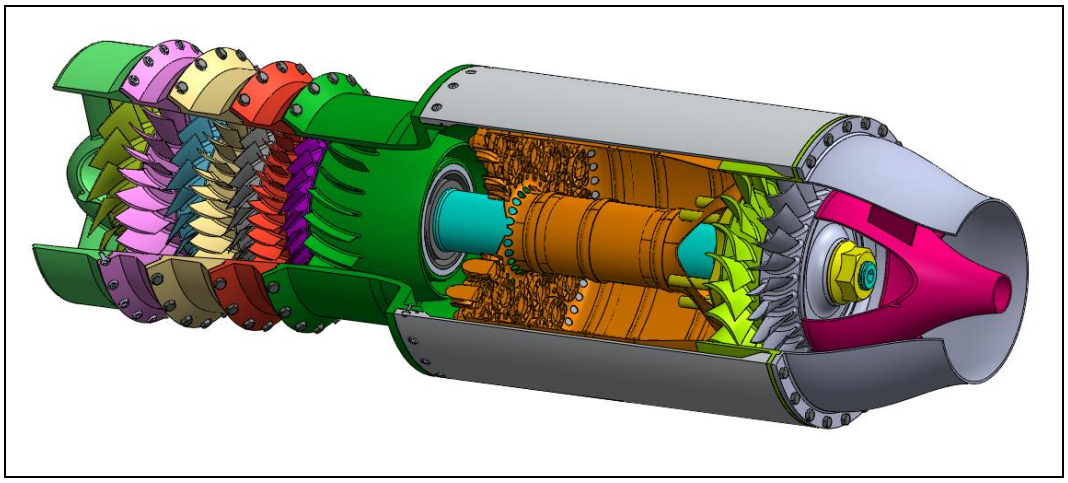
Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'teki grafikler birlikte değerlendirildiğinde tasarlanan motorun ses üstü hızlarda uçabilmesi için gerekli nozul basınç oranına sahip olduğu görülmektedir. Grafikler değerlendirildiğinde motor için hedeflenen 0.9-1.6 Mach seyir hızı için grafikler örtüşmektedir. Bu durum motorun ses üstü hızlar için uygun bir motor oluğunu göstermektedir. Motorun ses üstü hıza ulaşıp ulaşamaması motorunun yanı sıra motorun takıldığı platformun tasarımı ve sürükleme kuvveti ile de ilişkilidir. Ses üstü hızlarda motorun ürettiği itki kuvveti mertebesinde sürükleme kuvvetine sahip platformlar ile tasarlanan motor ses üstü hızlarda çalışabilir. Platform tipi ve seyir hızları kesinleşmesi durumunda motorun egzoz nozul verimi artırılması için daralan genişleyen tipte tekrardan tasarlanarak performans artışı sağlanması mümkündür. Bu aşamada platform ve seyir hızları kesin olarak belli olmadığı için ve seyir füzelerinin genel uygulamada daha çok yüksek ses altı uçtukları göz önünde bulundurulur ise daralan nozul tasarımı uygundur.

5. SONUÇLAR ve YORUMLAR

Tasarımının tamamı yazılan programlar ile yapılan tamamen özgün bir motor konsepti olarak detaylı aerodinamik tasarım tamamlanmıştır. Motor tasarım dışı noktalarda analiz edilerek performans hesaplamaları ile geniş çalışma aralığında sorunsuz çalıştığı gösterilmiştir. Motor ön aşama mekanik tasarım ve kontrollerden geçirilmiştir. Tasarım sonucu çıktı olan motorun genel olarak boyutlandırması yapılarak ağırlık bilgisinin hesaplanabilmesi için motor üç boyutlu katı modeli çizilmiştir. Motorun detay tasarımı yapılan aerodinamik yapının kesit geometrisi aşağıda Şekil 5.1'de verilmiştir. SAFRAN TR40 motorunun mekanik kesiti referans alınarak çizilen motorun 3 boyutlu modeli Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.1: Motor aerodinamik tasarım kesiti.



Şekil 5.2: Motor üç boyutlu modeli.

Aerodinamik tasarımı tamamlanan mekanik ön tasarımı yapılan motor çıktısının nihai detayları aşağıda Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1: Motor çıktısı teknik özellikleri.

İtki (N)	1657.93
Yakıt tüketimi (yağlama dahil) (g/s)	50
Özgül yakıt tüketimi (g/kNs)	30.16
Kütlesel debi (kg/s)	2.5
Basınç oranı	4.5
Kompresör verimi (%)	86.9
Kompresör gücü (kW)	447.43
Türbin verimi (%)	90.33
Türbin gücü (kW)	463.77
Mekanik verim (%)	97.5
Türbin giriş sıcaklığı (°C)	900
Şaft hızı (rpm)	53000
Çap (mm)	195
Boy (mm)	660
Ağırlık (aksesuarlar hariç) (kg)	18
İtki ağırlık oranı (N/kg)	92.1
Şaft alternatör gücü (kW)	5

Tasarımı yapılan motor ile aynı sınıfta bulunan TEI tarafından geliştirilen TJ300 motorunun kıyaslanması aşağıda Tablo 5.2'de verilmiştir.

Tablo 5.2: Tasarlanan motor ile TEI TJ300 motorunun kıyaslanması.

Kıyaslama Parametreleri	Tasarım Yapılan Motor	TEI TJ300
İtki (N)	1657.93	1300
Ağırlık (kg)	18 (aksesuarlar hariç)	34
Boy (mm)	660	450
Çap (mm)	195	224
Özgül Yakıt Tüketimi (g/kNs)	30.16	37.4
İtki ağırlık oranı (N/kg)	92.1	38.23

Çalışma kapsamında tasarlanan motor kendi ailesindeki en yakın rakibi olan TEI TJ300 ile kıyaslandığında motor boyu dışındaki parametreler açısından üstün olduğu görülmektedir. İleriye dönük yapılacak çalışmalar ile bu motorların daha da geliştirilerek yüksek performans sağlama potansiyelleri mevcuttur. Sahada aktif kullanımlarının yaygınlaşması ile bu tip motorların geliştirme faaliyetleri hız kazanarak çeşitlilikleri artacaktır. Geleneksel platformlara rakip olacak olan küçük ve etkili platformların motor ihtiyaçlarının yerli kaynaklardan sağlanması büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma içeriği ile küçük jet motoru tasarımında sonraki çalışmalara ışık tutacaktır.

KAYNAKLAR

[1] Wessley G. J. J., (2019), “Design and modeling of a micro turbojet engine for UAV propulsion”, International Jounal of Enginering and Advanced Techology, 8, 3.

[2] Dutczak J., (2016), “Micro turbine engines for drones propulsion”, IOP Conference Series: Materials Scince and Engineering, 148, Kraow, Poland, 22-23 September.

[3] Benini E., Giacometti S., (2007), “Design, manufacturing and operation of a small turbojet-engine for research purposes”, Applied Energy, 84, 1102-1116.

[4] Slaheldinn R., Mohammed E., (2019), “Design and analysis of annular combustion chamber for a micro turbojet engine”, Inernational Jurnal of Aerospace and Mechanica Engneering, 13, 4.

[5] Virdi P. S., Khan M. S., Pereira N., Suresh K. V., Rolvin S. D., (2017), “Design and fabrication of major components of turbojet engine”, Energy and Power, 7(5),130-135.

[6] Lefebvre A. H., Ballal D. R., (1999), “Gas Turbine Combustion”, Taylor & Francis.

[7] Topal A., Uslu S., Turan Ö., (2014), “ Hava parçalamalı yakıt-hava püskürtücülü gaz türbini yanma odası tasarım metodolojisi”, 5. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, 039, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, TÜRKİYE, 8-10 Eylül.

[8] Moodly R., (2012), “Design and Evaluation of a Singel Stage Axial Flow Turbine Rotor for a Micro Turbojet Engine”, MSc Thesis, University of Johannesbrg.

[9] Basson J. G. T., (2014), “Design metodology of an axial-flow türbine for a micro jet engine”, MSc Thesis, Stellenbosch University.

[10] Oppong F., (2016), “Gas Türbine Performance Evaluation”, MSc Thesis, Stellenbocsch University.

[11] Madarasz L., Andoga R., Fozo L., Judicak J., Gaspar V., (2012), “Expansion of working envelope of a small turbojet engine MPM-20”, 13th International Symposium on Computational Intelligence and Informaticcs”, 978-1-4673-5206-2, Budapest, HUNGARY, 20-22 November.

[12] Czarnecki M., (2013), “Mass model of mıcrogasturbıne sıngle spool turbojet engine”, Journal of KONES Powertrain and Transport, 20, 1.

[13] İçke R. Ö., Tunçer O., (2016), “Bir mikro turbojet motorun ters mühendislik ile incelenmesi”, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 18, 3.

[14] Kang Y. S., Park T. C., Hwang O. S., Yang S. S., (2011), “Multı stage axıal compressor design and performance evaluatıon”, Proceeding of the ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference, 66907, Hamamatsu, Shizuoka, JAPAN, 24-29 July.

[15] Rideau J. F., Guyader G., Cloarec A., (2008), “Microturbo families of turbojet engine for missiles and UAV’s from the TR60 to the new bypass turbojet engine generation”, 44th AIAA/ASME/SEA/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 4590, Hartford, CT, 21-23 July.

[16] Cevik M., Uzol M., (2011), “Design optimization of a mixed-flow compressor impeller for a small turbojet engine”, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 83, 3, 127-137.

[17] Walter S., Starkey R. P., (2012), “GOJETT: A supersonıic unmanned aerial flight system”, 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Froum and Aerospace Exposition, 0022, Tennesse, 09-12 January.

[18] Ballı Ö., (2019), “Ekserji analizi metoduyla füzelerin ve insansız hava araçları (UAV) tasarlanmış bir turbojet motorun maksimum çalışma performansının doğrulanması”, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 35, 1.

[19] Kyprianidis K. G., (2011), “Future aero engine designs: An evolving vision”. In: Ernesto B., Advances in Gas Turbine Technology, IntechOpen

[20] Klapproth J. F., (1954), “General consideration of Mach number effects on compressor blade design”, Technical Report No: NACA RM E53123a, National Advisory Committee, Washington, USA.

[21] Aungier R. H., (2003), “Axial flow compressor”, ASME press.

[22] Chima R. V., (1991), “Viscous three-dimensional calculation of transonic fan performance”, 77th Symposium of the Propulsion and Energetics Panel entitled CFD Techniques for Propulsion Applications, 69258, San Antonio, Texas, USA, 27-31 May.

[23] Web 1, (2021), https://en.wikipedia.org/wiki/7075_aluminium_alloy, (Erişim Tarihi: 29.05.2021).

[24] Tello P. G., CaMacho F., Vicaria J. M., Gonzalez P. A., (2008), “A modified Nukiyama-Tanasawa distribution function and a Rosin-Rammler model fort he particle-size-distribution analysis”, Power Technology, 186, 278-281.

[25] Rosin P., Rammler E., (1933), “The laws governing the finencess of powdered coal”, Journal of the Institute of Fuel, 7, 31, 29-36.

[26] Rolls Royce., (1996), “The Jet Engine”, 5th Edition, Rolls-Royce plc.

[27] Walsh P. P., Fletcher P., (2004), “Gas Turbine Performance”, 2nd Edition Blackwell.

[28] Modak M. J. W., (1985), “Combustor design, In: Saywer., J.W., “Gas Turbine Engineering Handbook”, Gas Turbine Publications.

[29] Conrado A. C., Lacava P.T., Filgo A. C. P., Sanches M. D. S., (2004), “Basic design principle for gas türbine combustor”, 10th Brazillian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Rio de Jeneiro, Brazil, 29 November.

[30] Knight M. A., Walker R. B., (1957), “The component pressure losses in combustion chambers”, Aeronautical Research Council R and M, 2987, UK.

[31] Beer J. M., Chinger N. A., (1972), “Combustion aerodynamics”, Applied Science, London, UK.

[32] Sullivan D. A., (1975), “Gas turbine combustor analysis”, ASME Eng. Power., 97(4), 610-618.

[33] Kaddah K. S. M. I., (1964), “Discharge Coefficents and Jet Deflection Angles for Combustor Liner Air Entry Holes”, MSc Thesis, Cranfield College Of Aeronautics .

[34] Fletcher R. S., Bastress E. K., (1964), “The design and performance of gas turbine combustion chambers”, Technical Report No: 1082, Northern Research and Engineering Corporation, USA.

[35] Schlein B., (1985), “Gas turbine combustion efficiency”, International Gas Turbine Symposium and Exposition, Beijing, 721, CHINA, 1-7 September.

[36] Aungier R. H., (2006), “Turbine aerodynamics”, ASME press.

[37] Web 2, (2021), https://nickelinstitute.org/media/2487/alloys-713c_337.pdf, (Erişim Tarihi: 29.05.2021).

[38] Stitt L. E., (1990), “Exhaust nozzules for propulsion systems with emphasis onsupersonic cruise aircraft”, Technical Report No: 1235, NASA Lewis Research Center Group, Cleveland, Ohio, USA.

[39] Straight D. M., Cullom R. R., (1982), “Performance of a 2D-CD nonaxisymmetric exhaust nozzle an a turbojet engine at altitude”, Technical Report No: 82881, NASA Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, USA.

[40] Web 3, (2021), www.aerospaceweb.org/question/propulsion/q0224.shtml, (Erişim Tarihi: 29.05.2021).

ÖZGEÇMİŞ

Önder YILMAZ, 2009 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı Mühendisliği bölümünden mezun olduktan sonra, 2010 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde Gemi Makineleri Vardiya Mühendisliği eğitimini aldı ve 5 yıl ticari gemilerde uzakyol vardiya mühendisi olarak çalıştı. 2015 yılında uzakyol ikinci mühendis yeterliliğine hak kazandı ve gemilerde çalışmayı bıraktı. 2016 yılında İdealab Arge İnovasyon Mühendislik A.Ş. şirketinde aerodinamik tasarım ve HAD analiz mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2018 yılında Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2016 yılından itibaren İdealab ARGE Mühendislik şirketinde çalışmaktadır.

EKLER

Ek A: Tez Çalışması Kapsamında Yapılan Yayınlar

Yılmaz Ö., Ünverdi S. Ö., (2021), “Bir turbojet motorun aerodinamik tasarımı”, 5. GTÜ Lisansüstü araştırmalar sempozyumu, İstanbul, TÜRKİYE, 10-11 Haziran.