

İHA'larda İtki İçin Kullanılan Mikro Turbojet Motorun Hava Kompresörünün Termodinamik Analizi

Ali İSMAYİLLİ¹  Mahmut Sami BÜKER^{2*} 

¹ Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, Türkiye

² Necmettin Erbakan Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği, Konya, Türkiye

Makale Bilgisi

ÖZET

Geliş Tarihi: 22.03.2024
Kabul Tarihi: 23.05.2024
Yayın Tarihi: 30.06.2024

Anahtar Kelimeler:

İHA,
Mikro Turbojet Motoru,
Hava Kompresörü,
Termodinamik Analiz.

Bu çalışmada, İHA'larda itki için kullanılan küçük ölçekli mikro turbojet motorunun ana bileşenlerinden olan radyal kompresör çarkının HAD (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. HAD analizleri aynı kütle akış hızları (1 kg/s) ve basınç oranlarına (4.8) göre 45.500, 55.500 ve 65.500 rpm devir hızlarında 3 tasarım için yapılmıştır. Bu koşullar için, enerji verimleri %94.29, %94.44 ve %94.68 olarak ve ekserji verimleri ise sırasıyla %79.25, %86.02 ve %81.70 olarak belirlenmiştir.

Thermodynamic Analysis of An Air Compressor of Micro Turbojet Engines Used for Propulsion in UAVs

Article Info

ABSTRACT

Received: 22.03.2024
Accepted: 23.05.2024
Published: 30.06.2024

Keywords:

UAV,
Micro Turbojet Engines,
Air Compressor,
Thermodynamic Analysis.

In this study, computational fluid dynamics (CFD) and thermodynamic analyses of the radial compressor blade which is one of the key components of the small-scale micro turbojet engine used for propulsion in UAV's, were conducted. The micro turbojet engine was analysed under sea level conditions (101.325 Pa, 288.15 K). The compressor models were designed with 12 full blades, and the blade thickness for the compressor models was set at 1.3 mm. CFD analyses were carried out at three different operating speeds including 45.500, 55.500 and 65.500 rpm, with the same mass flow rates (1 kg/s) and pressure ratios (4.8). The energy efficiencies of these models were determined as 94.29%, 94.44% and 94.68%, then, exergy efficiencies were found to be 79.25%, 86.02% and 81.70%, respectively.

To cite this article:

İsmayilli, A., & Büker, M. S. (2024). İHA'larda itki için kullanılan mikro turbojet motorun hava kompresörünün termodinamik analizi. *Aerospace Research Letters (ASREL)*, 3(1), 27-43. <https://doi.org/10.56753/ASREL.2024.3.3>

*Sorumlu Yazar: Mahmut Sami BÜKER, msbucker@erbakan.edu.tr



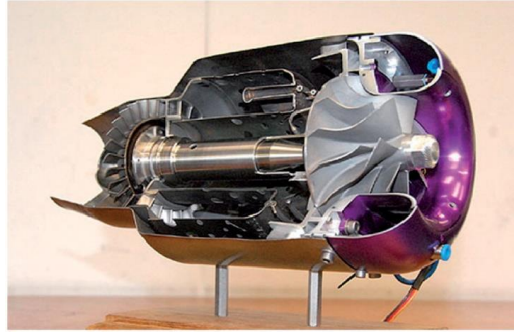
GİRİŞ

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 itki gücü sağlama özelliklerine sahiptirler (Daşık, 2020).

Mikro turbojet motorları düşük maliyetli, 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). Bu motorlarda yakıt olarak ise kerosen kullanılmaktadır (Şekil 1).

Şekil 1

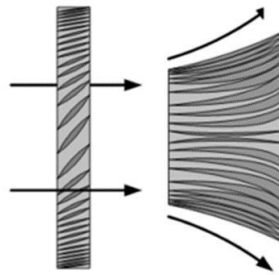
MTJ Motor Yan Kesit Görünümü



Mikro turbojet motorlar, kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz nozulu olmak üzere dört temel bileşenden oluşmaktadır (Şekil 2). Bu motorlarda radyal kompresörler kullanılmaktadır. İlk aşamada hava, kompresörde sıkıştırılır ve yüksek basınçlara çıkarılarak yanma odasına iletilir ve hava-yakıt karışımı yakılarak nozuldaki dışarıya atılır. Bir turbojet motorunun gaz giriş bölgesi ile egzoz ucu bölgesi arasındaki momentum farkı itme kuvveti oluşturur (Yücer, 2018).

Şekil 2

Eksenel ve Radyal Kompresör (Eyüp, 2013)



Santrifüj kompresör çarkının geometrisi, aksiyel kompresör çarkına göre daha basittir. Bu nedenle üretim maliyetleri genellikle daha düşüktür. Özellikle mikro turbojet motor gibi kompakt sistemler için radyal kompresörler, düşük maliyetleri, geniş çalışma aralıkları ve yüksek basınç oranları sağlayabilen iyi bir seçenek olarak kabul edilmektedir (İçke, 2016).

Geçmişten günümüze gaz türbinli motorların performanslarını iyileştirmek için birçok çalışma yapılmıştır. Balli ve ark. (2021) 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. Liu ve ark. (2016) FV520B paslanmaz çelikten yapılmış

bir hava kompresörünün merkezkaç ve aerodinamik yükleri de hesaba katarak yorulma ömrünü incelemiştir. Elde edilen sonuçları doğrulama amacıyla numuneler üzerinde yorulma testleri yapılmıştır. Zengin ve Tokgöz (2022) standart bir turbojet motoru için hava kompresöründen çekilen tahliye havasına bağlı olarak özgül yakıt tüketimi, itki ve jet çıkış basıncını analitik olarak incelemek amacıyla MATLAB arayüzü geliştirmişlerdir. Sonuçları literatürle karşılaştırmışlar ve maksimum hata oranını yaklaşık olarak % 1.1 bulmuşlardır. Kompresörden çekilen hava miktarı arttıkça motor performansı ve çıkış basıncı düşmüş, buna mukabil özgül yakıt tüketim değeri ise artmıştır. Kocamer ve ark. (2022) insansız hava araçlarında kullanılan iniş takımlarının sonlu elemanlar yöntemini kullanarak sayısal analizlerini gerçekleştirmişler ve maksimum hafiflikte kompozit bir iniş takımı tasarlamayı amaçlamışlardır. Tasarımlarının uçak iniş yüklerini kırılma olmaksızın başarıyla karşılayabildiği görülmüştür. Dağ ve ark. (2023) maksimum 1000 m irtifaya çıkabilen ve 15 m/s sabit hıza sahip hafif kategoride bir İHA tasarlamışlar ve İHA'nın 15 dk'lık uçuşta gerekli aerodinamik gereksinimleri sağlayabildiğini doğrulamışlardır.

Bu çalışma, mikro turbojet motorlarının önemli bir bileşeni olan radyal hava kompresörlerinin performansını değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Çalışma kapsamında, radyal kompresör çarkı için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler ANSYS Workbench platformunda yapılmış ve bu süreçte Vista CCD, BladeGen, TurboGrid ve CFX araçları kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. 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 yapılmıştır. Bu çalışma, mikro turbojet motorlarının radyal hava kompresörlerinin performansını anlamak ve optimize etmek için bir yaklaşım sunmayı amaçlamaktadır.

YÖNTEM

Bu çalışmada, İHA'larda itki için kullanılan mikro turbojet motoruna ait radyal hava kompresörünün yüksek ve düşük devir hızlarında HAD analizleri gerçekleştirilerek, çıkan sonuçlar için enerji ve geleneksel ekserji analizleri yapılmıştır. Her biri 12 kanata sahip, 3 farklı tam kanatlı radyal kompresör modeli tasarlanmış, analizler sonucunda en iyi model belirlenmiştir. HAD analizleri aynı kütle akış hızları (1 kg/s) ve basınç oranlarına (4.8) göre 45500, 55500 ve 65500 rpm devir hızlarında Ansys Workbench aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. Mikro turbojet motorlarda kullanılan kompresörler için normal RPM (dakika başına devir sayısı), özel tasarım ve uygulama gereksinimlerine bağlı olarak değişse de, tipik olarak, mikro turbojet motor kompresörleri, genellikle yaklaşık 50.000 RPM ila 200.000 RPM veya daha yüksek arasında değişen yüksek hızlarda çalışır. Bu yüksek dönme hızları, mikro turbojet motorların kompakt boyut kısıtlamaları dahilinde istenen sıkıştırma oranlarını ve hava akış hızlarını elde etmek için gereklidir (Gua ve ark., 2014).

Radyal (santrifüj) kompresör için ANSYS-VISTA CCD (Centrifugal Compressor Design) kullanılmıştır. Çıkan enerji analizi sonuçlarına göre her sisteme geleneksel ekserji analizi uygulanmıştır ve kompresör ekserji verimlilikleri belirlenmiştir. Çalışmada difüzör kısmı dikkate alınmadan, sadece radyal kompresörün giriş ve çıkışında gerçekleşen değişimler hesaba alınmıştır.

Enerji Analizi

Manyetik ve elektrik tepkilerini göz ardı ettiğimizde, değişim sırasında, sistemin toplam enerjisindeki değişim, iç enerji, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin toplamından oluşur (Cengel, 2011).

$$\Delta E_{sistem} = \Delta U + \Delta Ke + \Delta Pe \quad (1)$$

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

$$Ke = \frac{1}{2}mV^2 \quad (2)$$

Yerçekimi kuvvetine ve enerji akışının referans ortama göre yüksekliğine bağlı olarak sistemin sahip olduğu potansiyel enerji (Pe);

$$Pe = mgz \quad (3)$$

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

$$\eta = \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} * 100 \quad (4)$$

Ekserji Analizi

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

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{kin} + \dot{E}x_{pot} \quad (5)$$

Burada, kinetik ekserji;

$$ex_{kin} = 0,5 * (V_2^2 - V_1^2) \quad (6)$$

Potansiyel ekserji;

$$ex_{pot} = g\Delta h \quad (7)$$

Giriş ekserjisi;

$$Ex_1 = H_1 - T_0 * S_1 \quad (8)$$

Çıkış ekserjisi;

$$Ex_2 = H_2 - T_0 * S_2 \quad (9)$$

Ekserji verimliliğinin hesaplanması;

$$\eta_{ex,comp} = \frac{(Ex_2 - Ex_1)}{W} * 100 \quad (10)$$

Çıkış hızının hesaplanması;

$$V_2 = \sqrt{2 * (H_2 - T_2 * S_2)} \quad (11)$$

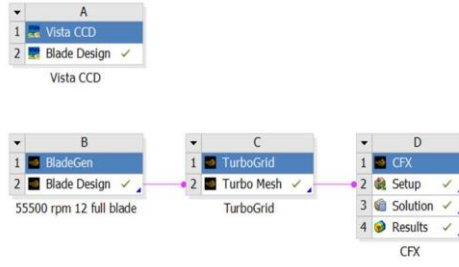
BULGULAR

HAD Analizleri

Çalışma kapsamında, radyal kompresör çarkı için kapsamlı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler ANSYS platformunda gerçekleştirilmiş ve bu süreçte Vista CCD, BladeGen tasarım araçları, TurboGrid sayısal ağ oluşturma aracı ve HAD çözücüsü olarakta CFX kullanılmıştır (bkz. Şekil 3).

Şekil 3

ANSYS Workbench CFX Proje Şeması



Radyal kompresörü tasarlarırken kütleli debi, basınç oranı ve Mach sayısı gibi hususlar dikkate alınmalıdır. Giriş sıcaklığı, giriş basıncı, sıkıştırma oranı ve kütleli debi gibi değerler istenen itkiye göre giriş değerleri olarak belirlenir (Kurt, 2021). Tablo 1’de mevcut çalışma için kompresör giriş parametreleri verilmiştir.

Tablo 1

Kompresör Giriş Parametreleri

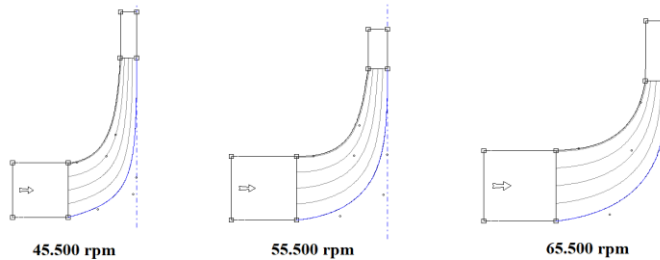
Giriş Basıncı	101.325 Pa
Giriş Sıcaklığı	288.15 K
Basınç Oranı	4.8
Kütle Akış Hızı	1 kg/s
Kompresör Kanat Kalınlığı	1.3 mm
1. Model için Devir Hızı	45.500 RPM
2. Model için Devir Hızı	55.500 RPM
3. Model için Devir Hızı	65.500 RPM

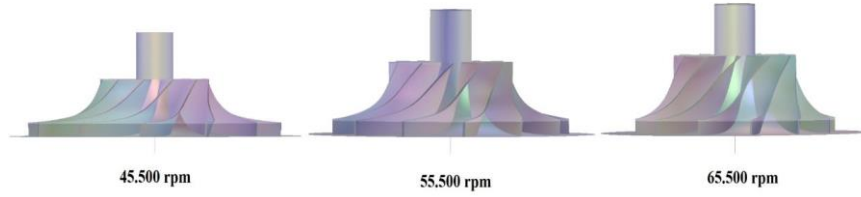
Ön İşleme (Blade Design)

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 dağılımı ve geçişlerinin optimize edilmesini sağlamaktadır. Bu program, karmaşık akışkan etkileşimlerini ve kayıplarını dikkate alarak optimize etmekte ve verimli bir kompresör tasarımına imkan sağlamaktadır. Şekil 4’te kanatların meridyonel görünüşleri ve kompresör modelleri verilmiştir.

Şekil 4

Kanatların Meridyonel Görünüşleri ve Kompresör Modelleri





HAD analizleri, farklı kanat açılarının kompresör performansına etkisini incelemek ve bir boyutlu 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.

Ağ Kurulumu (Turbogrid)

Bu çalışmada, ağ kurulumu için Turbogrid programı kullanılmıştır. İlk adımda “shroud tip” kısmına 0.25 mm değeri girilmiştir. Bu kısım, bıçakların beraber hareketini sağlarken, kompresörde vibrasyon ve gürültüyü azaltır ve aerodinamik kayıpları azaltarak verimi artırır. Ağ boyutları için “genel boyut faktörü” seçilmiştir ve 1 değeri girilmiştir. Tablo 2’de çalışma kapsamında analiz edilen farklı rpm değerleri için ağ detayları verilmiştir. Şekil 5’te ise ağ örneği gösterilmiştir.

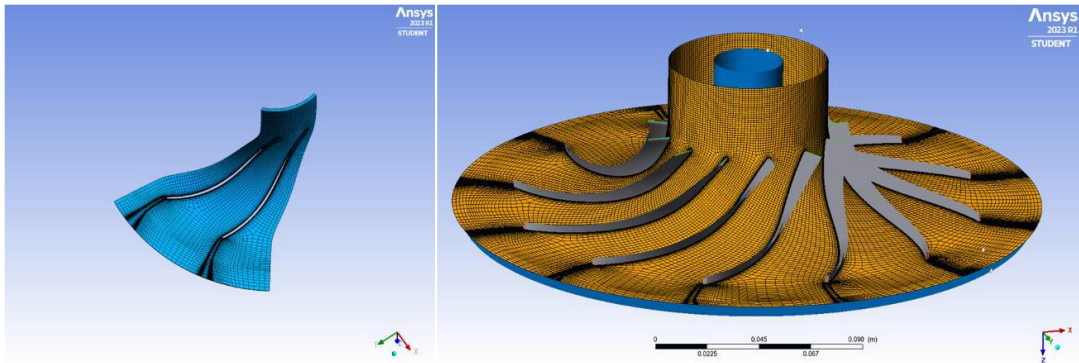
Tablo 2

Kompresör Ağ 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 5

TurboMesh – Ağ Oluşturma



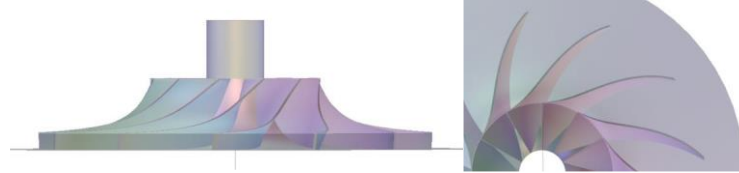
Bu çalışmadaki ağ eleman sayısı 200.000 ve 250.000 arasında oluşturulmuştur. Tam kanatlı kompresör tasarımı yarı kanatlı kompresörlere göre daha az detay ve ayrıntı içermektedir. Daha küçük elemanlara bölünerek sıkı bir eleman ağının oluşturulması, gerçekleştirilecek analizlerin doğruluğunu arttırmak amaçlıdır. Bilgisayar donanımının yeterli seviyede olması, daha küçük elemanlara bölünmüş geometrinin daha yüksek kesinlikli sonuçların elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

45.500 rpm Devir Hızında HAD Analiz Sonuçları

Şekil 6'da 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) analiz edilmiştir. Kompresörün enerji dönüşüm verimliliğini yansıtan performans sonuçları tablosu da sunularak analiz tamamlanmıştır.

Şekil 6

Modelin Yandan ve Üstten Görünümü



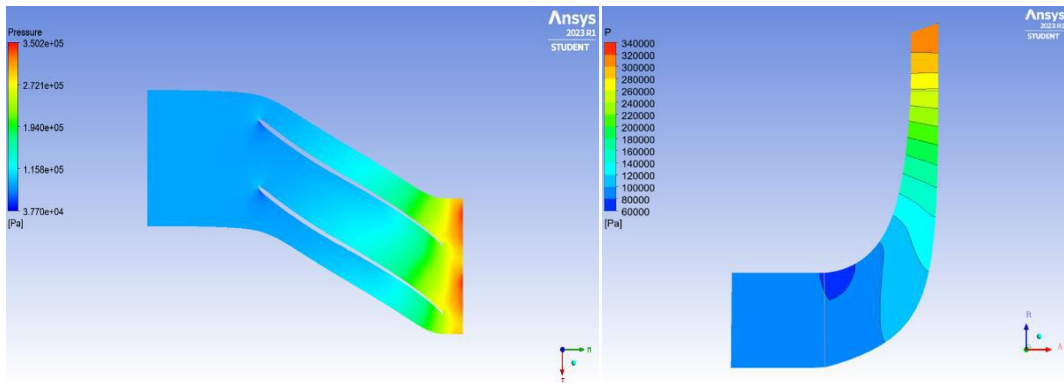
Tablo 3

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}	288.15 [K]	463.062 [K]
Entalpi [h]	10.0381	165.683
Entropi [s]	-34.22	6.474
Mach sayısı	0.6811	0.7143

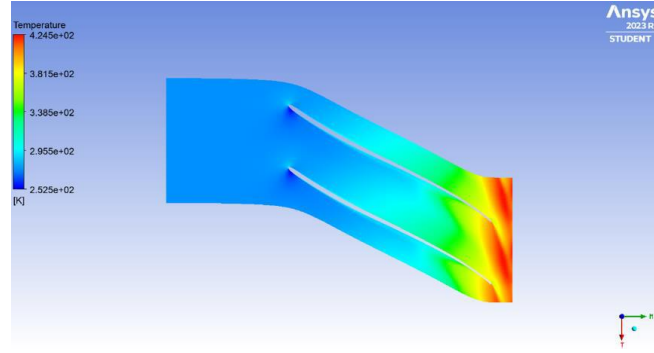
Şekil 7

Statik Basınç Dağılımı a) Kanattan Kanada, b) Meridyonel



Şekil 8

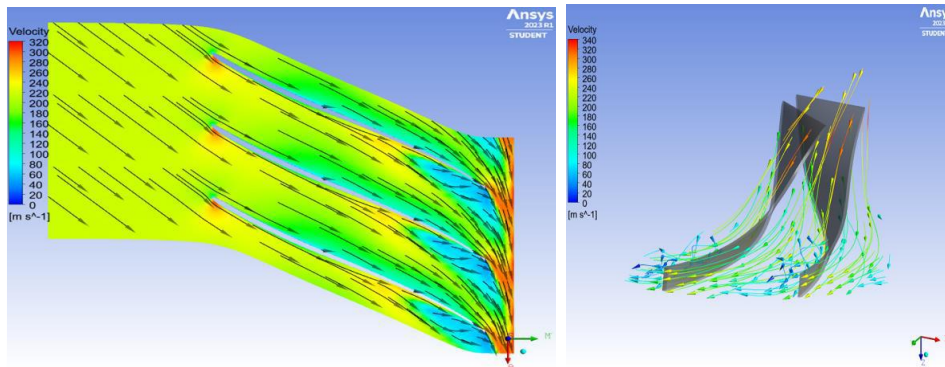
Sıcaklık Dağılımı (Kanattan Kanada)



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.

Şekil 9

Hız Vektörleri a) Kanattan Kanada, b) 3D



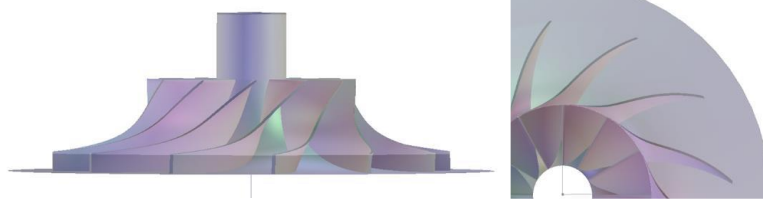
Şekil 9 incelendiğinde, hız vektörlerinde herhangi bir kırılma, geri sapma veya kopma gözlemlenmemiştir. Bu durum, akışın düzgün bir şekilde hareket ettiğini göstermektedir. Hız vektörlerindeki bu süreklilik, analiz sürecinin tutarlı sonuçlar ürettiğini, elde edilen bu kesintisiz hız dağılımlarına göre, kompresörün iç akış özelliklerinin başarılı bir şekilde değerlendirildiğini ve tasarımın istenilen performansı sergilediğini göstermektedir. Yapılan hesaplamalardan bu kompresör için çıkış hızı 150.95 m/s olarak hesaplanmıştır.

55.500 rpm Devir Hızında HAD Analiz Sonuçları

Bu kısımda, mikro turbojet motorunun 55.500 rpm devir hızında en verimli ($\eta_{enerji} = \%94.44$, $\eta_{ekserji} = \%86.02$) şekilde çalışan radyal kompresör modelinin HAD analiz sonuçları verilmiştir (Şekil 10).

Şekil 10

Modelin Yandan ve Üstten Görünümü

**Tablo 4**

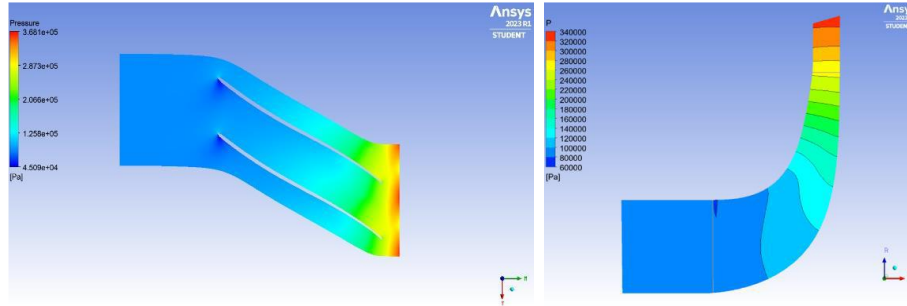
Kompresör Özet Verileri (55.500 rpm)

	Kompresör Girişi	Kompresör Çıkışı
P_{statik}	85.986 [Pa]	325.666 [Pa]
P_{toplaml}	101.318 [Pa]	482.009 [Pa]
T_{statik}	274.951 [K]	418.134 [K]
T_{toplaml}	288.15 [K]	468.514 [K]
Entalpi (h)	10.0351	171.114
Entropi (s)	-34.21	7.9606
Mach sayısı	0.7559	0.7538

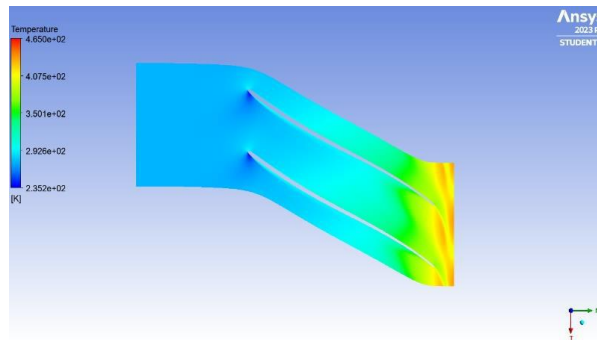
Kompresör özet verileri incelendiğinde, çıkış basınç değeri 482.009 Pa olarak hesaplanmıştır (Şekil 11). Çıkış sıcaklık değeri ise 468.514 K olarak hesaplanmıştır (Şekil 12).

Şekil 11

Statik Basınç Dağılımı a) Kanattan Kanada, b) Meridyonel

**Şekil 12**

Sıcaklık Dağılımı (Kanattan Kanada)

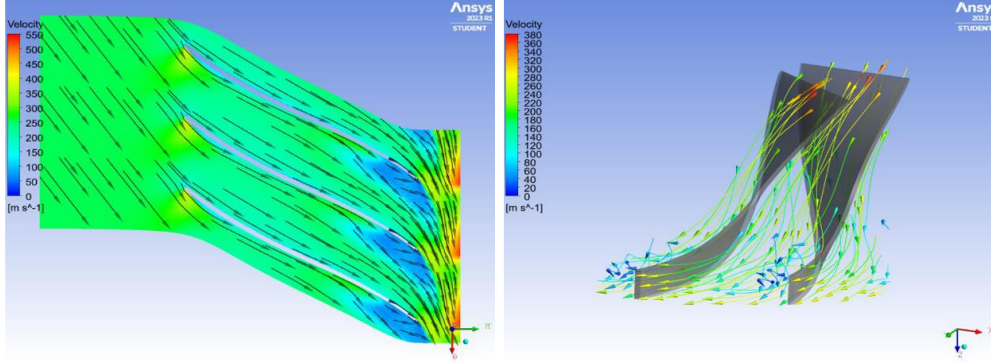


Kompresör performansının karşılaştırmalı analizi, önemli bilgileri ortaya koymaktadır. Bu

çalışma kapsamında yapılan kompresörün politropik verimliliği %89.586 ve izentropik verimliliği ise %91.5315 olarak bulunmuştur. (Chaudhary, 2018) tarafından gerçekleştirilen HAD analizi sonuçlarına göre, izentropik verimlilik %83 olarak elde edilmiştir. Karşılaştırmalı analiz, kompresörün farklı çalışma koşullarında ve tasarım seçeneklerinde nasıl davrandığının daha bütünsel bir şekilde anlaşılmasını sağlamaktadır.

Şekil 13

Hız Vektörleri a) Kanattan Kanada, b) 3D



3D ve 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 yapılan hesaplamalardan sonra kompresör çıkış hızı 174.16 m/s olarak hesaplanmıştır (Şekil 13).

Tablo 5

Kompresör Performans Sonuçları

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

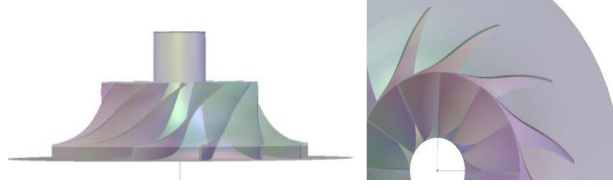
Tablo 5'te verilen kompresör performans sonuçlarına baktığımızda, kütle akış hızının 1.0028 kg/s olduğu görülmektedir. Bu sonuç, tasarım amaçlarına uygun bir şekilde hedeflenen kütle akış hızına eşit olduğunu göstermektedir. Toplam basınç oranı 4.7574 olarak hesaplanmıştır. Bu hedeflenen basınç oranının (4.8) altında olduğunu ve bu analizin doğru bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir.

65.500 rpm Devir Hızında HAD Analiz Sonuçları

Son olarak, bu bölümde 65.500 rpm devir hızına sahip kompresör modelinin HAD sonuçları yer almaktadır. Görüldüğü üzere bu model diğerlerine nazaran daha iri bir geometriye sahiptir (Şekil 14). Bu durum, analiz sürecini daha karmaşık hale getiren bir etken olarak ortaya çıkmaktadır.

Şekil 14

Modelin Yandan ve Üstten Görşeli



Tablo 6'da modelin temel özet verileri yer almaktadır.

Tablo 6

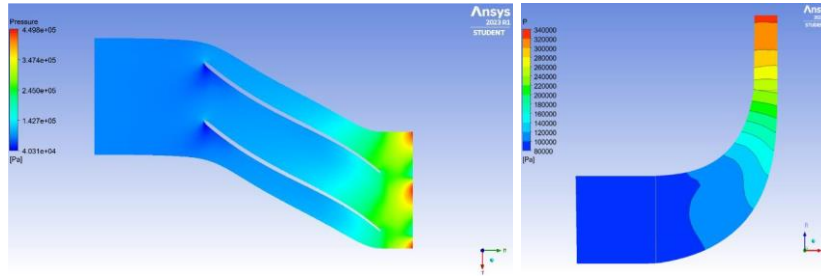
Kompresör Özet Verileri (65.500 rpm)

	Kompresör Girişi	Kompresör Çıkışı
P_{statik}	89003.6 [Pa]	324.617 [Pa]
P_{toplam}	101.373 [Pa]	465.335 [Pa]
T_{statik}	277.6 [K]	428.15 [K]
T_{toplam}	288.15 [K]	477.1 [K]
Entalpi (h)	10.032	179.744
Entropi (s)	-34.2	50.8
Mach sayısı	0.8	1.0399

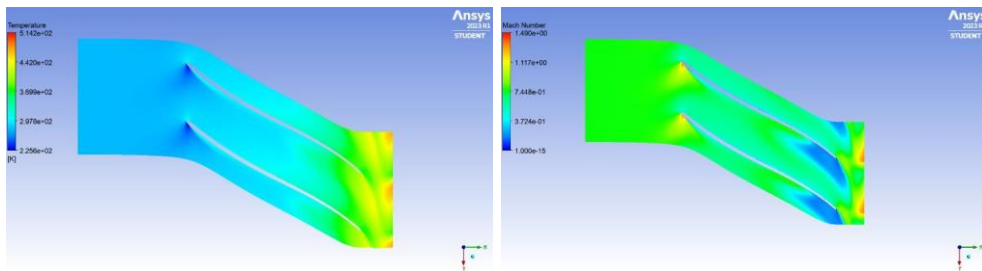
Gerçekleştirilen analiz sonucunda kompresörün çıkışında toplam basınç oranı 465.335 Pa değerine yükselmiştir (Şekil 15). Yine aynı şekilde toplam basınçtaki bu artış, kompresörün verimli bir şekilde çalıştığını ve akışkanı yüksek basınçlara sıkıştırdığını göstermektedir.

Şekil 15

Statik Basınç Dağılımı a) Kanattan Kanada, b) Meridyonel

**Şekil 16**

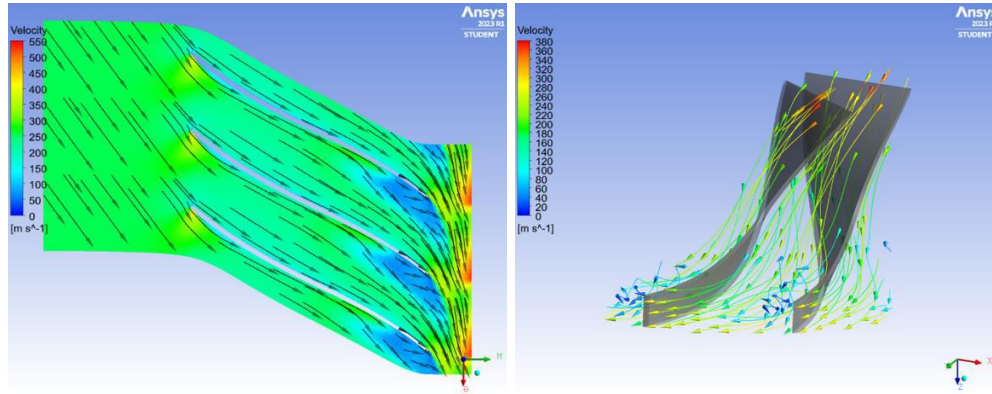
a) Sıcaklık Dağılımı, b) Mach Sayısı (Kanattan Kanada)



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 hızlandırdığı görülmektedir (Şekil 16).

Şekil 17

Hız Vektörleri a) Kanattan Kanada, b) 3D



Şekil 17’de 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 alınmış, gerekli iyileştirmelerden sonra olumlu sonuçlara varılmıştır. Bu model için yapılan hesaplamalardan sonra kompresör çıkış hızı 210.54 m/s olarak hesaplanmıştır.

Enerji-Ekserji Analiz Sonuçları

Her üç sisteme enerji - ekserji analizleri uygulanmıştır. Hesaplamalar, giriş-çıkış entropileri, entalpileri, basınçları ve sıcaklıkları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Tablo 7

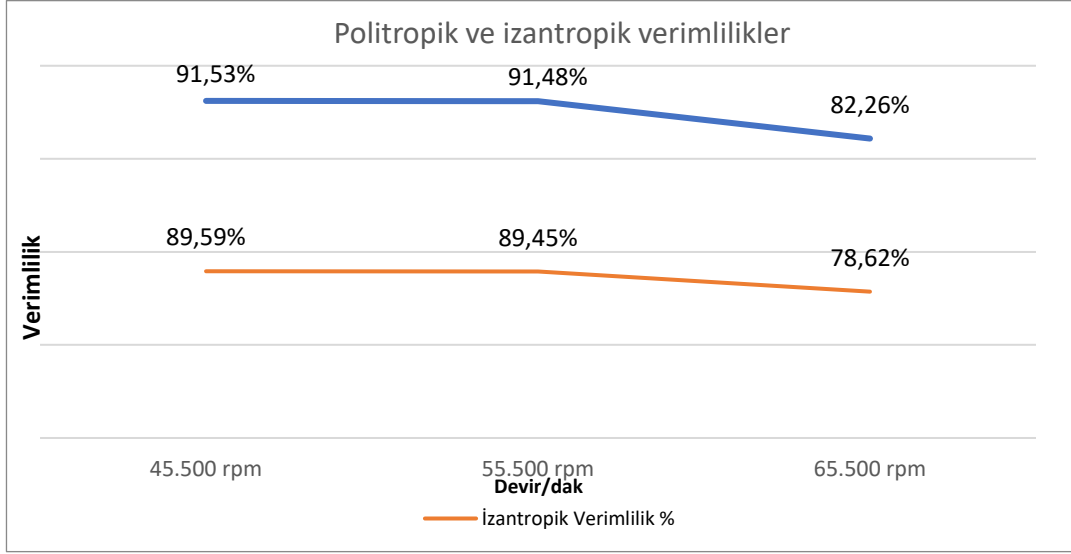
Enerji-Ekserji Sonuç Tablosu

	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	$\eta_{politropik}$
Kompresör İşi	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	$\eta_{ekserji}$

Tablo 7’de verilen sonuçlar, farklı devir hızlarına sahip üç kompresör çarkının performansını detaylı bir şekilde göstermektedir. Bu 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 ise %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 18

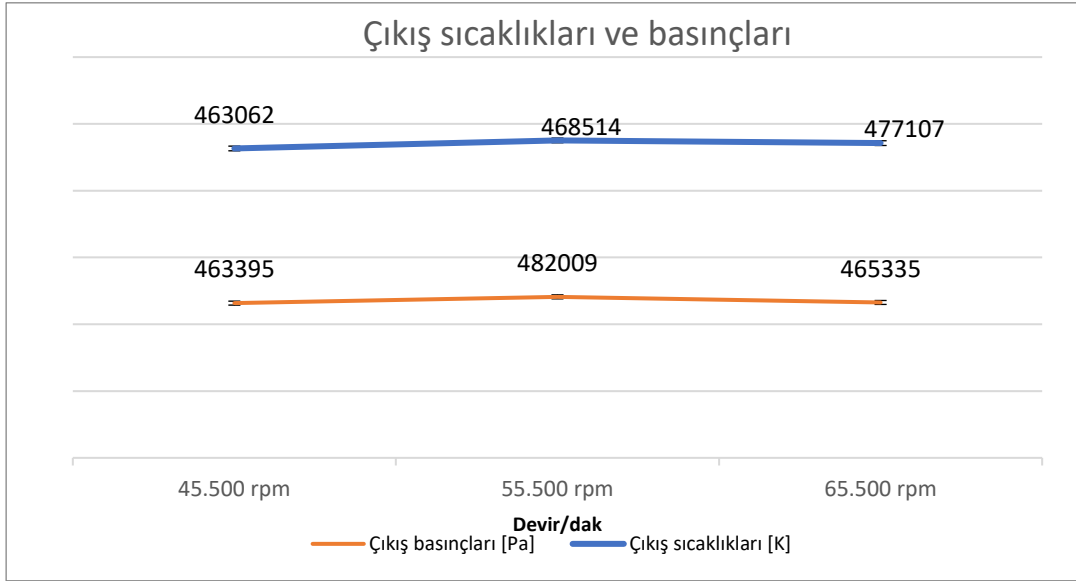
İzentropik ve Politropik Verimlilikler



Bu sonuçlar (Şekil 18), kompresörlerin farklı devir hızlarında farklı performans gösterdiğini ve devir hızının verimlilik üzerinde belirleyici bir faktör olduğunu göstermektedir.

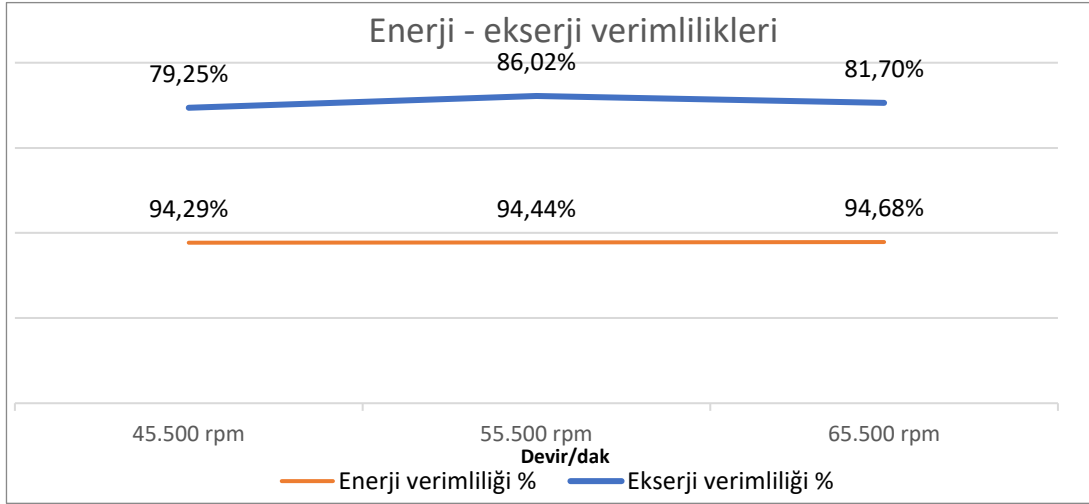
Şekil 19

Çıkış Sıcaklıkları ve Çıkış Basınçları



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 (Şekil 19).

Enerji ve ekserji sonuç tablosu incelendiğinde, 55.500 rpm devir hızına sahip kompresörün en verimli performans değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Bu devir hızında elde edilen yüksek verimlilik değerleri, kompresör tasarımının ve performansının 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 sonuçları özet olarak Şekil 20'de verilmiştir.

Şekil 20**Enerji – Ekserji Verimlilikleri**

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 elde etmiştir.

TARTIŞMA, SONUÇ ve ÖNERİ

Bu çalışmada, İnsansız Hava Araçlarında (İHA) kullanılan mikro turbojet motorun tam kanat (full blade) radyal hava kompresörünün performansı, farklı devir hızlarında (45.500 rpm, 55.500 rpm ve 65.500 rpm) HAD analizleri ile değerlendirilmiştir. Sonuçlar, hem kanattan kanada hem de meridyonel düzlemde olmak üzere 3D görsellerle ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

Yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen hız vektörü görselleri, kanattan kanada ve üç boyutlu olarak sunulmuştur. Her üç kompresörde de görsellerdeki hız vektörlerinde 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, enerji verimliliğinin ekserji verimliliğine kıyasla daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu durum, enerji kayıplarının ekserji analizi ile ortaya çıktığını gösterirken,

enerji analizi sonuçlarıyla uyumlu olarak ekserji verimliliğinin daha düşük 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 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 sürtünme kaynaklı ısı üretimi olduğunu göstermektedir.

Bütün verilere dayanarak, 55.500 rpm devir hızındaki modelin daha iyi performans sergilediği belirlenmiştir. Sonuç olarak, 55.500 rpm devir hızında çalışan radyal kompresörün analizi, tasarım amaçlarına genel olarak yaklaştığını 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 için bilgiler sunmaktadır.

Etik Kurul Onayı

Bu çalışmada etik kurul onayı gerektiren insan veya hayvan denekleri kullanılmamıştır. Araştırma, kamuya açık veri setleri, literatür taramaları veya teorik analizler üzerinden yürütülmüştür. Etik kurallar gereği, araştırma sürecinin her aşamasında akademik dürüstlük ve bilimsel etik kurallara tam uyum sağlanmıştır. Bu nedenle, etik kurul onayı gerekmemiştir.

Yazar Katkıları

Araştırma Tasarımı (CRediT 1) Ali ISMAYILLI (%40) – Mahmut Sami BÜKER (%60)

Veri Toplama (CRediT 2) Ali ISMAYILLI (%80) – Mahmut Sami BÜKER (%20)

Araştırma - Veri Analizi - Doğrulama (CRediT 3-4-6-11) Ali ISMAYILLI (%70) – Mahmut Sami BÜKER (%30)

Makalenin Yazımı (CRediT 12-13) Ali ISMAYILLI (%100)

Metnin Tashihi ve Geliştirilmesi (CRediT 14) Mahmut Sami BÜKER (%100)

Finansman

Bu çalışmada finansal destek alınmamıştır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar arasında çıkar çatışması yoktur.

Sürdürülebilir Kalkınma Amaçları (SDG)

Sürdürülebilir Kalkınma Amaçları: Desteklemiyor

REFERANSLAR

- Balli, O., Dalkıran, A., & Karakoç, T. H. (2021). Energetic, exergetic, exergoeconomic, environmental (4E) and sustainability performances of an unmanned aerial vehicle micro turbojet engine. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 93(7), 1254-1275.
- 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.
- Dağ, T., Ünler, T., & Uyaner, M., (2023). Elektrikli İnsansız Hava Aracının Maksimum Menzil Hesabı. *Aerospace Research Letters (ASREL) Dergisi*, 2(1), 10-18.
- 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.
- Guo, S., Duan, F., Tang, H., Lim, S. C., & Yip, M. S. (2014). Multi-objective optimization for centrifugal compressor of mini turbojet engine. *Aerospace Science and Technology*, 39, 414-425.
- İçke, R. Ö., 2016, Bir mikro turbojet motorun ters mühendislik ile incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.
- Karaşıray, N. C., 2009, Türk savunma sanayii'nde İHA'ların uçuşa elverişliliği ve tip sertifikasyonu gerekliliğinin incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *Kara Harp Okulu Komutanlığı*, Ankara.
- Kocamer, A., Uzun, M., & Çoban, S. Static Analysis and Design of Fixed-Wing Tactical Unmanned Aerial Vehicle (TUAV) Retractable Main Landing Gear. *ASREL*, 125.
- 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>.
- 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.
- Zengin, Y., & Tokgöz, S. Tahliye Havaasının Turbojet Performansına Etkisi. *ASREL*, 37.

EXTENDED ABSTRACT

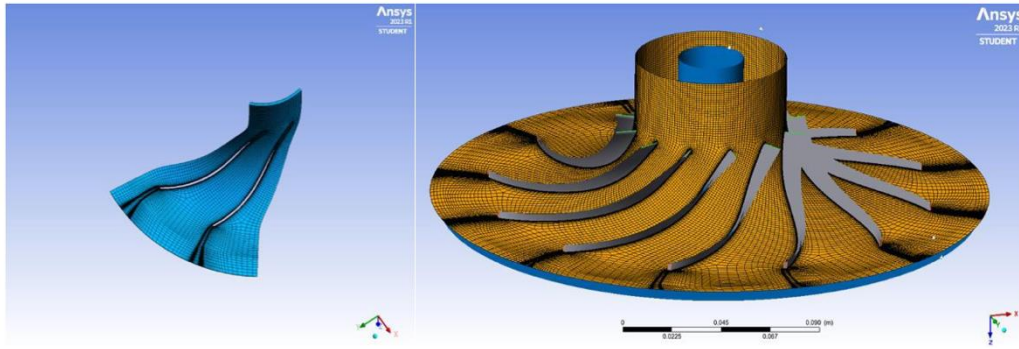


Figure 1. Meshing with TurboMesh

Purpose: This study aims to evaluate the performance of radial air compressors which is one of the main components of the small-scale micro turbojet engine used for propulsion in UAVs. It also aims to present an approach to understand and optimise the performance of radial air compressors of micro turbojet engines.

Theory and Methods: The micro turbojet engine was analysed under sea level conditions (101.325 Pa, 288.15 K). The compressor models were designed with 12 full blades, and the blade thickness for the compressor models was set at 1.3 mm. CFD analyses were performed for the same mass flow rates (1 kg/s) and pressure ratios (4.8) at 45,500, 55,500 and 65,500 rpm. Energy and conventional exergy analyses were performed by considering the static and total pressure, temperature, enthalpy, entropy, Mach number, mass flow rate, inlet and outlet pressure ratios and outlet velocities obtained as a result of these analyses. In the study, only the changes in the inlet and outlet of the radial compressor are taken into account without considering the diffuser part.

Results: The energy efficiencies of the compressor models were determined as 94.29%, 94.44% and 94.68%. The energy efficiencies of these models were determined, followed by traditional exergy analyses, resulting in exergy efficiencies of 79.25%, 86.02% and 81.70% respectively.

Conclusion: It was determined that at 55,500 rpm the model exhibited the best performance for the given data. In conclusion, the analysis of the radial compressor operating at 55,500 rpm shows that the design objectives are generally achieved. The performance results of the compressor show favourable results in terms of mass flow rate and pressure ratio, while the Mach number values reflect the stable operation of the compressor. These data show that the compressor is operating effectively and the design is successful, providing information for future design improvements.