



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



İHA'LARDA İTKİ İÇİN KULLANILAN MİKRO
TURBOJET MOTORLARIN HAVA KOMPRESÖRÜNÜN
TERMODİNAMİK ANALİZİ
Ali İSMAYİLLİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Havacılık ve Uzay Bilimleri Anabilim Dalı

EYLÜL-2023

KONYA

Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Ali İSMAYİLLİ tarafından hazırlanan “İHA ‘larda itki için kullanılan mikro turbojet motorun hava kompresörünün termodinamik analizi” adlı tez çalışması 11/09/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Uçak Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman

Doç. Dr. Mahmut Sami BÜKER

.....

Üye

Prof. Dr. Mesut UYANER

.....

Üye

Doç. Dr. Muhammet Hüseyin ÇETİN

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 02/06/2023 gün ve 349911 sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Şerife Yurdagül KUMCU

FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza:

ALİ İSMAYİLLİ

Tarih: 11.09.2023

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İHA'LARDA İTKİ İÇİN KULLANILAN MİKRO TURBOJET MOTORLARIN HAVA KOMPRESÖRÜNÜN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ALİ İSMAYİLLİ

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Havacılık ve Uzay Bilimleri
UÇAK MÜHENDİSLİĞİ YÜKSEK LİSANS DERECESİ

Danışman: Doç. Dr. Mahmut Sami BÜKER

Eylül 2023, 63 Sayfa

Jüri

Doç. Dr. Mahmut Sami BÜKER

Prof. Dr. Mesut UYANER

Doç. Dr. Muhammet Hüseyin ÇETİN

Mikro turbojet motorlar, modern havacılık ve havacılık endüstrisi için önemli bir ilgi odağı haline gelmiştir. Bu motorların performansını ve verimliliğini artırmak, daha etkili ve sürdürülebilir hava taşıtlarının geliştirilmesine katkı sağlamaktadır. Bu bağlamda, radyal hava kompresörlerinin tasarımı ve analizi, motorun verimliliği ve performansı üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Bu tez çalışmasının temel amacı, mikro turbojet motorunun radyal hava kompresörünün performansını termodinamik analizler yoluyla incelemek ve değerlendirmektir. Bu analizler sayesinde, üç farklı kompresör modelinin, farklı devir hızlarında (45500 rpm, 55500 rpm ve 65500 rpm) belirli şartlar altında nasıl çalıştığı incelenmiştir. 12 adet kanat sayısı ve üç farklı tam kanat profiline sahip radyal kompresör modeli tasarlanmış, analizler sonucunda en iyi performansı veren modeller belirlenmiştir. CFD analizleri, hava akışının iç yapısını, basınç dağılımlarını ve hız profillerini ayrıntılı bir şekilde incelemeyi sağlayarak kompresörlerin performansını anlamaya yardımcı olmuştur. Daha sonra, yapılan sistemlere enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Enerji verimlilikleri her üç kompresör için sırasıyla %94.29, %94.44 ve %94.68; ekserji verimlilik değerleri ise sırasıyla %79.25, %86.02 ve %81.70 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak bu çalışma, mikro turbojet motorlarının radyal hava kompresörlerinin performansını anlamak ve optimize etmek için bir ön analiz sunmaktadır. Elde edilen veriler, motor tasarımlarının geliştirilmesi ve havacılık endüstrisinde daha etkili çözümlerin bulunması için bir kaynak oluşturabilecektir.

Anahtar kelimeler: İHA, mikro turbojet, hava kompresörü, termodinamik analiz.

ABSTRACT

MS THESIS

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF AN AIR COMPRESSOR OF MICRO TURBOJET ENGINES USED FOR PROPULSION IN UAVs

ALI ISMAYILLI

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY

MASTER'S DEGREE IN AIRCRAFT ENGINEERING

Advisor: Assoc. Prof. Mahmut Sami BÜKER

September 2023, Pages 63

Jury

Assoc. Dr. Mahmut Sami BÜKER

Prof. Dr. Mesut UYANER

Assoc. Dr. Muhammet Hüseyin ÇETİN

Micro turbojet engines have drawn significant attention in the modern aviation and aerospace industry. Enhancing the performance and efficiency of these engines contributes to the development of more effective and sustainable air vehicles. In this context, the design and analysis of radial air compressors play a pivotal role in the efficiency and performance of such engines. The primary objective of this study is to investigate and evaluate the performance of the radial air compressor of a micro turbojet engine through thermodynamic analysis. Through these analyses, the operation of three different compressor models at varying rotational speeds (45500 rpm, 55500 rpm, and 65500 rpm) under specific conditions has been examined. The CFD analyses have enabled a comprehensive understanding of the internal flow structure, pressure distribution, and velocity profiles, thereby aiding in the comprehension of compressor performance. Subsequently, the acquired CFD data have been utilized in energy and exergy analyses. The energy efficiencies for the three compressors were calculated as %94.29, %94.44, and %94.68, respectively, while the exergy efficiency values were found to be %79.25, %86.02, and %81.70, respectively. In conclusion, this study provides a preliminary analysis for comprehending and optimizing the performance of radial air compressors in micro turbojet engines. The obtained data can serve as a resource for advancing engine designs and discovering more efficient solutions within the aviation industry.

Keywords: UAV vehicles, Thermodynamic, Micro Turbojet Engines, Compressor

ÖNSÖZ

Bu çalışmada beni yönlendiren ve değerli bilgileri ile bana yardımcı olan Danışman Hocam Doç. Dr. Mahmut Sami BÜKER 'e ve Altan ONGUN Hocama derin teşekkürlerimi bildiririm.

Her zaman yanımda olan Anneme ve Babama sonsuz teşekkürlerimi sunmak istiyorum. Sabır, anlayış ve sevginizle bu tez çalışmasını tamamlamama yardımcı oldunuz.

Saygılarımla.

ALİ İSMAYİLLİ
KONYA - 2023

İÇİNDEKİLER

SİMGELER VE KISALTMALAR	vi
GİRİŞ	1
2. İHA’LARDA KULLANILAN MİKRO TURBOJET MOTORLAR VE BİLEŞENLERİ	6
2.1. İHA’larda Mikro Turbojet Motorları	6
2.2. Mikro Turbojet Motorları	7
2.2.1. Teknik Yapıları ve Genel Bileşenleri	9
2.3. Radyal Kompresörler.....	12
2.3.1. Kompresör Girişi.....	15
2.3.2. Kompresör Pervanesi.....	15
3. MATERYAL VE YÖNTEM	18
3.1. Kompresör Termodinamiği	18
3.2. Kompresör için Termodinamiğin Birinci Yasası.....	18
3.3.1. Hava Kompresörü için Brayton Çevrimi	20
3.4. Enerji Analizi.....	22
3.5. Ekserji Analizi	24
3.6. Navier - Stokes denklemleri	25
3.7. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)	26
4. CFD ANALİZLERİ VE SİSTEME UYGULANAN ENERJİ - EKSERJİ SONUÇLARI	28
4.1. CFD analizleri.....	28
4.1.2. Ön işleme (Blade Design).....	29
4.1.3. Ağ kurulumu (Turbogrid)	31
4.2. CFD Sonuçları	33
4.2.1. 45.500 rpm devir hızında CFD analiz sonuçları	33
4.2.2. 55.500 RPM	38
4.2.3. 65.500 RPM	41
4.3. Sisteme uygulanan enerji - ekserji sonuçları	44

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	48
6. KAYNAKLAR.....	51



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

E	Enerji (kW)
Ex	Ekserji (kW)
P	Basınç (kN)
H	Entalpi (kJ kg^{-1})
S	Entropi ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
\dot{m}	Kütle akışı (kg s^{-1})
R	Gaz sabiti ($\text{kJ mol}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T	Sıcaklık (K)
Q	Transfer edilen ısı (kJ)

Yunan harfleri

Λ	Düzeltilme faktörü
η	Verimlilik
ρ	Yoğunluk
α	Isıl Genleşme Katsayısı

Kısaltmalar

İHA	İnsansız Hava Aracı
CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
Tt	Total Temperature
Pr	Pressure Ratio
Rpm	Revolutions per minute

GİRİŞ

Günümüzde küçük gaz türbinli motorlar havacılıkta yaygın olarak kullanılmaktadır. Turbojet ve turbofan motorlar şeklindeki gaz türbinleri, hem yüksek irtifalarda uçuş hem de yüksek hızlarda yeterli itme gücü sağlama özelliklerine sahiptirler. Turbojetler, havacılık endüstrisinde yaygın olarak kullanılan hava gücüyle çalışan jet motorlarıdır. Temelde itme üreten nozüllere sahip gaz türbinleridir ve uygulamalar arasında pek çok farklılık olsa da genel bir perspektiften bakıldığında temel unsurları; hava giriş kısmı, kompresör, yanma odası ve türbin olarak sıralanmaktadır.

Bir hava aracının en önemli bileşenlerinden biri olan motor seçimi, uçağın performansını önemli ölçüde etkilemektedir. İHA'larda kullanılacak motor tipleri, kullanım amaçlarına ve büyüklüklerine göre değişiklik göstermektedir. Mikro İHA'lar çok küçük oldukları için elektrik motorundan başka motor kullanmak mümkün değildir. İHA'nın menzili arttıkça daha fazla itki gerekmektedir ve bu nedenle bu itkiyi sağlayabilecek bir motor tercih edilmektedir. Mini ve orta menzilli İHA'lar için pistonlu motorlar yaygın olarak kullanılırken, mini, orta ve uzun menzilli İHA'lar için turbopropeller ve turbojet motorlar kullanılmaktadır (Solum, 2018).

Bir motor tasarımında kullanılan yardımcı elemanlarla beraber bu elemanların her birinin istenilen tasarım kriterleri doğrultusunda doğru bir şekilde tasarlanması ve üretilmesi, gerek motor performansı, gerek motorun mekanik dayanımı, gerekse motorun ömrü açısından hayati önem taşımaktadır.

1.1. Tezin Amacı ve İçeriği

Bu tez çalışması, mikro turbojet motorlarının önemli bir bileşeni olan radyal hava kompresörlerinin performansını değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Tez, ilk olarak mikro turbojet motorunun genel yapısı ve bileşenleri hakkında bilgiler sunmaktadır. Ardından, termodinamik terimler ve kavramlar üzerinde odaklanılarak, çalışmanın temel termodinamik prensiplerini ele almaktadır.

Tez çalışması kapsamında, radyal kompresör çarkı için CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler ANSYS Workbench platformunda yapılmış ve bu süreçte Vista CCD, BladeGen, TurboGrid ve CFX araçları kullanılarak analizler titiz bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu adımlar, kompresör tasarımının analizini kapsamlı bir şekilde ele alarak, bu tez çalışmasının temelini oluşturmaktadır.

4. bölümde analizler sonucunda elde edilen statik ve toplam basınç, sıcaklık, entalpi, entropi, Mach sayıları, kütle akış hızı, giriş çıkış basınç oranları ve çıkış hızları ele alınarak

enerji ve geleneksel ekserji analizleri uygulanmıştır. Bu tez çalışması, mikro turbojet motorlarının radyal hava kompresörlerinin performansını anlamak ve optimize etmek için kapsamlı bir yaklaşım sunmaktadır.

1.2. Literatür araştırması

Geçmişten günümüze gaz türbinli motorların performanslarını iyileştirmek için birçok çalışma yapılmıştır.

Turan (2012), 229,5 K ve 30,73 kPa basınç ortamında kerosenle çalışan küçük bir İHA motoruna ekserji analizi uygulayarak bazı tasarım parametrelerinin etkisini görmeye çalışmıştır. Buna göre kompresörün sıkıştırma oranı arttıkça kompresörün ekserji veriminin de arttığını belirtmiştir. Kompresörün sıkıştırma oranı 2'ye ulaştığında, ekserji veriminde %82.87'lik artış gözlenirken, sıkıştırma oranı 7'ye çıktığında ise ekserji verimi %86.83'e yükselmiştir.

Eren (2020) tarafından yapılan yüksek lisans tezi çalışmasında "İHA'lar için kullanılacak olan bir turbojet motorun termodinamik analizi" gerçekleştirilmiştir ve deniz seviyesinde kullanılacak 10.24 kN itki gücüne sahip bir İHA turbojet motorunun termodinamik çevrim analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, motorun kompresör, yanma odası ve türbin bölgelerindeki ekserji analizleri yapılarak performans değişimleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, deniz seviyesinde çalışan motorun kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz için ekserji değerleri sırasıyla 252.97 kJ/kg, 1064.4E6 kJ/kg, 691.65 kJ/kg ve 689.98 kJ/kg olarak hesaplanmıştır. Kompresörün ekserji verimliliği % 99.9 iken, türbin ve egzozun ekserji verimleri sırasıyla % 99.5 ve % 99.6 olarak bulunmuştur. Yanma odasının ekserji verimliliği ise % 65 olarak tespit edilmiştir. İzentropik verimler yanma odasında 0.99, kompresör ve türbinde ise sırasıyla 0.85 ve 0.89 olarak gerçekleşmiştir. Politropik verim ise kompresör ve türbinin her ikisinde de 0.88 olarak görülmüştür. Kütleli debinin en yüksek olduğu bileşenler türbin ve egzoz olup, sıcaklık yanma odasında 1525 K'ye, basınç ise kompresörde 802.4 kPa'ya ulaşmıştır.

Koray (2021), yapmış olduğu tez çalışmasında radyal bir kompresör için CFD analizleri gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışma sonucunda akış şemaları incelenmiş, gözlenen hız değerlerinin hesaplanan hız değerleri ile örtüştüğü tespit edilmiştir. Mach sayısı 3 boyutlu olarak analiz edilmiş

ve bıçaktan bıçağa tasarımla ilgili herhangi bir sorun tespit edilmemiş, tasarlanan radyal kompresörün akış analizi sayesinde olumlu ve olumsuz yönleri gözlemlenmiştir.

Doğan (2017) yapmış olduğu çalışmada, ara soğutmalı dört kademeli pistonlu kompresörün performansını incelemiştir. Çalışmada enerji ve ekserji analizleri yapılırken kompresör ve soğutma sisteminden kaynaklanan tersinmezlikler, termodinamiğin ikinci yasasının ifadelerinden yola çıkılarak hesaplanmıştır. Kompresör verimliliği; izentropik, politropik ve izotermal durum değişimleri simülasyon ile hesaplanmış ve CNG ile havanın aynı kompresörde sıkıştırılması durumu için karşılaştırma yapılmıştır.

Talha (2021), yapmış olduğu yüksek lisans çalışmasında “Turbojet motoru kompresör çarkının yapısal analizi”ni gerçekleştirmiştir. Geometrik optimizasyon sonucunda elde edilen optimum çark geometrisinin termomekanik analiz aşamaları “maksimum sürekli motor devri” ve “aşırı motor devri” durumları için detaylandırılmıştır. Daha sonra kompresör çarkının çalışması sırasında herhangi bir dinamik kararsızlık sergilememesi için titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında son olarak kompresör çarkının yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Ethel ve Rosen (2015), deniz seviyesinde ve 15.000 metre yükseklikte 288.15 K ortam sıcaklığında ve 101.33 kPa ortam basıncında kerosen yakıtlı bir turbojet motoruna ekserji analizi uygulamış ve motor veriminin artan yükseklikle azaldığını bulmuşlardır. Deniz seviyesinde genel rasyonel motor veriminin 0,1686 olduğunu, ancak 15.000 metrede motor verimliliğinin 0,1536'ya düştüğünü belirtmişlerdir.

Balli ve ark. (2019) deniz seviyesinde ve 11.000 metre yükseklikte 298 K ve 101.3 kPa da bir Jet A-1 turbojetinin ekserji ve ekserjeoekonomik analizini gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, hava kompresörü, yanma odası, gaz türbini, egzoz gazları ve motorun ekserji verimliliği sırasıyla %81.33, %55.13, %96.05, %88.41 ve %34.84 olmuştur. Motor bileşenleri arasında en büyük ekserji hasarının 3691,06 kW ile yanma odasında meydana geldiğini bildirmişlerdir.

Liu ve ark. (2016) merkezkaç ve aerodinamik yükleri hesaba katarak FV520B çelikten yapılmış açık geometrili bir kompresörün yorulma ömrünü incelemiştir. Yorulma ömrü analizinden önce, santrifüj ve aerodinamik yüklerden kaynaklanan kompresör çarkı gerilmeleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Ömür analizleri, sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen gerilme dağılımları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Dayanıklılık analizinden elde edilen sonuçları doğrulamak için FV520B numuneleri üzerinde yorulma testleri yapılmıştır.

Emrehan (2020), yüksek lisans tez çalışmasında farklı kapasitedeki turbo/santrifüj kompresör sistemi için geleneksel ve ileri ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Analizler, kompresörün 210.000 Nm³/h ve 240.000 Nm³/h olmak üzere iki farklı debi değeri için gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda 210.000 Nm³/h debide çalıştırılan Ana Hava Kompresörüne 17.958 kW ekserji girişi olduğu ve en yüksek ekserji yıkımı %43.70 oranla Kompresör 1'de %24.40 oranla Kompresör 2'de, %15.90 oranla Kompresör 3'de gerçekleştiği bulunmuştur.

Ju ve ark. (2015) bir radyal kompresörün yakın şok ve dalgalanma koşulları için CFD analizini gerçekleştirmiştir. CFD analizinden sonra, kompresör çarkına etki eden değişken gerilimler, tek yönlü katı-sıvı etkileşimi (FSI) analizi kullanılarak belirlenmiştir. Kompresörün hizmet ömrü, anma gerilimi yöntemiyle belirlenmektedir. Kompresörün şok modunda 102.7 saat, darbe modunda 200.2 saat çalışabileceği sonucuna varılmıştır.

Zhang ve arkadaşları (2015), çark kanatları üzerinde büyük bir titreşime yol açan düzensizliğin (mistuning) ömür değerlendirmesini gerçekleştirmiştir. Bazı kanatların yorulma ömürlerine neden daha erken ulaştığını araştırmak için yaptıkları çalışmada Azaltılmış Dereceli Sonlu Elemanlar Modeli (İndirgenmiş Dereceli Sonlu Eleman Modeli) geliştirilmiştir. Ek olarak, kompresör çarkının dinamik tepkisinin analiz sonuçlarını desteklemek için bir titreşim frekans tepkisi ölçüm sistemi geliştirilmiştir. Bu çalışma, ağır koşullar altında çalışacak tekerleklerin yorulma ömrünü tahmin etmek için bir metodoloji sunmaktadır.

Mokhaberi ve arkadaşları (2015), eksenel kompresör kanatlarındaki erken hasarın nedenlerini bulmaya çalışmıştır. Çalışmaları, artık gerilimlere ve yüzey pürüzlülüğüne neden olan yüzey işlemlerinin kompresör kanatlarının yorulma mukavemetini büyük ölçüde etkilediğini göstermiştir. Ayrıca deniz suyu gibi yoğun ortamlarda çalışan nervürlerin korozyona neden olan boşluklar oluşturduğu tespit edilmiştir. Bu boşluklar gerilim yoğunlaşma bölgeleri oluşturur ve çatlakların oluşmasına neden olur. Çalışma kapsamında SEM mikroskopik çalışmaları yapılarak çatlaklarda bu boşlukların varlığı tespit edilmiştir.

Mao ve diğerleri (2009), yaptıkları çalışmada, tek yönlü bir FSI analizi kullanarak bir radyal kompresördeki geçici akış yüklerini belirlemiş ve değişken gerilimler nedeniyle bir

yorulma analizi gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleştirilen akış analizi zamana bağlıdır ve yük durumu, hızlı fourier dönüşümü (FFT-Hızlı Fourier Dönüşümü) kullanılarak frekansa bağlı yapısal analize aktarılmıştır. Yapısal analizde, döngüsel simetri yöntemi kullanılarak tek sektörlü bir modelden sonuçlar elde edilmiştir.



2. İHA'LARDA KULLANILAN MİKRO TURBOJET MOTORLAR VE BİLEŞENLERİ

2.1. İHA' larda Mikro Turbojet Motorları

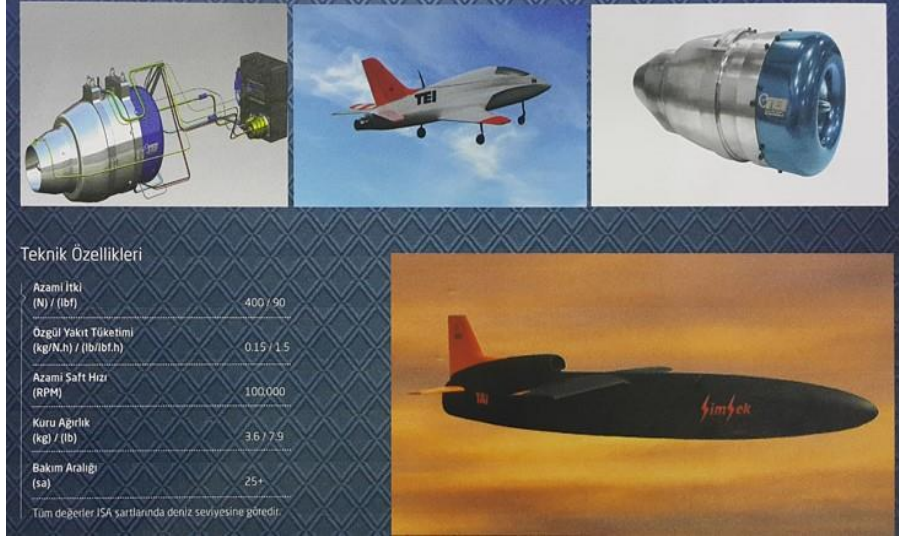
İnsansız hava aracı (İHA) fiziksel olarak dâhilinde personel bulunmayan bir tür uçan hava aracıdır. Amerika Birleşik Devletleri Savunma Bakanlığı (ABD) askeri ve ilgili sözlüğüne göre İHA; Güç sistemine sahip, insan operatörsüz, aerodinamik kuvvetlerden gerekli kaldırmayı sağlayan, otonom uçuş yapabilen veya bir pilot/operatör tarafından uzaktan kumanda edilebilen, faydalı yük taşıyabilen hava aracı olarak tanımlanmaktadır (Katrancı, 2020).



Şekil 1. TUSAŞ ANKA Milli

İHA(<https://www.tusas.com/content/images/uploads/originals/g6 2022>)

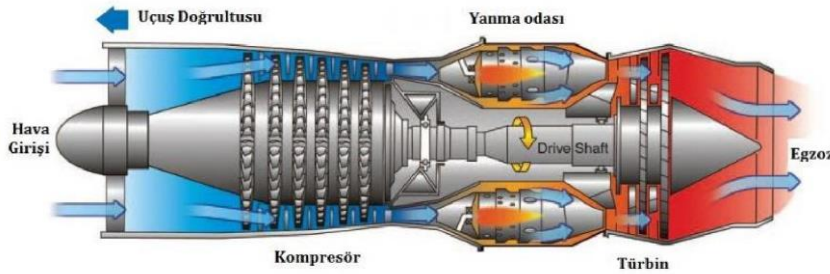
İHA'larda uçuş performansını artırmak için motorların daha verimli çalışması gerekmektedir. Bunun için tüm bileşenlerin farklı analizleri gerçekleştirilmeli ve en iyi sonuçlar bulunmalı ve uygulanmalıdır. Türkiye TUSAŞ firmasında yerli olarak üretimi gerçekleştirilen TJ-90 modeli, aynı firmanın yerli olarak geliştirdiği "ŞİMŞEK" küçük ölçekli yüksek hızlı hedef insansız hava aracında kullanılmıştır (bkz. şekil 2).



Şekil 2. “ŞİMŞEK” küçük ölçekli İHA ve motor bileşeni
(<https://www.tusas.com/content/images/uploads/originals/g6> 2022)

2.2. Mikro Turbojet Motorları

Turbojet motorları, havacılık endüstrisinde yaygın olarak kullanılan bir tür içten yanmalı motorlardır. Bu motorlar, hava emme, sıkıştırma, yanma ve çıkış olmak üzere dört temel işlemi gerçekleştirmektedir. Hava, motorun ön kısmındaki bir emme kanalından emilir ve kompresör aracılığıyla sıkıştırılır. Sıkıştırılan hava, yanma odasına gönderilir ve yakıt enjeksiyonu ile yanma gerçekleşir. Yanma sonucunda oluşan gazlar, hızlanarak motorun arka tarafından dışarıya doğru çıkar ve itki oluşturulur (Fernandez-Fraire, 2019). Şekil 3'te, bu temel işlem aşamaları açıklanmaktadır. Turbojet motorları, havacılık endüstrisinin temelini oluşturan önemli bileşenlerdir ve hava taşıtlarının güvenli ve etkili bir şekilde hareket etmesini sağlamaktadır.



Şekil 3. Turbojet motor yapısı (Eyüp, 2013)

Mikro turbojet motorları, küçük boyutları ve hafif yapılarıyla öne çıkan içten yanmalı motorlardır. Bu motorlar, hava emme, sıkıştırma, yanma ve çıkış olmak üzere dört temel işlemi gerçekleştirerek itki üretirler (Karaşiray, 2009).

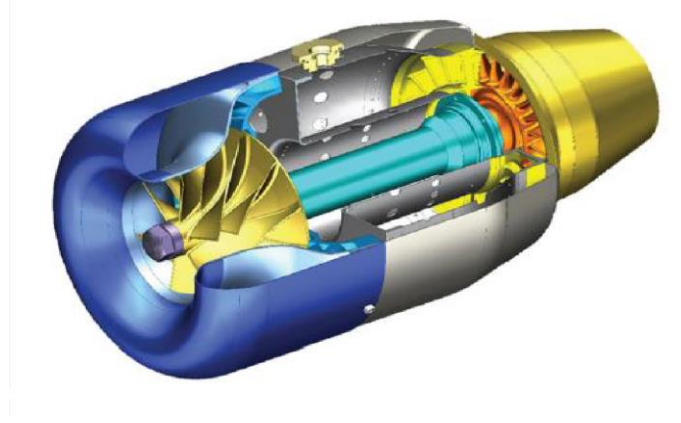
Mikrojet motorları, gerçek motorların yalnızca daha küçük boyutlu olanı değildir. Temel çalışma yöntemi aynıdır; ancak basit bir tasarım için dikkat edilmesi gereken noktalar vardır. Gerçek bir uçak motoru ile bir mikrojet motorunu karşılaştırıldığında, aralarında çok az ortak nokta olduğu görülebilir.

Modern gaz türbinlerinin çoğu, çok kademeli (eksenel) kompresörler ve türbinler, kanat soğutma, karmaşık kontrol ve düzenleme mekanizmaları ve diğer birçok özelliği içermektedir; ancak bu özellikler mikro sürümlerde görülmemektedir. Mikrojet motorlarında temel amaç basitlik ve işlevselliktir.

Eksenel kompresörler genel olarak gerçek tam boyutlu jet motorlarında kullanılmaktadır. Mikrojet motorlarında ise radyal kompresörler kullanılmaktadır. Tek kademedden oluşan bir çark, gerekli basınç artışını sağlamamaktadır. Ancak bu tür kompresörler mikrojet motorlarda birçok soruna neden olmaktadır. Hesaplamalar göstermiştir ki; bir gaz türbini, tek kademeli bir eksenel kompresörle çalıştırılabilir, ancak pratikte bu tür bir motor, ancak kaliteli bir silah kadar itme gücü sağlayabilir. Düşük sıkıştırma oranı, çok düşük akış ve yüksek yakıt tüketimi ile sonuçlanmaktadır. Eksenel kompresör, tek kademeli radyal kompresör ile aynı basınca ulaşmak için en az 3 kademe daha gerektirmektedir. Çok kademeli bir kompresörün tasarımı ise son derece karmaşıktır (Kahraman, 2020).

Bununla birlikte, teorik olarak, bu tür kompresörlerin mikrojet motorlarında birçok uygulama alanı mevcuttur. İlk önce bir kompresör seçilir, ardından aynı uzantıya bir türbin kademesi eklenir. Tek kademeli kompresörler ve türbinler az yer kaplasa da, bu durum yanma odası için geçerli değildir. Bu nedenle mikrojet motorları ile gerçek motorlar birbirine benzememektedir. Tam boyutlu bir jet motorunda yanma odası, kompresör ile türbin arasında kısa bir bölüm oluşturur; ancak genellikle mikrojet motorlarında yanma odası en büyük kısımdır. Endüstriyel uçak motorlarında mikro kompresörler ve türbinler daha az verimlidir (Baş, 2021).

Bu kapsamda ülkemizin en büyük havacılık şirketlerinden biri olan geliştirme ve üretim düzeyine ulaşmış olan Tusaş Motor Sanayii (TEI), bu alandaki faaliyetlerini hızla hayata geçirmektedir. Şekil 4'te TEI tarafından yerli olarak tasarlanıp üretilecek olan ve "ŞİMŞEK" uçak sistemi için kullanılacak olan bir TJ90 turbojet' in kesiti gösterilmektedir.

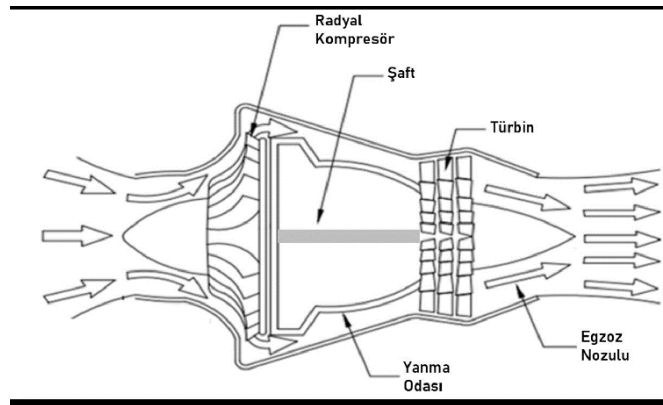


Şekil 4. TEI TJ90 turbojet motor kesiti görünümü (<https://www.tusas.com/>, 2022)

2.2.1. Teknik Yapıları ve Genel Bileşenleri

Turbojet motorları, yüksek enerjili bir gaz akışını motorun egzoz nozulundan yönlendirerek itme (itki) sağlayan bir tür gaz türbini motorudur. Turbojet motorları; kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz nozulu gibi dört ana bölümden oluşmaktadır. Bir turbojet motorunun genel mimarisi Şekil 5 'te gösterilmektedir. Mikro turbojet motor bölmelerinin genel yapısı ise Şekil 6 'da gösterilmiştir. AMT Nedherlands tarafından yapılmakta olan Titan turbojet motoru, tek kademeli bir radyal kompresöre sahiptir. Bu amaçla konvansiyonel motor tasarımları geliştirilmiştir ve turbojet motorları gerek kompresör gerekse türbin bölgelerinde ihtiyaca göre çeşitli radyal veya aksel konfigürasyonlara sahip olabilmektedir (Baş, 2021).

İlk aşamada hava kompresör bölgesinde sıkıştırılır. Yanma odasına basınçlı hava verilir ve yakıt-hava karışımı yakılır. Sıcak gazlar türbin bölgesinden geçerek kompresörü çalıştırır. Türbin bölgesinden geçen gazlar egzoz bölgesinde hızlandırılır. Bir turbojet motorunun gaz giriş bölgesi ile egzoz ucu bölgesi arasındaki momentum farkı itme kuvveti oluşturur (Yücer, 2018).



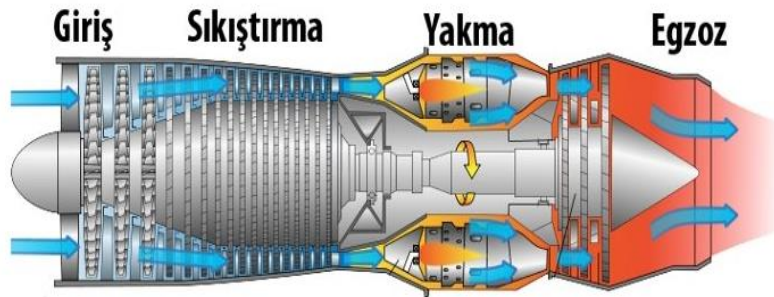
Şekil 5. Genel turbojet motor mimarisi



Şekil 6. Turbojet motoru jenerik kesiti (Baş, 2021)

Hava Alığı (Giriş kısmı)

Mikro jet motorlarının giriş kısmı, hava alımını ve sıkıştırmayı sağlamak için kritik bir bileşendir. Genellikle radyal kompresörler kullanılarak hava emilir ve sıkıştırılır. Radyal kompresörler, dışarıdan emilen havayı döner bir çarka yönlendirir ve dönme hareketiyle havayı sıkıştırır. Bu tip kompresörler, küçük boyutları ve yüksek basınç artışı sağlama yetenekleri nedeniyle mikro jet motorlarında tercih edilir. Giriş kısmı, motorun verimliliğini ve performansını etkileyen önemli bir bileşen olduğundan, tasarımında dikkatli bir şekilde ele alınmalıdır (Koyyalamudi, 2016). Şekil 7’de, giriş kısmının tasarımı ve işleyiş görseli sunulmaktadır. Burada, kompresörlerin havayı nasıl yönlendirdiği ve sıkıştırdığı görsel olarak ifade edilirken, giriş kısmının mikro jet motorlarının etkili ve verimli çalışmasına nasıl katkı sağladığını anlamamıza yardımcı olmaktadır.

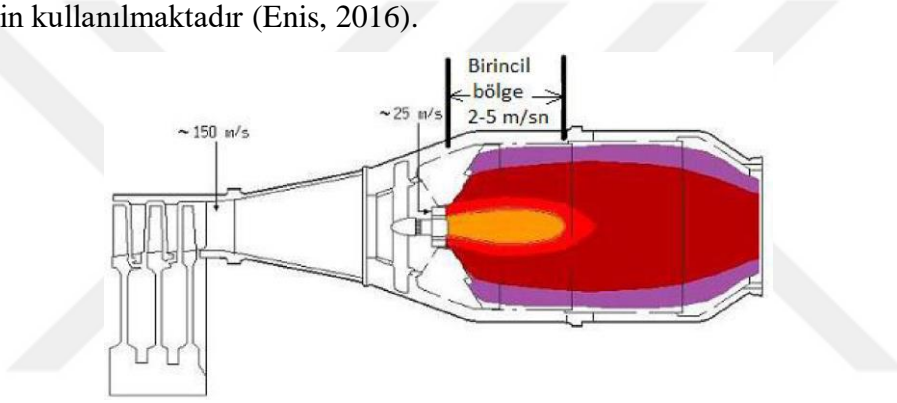


Şekil 7. Turbojet Motoru Bölümleri (Daşık, 2020)

Yanma odası

GTM 'larda kullanılmakta olan yanma odaları, yakıtın kompresörden gelen basınçlı hava ile belirli bir hızda karıştırılmasıyla yanma işleminin gerçekleştiği kısımlardır.

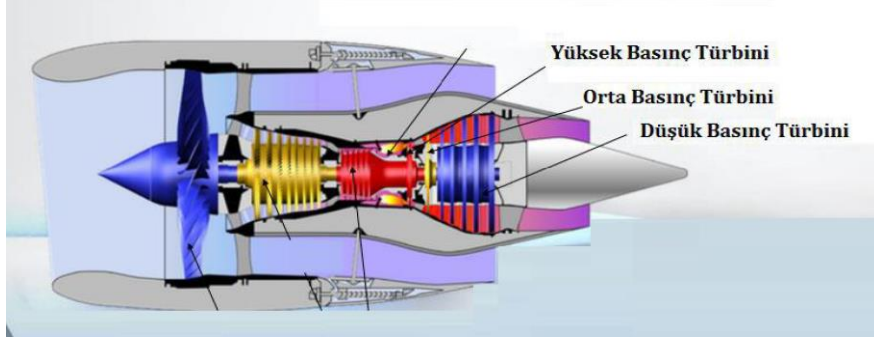
Yanma sırasındaki hava hızı, yakıt alevini söndürmeyecek veya alevin türbin hareketini engellemeyecek şekilde olmalı ve ideal yanma için gerekli koşulları sağlamalıdır. Bu nedenle, bir yanma odası tasarlanırken bu faktörler göz ardı edilemez. Şekil 8 yanmanın meydana geldiği yanma odasını göstermektedir. Kompresörden gelen hava sıcaklıkları yaklaşık olarak 400 ile 800 K arasında değişmektedir. Yanma işlemi gerçekleştikten sonra yanma odasında oluşan sıcaklık değerleri yaklaşık olarak 2000 ile 2200 K arasında olmaktadır. Bu kadar yüksek sıcaklıklarda yanma odasına zarar vermemek için yanma odasına giren havanın yaklaşık 1/3'ü yanma işlemine katılır ve kalan 2/3 'lük kısım da onu belli bir sıcaklığa kadar soğutmak için kullanılmaktadır (Enis, 2016).



Şekil 8. Yanma odasında gerçekleşen yanma işlemi (Aldemir, 2020)

Gaz Türbini

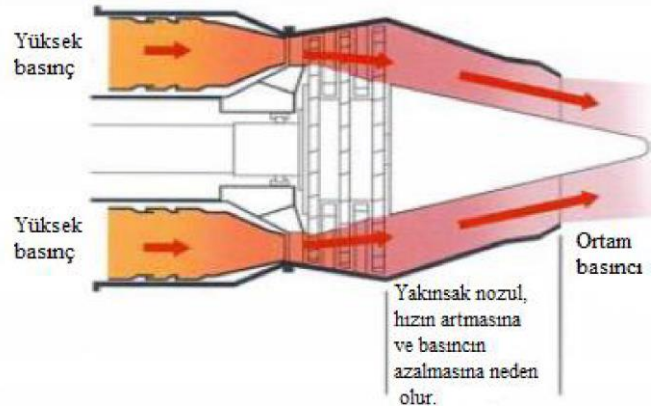
Mikro turbojet motorların gaz türbini bölümü, itki üretmek için gerekli olan enerjiyi sağlamaktadır. Gaz türbini, yüksek sıcaklık ve basınçta çalışan yanma gazlarının kinetik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek amacıyla tasarlanmıştır. Yanma odasından çıkan gazlar, türbin çarklarına yönlendirilir ve bu çarklar dönerek mekanik enerjiyi üretir. Daha sonra, bu mekanik enerji, türbin şaftı üzerindeki bağlantı noktaları aracılığıyla diğer sistemlere aktarılır veya doğrudan itki üreten bir fan veya pervane ile bağlantılı olabilir (Daşık, 2020). Şekil 9, gaz türbini bölümünün işleyişini ve tasarımını görsel olarak açıklamaktadır.



Şekil 9. Türbinin iç yapısı (Aldemir, 2020)

Egzoz Kanalı

Mikro turbojet motorların egzoz kanalı bölümü, yanma işlemi sonucunda oluşan gazların dışarı atılmasını sağlamaktadır. Bu bölüm, egzoz gazlarının doğru yönlendirilmesini ve enerjinin etkin bir şekilde kullanılmasını sağlamak amacıyla tasarlanmıştır. Egzoz kanalı, motorun arkasında yer alan bir boşluktur ve genellikle hızlı hareket eden gazların yönlendirilmesini ve düşük basınç alanlarına yayılmasını sağlamaktadır. Ayrıca, egzoz kanalının tasarımı, gürültü seviyelerini azaltmak ve itki verimini artırmak için optimize edilir (İçke, 2016). Şekil 10'da, egzoz kanalı bölümünün tasarımını ve işlevini açıklamak üzere örnek bir görsel sunulmuştur.

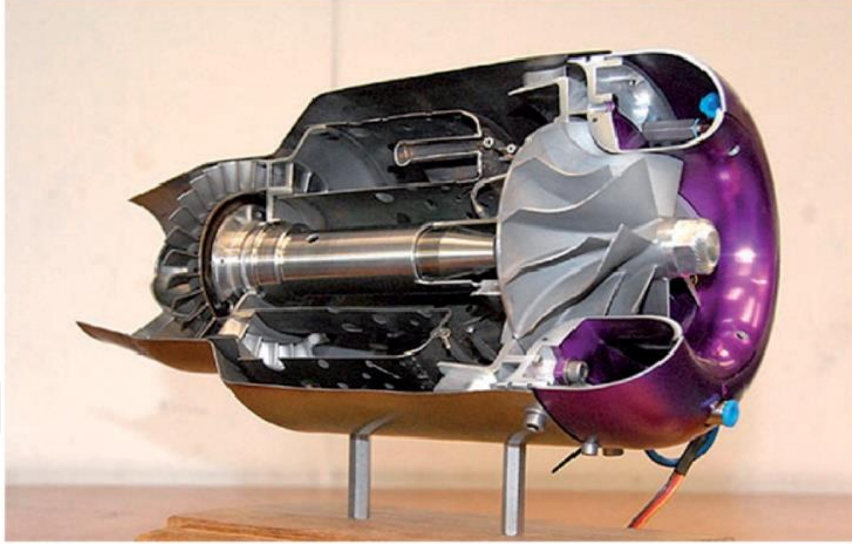


Şekil 10. Tek noktaya doğru hareket eden egzoz lülesi (Ercan, 2017)

2.3. Radyal Kompresörler

Mikro turbojet motorlarda kullanılan radyal kompresörler, hava alımı ve sıkıştırma işlemlerini gerçekleştiren önemli bileşenlerdir. Kompresörler, dışarıdan hava alarak onu yüksek basınçlı bir duruma getirir ve yanma odasına gönderir. Mikro turbojet motorlarda genellikle radyal kompresörler tercih edilir. Radyal kompresörler, hava akışını döner bir çark

yardımıyla sıkıştırır ve yüksek basınç oluşturur. Bu tasarım, kompakt boyutları ve yüksek basınç artışı sağlama yetenekleri nedeniyle mikro turbojet motorlarda etkili bir şekilde kullanılır (Onder, 2012). Şekil 11’de mikro turbojet motorun yandan kesit görünümü gösterilmektedir.



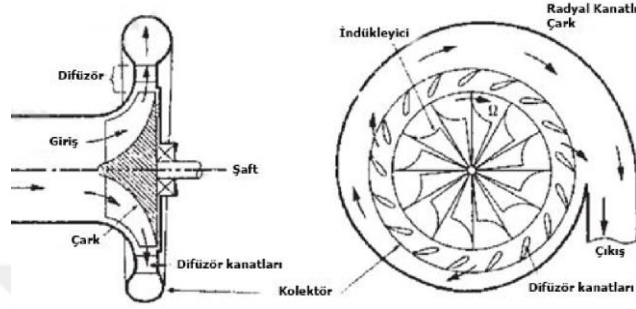
Şekil 11. MTJ motorda kullanılan radyal kompresör (Bakalis, 2012)

Radyal kompresörler, küçük boyutlarına rağmen yüksek verimlilik sağlayan tasarımlara sahiptirler. Radyal kompresörlerin düşük ağırlığı, hızlı tepki süresi ve yüksek itme gücü üretme kabiliyeti, mikro turbojet motorlarının hız, manevra kabiliyeti ve performansını artıran önemli faktörlerdir (Kurt, 2021). Radyal kompresörlerde, hava akışı çizgiye dik bir şekilde hareket etmektedir. Kompresörün yapısı Şekil 12’de gösterilmektedir.



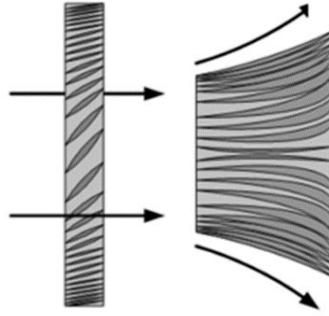
Şekil 12. Radyal kompresör impelleri

Radyal kompresörlerde hava çarkın merkezine doğru emilir ve üzerinde bulunan kanatlar sayesinde yüksek hızlara ulaşır. Statik basınç değerleri çarkın önünden dışına doğru artar. Basınçtaki artışın, yüksek hızlarda pervanelerden ayrılan havanın kesiti arttırılmış kanallara girerek hızının düşmesi ile sağlandığı bilinmektedir. Bir radyal kompresörün boyutu, aynı hacimdeki bir eksenel kompresörden daha küçüktür. Şekil 13 radyal kompresörün çalışma prensibini göstermektedir.



Şekil 13. Radyal kompresör şematik gösterimi (Kurt, 2021)

Radyal yükler, kompresörlerde basınç artmasına ve gazın sıcaklığının artmasına sebep olurlar. Şekil 14'te eksenel ve radyal kompresörlerdeki akışın nasıl gerçekleştiği şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 14. Eksenel ve radyal kompresör (Eyüp, 2013)

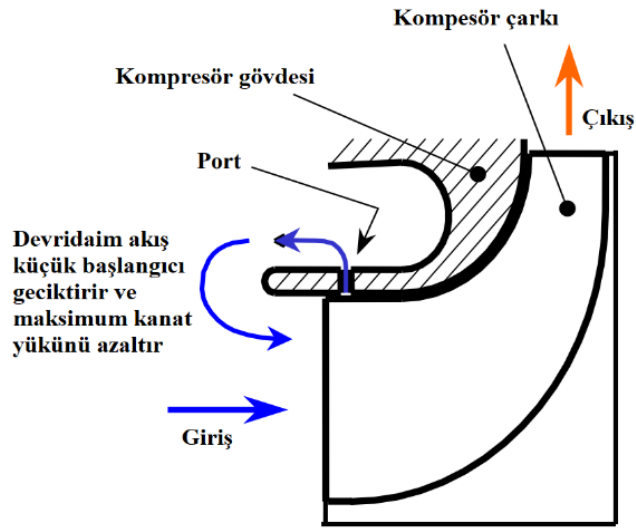
Radyal kompresörlerin eksenel kompresörlere göre avantajları ve küçük motorlarda kullanım tercihleri şu şekildedir (Ekici, 2018);

- Yüksek sıkıştırma oranı. (5:1 veya 10:1)
- Basit ve dayanıklı yapısının olması
- Daha az stall karakteristiğine sahip olması

- Bıçaklar (Blades) toz veya yabancı madde ile temasta daha az performans kaybının yaşanması
- Aynı basınç oranında üretim maliyetinin daha düşük olması

2.3.1. Kompresör Girişi

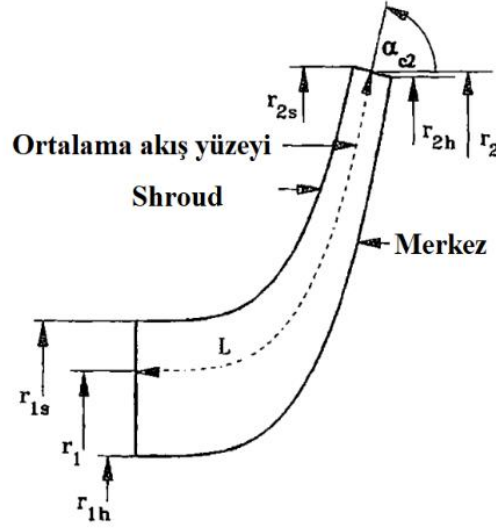
Kompresörlerin girişi, dışarıdan alınan havanın kompresör çarkına taşınmasını sağlamaktadır. Kompresörlerin giriş kısımları düz boru veya kanat şeklinde olabilir. Giriş kılavuz kanatları olarak adlandırılan bu kanatlar, pervanenin hemen önünde yer alır ve giriş havasının belirli bir açıyla pervaneye girmesini sağlamaktadır. Çalışma noktası dalgalanma noktasına yakın olan kompresörlerin bazılarında aerodinamik stabilite sağlayan ve çarkta devridaim yapan sıvıyı tekrar girişe göndererek kompresörün çalışma aralığını genişleten “ported shroud” adı verilen yapılar bulunmaktadır. “Ported shroud”, kompresör çalışmasının hem dalgalanma hem de kısma bölgelerinde avantaj sağlamaktadır. Şekil 15, “Ported shroud” un dalgalanma bölgesinin yakınında çalışmasını göstermektedir.



Şekil 15. Dalgalanma bölgesinin yakınında ported shroud operasyonu (Güneş, 2022)

2.3.2. Kompresör Pervanesi

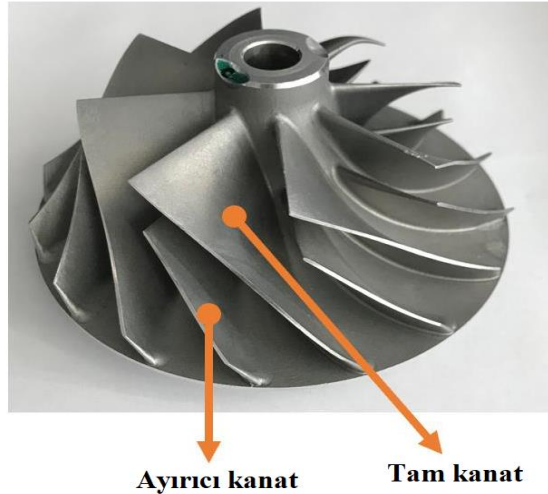
Radyal akışlı kompresör çarkında, akışkanın durgunluk basıncı ve entalpisinde bir artışla birlikte pervanenin dönmesi nedeniyle enerji transferi gerçekleşir. Çalışma sıvısının hem pervaneye hem de difüzöre verimli bir şekilde difüzyonunun sağlanması, istenen kompresör aşaması verimliliği için önemlidir. Şekil 16’ da radyal kompresörün pervane geçiş geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 16. Pervane geçiş geometrisi (Güneş, 2022)

Kompresör kademesinin dönen tek aerodinamik elemanı çarktır. Akışkana verilen tüm kinetik enerji çark tarafından sağlanır ve tasarıma bağlı olarak %70'e varan basınç artışı sağlanabilir. Ayrıca çark, kompresörde çalışan akışkanın içeri alınmasını sağlayan temel elemandır. Akışkanın başlangıçta çarka çekilmesi gerektiğinden çark, girişteki statik basınç düşüşünü sağlamaktadır. Bu sayede çarkın önündeki akışkanın çarka ve kompresöre girmesini sağlamaktadır.

Kanat çark girişinden başlayıp çark çıkışına kadar devam ediyorsa tam kanat olarak adlandırılır. Kanat çark girişinden belirli bir mesafeden başlayıp çark çıkışında bitiyorsa ayırıcı kanat olarak adlandırılır. Kompresör pervanesinin tüm kanatları tam kanat olabilirken, bazı kanatlar ara kanatlardan da oluşabilir. Şekil 17' de tam kanat (full blade) ve ayırıcı kanatlı (splitter blades) kompresör modelleri gösterilmektedir.





Şekil 17. Radyal kompresör - tam ve ayırıcı kanatlı (<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/pvtsplot.html>)

Ayırıcı kanatlar genellikle kanat tıkanmalarını azaltmak, kompresör kısma akış aralığını arttırmak ve genel kompresör akış aralığını arttırmak için kullanılmaktadır. Ayrıca, ayırıcı kanatların tasarımı tam kanatlarla aynı olabileceği gibi tamamen farklı bir yapıya da sahip olabilmektedir.

Turbo kompresörlerde, impeller kullanarak akışkanın kinetik enerjisini artırarak basıncını etkili bir şekilde yükseltmek mümkündür. Her kademedeki kazanılan kinetik enerjinin yaklaşık %70'i basınca dönüştürülerek önemli bir artış sağlanır. İyi tasarlanmış bir impeller yaklaşık %96'lık verimlilikle çalışır, bu da enerjinin sadece çok küçük bir kısmının, yaklaşık %4' nün enerji genişmesi nedeniyle kaybedildiği anlamına gelir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, İHA'larda itki için kullanılan mikro turbojet motoruna ait radyal hava kompresörünün yüksek ve düşük devir hızlarında CFD analizleri gerçekleştirilerek, çıkan sonuçlar için enerji ve geleneksel ekserji analizleri yapılmıştır. Her biri 12 kanata sahip, 3 farklı tam kanatlı radyal kompresör modeli tasarlanmış, 70'den fazla analiz sonucunda en iyi modeller belirlenmiştir.

CFD analizleri Ansys Workbench aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. Radyal (santrifüj) kompresör için ANSYS-VISTA CCD (Centrifugal Compressor Design) kullanılmıştır. Yapılan CFD çalışmaları 4. bölümde detaylı bir şekilde sunulmaktadır. Çıkan enerji analizi sonuçlarına göre her sisteme geleneksel ekserji analizi uygulanmıştır ve kompresör ekserji verimlilikleri belirlenmiştir.

3.1. Kompresör Termodinamiği

Kompresörün termodinamik açıdan incelenmesi, kompresörün çalışma mantığının ortaya çıkarılmasında ve performansının değerlendirilmesinde oldukça gereklidir. Özellikle verimlilik konusu incelenirken kompresörün termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde kompresör termodinamiğinden bahsedilmiştir.

3.2. Kompresör için Termodinamiğin Birinci Yasası

Kompresörler, sürekli akışlı açık sistem olarak kabul edilir ve bu sistemde "kontrol hacmindeki toplam kütle zamanla değişmez" prensibi geçerlidir. Bu nedenle, Denklem 1 'de ifade edildiği gibi, sistemden çıkan toplam kütle akış miktarı ile sisteme giren toplam kütle akış miktarı birbirine eşittir. Bu önemli prensip, kütle korunumu ilkesi olarak adlandırılır.

$$\sum \dot{m}_g = \dot{m}_\zeta \quad 1$$

Burada g indeksi girişi, ζ indeksi ise çıkışı gösterir.

Kütle akış hızı, yoğunluk (ρ), hız (V) ve alan (A) gibi değişkenlerle ifade edilmektedir. Denklem 2'de hız, akış yönündeki ortalama hızdır, alan ise akış yönüne dik olan kesit alanını temsil etmektedir.

$$\dot{m}_{giris} = \dot{m}_{cikis} = \dot{m} = (\rho VA)_{giris} = (\rho VA)_{cikis} \quad 2$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin kütesinin değişmemesine benzer şekilde, kontrol hacminin toplam enerjisi sabit kalmaktadır. Dolayısıyla kontrol hacmine kütle, ısı veya iş olarak giren enerji, açığa çıkan enerjiye eşittir. Denklem 2 enerji için de yazılırsa, Denklem 3 elde edilir.

$$\Delta E_{sistem} = \sum E_{çıkış} - E_{giriş} \quad 3$$

Sürekli akışlı açık bir sistem için termodinamiğin birinci yasası aşağıdaki şekilde yapılmaktadır;

$$Q - W = \sum \left(\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right)_{çıkış} - \sum \left(\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right)_{giriş} \quad 4$$

Sıkıştırma gibi tek giriş ve tek çıkışa sahip sürekli akışlı açık sistemler için durum Denklem 5 'e sadeleştirilir;

$$Q - W = \dot{m} \left[h_{çıkış} - h_{giriş} + \frac{V_{çıkış}^2 - V_{giriş}^2}{2} + g(z_{çıkış} - z_{giriş}) \right] \quad 5$$

Burada, Q sistem ile çevre arasındaki ısı alışverişini birim zamana göre ifade etmektedir. Eğer sistemden çevreye doğru bir ısı transferi varsa, bu terim negatif değer alır. Birim zamana düşen güç W ile gösterilmekte, g yerçekimi ivmesi, z ise yüksekliktir. Bu aynı zamanda potansiyel enerjinin değişikliğini ifade eder ve aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$g(z_{çıkış} - z_{giriş}) = \Delta pe \quad 6$$

Kompresör ve türbin gibi turbo makinelerde, giriş ve çıkış arasındaki yükseklik farkı çok küçük olduğu için bu terim genellikle ihmal edilmektedir. Kinetik enerji değişimi şu şekilde ifade edilir;

$$\frac{(V_{çıkış}^2 - V_{giriş}^2)}{2} = \Delta ke \quad 7$$

Sistemdeki kinetik enerji değişiminin etkisi hızın karesi ile orantılı olduğundan giriş ve çıkış arasındaki hız farkının büyük olduğu yüksek hızlı kompresörlerde bu terim ihmal edilmemelidir. $h_{çıkış} - h_{giriş} = \Delta h$ giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkını temsil etmektedir.

İdeal gazlar için entalpi değişimi Denklem 8 'deki gibi yazılabilir, burada $C_{p,ortalama}$ sabit basınçta ortalama özgül ısıyı temsil etmektedir.

$$\Delta h = C_{p,ortalama}(T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad 8$$

3.3. Kompresör için Termodinamiğin İkinci Yasası

Clausius, termodinamiğin ikinci yasasını şöyle ifade etmektedir; “Termodinamik çevrim yaparak çalışan bir makinenin, başka bir enerji etkileşimi olmaksızın düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme vermesi imkansızdır (Cengel, 2011). Başka bir deyişle, hiçbir makinenin ısıl verimi yüzde yüz değildir.

Termodinamiğin ikinci kanunu ile birlikte entropi ve tersinir iş kavramları ortaya çıkmıştır. Moleküler düzensizlik anlamına gelen entropi “S” harfi ile gösterilir ve şu şekilde ifade edilir;

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad 9$$

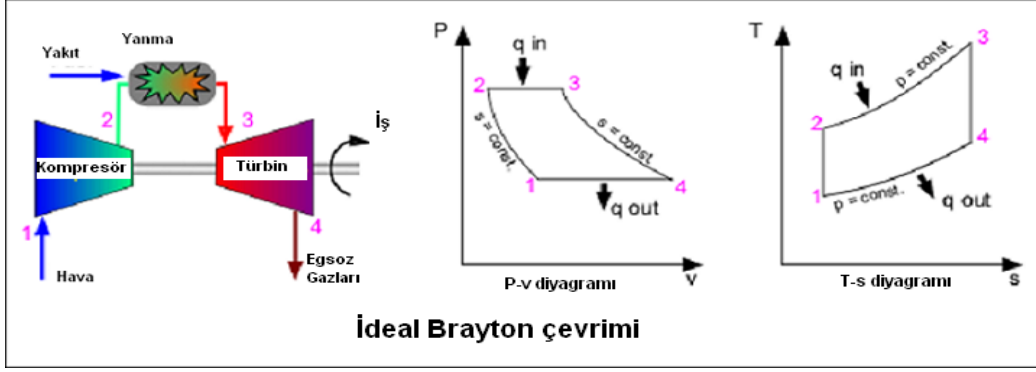
Bir sistem düzenli bir durumdan daha düzensiz bir duruma geçtiğinde, entropisi artacaktır. Tersinir iş (W_{tr}) kavramı, sistemde işlem yapılırken o sistemden alınabilecek maksimum faydalı işi ifade etmektedir. Bir işlem tersine dönüşebilir olduğunda, entropi üretimi sıfır olacaktır. Başka bir deyişle, bir işlem değişimindeki entropi üretimi, o sürecin tersinmezliği ile doğru orantılıdır.

Termodinamiğin ikinci yasası, toplam entropi üretimi olan sürekli akışlı açık bir sistem için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$S = \sum (ms)_{çıkış} - \sum (ms)_{giriş} - \frac{Q}{T_0} \quad 10$$

3.3.1. Hava Kompresörü için Brayton Çevrimi

Mikro turbojet motorun hava kompresörü, termodinamik olarak Brayton çevrimini kullanarak çalışmaktadır. Brayton çevrimi, içten yanmalı motorlarda kullanılan bir çevrimdir ve emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme olmak üzere dört ana aşamadan ibarettir. Hava kompresörü, sıkıştırma aşamasında önemli bir rol oynamaktadır, çünkü atmosferden aldığı havayı yüksek basınçta sıkıştırarak yanma odasına yeterli miktarda sıkıştırılmış hava sağlamaktadır. Şekil 18’de gaz türbinli motorlarda uygulanan Brayton çevriminin temel işleyişini açıklamaktadır.



Şekil 18. Gaz türbini çalışma prensibi (<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/pvtsplot.html>)

Brayton çevriminin termodinamik analizi için aşağıdaki ana denklemler kullanılabilir;

Sıkıştırma oranı :

$$r = \frac{P_2}{P_1} \quad 11$$

Burada, P_2 kompresör çıkış basıncı, P_1 kompresör giriş basıncını göstermektedir.

İdeal Gaz Yasası :

$$P * V = n * R * T \quad 12$$

Burada, P - gaz basıncını, V - gaz hacmini, n - gaz miktarını, R - gaz sabitini, T gaz sıcaklığını temsil etmektedir.

İzentropik Sıkıştırma İlişkisi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{((\gamma-1) / \gamma)} \quad 13$$

Burada, γ - gazın izentropik genlik faktörünü temsil etmektedir.

3.4. Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci yasasına göre enerji ne yoktan var olur ne de vardan yok olur. Enerji formunu değiştirebilir ama sistemdeki toplam enerji miktarı değişmez. Enerji transferi, ısı, iş ve kütle transferi yoluyla gerçekleşir. Bu yasa, enerji korunumu ve enerji analizi hakkında genel bilgiler sağlamaktadır. Sistem ile çevre arasında enerji alışverişi olduğu zaman sıcaklık değişimi ile ısı geçişi sağlanır. Bir enerji analizi yapılırken, sistemdeki gereksiz enerjiler ve tersinmezlikler dikkate alınmaz.

Genellikle enerji bir sistem için iç, kinetik, potansiyel, manyetik ve elektrik gibi farklı şekillerde bulunabilir. Manyetik ve elektrik tepkilerini göz ardı ettiğimizde, değişim sırasında, sistemin toplam enerjisindeki değişim, iç enerji, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin toplamından oluşur.

$$\Delta E_{sistem} = \Delta U + \Delta Ke + \Delta Pe \quad 14$$

Burada ΔU iç enerjideki değişim, ΔKe kinetik enerji değişimi, ΔPe ise potansiyel enerjideki değişimi ifade etmektedir. Denklem 14'ün açık bir yazılışı;

$$\Delta E_{sistem} = E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + (Ke_2 - Ke_1) + (Pe_2 - Pe_1) \quad 15$$

Denklem 15, birim kütle için yazıldığında ise;

$$\Delta e_{sistem} = e_2 - e_1 = (u_2 - u_1) + (ke_2 - ke_1) + (pe_2 - pe_1) \quad 16$$

Sistemin referans ortama göre hareketi nedeniyle elde ettiği enerjiye kinetik enerji (Ke) denir ve

$$Ke = \frac{1}{2} m(V^2) \quad 17$$

Bu durum birim kütle için gösterildiğinde;

$$ke = \frac{1}{2} (V^2) \quad 18$$

Potansiyel enerji (Pe), yerçekimi kuvvetine ve enerji akışının referans ortama göre yüksekliğine bağlı olarak sistemin sahip olduğu enerjidir. Ağırlık merkezi ile referans noktası arasındaki yüksekliğin "z" ve serbest düşüş ivmesinin "g" olduğu sistemin potansiyel enerjisi (Pe), Denklem 19'a karşılık gelir.

$$Pe = mgz \quad 19$$

Bu birim kütle ile ifade edildiğinde;

$$pe = gz \quad 20$$

İç enerjideki değişim Denklem 21'de, kinetik enerjideki değişim Denklem 22'de, Denklem 23 ise potansiyel enerjideki değişimi ifade etmektedir.

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \quad 21$$

$$\Delta Ke = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \quad 22$$

$$\Delta Pe = mg(z_2 - z_1) \quad 23$$

Aktarılan net enerji miktarı, giren ve çıkan enerji transfer miktarı arasındaki farka eşittir.

3.4.2. Enerji veriminin hesaplanması

Enerji verimliliği, giriş enerjisi ile çıkış enerjisi arasındaki oranı ifade etmektedir. Bu hesaplamaları yapmamız için kompresörün giriş ve çıkış noktalarındaki entalpi değerleri bulunmalıdır. Bu çalışmada entalpi değerleri CFD analizleri sonucunda belirlenmiş, enerji verimlilikleri ise aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır.

Giriş entalpi farkı (Δh_1) şu şekilde hesaplanır;

$$\Delta h_1 = h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}} \quad 24$$

Çıkış entalpi farkı (Δh_2) ise;

$$\Delta h_1 = h_{çıkış} - h_{ortam} \quad 25$$

Enerji verimliliği hesaplanması aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilir;

$$\eta = \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} * 100 \quad 26$$

3.5. Ekserji Analizi

Ne kadar enerjinin işe veya ne kadar işin enerjiye dönüştürüldüğünü ve bu sistemden ne kadar fayda sağlanabileceğini gösteren faydalı çalışma potansiyeli ekserji olarak adlandırılmaktadır. Ekserji, bir sistemin herhangi bir termodinamik kanunu ihlal etmeden yapabileceği maksimum işin üst sınırıdır. Bu durumdaki sistemin ekserjisinin sadece sistemin özelliklerine değil, aynı zamanda dış ortamın koşullarına da (ölü durum) bağlı olduğuna dikkat edilmelidir. Sonuç olarak, ekserji sadece sistemin bir özelliği değil, aynı zamanda sistem ve çevre kombinasyonunun da bir özelliğidir.

Sistemin toplam ekserjisi, fiziksel, kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserjiye ayrılabilir. Bu çalışmada sadece kinetik ve potansiyel ekserji hesaplamaları yapılmış ve aşağıdaki genel denklem kullanılmıştır;

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{kin} + \dot{E}x_{pot} \quad 27$$

Burada Kinetik ekserji şu şekildedir;

$$ex_{kin} = 0,5 * (V_2^2 - V_1^2) \quad 28$$

Potansiyel ekserji ise aşağıdaki denklemlerle tespit edilmiştir;

$$ex_{pot} = g\Delta h \quad 29$$

Toplam ekserji ise;

$$Ex_{total} = Ex_{kin} + Ex_{pot} \quad 30$$

Giriş ve Çıkış Ekserjilerin Hesaplanması:

Giriş ekserjisi (Ex_1);

$$Ex_1 = H_1 - T_0 * S_1 \quad 31$$

Çıkış ekserjisi;

$$Ex_2 = H_2 - T_0 * S_2 \quad 32$$

Ekserji Verimliliği Hesaplanması:

Ekserji verimi, termodinamik prensiplere göre bir sistem için gerçek performansı belirleyen ve enerji ile diğer kaynakların verimli kullanımının değerlendirilmesinde önemli bir parametredir. Radyal bir kompresör için ekserji verim denklemi aşağıdaki gibi verilmektedir;

$$\eta_{ex,comp} = \frac{(Ex_2 - Ex_1)}{W} * 100 \quad 33$$

Çıkış hızının hesaplanması;

$$V_2 = \sqrt{2 * (H_2 - T_2 * S_2)} \quad 34$$

Gördüğü işin hesaplanması ise;

$$W = (H_2 - H_1) \quad 35$$

ile bulunur.

3.6. Navier - Stokes denklemleri

Navier-Stokes denklemleri, süreklilik tabanlı CFD problemlerinin temelini oluşturur. Navier-Stokes denklemleri, durum denklemi ile birlikte, akışkan hareketini tanımlamaktadır. Üç uzamsal boyut ve zaman içinde akışkan özelliklerinin değişimleri, bir dizi kısmi diferansiyel denklemle ilişkilidir.

Navier-Stokes denklemleri, kütlenin korunumu yasası ve akışkan hareketi için Newton'un hareket yasası temel alınarak elde edilir. Sıkıştırılabilir akışlar için enerjinin korunumu da dâhil edilmelidir. Orijinal denklemler, problem gereksinimlerine göre bazı terimlerin çıkarılmasıyla değiştirilebilir. Kütle korunumu denklem 36'da verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad 36$$

Sabit viskozite katsayısı için momentumun korunumu aşağıdaki şekildedir (*Ensar, 2021*);

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)v = -\nabla p + \mu \left[\Delta v + \frac{1}{3} \nabla(\nabla \cdot v) \right] + \rho f_e \quad 37$$

36 ve 37 denklemlerinde, v - hız vektörünü, μ - ise akışkanın dinamik viskozite katsayısını temsil etmektedir. ρ - birim hacim başına dış kuvvetlerin toplamını ifade eder.

Navier-Stokes denklemlerinin analitik çözümleri çok azdır ve genellikle sayısal yöntemlerle çözülmektedir. Sayısal çözüm, denklemlerin akışkan akışındaki bir dizi noktada çözümünü gerektirmektedir. Bu nedenle, akışkan akışının ayrıklaştırılması kısmi diferansiyel denklemleri fark denklemlerine dönüştürür ve bu denklemler sonlu fark, sonlu eleman ve sonlu hacim gibi uygun tekniklerle çözülmektedir. Sonuç olarak, ağ oluşturma kendisi başlı başına bir zorluk olup, elde edilen ağın güvenilir çözümlere yol açacak şekilde oluşturulması gerekmektedir.

3.7. Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Hesaplmalı akışkanlar dinamiği (HAD), sayısal yöntemlerin kullanıldığı, akışkan akışı ile ilgili sorunların analiz edildiği günümüzün en zorlu ve pratik olarak en faydalı akışkan mekaniği dalıdır. Akışkan akışıyla ilgili birçok mühendislik probleminin kabul edilebilir bir doğrulukla analiz edilmesi ve tahmin edilmesi mümkündür. Bilgisayarlar, problemin karmaşıklığına ve beklenen sonuçların doğruluğuna bağlı olarak çeşitli işlemleri gerçekleştirmek için kullanılmaktadır. Bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeler, çok karmaşık akış alanları için bile daha doğru ve hızlı çözümlere olanak sağlamaktadır.

HAD analizleri sırasında izlenen genel yöntem aşağıdaki gibi özetlenebilir;

1. Geometri ve Alan Özelliklerinin Belirlenmesi: Analiz edilecek sistem veya cihazın geometrisi ve özellikleri belirlenir. Bu, boyutlar, sınırlar, akışkanın özellikleri gibi bilgileri içerir.

2. Ağ Oluşturma (Mesh): Analiz için akış alanı, geometrik karmaşıklığa bağlı olarak yapılandırılmış veya yapılandırılmamış bir ağla bölünür. Bu ağ, noktalar veya hücrelerden oluşur ve akışın etkileşime girdiği hesaplamaların yapıldığı noktalara sahiptir.
3. Koşulların Tanımlanması: Analiz için sınır ve başlangıç koşulları tanımlanır. Sınır koşulları, akışın sınırlarında uygulanan kısıtlamaları temsil ederken, başlangıç koşulları, analizin başlangıcındaki akış şartlarını tanımlar.
4. Sayısal Çözüm Yönteminin Seçimi: Analizde kullanılacak sayısal çözüm yöntemi belirlenir. Bu, genellikle Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde kullanılan sonlu hacim, sonlu eleman veya hata ayıklama gibi yöntemleri içerir.
5. Çözümün Gerçekleştirilmesi: Analiz, çözüm sürecinin gerçekleştirilmesi ile başlar. İlk koşullar ve tanımlanan sınır koşulları kullanılarak matematiksel denklemler sayısal olarak çözülür.
6. Sonuçların Analizi: Çözüm süreci tamamlandıktan sonra, elde edilen sonuçlar analiz edilir. Bunlar, akış hızı, basınç dağılımı, sıcaklık profili gibi değişkenler olabilir.
7. Sonuçların Doğrulanması: Elde edilen sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanır. Gerekirse, modelin iyileştirilmesi veya ek analizler yapılması için düzeltmeler yapılır.
8. Sonuçların Raporlanması: Analiz sonuçları, raporlar veya sunumlar şeklinde uygun şekilde iletilir. Bu, tasarım iyileştirmeleri veya karar verme süreçlerinde kullanılmak üzere paylaşılabilir.

HAD analizleri sırasında bir iteratif süreç izlenir. "Basınç çıkışı" sınırındaki statik basınç değeri, girişteki toplam basınç 101.3 kPa 'ya ulaşana kadar değiştirilir. Ardından, çıkışta toplam basınç için alan ağırlıklı ortalaması hesaplanır ve 101.3 kPa 'ya bölünerek kompresörün basınç oranı bulunur (Ensar, 2021). Yapılan kompresörler için basınç oranı 4.8 olarak hedeflenmiştir. Her 3 kompresör için basınç oranları sırasıyla 4.5, 4.7 ve 4.5 bulunarak, olumlu sonuçlanmıştır.

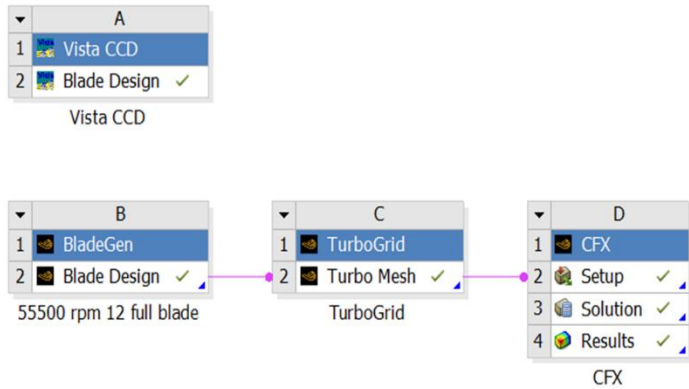
4. CFD ANALİZLERİ VE SİSTEME UYGULANAN ENERJİ - EKSERJİ SONUÇLARI

Bu tez çalışmasında, İHA'larda itki için kullanılan küçük ölçekli mikro turbojet motorunun ana bileşenlerinden olan radyal kompresör çarkının CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ve termodinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Kullanılan mikro turbojet motoru için deniz seviyesi koşulları (101.325 Pa, 288.15 K) referans alınmıştır. Kompresör modelleri 12 tam kanatlı (full blade) olarak tasarlanmıştır. Kompresör modelleri için kanat kalınlıkları 1.3 mm olarak belirlenmiştir. CFD analizleri aynı kütle akış hızları (1 kg/s) ve basınç oranlarına (4.8) göre 45500, 55500 ve 65500 rpm devir hızlarında 3 tasarım yapılmış, enerji verimlilikleri belirlenmiş, daha sonra bu modeller için geleneksel ekserji analizleri gerçekleştirilmiş ve sırasıyla %79.25, %86.02 ve %81.70 ekserji verimlilikleri belirlenmiştir.

Tez çalışmasının bu bölümünde, gerçekleştirilen CFD çalışmaları ve elde edilen sonuçlar, bunların ardından sisteme uygulanan termodinamik analizlerin sonuçları bulunmaktadır.

4.1. CFD analizleri

Tez çalışması kapsamında, radyal kompresör çarkı için kapsamlı CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler ANSYS platformunda yapılmış ve bu süreçte Vista CCD, BladeGen, tasarım araçları, TurboGrid sayısal ağ oluşturma aracı ve CFD çözücüsü olarak da CFX kullanılmıştır. Bu tasarım ve analiz döngüsü, tez çalışmasının temelini oluşturmaktadır.



Şekil 19. ANSYS Workbench CFX proje şeması

İlk olarak, Vista CCD aracılığıyla optimize edilmiş 1D (tek boyutlu) kompresör tasarımları oluşturulmuştur. Ardından, BladeGen aracılığıyla bu tasarımlar 3D (üç boyutlu) çark geometrisine dönüştürülmüştür. TurboGrid aracılığıyla geliştirilen çark geometrileri ölçeklendirilmiş ve iç akış kanalları optimize edilmiştir. Son olarak, ANSYS CFX kullanarak

tek bir kanat pasajında periyodik 3D CFD analizi gerçekleştirerek, çarkın performansı ve akış özellikleri ayrıntılı bir şekilde değerlendirilmiştir. Şekil 19’da CFX proje şeması görülmektedir.

Radyal kompresörü tasarlarken kütleli debisi, basınç oranı ve Mach sayısı gibi hususları dikkate almak çok önemlidir. Giriş sıcaklığı, giriş basıncı, sıkıştırma oranı ve kütleli debi gibi değerler istenen itkiye göre giriş değerleri olarak belirlenir (Kurt, 2021). Tablo 1, kompresörlerin tasarım ve giriş koşul parametrelerini göstermektedir.

Tablo 1 . Kompresör giriş parametreleri

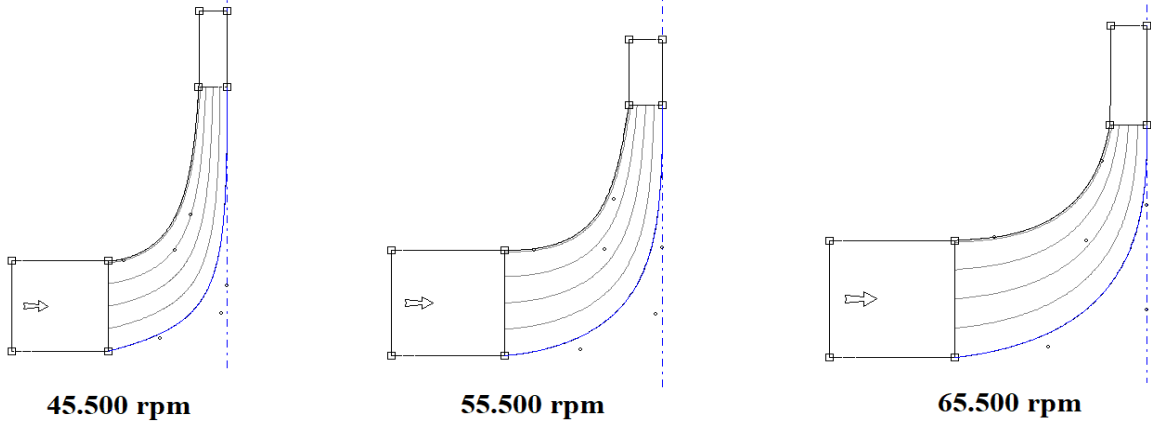
<i>Giriş basıncı</i>	<i>101.325 Pa</i>
<i>Giriş sıcaklığı</i>	<i>288.15 K</i>
<i>Basınç oranı</i>	<i>4.8</i>
<i>Kütle akış hızı</i>	<i>1 kg/s</i>
<i>Kompresör kanat kalınlığı</i>	<i>1.3 mm</i>
<i>1. Model için devir hızı</i>	<i>45.500 RPM</i>
<i>2. Model için devir hızı</i>	<i>55.500 RPM</i>
<i>3. Model için devir hızı</i>	<i>65.500 RPM</i>

4.1.2. Ön işleme (Blade Design)

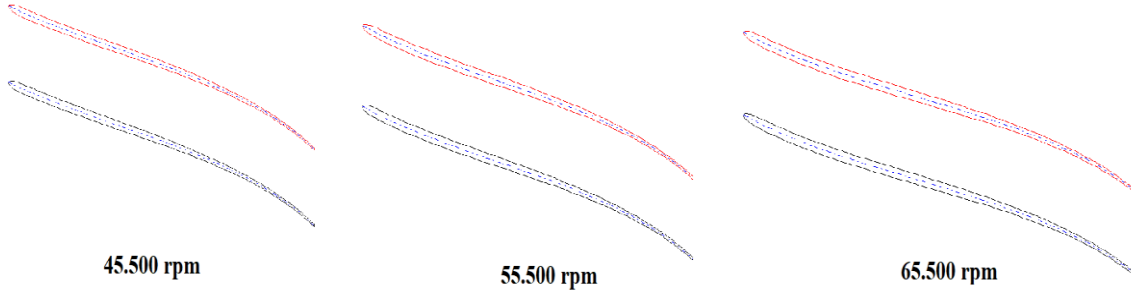
BladeGen, 1B tasarımı yapılmış turbo çarkların üç boyutlu geometrisini oluşturmak üzere özelleşmiş bir turbo çark CAD programıdır. Bu araç, üç boyutlu kompresör kanat profillerinin oluşturulması, hücum ve terk kenarları arasındaki açı dağılım ve geçişlerinin optimize edilmesini sağlamaktadır. Bu, karmaşık akışkan etkileşimlerini ve kayıpları dikkate alarak optimize edilmekte ve verimli bir kompresör tasarımı sağlamaktadır. BladeGen'in bu analitik ve özelleştirilebilir yaklaşımı, radyal kompresör tasarımının önemli aşamalarından birini oluştururken, aerodinamik verimliliği ve performansı arttırmaya yönelik düzenlemelerin yapılması için kullanışlı bir CAD platformu sunmaktadır.

Bu çalışma kapsamında, üç farklı kompresör modeli için CFD modeli oluşturulmuştur. Aşağıdaki görsellerde, tasarlanan kompresör modellerinin meridyenel (Şekil 20), yardımcı (Şekil 21) ve üç boyutlu (Şekil 22) görüntüleri sunulmaktadır. Bu görüntüler, her bir kompresör modelinin tasarımını ve geometrik özelliklerini görselleştirmek amacıyla

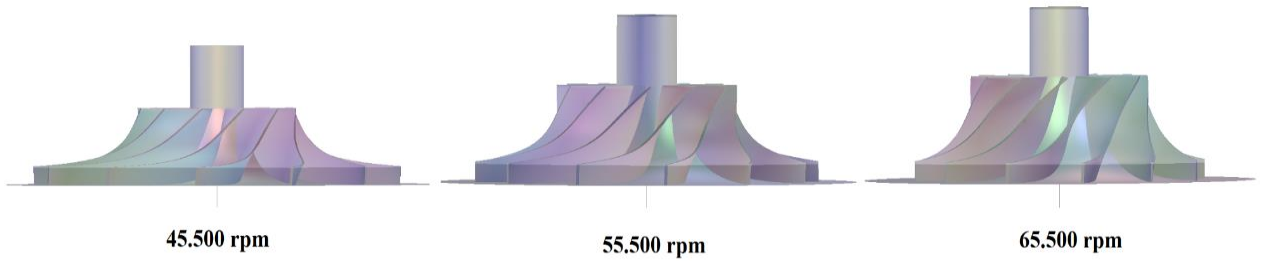
sunulmuştur. Tasarım aşamalarının ve modelin detaylı bir şekilde anlaşılmasında, bu görsel sunumlar önemli bir rol oynamaktadır.



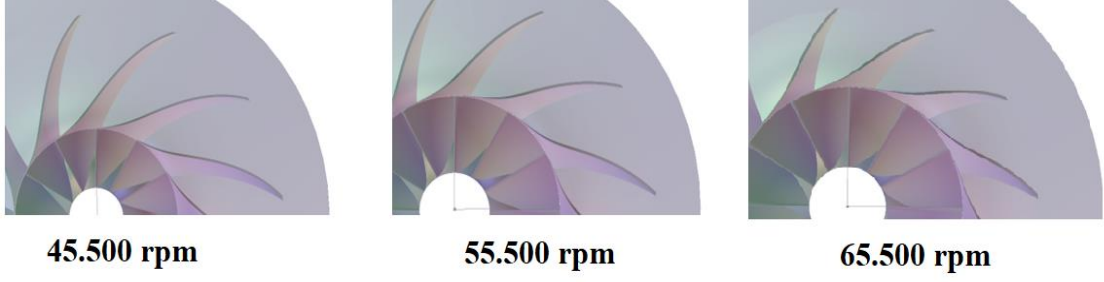
Şekil 20. Kanat meridyonel görünüşleri



Şekil 21. Kanat cascade görünüşleri



Şekil 22. Kompresör modelleri



Şekil 23. Farklı özgül hızlarda tasarlanan kompresör çarklarının üstten görünümü

Radyal kompresörün iyileştirme proseslerinde özellikle kanat geometrisi ve açılarının (Şekil 23) optimizasyonuna odaklanılmaktadır. Kanat geometrisi, kompresörün verimliliği, basınç yükseltme kapasitesi ve enerji kayıpları üzerinde büyük etkiye sahip olduğundan, iyileştirme çalışmaları bu faktörlere odaklanmaktadır. Kanat açıları, akışın yönlendirilmesi ve hız profili üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. İyileştirme süreçleri, kanat açılarının optimize edilmesi yoluyla daha verimli bir akış sağlamayı amaçlamaktadır.

CFD analizleri, farklı kanat açılarının kompresör performansına etkisini incelemek ve 1D tasarımın doğrulanması için kullanılmıştır. Bu analizler, optimum kanat açılarının belirlenmesine yardımcı olurken, kompresörün verimliliğini ve performansını artırmayı amaçlamaktadır.

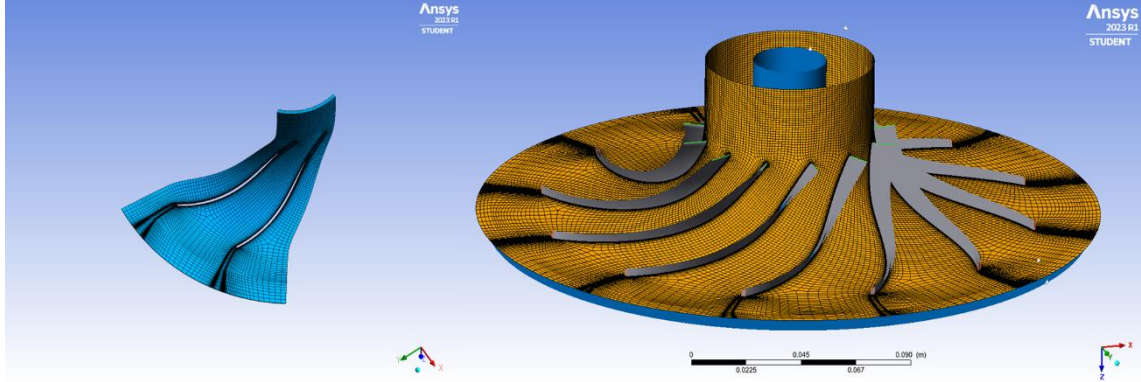
Sonuç olarak, radyal kompresörün kanat açısı dağılımları üzerine yapılan düzenlemeler, akışın daha verimli bir şekilde yönlendirilmesini sağlamış, bu sayede enerji kayıpları minimize edilmiş ve performans artırılmıştır.

4.1.3. Ağ kurulumu (Turbogrid)

Bladegen’ de tasarlanan kompresör modellerinin CFD analizleri yapılması için ağ ile kaplanması gerekmektedir. Bu çalışmada, ağ kurulumu için Turbogrid kullanılmıştır. İlk adımda “shroud tip” kısmına 0.25 mm değeri girilmiştir. Girilen mesh değerleri, referans alınan 40.000 rpm devir hızına sahip yarı kanatlı radyal kompresör için yapılmış çalışmadan alınmıştır (Kurt, 2021). Bu kısım (shroud), bıçakların beraber hareketini sağlamaktadır. Kompresörde vibrasyon ve gürültüyü azaltır ve aerodinamik kayıpları azaltarak verimi artırır. Ağ boyutları için “genel boyut faktörü” seçilmiştir ve 1 değeri girilmiştir.

Tablo 2. Kompresör ağı detayları

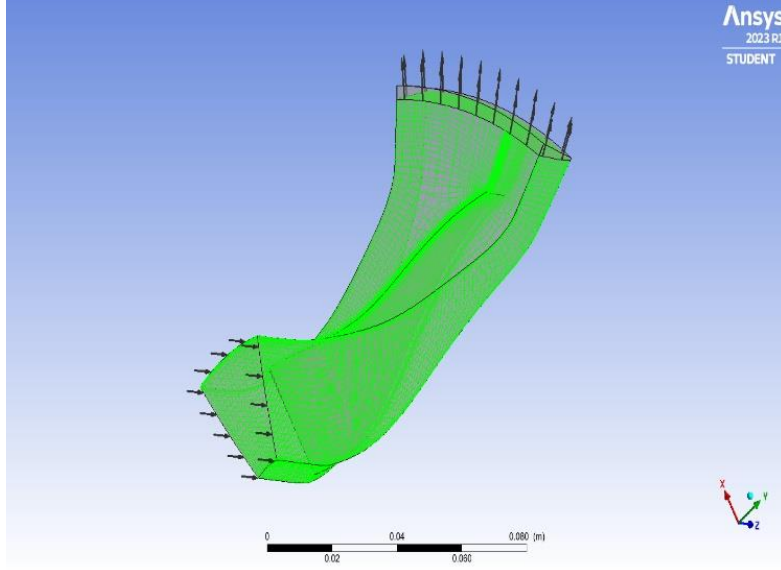
45.500 RPM	197.227 element	213.668 düğüm sayısı
55.500 RPM	201.180 element	185.716 düğüm sayısı
65.500 RPM	224.282 element	241.740 düğüm sayısı



Şekil 24. TurboMesh – ağı oluşturma

Ağı detayları Tablo 2’de ve ağı görüntüsü Şekil 24’te gösterilmektedir. Yarı kanatlı kompresörlerde daha fazla detay ve karmaşıklık nedeniyle genellikle Mesh eleman sayısı 400.000 ve ya 650.000 arasında değişmektedir. Bu çalışmadaki mesh eleman sayısı ise 200.000 ve 250.000 arasında oluşturulmuştur. Bu farklılığın, tam kanatlı kompresör tasarımının yarı kanatlı kompresörlere göre daha az detay ve ayrıntı içermesinden kaynaklandığı ifade edilebilir.

Daha sonra, çözüm için girişte toplam basınç ve çıkışta statik basınç değerleri tanımlanmıştır. Göbek kısmı için duvar hızı değeri girilmezken, shroud kısmı için karşı dönen duvar seçilmiş ve shroud bölümü rotor kısmına göre ters yönde döndürülmüştür. Ayrıca CFX, araçlar bölümünden “santrifüj kompresör”ü seçilerek, elde edilen sürekli durum çözümünü içerecek şekilde düzenlenmiştir.



Şekil 25. Sınır şartları

Gerçekleştirilen prosedürlerin tamamlanmasının ardından analiz aşaması (solution) başlatılmıştır. Bu araştırmada, üç ayrı model için toplamda 70 'ten fazla analiz gerçekleştirilmiş, en kesin sonuçlar tespit edilerek optimize edici düzenlemeler gerçekleştirilmiştir. Her bir analiz, istatistiksel güvenilirliği sağlamak amacıyla 1000 tekrarlı (iteration) bir döngü ile gerçekleştirilmiştir.

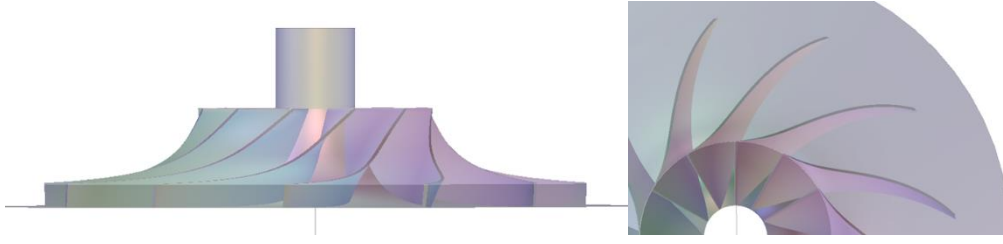
4.2. CFD Sonuçları

Bu bölüm, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizlerinden elde edilen sonuçları içermektedir. Bu kapsamda, her üç kompresör modeli için elde edilen performans sonuç tabloları sunulmuştur. Ayrıca, basınç dağılımları, sıcaklık dağılımları, Mach sayıları ve hız dağılım sonuçları, aynı zamanda meridyonel ve kanattan kanada (blade-to-blade) görüntülemeleri de yer almaktadır. Bu analiz sonuçları, kompresörlerin aerodinamik ve akış özelliklerini detaylı bir şekilde değerlendirmek amacıyla sunulmuştur. Bu bölüm, her bir kompresör modelinin performansını ve akış karakteristiklerini sunmaktadır.

4.2.1. 45.500 rpm devir hızında CFD analiz sonuçları

Bu bölümde, mikro turbojet motorunun 45.500 rpm devir hızında çalışan radyal kompresör modelinin CFD analiz sonuçları sunulmaktadır. Modelin yandan ve üstten görseli incelenerek görsel açıklamaları yapılmıştır. Kompresör özet verileri tablosu, statik basınç dağılımı ve sıcaklık dağılımı (kanattan kanada) değerlendirilmiş, ayrıca Mach sayıları ve hız

vektörleri (kanattan kanada, 3D) analiz edilmiştir. Kompresörün enerji dönüşüm verimliliğini yansıtan performans sonuçları tablosu da sunularak analiz tamamlanmıştır.



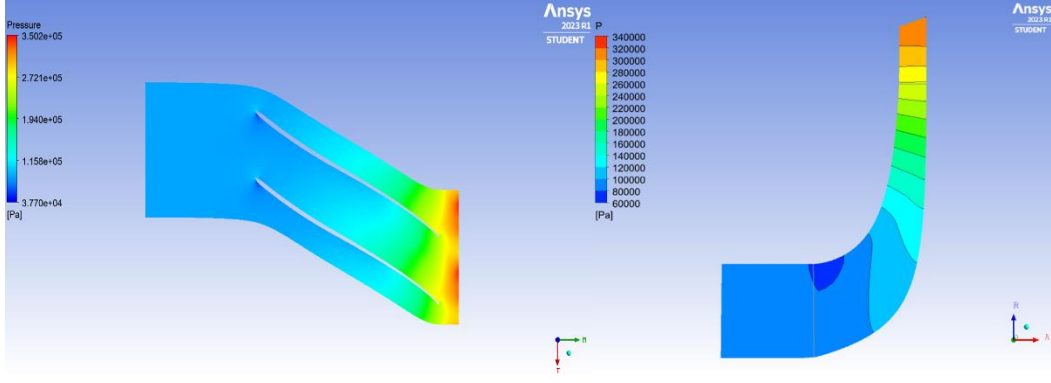
Şekil 26. Modelin yandan ve üstten görseli (45.500 rpm)

Şekil 26’da 45.500 rpm devir hızında çalışan radyal kompresör modelinin yandan ve üstten görseli verilmiştir. Bu görsel, kanatçıklarda yapılan iyileştirmeler sonucunda elde edilen nihai modeli yansıtmaktadır. Modelin özet verileri Tablo 3’te, performans sonuçları ise Tablo 4’te yer almaktadır.

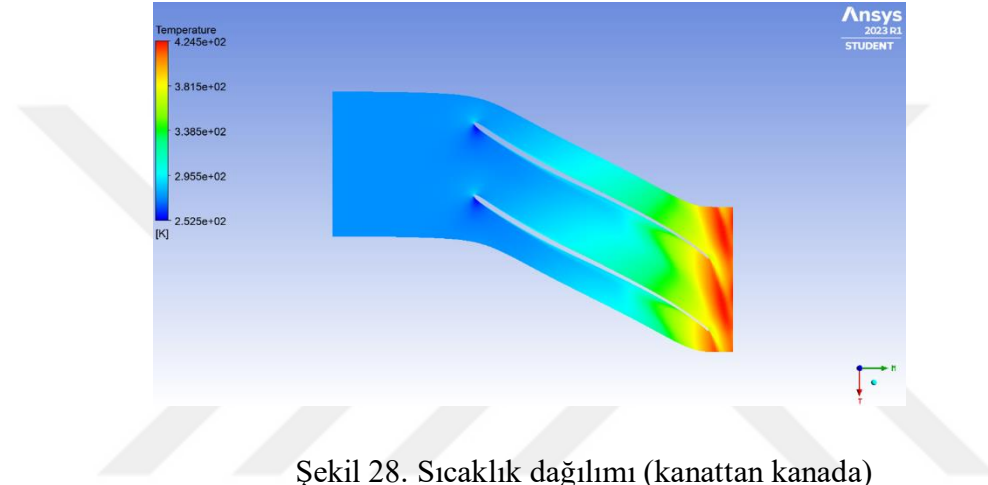
Tablo 3. Kompresör özet verileri (45.500 rpm)

	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı
P_{statik}	86.051 [Pa]	317.267 [Pa]
P_{toplam}	101.319 [Pa]	463.395 [Pa]
T_{statik}	275.007 [K]	415.453 [K]
T_{toplam}	288.156 [K]	463.062[K]
<i>Entalpi</i>	10.0381	165.683
<i>Entropi</i>	-34.2272	6.474
<i>Mach sayısı</i>	0.6811	0.7143

Kompresörün özet verileri, analiz sürecinin ayrıntılı bir açıklamasını sunmaktadır. Çıkıştaki toplam basınç değeri ise 463.395 Pa olarak belirlenmiştir (Şekil 27). Toplam basınçtaki bu artış, kompresörün etkili bir şekilde çalıştığını ve hava akışını yüksek basınçlara sıkıştırdığını yansıtmaktadır. Aynı şekilde, girişteki toplam sıcaklık 288.15 K iken çıkıştaki toplam sıcaklık 463.062 K olarak hesaplanmıştır (Şekil 28). Bu termal artış, hava akışının kompresör içerisinde sıkıştırma süreci boyunca ısındığını göstermektedir.



Şekil 27. Statik basınç dağılımı (kanattan kanada, meridional)

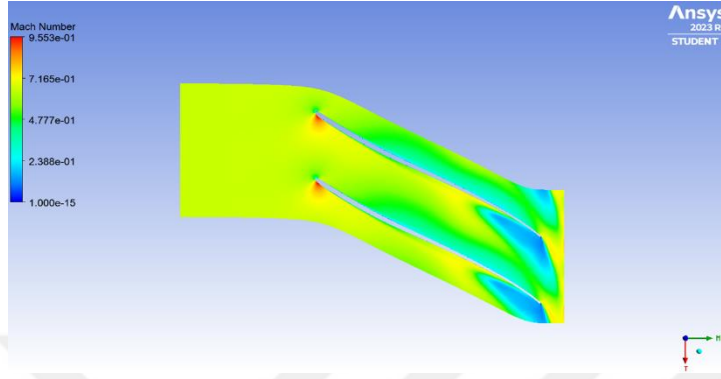


Şekil 28. Sıcaklık dağılımı (kanattan kanada)

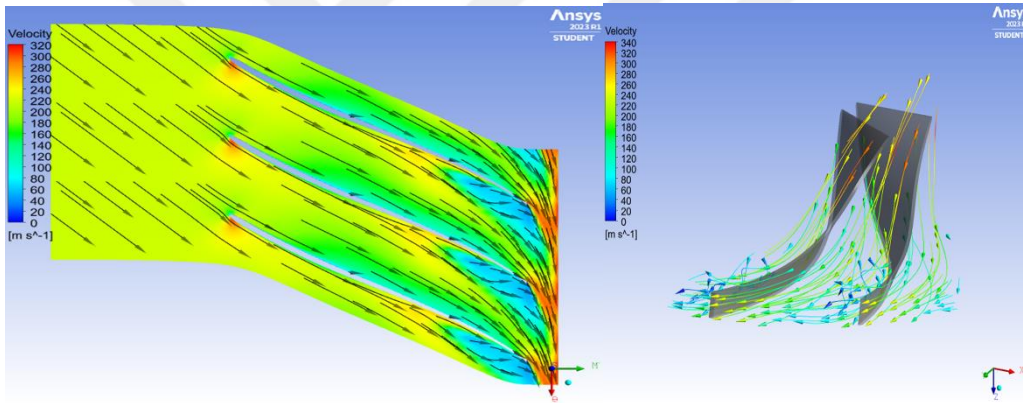
Entalpi değerleri incelendiğinde, giriş entalpi değeri 10.0381 iken çıkış entalpi değeri 165.683 olarak belirlenmiştir. Bu değerler, hava akışının kompresör içerisinde enerji kazandığını ve ısınarak çıkışa ilerlediğini göstermektedir. Entropi değerleri de benzer şekilde analiz edilmiştir. Girişteki entropi değeri -34.2272 iken çıkıştaki entropi değeri 6.474 olarak tespit edilmiştir. Entropi değerleri arasındaki bu fark, kompresör içindeki hava akışının başlangıçta düzenli olmayan bir yapıya sahip olduğunu, ancak kompresörün bu düzensizliği sıkıştırma sürecinde kısmen azalttığını ve enerji kazandırdığını göstermektedir. Giriş entalpi değeri düşük seviyede olduğundan, hava akışı başlangıçta düşük enerji içeriğine sahiptir. Çıkış entalpi değerinin ise giriş değerine göre yüksek olması, hava akışının kompresör içinde enerji kazandığını ve bu proses sonunda çıkışta daha yüksek enerjiye sahip olduğunu göstermektedir. Bu artış, hava akışının kinetik enerjisinin ve iç enerjisinin sıkıştırma süreci sonucunda arttığını belirtmektedir.

Çıkış Mach sayısının giriş Mach sayısına göre daha yüksek olması, kompresörün içinde hava basıncının arttığını ve sıkıştırma süreci sonucunda çıkışta daha yüksek hızlara ulaştığını

göstermektedir. Bu durum, hava akışının kinetik enerjisinin ve hızının sıkıştırma süreci sırasında arttığını ifade eder. Sonuç olarak, Mach sayılarındaki bu artış (Şekil 29), kompresörün hava akışını etkin bir şekilde sıkıştırdığını ve bu süreçte hızını artırdığını gösterir. Bu da kompresörün tasarım amacına uygun bir şekilde çalıştığını ve hava akışını istenen hızlara çıkardığını yansıtmaktadır.



Şekil 29. Mach sayısı (kanattan kanada)



Şekil 30. Hız vektörleri (kanattan kanada, 3D)

Şekil 30'da CFD analizleri sonucunda elde edilen hız vektörleri görselleri, kanattan kanada ve üç boyutlu olarak sunulmuştur. Görsellerdeki hız vektörlerinde herhangi bir kırılma, geri sapma veya kopma gözlemlenmemiştir. Bu durum, akışın düzgün bir şekilde hareket ettiğini göstermektedir. Hız vektörleri görsellerindeki bu süreklilik, analiz sürecinin sağlam sonuçlar ürettiğini, elde edilen bu kesintisiz hız dağılımları, kompresörün iç akış özelliklerinin başarılı bir şekilde değerlendirildiğini ve tasarımın istenilen performansı sergilediğini göstermektedir. Yapılan hesaplamalardan (Denklemler 34) sonra kompresör çıkış hızı 150.95 m/s olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4. Kompresör performans sonuçları (45.500 rpm)

Kütle akış hızı	<i>1.0012 kg/s</i>
Toplam basınç oranı	<i>4.5736</i>
Toplam sıcaklık oranı	<i>1.607 K</i>
Toplam izentropik verimlilik	<i>% 91.5315</i>
Toplam politropik verimlilik	<i>% 89.586</i>

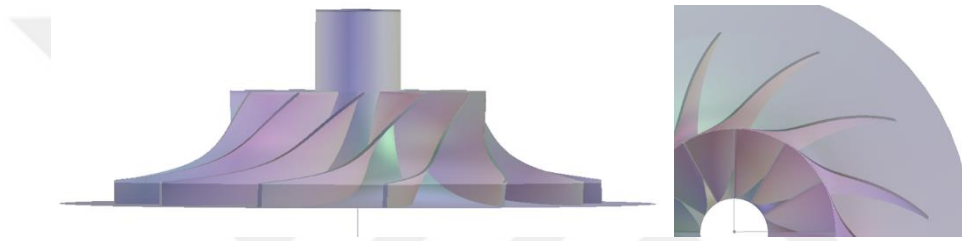
Politropik ve izentropik verimlilikler kompresörün enerji dönüşüm verimliliğini ölçmeye yönelik önemli parametrelerdir. Politropik verimlilik, kompresörün gazın sıkıştırılması sırasında iş yapan ve işe harcanan enerji arasındaki ilişkiyi gösterir. İzentropik verimlilik, kompresörün ne kadar ideal bir sıkıştırma işlemi gerçekleştirdiğini gösterir. Politropik ve izentropik verimlilik, radyal kompresörlerin performansını değerlendirmek için kullanılır. Politropik verimlilik, gerçek dünya koşullarında işlem sırasında meydana gelen enerji kayıplarını hesaba katar ve pratik uygulamalarda daha yaygın olarak kullanılırken, izentropik verimlilik idealize edilmiş bir durumu temsil eder ve teorik analizlerde kullanılır. Bu verimlilik değerleri, kompresör tasarımı ve işletmesi üzerinde büyük etkiye sahiptir ve enerji verimliliği ile performans optimizasyonu açısından kritik öneme sahiptir.

Tablo 4'ü incelediğimizde ilk olarak, giriş kütle akış hızı belirlenen değer olan 1 kg/s olarak başlamış olmasına rağmen, analiz sonucunda bu değer oldukça minimal bir artışla 1.0012 kg/s olarak olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, kompresörün tasarım amacına uygun bir şekilde çalıştığını ve giriş kütle akış hızında (Denklem 2) hedeflenen değere uygun bir performans sergilediğini göstermektedir.

Analiz sonuçlarına göre, toplam politropik verimlilik %89.586 olarak hesaplanmıştır. Bu değer, kompresörün içindeki termodinamik süreçlerin ne kadar etkin bir şekilde gerçekleştiğini yansıtarak, hava akışının sıkıştırma işlemi sırasında ne kadar az enerji kaybı yaşandığını göstermektedir. Aynı şekilde, toplam izentropik verimlilik değeri %91.5315 olarak bulunmuştur, bu da kompresörün içindeki işlemlerin gerçekleştiği süreçlerin ne kadar ideal verimlilikte olduğunu ifade etmektedir.

4.2.2. 55.500 RPM

Bu bölümde, mikro turbojet motorunun 55.500 rpm devir hızında en verimli ($\eta_{enerji} = \%94.44$, $\eta_{ekserji} = \%86.02$) şekilde çalışan radyal kompresör modelinin CFD analiz sonuçları sunulmaktadır. Modelin yandan ve üstten görseli incelenerek, yapılan iyileştirmelerin sonucunda görsel açıklamalarıyla belirtilmiştir. Kompresör özet verileri tablosu, statik basınç dağılımı ve sıcaklık dağılımı (kanattan kanada) değerlendirilmiş, Mach sayıları ve hız vektörleri (kanattan kanada, 3D) analiz edilmiştir. Bu bölüm, 55.500 rpm devir hızındaki kompresörün iç yapısının ve akış karakteristiklerinin nasıl optimize edildiğini ayrıntılı bir şekilde ele almaktadır.



Şekil 31. Modelin yandan ve üstten görseli (55.500 rpm)

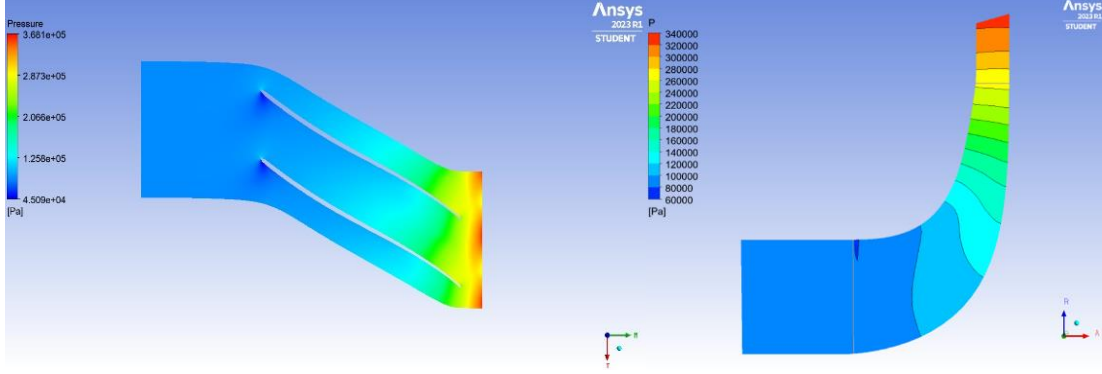
Şekil 31’de, 55.500 rpm devir hızında çalışan radyal kompresör modelinin yandan ve üstten görünümü verilmiştir. Bu görsel, kompresörün kanatçıklarında yapılan iyileştirmelerin sonuçlarına dayanarak oluşturulan nihai modeli göstermektedir. Modelin temel özet verileri Tablo 5’te, performans sonuçları ise Tablo 6’da açıklanmıştır.

Tablo 5. Kompresör özet verileri (55.500 rpm)

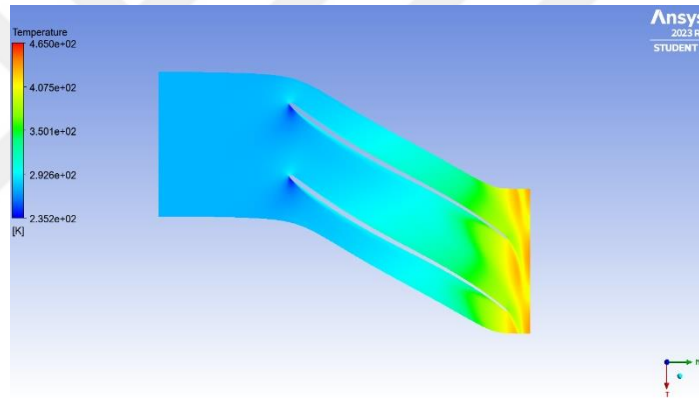
	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı
P_{statik}	85.986 [Pa]	325.666 [Pa]
P_{toplam}	101.318 [Pa]	482.009 [Pa]
T_{statik}	274.951 [K]	418.134 [K]
T_{toplam}	288.159 [K]	468.514[K]
Entalpi	10.0351	171.114
Entropi	-34.2153	7.9606
Mach sayısı	0.7559	0.7538

Kompresör özet verileri incelendiğinde, çıkış basınç değeri 482.009 Pa olarak ölçülmüştür. Çıkış sıcaklık değeri 468.514 K olarak hesaplanmıştır. Entalpi değerleri

incelendiğinde, giriş entalpi değeri 10.0351 ve çıkış entalpi değeri 171.114 olarak hesaplanmıştır. Giriş ve çıkış entropi değerleri sırasıyla -34.2153 ve 7.9606 olarak elde edilmiştir. Ayrıca, giriş Mach sayısı 0.7559 iken çıkış Mach sayısı 0.7538 olarak tespit edilmiştir.

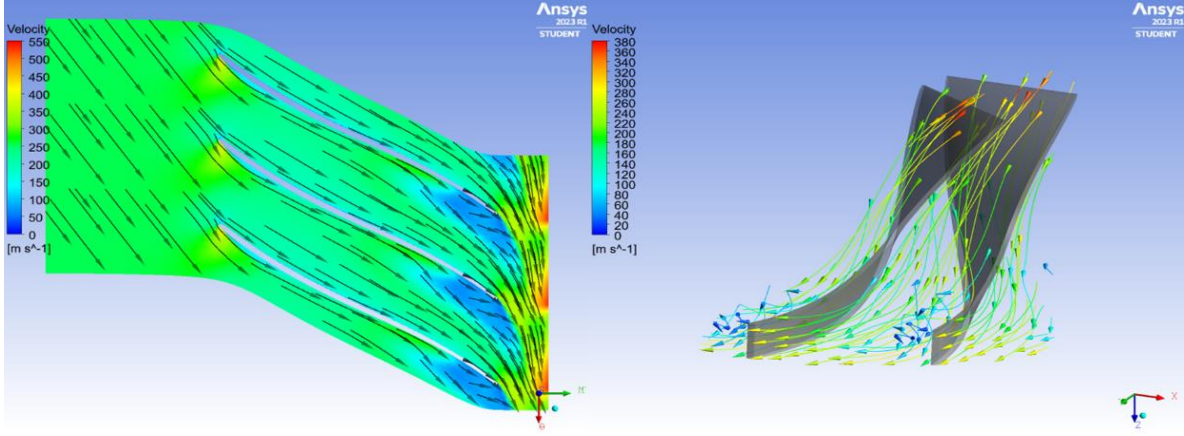


Şekil 32. Statik basınç dağılımı (kanattan kanada, meridional)



Şekil 33. Sıcaklık dağılımı (kanattan kanada)

Kompresör performansının karşılaştırmalı analizi, önemli bilgileri ortaya koymaktadır. Bu çalışma kapsamında yapılan kompresörün politropik verimliliği %89.586 ve izentropik verimliliği ise %91.5315 olarak ölçülmüştür. Ashish ve arkadaşları (Chaudhary, 2018) tarafından gerçekleştirilen CFD analizi sonuçlarına göre, izentropik verimlilik %83 olarak elde edilmiştir. Karşılaştırmalı analiz, kompresörün farklı çalışma koşullarında ve tasarım seçeneklerinde nasıl davrandığını daha bütünsel bir şekilde anlamamızı sağlamaktadır.



Şekil 35. Hız vektörleri (kanattan kanada, 3D)

Şekil 35 'te, 55.500 rpm devir hızı için elde edilen 3D hız vektörü görselleri incelendiğinde, kanattan kanada hız vektörlerinin akış yönünde kesintisiz ve kırılma olmaksızın ilerlediği gözlemlenmektedir. Bu sonuçlar, hava akışının kompresör içinde istikrarlı ve kontrollü bir şekilde ilerlediğini, akışın herhangi bir geri sıçrama veya kırılma olmadan başarılı bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir. Aynı zamanda, bu kompresör için de yapılan hesaplamalardan (Denklem 34) sonra kompresör çıkış hızı 150.95 m/s olarak hesaplanmıştır.

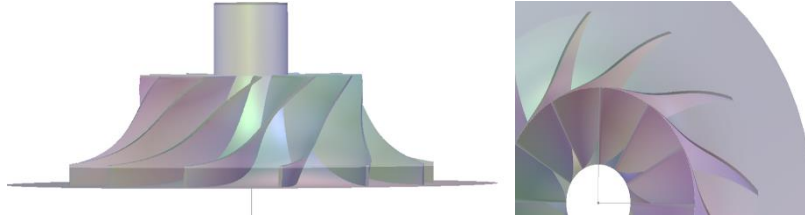
Tablo 6. Kompresör performans sonuçları (55.500 rpm)

Kütle akış hızı	1.0028 kg/s
Toplam basınç oranı	4.7574
Toplam sıcaklık oranı	1.6259 K
Toplam izantropik verimlilik	% 91.4774
Toplam politropik verimlilik	% 89.4524

Kompresör performans sonuçlarına baktığımızda, kütle akış hızının 1.0028 kg/s olduğu görülmektedir. Bu sonuç, tasarım amaçlarına uygun bir şekilde hedeflenen kütle akış hızına eşit olduğunu (Denklem 2) göstermektedir. Toplam basınç oranının 4.7574 olarak hesaplanmıştır. Bu hedeflenen basınç oranının (4.8) altında olduğunu ve bu analizin doğru bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir.

4.2.3. 65.500 RPM

Son olarak, bu bölümde 65.500 rpm devir hızına sahip kompresör modelinin CFD sonuçları yer almaktadır. Görüldüğü üzere bu model daha kabarıklık bir şekilde sahiptir. Bu durum, analiz sürecini daha karmaşık hale getiren bir etken olarak ortaya çıkmaktadır.



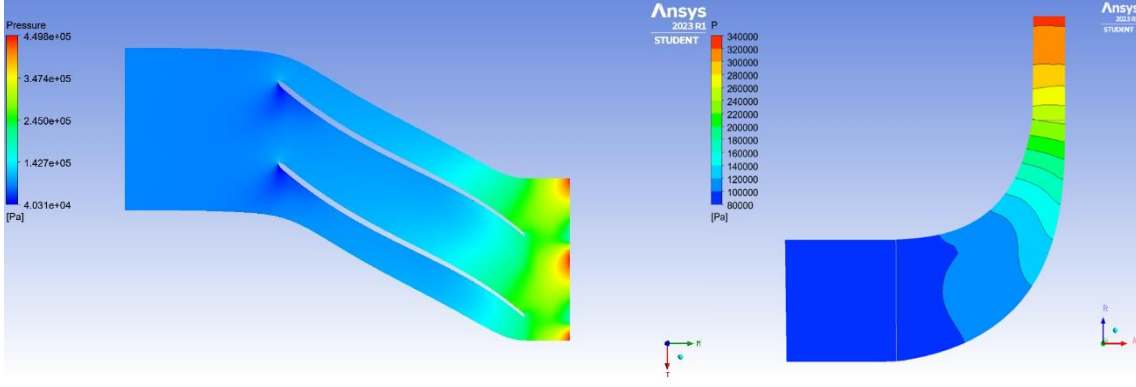
Şekil 36. Modelin yandan ve üstten görseli (65.500 rpm)

Şekil 36'da kompresör modelinin yandan ve üstten görüntüsü sunulmaktadır. Sağdaki görüntüde, kanatçıklarda gerçekleştirilen iyileştirmeler görülebilmektedir.

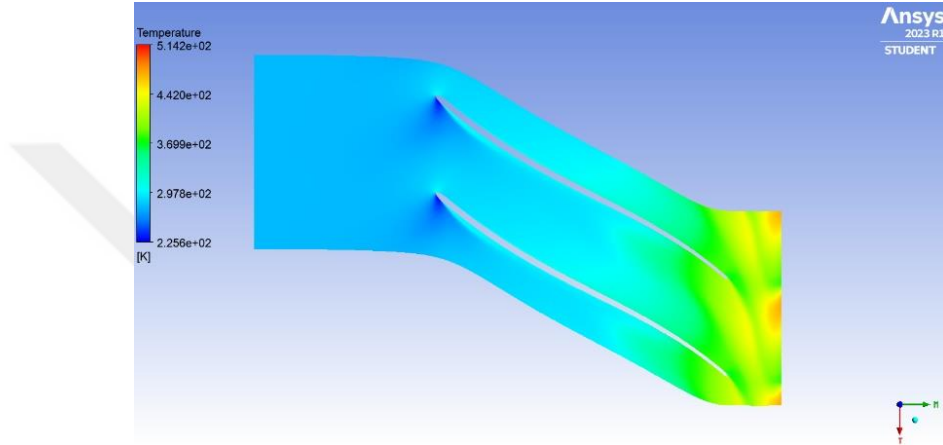
Tablo 7. Kompresör özet verileri (65.500 rpm)

	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı
P_{statik}	89003.6 [Pa]	324617 [Pa]
P_{toplam}	101373 [Pa]	465335 [Pa]
T_{statik}	277.6 [K]	428.15 [K]
T_{toplam}	288.1 [K]	477.1 [K]
<i>Entalpi</i>	10032	179744
<i>Entropi</i>	34,3	50,8
<i>Mach sayısı</i>	0.8	1,0399

Gerçekleştirilen analiz sonucunda kompresörün çıkışında toplam basınç oranı 465.335 Pa değerine yükselmiştir. Yine aynı şekilde toplam basınçtaki bu artış, kompresörün verimli bir şekilde çalıştığını ve akışkanı yüksek basınçlara sıkıştırdığını görebiliriz. Tablo 7'de verilen statik basınç değerleri, Şekil 37'de kanattan kanada ve meridyonel olarak görselleştirilmiştir. Meridyonel görünüm incelendiğinde, statik basıncın kompresörün %50'lik bölümünden sonra artış gösterdiği görülmektedir.

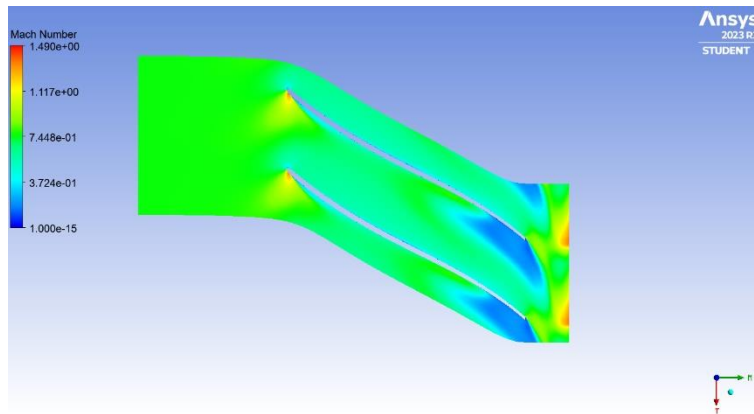


Şekil 37. Statik basınç dağılımı (kanattan kanada, meridyonel)



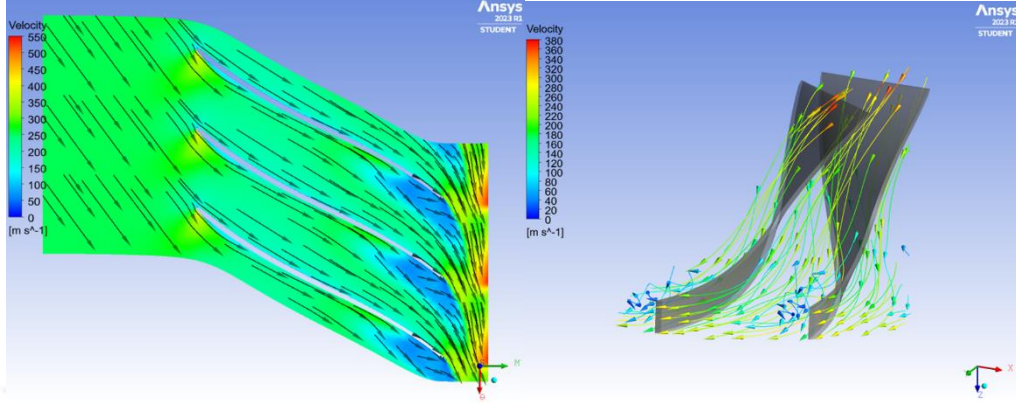
Şekil 38. Sıcaklık dağılımı (kanattan kanada)

Ayrıca, kompresörün çıkıştaki toplam sıcaklık değeri ise 477.107 K değerine ulaşmıştır (bkz. şekil 38). Bu sıcaklık değeri, kompresörün işlem sırasında gazı sıkıştırması ve bu sıkıştırma işlemi sırasında meydana gelen ısı artışını yansıtmaktadır.



Şekil 39. Mach sayısı (kanattan kanada)

Analiz sonucunda 65.500 rpm devir hızına sahip kompresörün giriş ve çıkış Mach sayıları sırasıyla 0.4352 ve 0.7269 olarak belirlenmiştir. Değerlerden anlaşıldığı üzere kompresörün çalışma sürecinde hava akışını hızlandırdığını ve hızını artırdığı görülmektedir (bknz. Şekil 40). Şekil 39, proses zamanı Mach sayısının kanattan kanada değişimini göstermektedir.



Şekil 40. Hız vektörleri (kanattan kanada, 3D)

Yine aynı şekilde, 65.500 rpm devir hızı için hız vektörleri incelendiğinde, ciddi bir kırılma veya geri sıçrama tespit edilmemiştir. Yapılan analizlerde en çok hata bu kompresör modelinde tespit edilmiş, gerekli iyileştirmelerden sonra olumlu sonuçlara varılmıştır. Bu model için de yapılan hesaplamalardan (Denklem 34) sonra kompresör çıkış hızı 210.54 m/s olarak hesaplanmıştır.

Tablo 8. Kompresör performans sonuçları (65.500 rpm)

Kütle akış hızı	0.9188 kg/s
Toplam basınç oranı	4.5903
Toplam sıcaklık oranı	1.6557 K
Toplam izantropik verimlilik	% 82.2556
Toplam politropik verimlilik	% 78.6226

Tablo 8’de 65.500 rpm devir hızına sahip kompresör modelinin performans sonuçları görülmektedir. Kütle akış hızının 0.9188 kg/s olduğu, yani tasarım amaçlarına uygun olarak hedeflenen kütle akış hızına yaklaştığı görülmektedir.

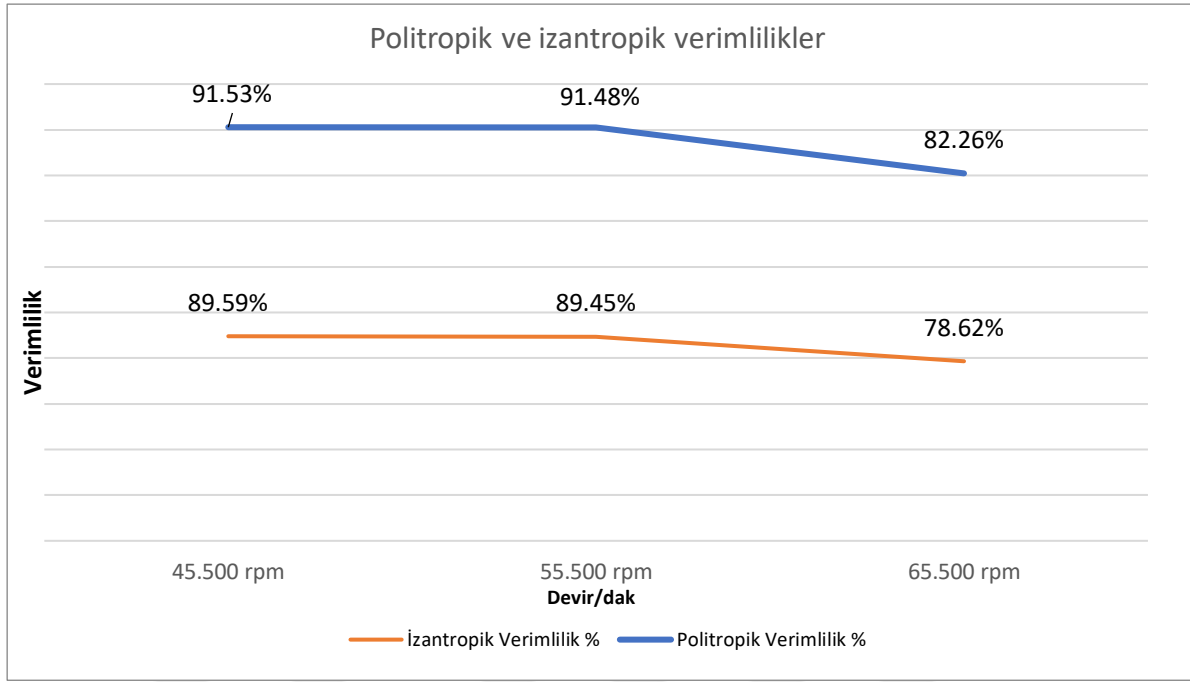
4.3. Sisteme uygulanan enerji - ekserji sonuçları

Yapılan CFD sonuçlarından sonra her üç sisteme enerji - ekserji analizleri uygulanmıştır. Hesaplamalar, giriş-çıkış entropileri, entalpileri, basınçları ve sıcaklıkları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Tablo 9. Enerji-ekserji sonuç tablosu

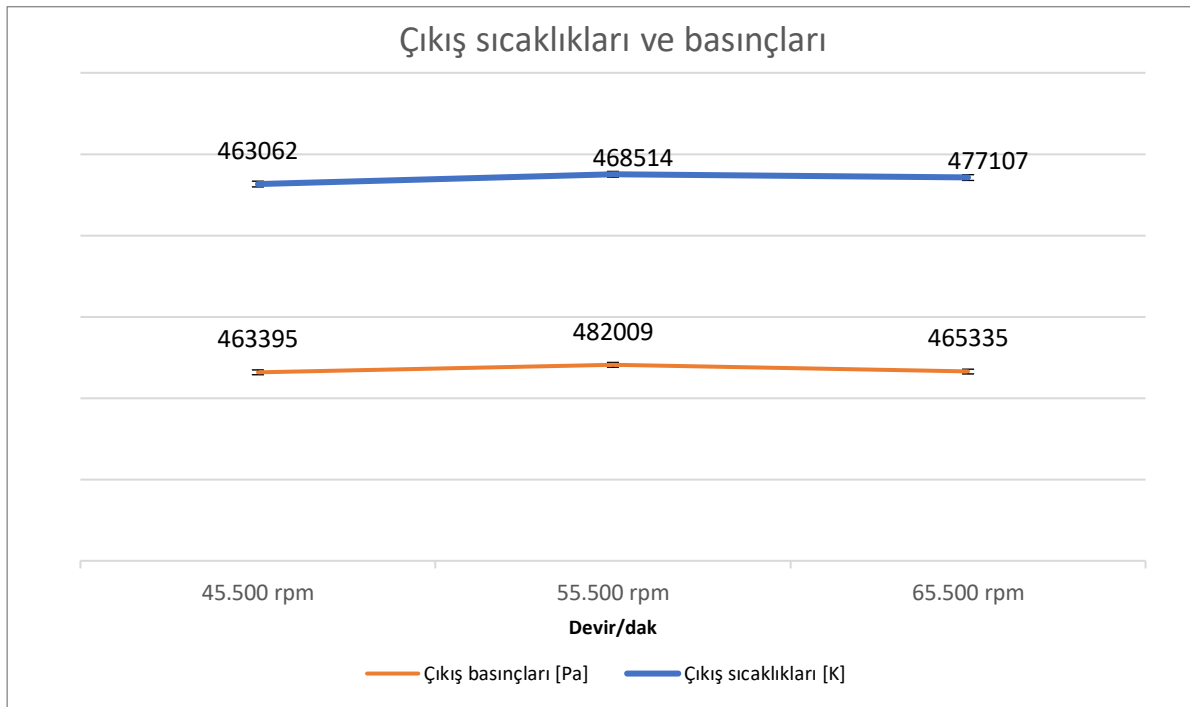
	45.500 rpm	55.500 rpm	65.500 rpm	
Giriş ekserjisi	-9.3891	-8.7151	-8.7588	Ex_1
Çıkış ekserjisi	163.03	169.06	164.6	Ex_2
Toplam İzantropik Verimlilik	% 91.5315	% 91.4774	%82.2556	$\eta_{izantropik}$
Toplam Politropik Verimlilik	% 89.586	% 89.4524	%78.6226	$\eta_{politropik}$
Kompresörün gördüğü iş	11852.38	10167.41	10192.74	W
Çıkış hızı	150.95	174.16	210.54	V_2
Kinetik ekserji	11.39802	15.12916	22.13306	$Ex_{kinetik}$
Potansiyel ekserji	2.66692	2.6491	2.8798	$Ex_{potansiyel}$
Toplam ekserji	14.0649	17.7783	25.0128	Ex_{toplam}
Enerji verimliliği	%94.29	%94.44	%94.68	η_{enerji}
Ekserji verimliliği	%79.25	%86.02	%81.70	$\eta_{ekserji}$

Yapılan enerji ekserji sonuç tablosu, farklı devir hızlarına sahip üç kompresör çarkının performansını detaylı bir şekilde göstermektedir. Tabloda yer alan verilere göre, 45.500 rpm devir hızına sahip kompresör çarkının toplam izentropik verimliliği %91.5315, toplam politropik verimliliği ise %89.586 olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde, 55.500 rpm devir hızında çalışan kompresörde toplam izentropik verimlilik %91.4774 ve toplam politropik verimlilik %89.4524 olarak belirlenmiştir. Diğer yandan, 65.500 rpm devir hızındaki kompresörün toplam izentropik verimliliği %82.2556, toplam politropik verimliliği ise %78.6226 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 41. İzantropik ve politropik verimlilikler

Bu sonuçlar (Şekil 41), kompresörlerin farklı devir hızlarında farklı performans gösterdiğini ve devir hızının verimlilik üzerinde belirleyici bir faktör olduğunu göstermektedir.

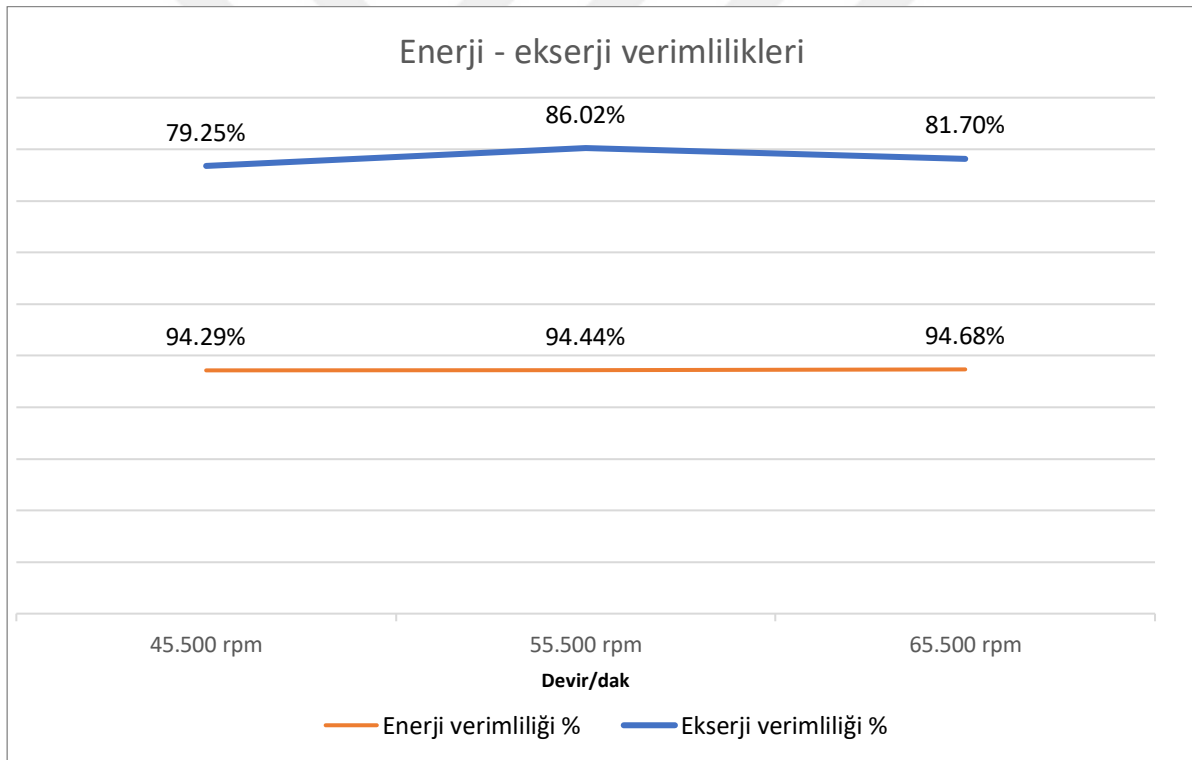


Şekil 42. Çıkış sıcaklıkları ve çıkış basınçları grafikleri

Her üç kompresörde, kompresör devir hızının artmasıyla çıkış hızı da yükselmiştir. 55.500 rpm devir hızında, enerji verimliliği %94.44, ekserji verimliliği ise %86.02 olarak belirlenmiştir. Diğer iki devir hızına göre daha yüksek verimlilik değerleri, 55.500 rpm devir hızındaki kompresörün daha etkin bir enerji dönüşümü sağladığını göstermektedir.

Sonuç olarak, enerji ve ekserji sonuç tablosu incelendiğinde, 55.500 rpm devir hızına sahip kompresörün en verimli çalışma koşullarına sahip olduğu görülmektedir. Bu devir hızında elde edilen yüksek verimlilik değerleri, kompresör tasarımının ve performansının en iyi şekilde optimize edildiğini göstermektedir.

Her üç kompresör modeli için giriş çıkış basınçları, sıcaklıkları, çıkış hızları, entalpileri ve entropileri için, ayrıca enerji ekserji, izentropik ve politropik verimlilik sonuç grafikleri oluşturulmuştur.



Şekil 44. Enerji ekserji verimlilikleri

Şekil 44 'te enerji-ekserji verimlilik grafikleri yer almaktadır. Enerji verimliliği açısından, en yüksek enerji verimliliği değeri %94.68 ile 65.500 rpm devir hızında çalışan kompresörde elde edilmiştir. Bu, kompresörün girdi olarak aldığı enerjinin büyük bir kısmını istenilen çıkış işine dönüştürebildiğini ve enerji kayıplarının daha az olduğunu

göstermektedir. Ekserji verimliliği açısından en yüksek değeri ise %86.02 ile 55.500 rpm devir hızında çalışan kompresör modeli göstermiştir.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, İnsansız Hava Araçları (İHA'lar) için kullanılan mikro turbojet motorun tam kanat (full blade) radyal hava kompresörünün performansının farklı devir hızlarında (45.500 rpm, 55.500 rpm ve 65.500 rpm) Ansys Workbench programı aracılığıyla gerçekleştirilen CFD analizleri ile değerlendirilmiştir. Analizler sonucunda iyileştirmeler yapılarak daha verimli sonuçlara ulaşılmıştır. Sonuçlar, hem kanattan kanada hem de meridional düzlemde olmak üzere 3D görsellerle ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

Yapılan CFD analizleri sonucunda elde edilen hız vektörleri görselleri, kanattan kanada ve üç boyutlu olarak sunulmuştur. Her üç kompresörde de görsellerdeki ipçiklerde herhangi bir kırılma, geri sapma veya kopma gözlemlenmemiştir. Bu durum, akışların düzgün bir şekilde hareket ettiğini göstermektedir. Hız vektörleri görsellerindeki bu süreklilik, analiz sürecinin sağlam sonuçlar ürettiğini, elde edilen bu kesintisiz hız dağılımları, kompresörün iç akış özelliklerinin başarılı bir şekilde değerlendirildiğini ve tasarımın istenilen performansı sergilediğini göstermektedir.

Elde edilen basınç dağılımı görselleri, kanattan kanada olarak sunulmuştur. Görsellerdeki veriler, farklı rotor hızlarına sahip kompresör modellerinin basınç dağılımlarını göstermektedir. Analiz sonucunda 45.500 rpm'de çalışan kompresörde basınç, 463.395 Pa, 55.500 rpm'de çalışan kompresör 482.009 Pa, 65.500 rpm'de çalışan kompresörde basınç 465.335 Pa seviyelerine yükselmiştir. Bu sonuçlar, rotor hızının basınç dağılımı üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Analiz sonuçlarının ardından, her üç analiz için enerji ekserji verimlilik analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlara göre enerji verimlilikleri sırasıyla %94.29, %94.44, %94.68, ekserji verimlilikleri ise %79.25, %86.02 ve %81.70 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar, farklı devir hızlarının radyal hava kompresörünün performansına nasıl etki ettiğini göstermektedir.

Analiz sonuçlarına göre, ekserji verimliliği açısından en yüksek değere sahip kompresör %86.02 ile 55.500 rpm devir hızında bulunmaktadır. Ancak enerji verimliliği açısından tüm dönme hızlarında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bu çelişki, enerji verimliliğinin ekserji verimliliğine kıyasla daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu durum, enerji kayıplarının

ekserji analizi sonuçlarına oranla daha düşük olduğunu gösterirken, enerji analizi sonuçlarıyla uyumlu olarak verimliliğin daha yüksek olduğunu göstermektedir.

Yapılan analiz sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı görselleri sunulmuş ve incelenmiştir. Bu görseller, radyal hava kompresörünün farklı devir hızlarında nasıl performans gösterdiğine dair bilgiler sunmaktadır. 45.500 rpm'de çalışan kompresörde sıcaklık dağılımı, 463.062 Kelvin (K) olarak belirlenmiştir. Benzer şekilde, 55.500 rpm'de çalışan kompresörde sıcaklık değeri 468.514 K seviyesine yükselmektedir. Yine, 65.500 rpm'de çalışan kompresörde sıcaklık 477.107 K olarak kaydedilmiştir. Bu sonuçlardan, devir hızının radyal hava kompresörünün içindeki akışkanın sıcaklık dağılımına nasıl etki ettiği görülebilmektedir. Daha yüksek devir hızlarında, sıcaklık genellikle artış göstermektedir, bu da daha yüksek enerji dönüşümleri ve daha fazla ısı üretimini yansıtmaktadır.

Bütün verilere dayanarak, 55.500 rpm devir hızında modelin belirli veriler için en üstün performansı sergilediği belirlenmiştir. Sonuç olarak, 55.500 rpm devir hızında çalışan radyal kompresörün analizi, tasarım amaçlarına genel olarak yaklaşıldığını göstermektedir. Kompresörün performans sonuçları, kütle akış hızı ve basınç oranı açısından olumlu sonuçlar sunarken, Mach sayılarındaki değerler de kompresörün istikrarlı çalışmasını yansıtmaktadır. Bu veriler, kompresörün etkili bir şekilde çalıştığını ve tasarımın başarılı olduğunu göstererek, ileriye yönelik tasarım iyileştirmeleri ve optimize edilmiş hava taşıtları geliştirilmesi için bilgiler sunmaktadır.

Öneriler:

Yapılan kompresör modeli için öneriler bu şekilde sıralanabilir;

- Kompresör kanat sayıları artırılarak analizler geliştirilebilir.
- Modelin dahada verimli çalışması için kanat hız üçgenleri üzerinde inceleme yapılabilir.
- Kompresör kanatlarının inceltmesi kompresör performansına etkisi araştırılabilir.

İlk olarak, kompresör kanat sayısının artırılması, sıkıştırma kapasitesinin artırılmasına katkı sağlayabilir. Bu, daha fazla hava veya gazın sıkıştırılmasını sağlayarak kompresörün daha etkili çalışmasını destekler. İkinci olarak, kanat hız üçgenlerinin optimize edilmesi, kompresörün aerodinamik verimliliğini artırır ve enerji kayıplarını minimize edebilir. Son

olarak ise kompresör kanatlarının inceltilmesi, akışkanın daha düzgün bir şekilde yönlendirilmesine yardımcı olabilir ve sıkıştırma işlemini daha verimli bir şekilde gerçekleştirir.

Kompresör modelinin gelecekteki analizleri daha yeni nesil bilgisayar ile ve daha ileri termodinamik hesaplamalar yapılarak, imalat prosedürlerinin gerçekleştirilmesi planlanmaktadır.



6. KAYNAKLAR

- Aldemir, M., 2020, Jet motorlarında hidrojenin alternatif yakıt olarak kullanımının araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi*, Isparta.
- Aydın, E., 2018, Füzelerde kullanılan deneysel bir turbomakinenin ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir.
- Altıntaş, B., 2019, Mikro jet motorların incelenmesi ve bir uygulama örneği, Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi*, Karabük.
- Bakalis, D. P., 2012, Data analysis and performance model calibration of a small turbojet engine. *Department of Mechanical Engineering, University of Thessaly*
doi: 10.1177/0954410011425126.
- Baş, T. E., 2021, Turbojet motoru kompresör çarkının yapısal analizi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. 2011, *Thermodynamics: an engineering approach* (Vol. 5, p. 445). New York: McGraw-hill.
- Chaudhary, A., Trivedi, Y., Mulchand, A., Chauhan, H., Dave, P., Patel, J., & Mehta, V. 2018, Design and CFD analysis of centrifugal compressor and turbine for supercritical CO₂ power cycle. In *The 6th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles*.
- Daşık, E., 2020, İHA'lar için kullanılacak olan bir turbojet motorun termodinamik çevrim analizi. Yüksek Lisans Tezi, *Milli Savunma Üniversitesi, Hezarfen Havacılık ve Uzay Teknolojileri Enstitüsü*, İstanbul.
- Ekici, S., 2018, Mini turbojet/turboprop motorun ileri ekserji analizi, Doktora Tezi, *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir.

- Enis, T., 2016, Uçaklarda kullanılan gaz türbinli motorların ekserjoekonomik analizi, Doktora Tezi, *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir.
- Ercan, Ö., 2017, Bir gaz türbini çevriminin termodinamik analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Namık Kemal Üniversitesi*, Tekirdağ.
- Ataş, E., 2013, Turbojet motoru kompresör modülü yapısal tasarımı, malzeme ve imalat yöntemi belirlenmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul.
- Fernandez-Fraire, F., & Sanchez-Ramirez, C., 2019, Design and optimization of a micro turbine engine centrifugal compressor for engineering education. In *AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum* (p. 3910).
- Güllü, E., 2015, Meanline performance analysis of radial compressors, Yüksek Lisans Tezi, *Middle East Technical University*, Ankara.
- Güneş, M., 2022, Performance enhancement of turbocharger centrifugal compressor, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi*, İstanbul.
- Gürsoy, E., 2020, Farklı kapasitedeki turbo/santrifüj kompresör sistemi için geleneksel ve ileri ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi*, Karabük.
- İçke, R. Ö., 2016, Bir mikro turbojet motorun ters mühendislik ile incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi*, İzmir.
- Kahraman, Ç., 2020, İnsansız hava araçlarında farklı yakıtlar ile çalışan turbojet motorunun enerji, ekserji ve sürdürülebilirlik analizleri, Doktora Tezi, *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir.
- Karaşiray, N. C., 2009, Türk savunma sanayii'nde İHA'ların uçuşa elverişliliği ve tip sertifikasyonu gerekliliğinin incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *Kara Harp Okulu Komutanlığı*, Ankara.

- Katrancı, S., 2020, İnsansız hava aracı (iha) ve silahlı insansız hava araçlarının (siha), hibrit savaşta kullanımı ve türk silahlı kuvvetleri'ne etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep*.
- Koyyalamudi, V. V. N. K., & Nagpurwala, Q. H., 2016, Stall margin improvement in a centrifugal compressor through inducer casing treatment, *International Journal of Rotating Machinery*.
- Kurt, K., 2021, *Radial Compressor Analysis Using CFD for a Micro-Jet*, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul*.
- Liu, S., Liu, C., Hu, Y., Gao, S., Wang, Y., & Zhang, H., 2016, Fatigue life assessment of centrifugal compressor impeller based on FEA, *Engineering Failure Analysis*, 60, 383–390. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.035>.
- Oh, H. W., Yoon, E. S., & Chung, M. K. (1997). An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 211(4), 331-338.
- Turan, O., 2012, Exergetic effects of some design parameters on the small turbojet engine for unmanned air vehicle applications. *Energy*, 46(1), 51-61.
- Özkahya, B. B., 2016, Bir santrifüj kompresör çarkının yapay sinir ağına bağlı genetik algoritma kullanılarak aerodinamik eniyilemesinin yapılması, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul*.
- Pathirathna, K. A., 2013, Gas turbine thermodynamic and performance analysis methods using available catalog data, Yüksek Lisans Tezi, *University of Gavle*.
- Sebelev, A. A., Tikhonov, A. S., Aleksenskiy, V. A., Shengals, A. A., & Klyavin, O. I., 2021, Aerodynamic analysis of the small-scaled centrifugal compressor for micro-turbojet engine applications. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 1891, No. 1, p. 012017). IOP Publishing.

Solum, C., 2018, Mini insansız hava araçlarında kullanılan motorların performanslarının incelenmesi ve optimizasyonu, Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi*, İstanbul.

Ural, H., 2018, Sürü Halinde Görev Yapan İnsansız Hava Araçları ve Teknolojileri, *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Uzmanlığı Tezi, Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı*, Ankara.

Yandık, Ö. F., 2022, Kargo uçaklarında kullanılan iki farklı turboprop motorun ekserji ve sürdürülebilirlik analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi*, Eskişehir.

Yücer, C. T., 2016, Thermodynamic analysis of the part load performance for a small scale gas turbine jet engine by using exergy analysis method, *Energy*, *111*, 251-259.

Yılmaz, Z. A., 2020, *Bir mini jet motoru için radyal kompresörün akış ve yapısal analiz yöntemleri kullanarak tasarımı*. Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi*, Ankara.

Yücer, C. T., 2019, Investigation Of The Performance For A Gas Turbine Jet Engine By Using Exergy Analysis Method, *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, *8(1)*, 405-411.



