



**TURBO KOMPRESÖRLERDE VERİM
ARTIRIM ÇALIŞMASI**

(Yüksek Lisans Tezi)

Süleyman EYRİ

Kütahya - 2023

T.C.
KÜTAHYA DUMLUPINAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

**TURBO KOMPRESÖRLERDE VERİM
ARTIRIM ÇALIŞMASI**

Danışman:
Prof. Dr. Özer AYDIN

Hazırlayan:
Süleyman EYRİ

Kütahya - 2023

Kabul ve Onay

KÜTAHYA DUMLUPINAR ÜNİVERSİTESİ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında, 801824110110 öğrenci numaralı, Süleyman EYRİ'nin hazırlamış olduğu "TURBO KOMPRESÖRLERDE VERİM ARTIRIM ÇALIŞMASI" başlıklı yüksek lisans tez çalışması ile ilgili tez savunma sınavı jüri tarafından yapılmış ve adayın tezinin OY BİRLİĞİ ile kabul edilmesine karar verilmiştir.

15/05/2023

Tez Jürisi	İmza	
	Kabul	Red
Prof. Dr. Özer AYDIN (Danışman)		
Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE		
Dr. Öğr. Üyesi Nuri CEYLAN		

Onay

Doç. Dr. Arif KOLAY

Enstitü Müdürü

Bilimsel Etik Bildirimi

Yüksek Lisans tezi olarak hazırladığım “*Turbo Kompresörlerde Verim Artırım Çalışması*” adlı çalışmanın öneri aşamasından sonuçlandığı aşamaya kadar geçen süreçte bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle uyduğumu, tez içindeki tüm bilgileri bilimsel ahlak ve gelenek çerçevesinde elde ettiğimi, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığımı, bu çalışmamda doğrudan veya dolaylı olarak yaptığım her alıntıya kaynak gösterdiğimi ve yararlandığım eserlerin kaynakçada gösterilenlerden oluştuğunu beyan ederim.

15/05/2023

Süleyman EYRİ

Özgeçmiş

2013 yılında lise eğitimini Ali Güral Anadolu Lisesi'nde tamamlamıştır. Selçuk Üniversitesi Yabancı Diller Yüksekokulu'nda 1 yıl İngilizce hazırlık eğitimi almıştır. Ardından 2018 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 3.15 genel ortalama ile mezun olmuştur. 2019 yılında Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği A.B.D.'nda yüksek lisans eğitimine başlamıştır.

Yüksek lisans eğitimine devam ederken 2019-2021 yılları arasında enerji alanında faaliyet gösteren Çelikler Holding Seyitömer Termik Santrali'nde proje mühendisi olarak görev almıştır. Kariyerine 2021 yılında akaryakıt dağıtım terminallerinde bakım, onarım ve proje çalışmaları yapan Fenermekanik Elektrik İnşaat Ltd. Şti.'de proje mühendisi olarak 1 yıl çalıştıktan sonra 2022 yılında turbo kompresör imalatı yapan IHI Dalgakıran Makina San. ve Tic. A.Ş. firmasında Ar-Ge mühendisi olarak kariyerine devam etmiştir. Şu an treyler imalatı yapmakta olan Tırsan Treyler A.Ş.'nde Ar-Ge mühendisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.

ÖZET

TURBO KOMPRESÖRLERDE VERİM ARTIRIM ÇALIŞMASI

EYRİ, Süleyman

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Özer AYDIN

Mayıs, 2023, 64 sayfa

Dünyada artan endüstriyel faaliyetlere doğru orantılı olarak enerjiye duyulan gereksinim de her geçen gün artmaktadır. Mevcut kaynakların en verimli şekilde kullanılması ve korunabilmesi gelecek için son derece önem arz etmektedir. Bu doğrultuda verim artırımı ve enerjinin daha doğru kullanılması gibi konular üzerine yapılan çalışmalar oldukça önemlidir. Turbo kompresörler çok çeşitli alanlarda kullanılabilen tesis elemanlarından birisidir. Aynı zamanda turbo kompresörler basit yapıları, güvenli çalışma ortamı sağlamaları sebebiyle de endüstriyel faaliyetlerde kullanılmakta olan en verimli tesis elemanlarından birisi olarak görülmektedir. Turbo kompresörlerin diğer kompresörlerden en önemli farkı daha yüksek debilerde basınçlı hava elde edilebilmesidir.

Birçok yapı bileşeninden oluşan turbo kompresörlerde yapılacak verim çalışmaları enerji talebinin karşılanması ve enerjinin daha doğru kullanılması için oldukça önemlidir. Bu çalışmada turbo kompresörlerin üç farklı ortam şartı için ısı eşanjörü bileşenine ait ekserji analizi gerçekleştirilmiş olup, sonuçlar değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda ileriki çalışmalara katkıda bulunulması öngörülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çark, Ekserji Analizi, Isı Eşanjörü, Turbo Kompresör, Verimlilik

ABSTRACT**EFFICIENCY IMPROVE IN TURBO COMPRESSORS****EYRİ, Süleyman****Master's Thesis, Department Of Mechanical Engineering****Supervisor: Prof. Dr. Özer AYDIN****May, 2023, 64 pages**

The need for energy is increasing day by day in direct proportion to the increasing industrial activities in the world. It is extremely important for the future to use and protect existing resources in the most efficient way. In this direction, studies on issues such as increasing efficiency and using energy more accurately are very important. Turbo compressors are one of the plant elements that can be used in a wide variety of areas. At the same time, turbo compressors are seen as one of the most efficient plant elements used in industrial activities due to their simple structure and safe working environment. The most important difference of turbo compressors from other compressors is that compressed air can be obtained at higher flow rates.

Efficiency studies to be carried out in turbo compressors, which consist of many structural components, are very important for meeting the energy demand and using the energy more accurately. In this study, the exergy analysis of the heat exchanger component of the turbo compressors for three different ambient conditions was carried out and the results were evaluated. In line with the results obtained, it is foreseen to contribute to future studies.

Keywords: Efficiency, Exergy Analysis, Heat Exchanger, Impeller, Turbo Compressor

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca bana destek veren yüksek lisans eğitimim boyunca engin bilgi ve görüşleriyle bana yol gösteren, hayat tecrübeleriyle mesleki ve kişisel hayatıma yön vermemde her daim katkılarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Özer AYDIN' a teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatım boyunca desteklerini ve ilgilerini hiçbir zaman esirgemeyen, bulunduğum konuma gelmemde her türlü maddi ve manevi desteği sağlayan başta değerli annem ve babam Aynur ve Mehmet EYRİ' ye şükranlarımı sunarım.

Aynı zamanda engin bilgi birikimini her daim hiç çekinmeden gönül rahatlığıyla aktaran, her zaman arkamda duran IHI Dalgakıran Ar-Ge müdürü Şaban YILMAZ ve IHI Dalgakıran Proje Takım Lideri Ahmet TAŞÇI' ya müteşekkirim.

Gerek lisans gerekse yüksek lisans eğitimim boyunca yanımda olan, bana her daim güvenen ve her türlü desteği ile yanımda duran yol arkadaşım, kıymetli eşim Büşra EYRİ' ye sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	v
ABSTRACT	vi
GÖRSELLER LİSTESİ	x
KISALTMALAR	xi
GİRİŞ	1

BİRİNCİ BÖLÜM

LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

1.1. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI.....	3
---------------------------------	---

İKİNCİ BÖLÜM

KOMPRESÖRLER

2.1. KOMPRESÖR NEDİR?.....	11
2.2. KOMPRESÖR TÜRLERİ	12
2.2.1. Dinamik Kompresörler	13
2.2.1.1. Santrifüj Kompresör	14
2.2.1.2. Eksenel Kompresörler	17
2.2.2. Pozitif Deplasmanlı Kompresörler	18
2.2.2.1. Pistonlu Kompresörler	18
2.2.2.2. Döner Elemanlı Kompresörler	19
2.3. ISIL DEĞİŞTİRİCİLER.....	20
2.3.1. Gövde Boru Tipi Isı değıştiriciler.....	21
2.3.2. Kanatlı Borulu Kompakt Isı Değıştiricileri	21
2.3.3. Kanatlı Plakalı Kompakt Isı Değıştiricileri	22
2.4. TERMODİNAMİK KANUNLARI	23
2.4.1. İdeal Gaz Denklemi.....	23
2.4.2. Sıkıştırılabilirlik Faktörü	24
2.4.3. Termodinamiğin Birinci Kanunu.....	25
2.4.4. Termodinamiğin İkinci Kanunu.....	26
2.5. EKSERJİ ANALİZİ	27

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM**EKSERJİ HESAPLAMALARI**

3.1. EKSERJİ ANALİZİ HESAPLAMALARI.....	31
--	-----------

DÖRDÜNCÜ BÖLÜM**SONUÇ DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER**

4.1. SONUÇ, DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER.....	38
---	-----------

EKLER.....	40
-------------------	-----------

KAYNAKÇA	45
-----------------------	-----------

DİZİN	49
--------------------	-----------

GÖRSELLER LİSTESİ

Sayfa

Görsel 1.1: Turbo Kompresör	3
Görsel 1.2: Çark Kanatlarının Geleneksel ve Yeni Tasarıma Göre Karşılaştırılması.....	4
Görsel 1.3: Yapılan Çalışmada Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	5
Görsel 1.4: Çalışmada Analizleri Gerçekleştirilen İki Kademeli Kompresör Diyagramı.....	7
Görsel 2.1: Kompresör Türleri	13
Görsel 2.2: Aerodinamik Profilli Kanat Tasarımının Gösterimi.....	14
Görsel 2.3: a) Açık Çark b) Kapalı Çark.....	15
Görsel 2.4: Kanatlı ve Kanatsız Difüzör	16
Görsel 2.5: Santrifüj Kompresör Kesiti Kademelerin Gösterimleri.....	17
Görsel 2.6: Eksenel Kompresör Kesit Görünüşü	18
Görsel 2.7: Pistonlu Kompresör Kesit Görünümü	19
Görsel 2.8: Döner Elemanlı Kompresör Tipleri.....	20
Görsel 2.9: (a) Bir Gövde Geçişli ve Bir Boru Geçişli Gövde Borulu Eşanjör; (b) Bir Kabuk Geçişli ve İki Boru Geçişli Gövde Borulu Eşanjör.....	21
Görsel 2.10: Kanatlı Borulu Kompakt Isı Değiştiricileri	22
Görsel 2.11: Düz Perdeli Boru ve Çok Panjurlu Kanatlı Otomotiv Kondansatörü.....	23
Görsel 2.12: Gerçek Bir Gazın Değişen Basınç ve Sıcaklıklara Maruz Kaldığında İdeal Gaz Hal Denkleminde Ayrılması	25
Görsel 3.1: Temsili Eşanjör Hava ve Su Giriş Çıkış Verileri	31
Görsel 3.2: Kayıp Ekserji - Ortam Sıcaklığı Grafiği.....	35
Görsel 3.3: Verim Ekserji - Ortam Sıcaklığı Grafiği	36

KISALTMALAR

Atm	Atmosfer basıncı
EDD	Entalpi Denge Denklemi
EKDD	Ekserji Denge Denklemi
Ex	Ekserji
H	Entalpi
h	Özgül entalpi
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IGV	Giriş Kılavuz Kanatları
IHX	Dahili Isı Eşanjörü
K	Kelvin
KDD	Kütle Denge Denklemi
KPLS	Kısmi En Küçük Kareler Yöntemi
kW	KiloWatt
n	Mol sayısı
P	Basınç
p	Özgül basınç
Q	Isı
R	Gaz sabiti
S	Entropi
T	Sıcaklık
U	İç enerji
V	Hacim
W	Enerji
Z	Sıkıştırılabilirlik faktörü
v	Özgül hacim

η_{II}	2.Yasa verimi
\dot{m}	Kütlesel debi
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat derece





TEZ METNİ

GİRİŞ

18. yüzyılda sanayi devriminin ortaya çıkması ile birlikte enerji talebinin artması ve bunun sonucunda mevcut kaynaklarda önemli azalmalar gözlenmiştir. Bu kaynakları koruyabilmek için enerji verimliliğinin ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmıştır. Günümüzde doğal kaynaklardaki tüketimi azaltmak ve sanayide kullanılan kaynaklardan maksimum verim elde edebilmek için verimlilikle alakalı birçok çalışma yürütülmektedir.

Turbo kompresörler, 20. yüzyılın başlarından bu yana birçok alanda kullanıma olanak sağlayan basit yapıları, yüksek verimlilikleri, güvenilir çalışmaları ve çeşitli ortam koşullarında çalışırken bakım periyotlarının kolaylıkla gerçekleştirilebilmesi nedeniyle, sanayi ve tarım da dahil olmak üzere çok çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Turbo kompresörün tasarımı hakkında bilgi sahibi olmak, turbo kompresörün bir parçası olduğu endüstriyel sistemlerin herhangi bir kombinasyonunda, sistemin ön tasarım aşamasında da bilgi sahibi olmaya imkân sağladığı için büyük bir önem taşır.

Turbo kompresörler, soğutma makinaları, seri üretim yapan demir-çelik, tekstil gibi sektörlerdeki basınçlı hava ihtiyacından dolayı yaygın kullanım alanlarına sahiptir. Fakat diğer kompresör türlerine kıyasla daha fazla debiye sahip olup, gerekli basınçlı havayı sağladığı için enerji tüketimi yüksek olan makinalardır. Bu tür sistemlerde, enerji tüketiminde büyük role sahip olan turbo kompresörün temel parçalarından çark, salyangoz ve difüzör gibi parçaların seçimi, ortam koşullarının analizi, işletme ve bakım masrafi gibi hususlara dikkat etmek gerekmektedir.

Diğer bileşenlere kıyasla ısı eşanjörü üretilen sıcak havayı soğutmak için kullanılmaktadır. Fakat bu prosesinin verimi incelendiğinde iyileştirme çalışmaları yapmak mümkündür.

Bu perspektif doğrultusunda yapılacak enerji analizleri ve benzeri çalışmalar enerji tüketimi ve verimlilik çalışmalarına ışık tutacaktır. Bu çalışmada turbo kompresör bileşenlerinden olan ısı eşanjörünün ekserji analizi gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar endüstriyel kullanım açısından yorumlanmıştır.



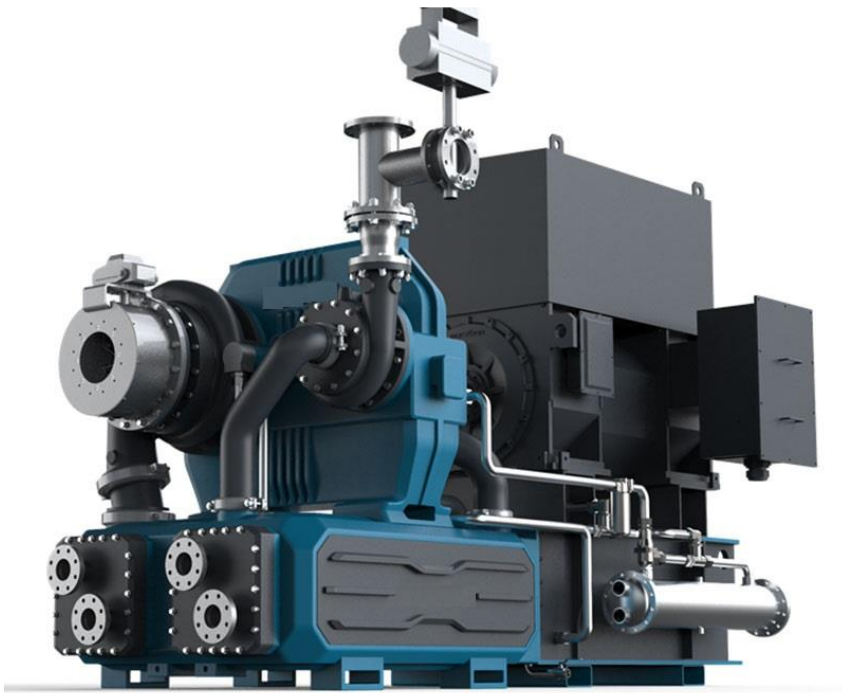
BİRİNCİ BÖLÜM
LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

1.1. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Bu bölümde kompresörler ile ilgili yapılmış literatür çalışmaları derlenmiştir.

Neverov ve arkadaşları, impeller (çark) optimizasyonu üzerine yaptıkları çalışmada iki radyal çarkı yüksek ve alçak basınçta hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde (HAD) analiz etmişlerdir. Bu çalışmada hesaplanan alanın ve oluşturulan ağ modelinin çark analizinde etkisini ve yakınsama oranlarını daha iyi belirlemeyi amaçlamışlardır. Analiz sonuçları optimal parametrelerin seçiminin hesaplama zamanında önemli bir azalma sağlanabileceğini göstermiştir. Optimal parametrelerin, optimal olmayan parametrelerle karşılaştırıldığı durumda, hesaplama süresini 4 kata kadar azalttığını belirtmişlerdir (Neverov, vd., 2017).

Görsel 1.1: Turbo Kompresör

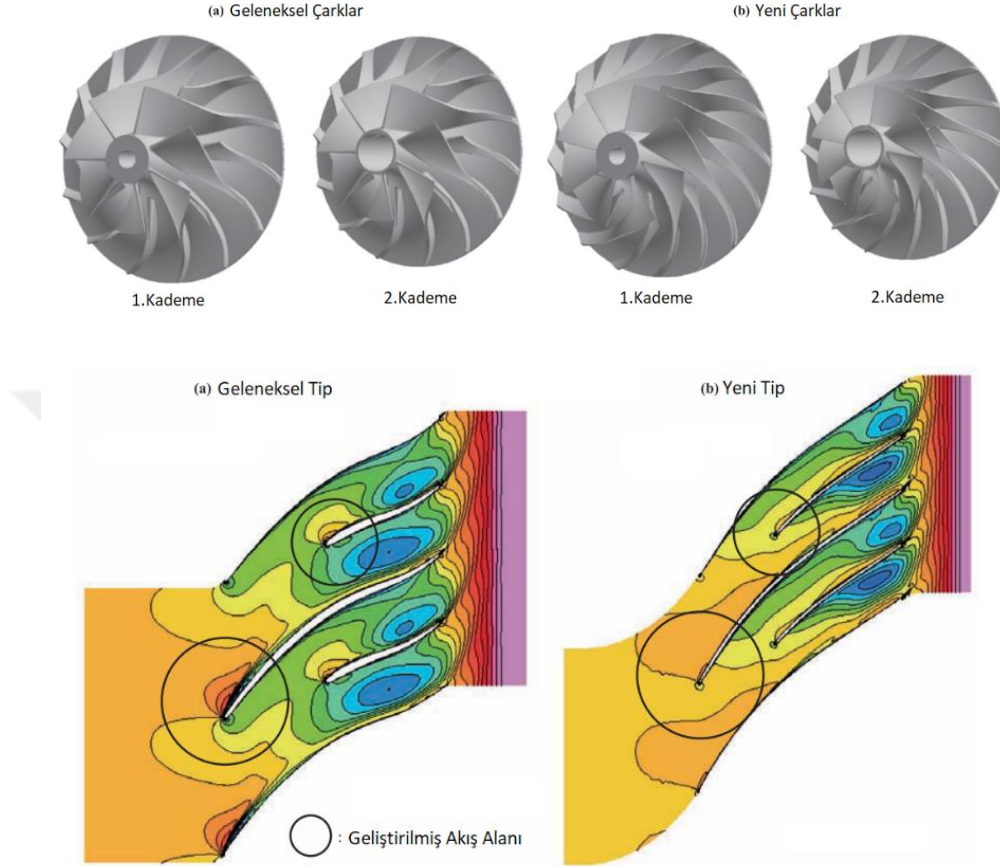


Kaynak: Denair 2022.

Son yıllarda hava iklimlendirme alanında oluşan enerji verimliliği ihtiyacına yönelik yapılan çalışmada Hideaki ve arkadaşları, yüksek verimlilik sağlayan iki kademeli turbo kompresör geliştirmişlerdir. Çark kanatları üzerinde tasarım değişiklikleri yaptıkları çalışmada, akış özelliklerinin iyileşmesine ve daha iyi performans göstermesine olanak sağlamışlardır. Görsel 1.2’de verilmiş olan çark kanatları üzerinde yapılan tasarım çalışması dahilinde kanat formu, kanat kalınlığı,

açısı, yüksekliği ve çark çapı gibi tasarım parametrelerini değiştirerek optimum değerleri elde etmişlerdir (Hideaki vd., 2009).

Görsel 1.2: Çark Kanatlarının Geleneksel ve Yeni Tasarıma Göre Karşılaştırılması



Kaynak: Hideaki vd. 2009.

Aghaei tog ve arkadaşları, HAD analizleri ile iyi bir kompresör tasarımının gerçekleştirilmesi üzerine yaptıkları çalışmada bir boyutlu analiz ve üç boyutlu HAD analizi sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Bir boyutlu akış hesabı için yazdıkları kodda tasarım parametrelerinin bir kısmını kendileri elde etmiş, bir kısmı daha önceki çalışmalardan alınmıştır. Program giriş verileri, kompresör basınç oranını, giriş basıncını, dönüş hızını ve kütle akış hızından oluşturulmuştur. Ayrıca spesifik hız, farklı geometrik oranlar, kayma faktörü, giriş akış açıları gibi daha sonra değiştirilebilecek değişkenler içermektedir. Üç boyutlu model FLUENT ile kompresör kanallarının ağ yapısı ise GAMBIT ticari yazılımı ile yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda (Görsel 1.3) FLUENT ve 1D verileri arasında iyi bir eşleşme görülmüştür (Aghaei Tog, Tousi, ve Soltani 2007).

Görsel 1.3: Yapılan Çalışmada Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Çark	1B		HAD(ortalama)	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
Statik basınç (kpa)	84.099	241.643	92.05	242.185
Radyal hız (m/s)	0	298.24	0	332.203
Teğet hız (m/s)	28	361.309	44.53	335.021
Bağıl hız (m/s)	243	363.36	275.75	416.35

Kaynak: Aghaei Tog vd. 2007.

Yapılan bir diğer çalışmada tasarım ve tasarım dışı koşullar altında santrifüj kompresör performansını tahmin etmek için doğru ve güvenilir çekirdek kısmi en küçük kareler yöntemi (KPLS) modelleri geliştirmeye çalışılmıştır. Bu yöntem çok değişkenli bir istatistiksel analiz tekniğidir ve girdi değişkenleri arasındaki korelasyonu iyi izleyebilir, çok ince ve basit bir şekilde doğru bir ilişki modeli oluşturabilir. Spesifik olarak, KPLS kullanarak bir santrifüj kompresörün ana özelliklerinin, yani basınç oranının ve verimliliğinin tahmin edilebilirliği araştırılmıştır. Santrifüj kompresör modeline dayalı simülasyon çalışması ve bir gaz türbini santralinden gerçek bir çok kademeli santrifüj kompresör olmak üzere çalışmada iki farklı veri çalışması yapılmıştır. Çalışma sonucu, herhangi bir santrifüj sıkıştırma sisteminin ön tasarım aşamasında performans haritasını tahmin etmek için KPLS'nin yüksek doğrulukla kullanılabileceğini göstermiştir. Ayrıca KPLS yönteminin aksenel kompresörler, döner kanatlı kompresörler, lineer kompresörler ve diğerleri gibi diğer kompresör çeşitlerini modellemek için kullanılabileceği vurgulanmıştır (Chu vd., 2012).

Vigneshwar ve Sanke yaptıkları çalışmada turbo şarj kompresörde çark kanatlarının açılarını değiştirerek verimliliğin değişimini incelemişlerdir. Üç boyutlu model PRO-E, analizler ise ANSYS-CFX ticari yazılımları ile gerçekleştirilmiştir. Kanatlar aynı geometri için, 35-45-65 derecelik açılarda modellenmiştir. Yaptıkları çalışmada giriş kanat açısı 65° olan çarkın 35° ve 45° olandan daha verimli olduğu basınç konturundan gözlemlenmiştir. Bunun yanı sıra hız akım çizgisinden kanat geçidindeki akış alanının, diğer kanat açılara göre 65° olan giriş kanat açısında oldukça düzgün olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla kanat açısında genel olarak daha

verimli sonuçlar elde edildiği için 65°'lik bir giriş açısını önermişlerdir (Vigneshwar ve Sanke 2015).

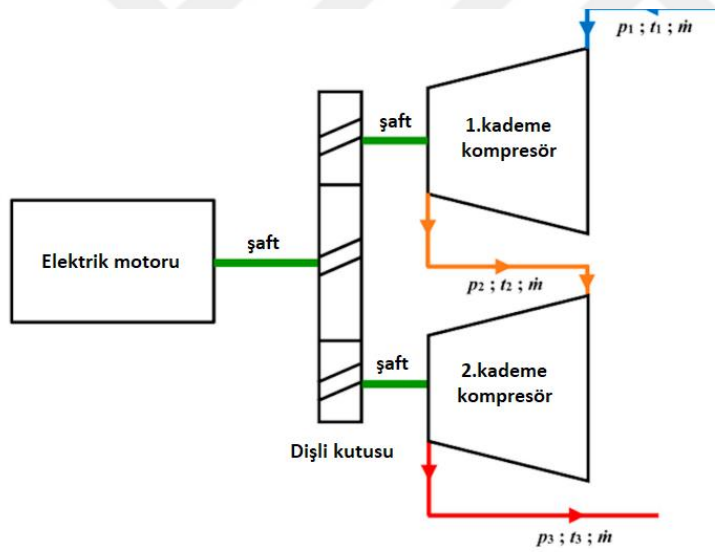
Mehregan ve Alavi üç aşamalı bir santrifüj kompresörün enerji tüketimini azaltmaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Bu amaçla borulu ısı değiştirici (eşanjör) üzerindeki borunun inç uzunluğundaki kanatçık sayısı, boru hatve oranı, boru uzunluğu, boru geçişleri, boru sayısı, bölme aralık oranı, boru düzeni, boru şekli gibi bazı değişkenlerin verim ve toplam maliyet üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, tüp uzunluğunun veya tüp sayısının arttırılmasının verimliliği arttırdığını; boru hatve hızının bölme aralığı oranının azaltılmasının, verim artışı sağladığını göstermiştir. Ayrıca boru şeklinin verim üzerinde hiçbir etkisinin olmadığını belirttikleri çalışmada, basınç düşüşünün ve kütle akış hızının artması ile toplam maliyetin artacağına dikkat çekmişlerdir. Tüp hatve oranının artmasının etkisiyle toplam maliyetin azalacağını ve 45°'lik boru düzeni kullanıldığında en düşük değere sahip olduğunu belirtmişlerdir (Mehregan ve Alavi, 2021).

Zhao ve arkadaşları yaptıkları çalışmada yakıt pilleri için kullanılan kompresör tipleri arasından otomotiv sektörü için birçok avantajı olduğundan dolayı turbo kompresörlerin kullanılabilirliğine dikkat çekmişlerdir. Bu çalışmada turbo kompresörlerde karşılaşılan kütle akışı ve basınç kontrol problemlerine çözüm bulmayı amaçlamışlardır. Kompresör kontrolünün amacı ise, yük taleplerine göre yakıt hücrelerinin ihtiyaç duyduğu uygun kütle akışını ve basıncını sağlamaktır. Kütle akışı ve basıncı ayrı ayrı kontrol etmek ve kuplaj problemini çözmek için bir sinir ağına dayalı dinamik bir dekuplaj kontrolörü önermişlerdir. Çalışmada elde edilen simülasyon sonuçlarına göre PI dekuplaj kontrolörü kullanılarak kütle akışı ve basıncın ayrı ayrı kontrol edilebileceğini göstermişlerdir (Zhao vd., 2012).

Yakıt hücreleri ile ilgili yapılan başka bir çalışmada ise Ahsan ve arkadaşları, yakıt hücre depolarının giriş parametreleri dahil edilerek turbo kompresör tasarımı için bir öngörü oluşturmak amaçlanmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen grafiklere göre kütle akışı arttıkça, belirli bir hız için basınç oranı azalırken bunun tersi de geçerli olmuştur. Dolayısıyla spesifik kütle akışı için kompresör hızı, basınç oranıyla doğrudan ilişkili bulunmuştur. Ayrıca yine kütle akışı arttıkça, belirli bir hız için verimlilik azalırken bunun tersi de geçerli olduğundan spesifik kütle akışı ve kompresör hızı doğrudan verimlilikle ilişkilendirilmiştir (Ahsan vd., 2021).

Literatürde kompresörlerin enerji ve ekserji analizleri üzerine çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalarda akışkan tipi, kompresör çeşidi veya çalışma şartları gibi birçok faktör değişkenlik göstermektedir. Poljak ve arkadaşları yaptıkları çalışmada sıvı doğal gaz taşıyıcılarının iki kademeli aksel kompresör sistemlerinin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Deneme testleri, ana tahrik milinin farklı dönüş hızlarında gerçekleştirilmiştir. Kompresör birinci kademe girişinde, birinci kademe çıkışında ve ikinci kademe çıkışında basınç, sıcaklık ve LNG buharının kütle akış hızını içeren çeşitli ölçümler gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda kompresörün birinci ve ikinci kademelerinin enerji verimliliği, en düşük ana motor dönüş hızında ve en yüksek dağıtım aralıklarında en yüksek değere sahip olduğu görülmüştür. İki kademeli kompresörün ortalama ekserji verimliliği %33,9 bulunmuştur. Çevre sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin incelenmesi, iki kademeli kompresörün daha düşük sıcaklıklarda daha etkili olduğunu göstermiştir (Poljak vd., 2020).

Görsel 1.4: Çalışmada Analizleri Gerçekleştirilen İki Kademeli Kompresör Diyagramı



Kaynak: Poljak vd., 2020.

Mascarenhas ve arkadaşları tipik bir endüstriyel hava kompresörü üzerinde enerji, ekserji, CO_2 emisyon değerleri ve sürdürülebilirlik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. 5 adet kompresör içeren bir sistemi inceledikleri çalışmalarında sistem girdi ve çıktılarını analiz ederek en verimsiz kompresörü belirlemişlerdir. Belirlenen kompresörde motor değişimi ile fazladan enerji sarfiyatının önlenilebileceğini ve atık ısı kazanım sistemi kurularak enerji verimliliğinin artırılabilceğini

belirtmişlerdir. Ayrıca sürdürülebilirlik indeksinde en yüksek değerleri yine bu kompresörün vermesi en yüksek enerji kayıplarının bu kompresörden kaynaklandığını göstermiştir. Sistemin tamamı göz önüne alındığında toplam ihtiyaçtan daha fazla basınçlı hava üretiminin gereksiz enerji sarfiyatına sebep olduğunu belirtmişlerdir (Mascarenhas vd., 2019).

Cho and Park bir otomotiv iklimlendirme sisteminde yaptıkları çalışmada farklı kompresör hızlarında R1234yf kullanılarak deneysel bir performans incelemesi ve ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. Dahili bir ısı eşanjörüne (IHX) sahip R1234yf sistemi ile IHX ve bir R134a sistemi olmayan bir R1234yf sistemi karşılaştırıldı. Çalışma R1234yf sisteminin, R134a sistemine kıyasla %4,0-7,0 daha küçük soğutma kapasitesine ve %3,6-4,5 daha düşük performans katsayısına sahip olduğunu göstermiştir. Dahili ısı eşanjörüne sahip R1234yf sistemi, neredeyse R134a sistemine eşdeğer bir soğutma kapasitesi göstermiştir. IHX'li R1234yf sisteminin performans katsayısı, 800–1800 rpm kompresör hızı için R134a sistemininkinden %0,3–2,9 daha düşük gerçekleşmiştir. Performans katsayısı, 2500 rpm kompresör hızında %0,9 artmıştır. R1234yf sisteminin ekserji yıkım oranı, 800-1800 rpm aralığında R134a sistemininkinden %0.5-3.3 daha yüksek gerçekleşirken bununla birlikte IHX'li R1234yf sistemi, 2500 rpm kompresör hızında R134a sistemine göre %1,2 daha düşük ekserji yıkım oranına sahip olmuştur (Cho ve Park, 2016).

Yukarıda bahsedilen literatür çalışmaları göz önüne alındığında turbo kompresörler için en önemli bileşenlerden birisinin çark (impeller) olduğu aşikardır. Çünkü havanın emildikten sonra basınçlandığı kısım burasıdır. Bu sebeple çoğu literatür çalışması bu alanda yoğunlaşmaktadır. Yapılan çalışmalarda aşağıdaki parametrelerde değişiklikler yapılarak HAD yöntemi kullanılarak PRO-E, Ansys gibi programlar yardımı ile analiz edilmiştir.

- Kanat formu,
- Giriş kanat açısı,
- Kanat kalınlığı ve yüksekliği,
- Çark çapı.

Yapılan çalışmalar göz önünde bulundurulduğunda yukarıda verilen değişkenler üzerine elde edilen sonuçlar doğrultusunda kanat formu değiştirilerek daha ince bir form yapısı ile havanın daha geniş alandan geçmesi sağlanmıştır. Ayrıca giriş

kanat açısı için en uygun açının 65° olduğu hesaplanmıştır. İncelenen çalışmalarda kanat yüksekliği arttıkça çıkış basıncının arttığı, çark çapının büyüdükçe çıkış debisinde artış olduğu gözlenmiştir. Sonuç olarak tasarımı yapılan turbo kompresörün çark parametreleri optimum seviyelerde tutulduğunda verimin önemli orada arttığı sonucu ortaya çıkmaktadır.





İKİNCİ BÖLÜM
KOMPRESÖRLER

2.1. KOMPRESÖR NEDİR?

Kompresör, kompresörün proses boyunca akışkanın ana taşıyıcısı olduğu, akışkanın basıncını yükseltmek amacıyla enerjiyi gaz halindeki bir akışkana aktaran bir sistem olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca kompresör kullanım amacına, işlemdeki kimyasal reaksiyonu geliştirmek için istenen bir sıcaklık artışını sağlamak da dahil edilebilir. 5,0 psig'den (0.34 bar) daha az güç üreten veya girişten çıkışa %7 'lik bir yoğunluk artışı sağlayan cihazlar, fanlar veya üfleyiciler olarak sınıflandırılmaktadır. Bu seviyenin üzerindeki cihazlara kompresör adı verilmektedir. Düşük yoğunluk değişimi nedeniyle, fan denklemleri sabit yoğunluk varsayar ve böylece denklemi basitleştirmektedir. Pompalar, kompresörlere çok benzer, ancak öncelikle sıkıştırılamaz hidrolik sıvılarla ilgilenirken, kompresörler genellikle sıkıştırılabilir gaz halindeki sıvılarla ilgilenmektedir (Gresh, 2018).

Bir kompresöre verilen iş, gazın basıncını, sıcaklığını arttırmaya ve kompresörden ortama atılan ısı enerjisine dönüşmektedir. Genellikle, mümkün olan en az gücü kullanarak gazın basıncını arttırmayı hedeflemektir. Sıkıştırma işlemi adyabatik ise yani kompresör ile dışarı arasında ısı transferi yok ise ve işlem izentropik ise en az iş yapılacaktır. Bu kompresörde herhangi bir kayıp olmadığı anlamına gelir ve bu ulaşılamaz bir hedeftir, ancak sıkıştırma verimliliği için bir temel olarak kullanılabilir bir hedeftir. Bir kompresörün izentropik verimi, izentropik bir süreçte gazı sıkıştırmak için gereken işin, gazı sıkıştırmak için kullanılan fiili işe bölümü olarak tanımlanmaktadır. Bir kompresörün verimi çoğunlukla izentropik verim olarak verilmektedir (Giampaolo, 2020).

Kompresörler, proses endüstrilerinde akışkan bir prosesin sınırları içinde veya bazen de bu sınırın dışına taşımak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Akışkanlar, gaz veya buhar olmak üzere herhangi bir sıkıştırılabilir akışkan olmakla birlikte geniş bir moleküler ağırlık aralığına sahip olabilmektedir. Gazların ve buharların sıkıştırılması, kimya ve petrokimya endüstrilerinde önemli ve yaygın bir proses olmaktadır. Sıkıştırma işlemleri, giriş hacmini kademeli olarak azaltarak giriş basınçlarından daha yüksek basınçlarda gaz veya buhar vermektedir. Gazların ve buharların salt hareketi sıkıştırma gerektirmez; düşük basınçlı üfleyiciler ile gerçekleştirilmektedir. Bununla birlikte, her iki makine tipinde de giriş basınç seviyeleri, derin vakumdan yüksek pozitif basınçlara kadar değişebilmektedir. Tahliye basıncı, atmosfer altı seviyelerden inç kare başına on binlerce librelilik rakamlara kadar değişebilmektedir. Giriş-çıkış basınçlarının ilişkileri,

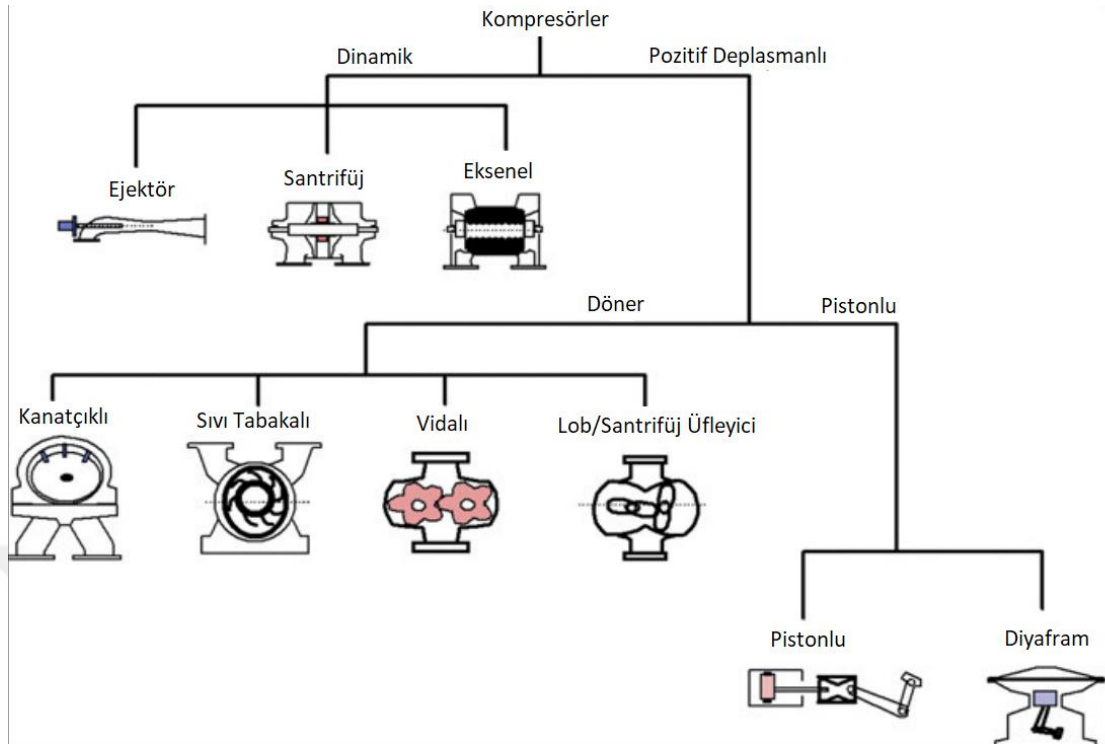
termodinamik yasalara ve bunların etkileşimlerine veya türevlerine dayanmaktadır (Elliott ve Bloch, 2021).

Her kompresör bir veya daha fazla temel elemandan oluşmaktadır. Tek bir eleman veya paralel elemanlar grubu, tek kademeli bir kompresör olarak adlandırılmaktadır. Birden fazla sıkıştırma yönteminin problemi, tek bir sıkıştırma aşamasının pratik kapasitesinin ötesinde koşullar içermektedir. Çok yüksek bir sıkıştırma oranı (mutlak tahliye basıncı bölü mutlak giriş basıncı), aşırı tahliye sıcaklığına ve diğer tasarım sorunlarına neden olmaktadır. Bu nedenle, iki veya daha fazla sıkıştırma aşamasının olacağı çok aşamalı bir kompresör oluşturmak için ögeleri veya öge gruplarını seri halinde birleştirmek gerekli hale gelmektedir. Gazın, sonraki aşamaya giriş sıcaklığı ve hacmini azaltmak için aşamalar arasında sıklıkla soğutulmaktadır (Bloch, 2006).

2.2. KOMPRESÖR TÜRLERİ

Kompresörlerin çok sayıda türü mevcuttur ve uygulama alanına göre türü değişmektedir. Karşılaştırma yapabilmek için kompresör türleri, sıkıştırma tipine göre iki temel gruba ayrılmaktadır. Bunlar: aralıklı olarak çalışan ve sürekli çalışan. Aralıklı sıkıştırma modu doğası gereği döngüsel, döngü tekrarlanmadan önce kompresör tarafından belirli bir miktarda gazın alınması, buna göre hareket edilmesi ve atılmasıdır. Sürekli sıkıştırma modu, gazın kompresöre taşındığı ve prosesin herhangi bir noktasında akış kesintiye uğramadan atıldığı tür olmaktadır (Brown, 2011).

Aralıklı sıkıştırma modunda çalışan kompresörler, pistonlu ve döner olmak üzere iki farklı tipi olan pozitif yer değiştirmeli kompresörler olarak anılır. Bunun aksine, sürekli modda çalışan kompresörlere dinamik kompresörler denir; bu kategorideki iki farklı tip vardır bunlar merkezkaç ve ekseneldir. Kompresörler moduna ve çalışma prensibine göre Görsel 2.1’de gösterilmektedir.

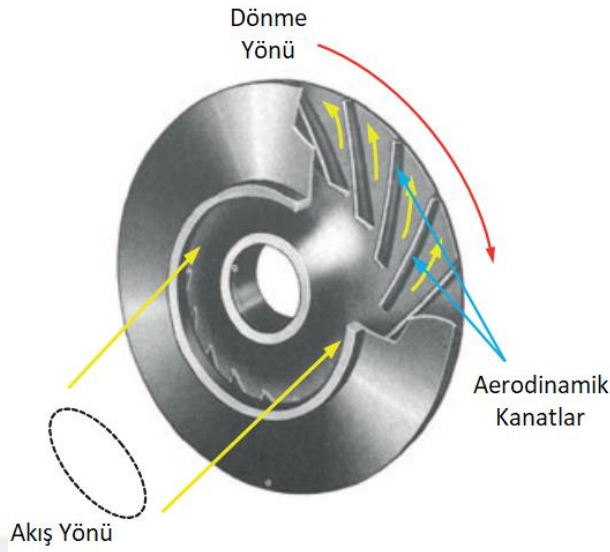
Görsel 2.1: Kompresör Türleri

Kaynak: Elliott ve Bloch, 2021.

2.2.1. Dinamik Kompresörler

Dinamik kompresörler, aerodinamik profilli kanatlarla tasarlanmış Görsel 2.2. ve üretilmiş bir rotorun hareketiyle çalışma sıvılarına hız kazandırır. Kanatlar, eksenel akışlı kompresörlerde olduğu gibi doğrudan rotora veya tambura veya santrifüj kompresörlerde olduğu gibi tekerleklere veya disklere takılabilir. Döner kısımda oluşan kinetik enerji, kompresörün sabit kısmında basınç artışına dönüştürülür. Santrifüj ve eksenel kompresörler dinamik kompresörlerin iki temel tipini oluşturmaktadır (Elliott ve Bloch, 2021).

Görsel 2.2: Aerodinamik Profilli Kanat Tasarımının Gösterimi



Kaynak: Elliott ve Bloch, 2021.

2.2.1.1. Santrifüj Kompresör

Santrifüj kompresörler, sıvıyı kontrollü bir yolda radyal olarak dışarı doğru hareket ettirerek çalışma sıvılarına hız kazandırır. Turbo kompresörler de santrifüj kompresör sınıfında bulunmaktadır. Bu sebeple bu bölüm daha detaylı açıklanmaktadır.

Bir santrifüj kompresör, dönen bir pervane üzerindeki kanatlar vasıtasıyla bir gaz üzerinde hareket eder. Gazın dönme hareketi, merkezkaç kuvvetleri nedeniyle dışarı doğru bir hız ile sonuçlanır. Dışarıya doğru olan bu hızın teğetsel bileşeni daha sonra bir difüzör vasıtasıyla basınca dönüştürülür (Gresh, 2018). Bir santrifüj kompresörde dört ana bileşen bulunur ve bunlar; giriş kanalı, santrifüj pervane (çark), difüzör, boşaltma salyangozu/kaydırmadan oluşmaktadır.

Giriş Kanalı: Kompresörlerin girişi, dışarıdan alınan havanın kompresör çarkına taşınmasını sağlar. Genelde dairesel boru şeklinde olan giriş kısmının, lokal kayıpları önlemek için mümkün olduğunca düz yapılması istenmektedir. Giriş kanalları genellikle sabit giriş kılavuz kanatları (IGV) ile yapılandırılır; bunlar optimum dönüş açılarını kullanarak gelen akışı yönlendirir. Bu akış, laminar olmayan akışın birinci pervaneye girmesini önlemek için özel bir şekilde döndürülür. Girdap miktarı, birinci pervaneye optimum bir geliş açısı verecek şekilde tasarlanmıştır. Optimum bir açı, akışın çark gözüne girerken düzgün bir şekilde geçiş yapmasına izin verecektir.

Santrifüj Pervane: Pervanelerin çalışma şekli santrifüj kompresörlerin isimlendirilmesinin sebebidir. Pervanelerin işlevi, akışkan pervanenin gözüne girer girmez akışkana radyal hız kazandırmaktır. Dönen bir çark, açısal momentumunu artırarak gaza enerji verir. Gaz bir pervanenin dönüşünden enerji kazandıkça, gaz difüzöre girerken, statik basıncı ve mutlak hızı (kompresörün sabit muhafazasına göre) pervane geçitlerinden artar. Difüzör daha sonra gazı yavaşlatarak gazın kinetik enerjisini statik basınca dönüştürür. Yavaş yavaş artan difüzör kesit alanlarına bir hacim aktığında gaz yavaşlar. Emme ve boşaltma arasında gerekli basınç oranını üretmek için çark tarafından verilen enerjiye basma yüksekliği denir. Çarklar Görsel 2.3’de görüldüğü gibi açık veya kapalı tip olabilmektedir.

Görsel 2.3: a) Açık Çark b) Kapalı Çark



(a)



(b)

Kaynak: Elliott ve Bloch, 2021.

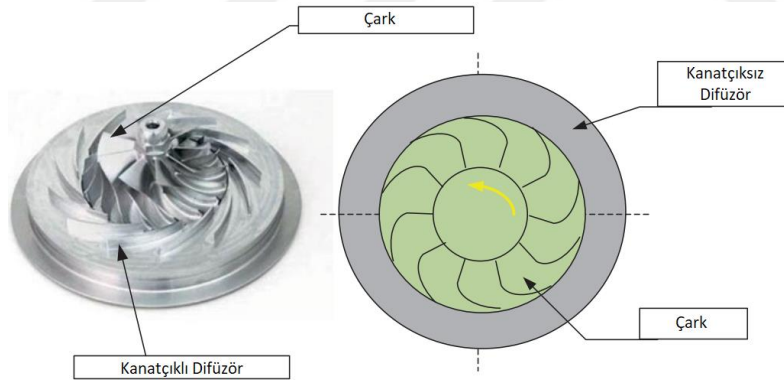
Difüzör: Difüzörler, gaz veya buhara verilen kinetik enerjiyi basınca dönüştürmek için tasarlanmıştır. Kinetik enerjinin basınca dönüştürülmesi, gazın hızını kademeli olarak yavaşlatarak yapılır. Gaz hızı, difüzörün düzgün konturlu ve kademeli olarak genişleyen enine kesitli akış alanlarına ulaştığında düşecektir. Difüzörler kanatsız, kanatlı veya alternatif bir kombinasyon olabilir (Görsel 2.4). Bu iki tür difüzörden herhangi birini kullanmanın artıları ve eksileri vardır. Örneğin gazın difüzörden geçerken akışına müdahale edecek kanatçıklar olmadığı için kanatlı difüzörlere göre daha geniş bir akış aralığı sunar. Bununla birlikte, kanatsız bir difüzördeki geri kazanılabilir basınç, kanatlı bir difüzörde geri kazanılabilen basınçtan

daha azdır. Kanatlı difüzörler ise daha verimlidir ancak daha küçük bir akış aralığı sunar.

Bir pervanenin karşılık gelen difüzör ile kombinasyonuna aşama adı verilmektedir. Emme ve boşaltma arasındaki gazın basıncını yükseltmek için seri olarak sıralanan bir veya daha fazla aşamaya bölüm denmektedir (Görsel 2.5).

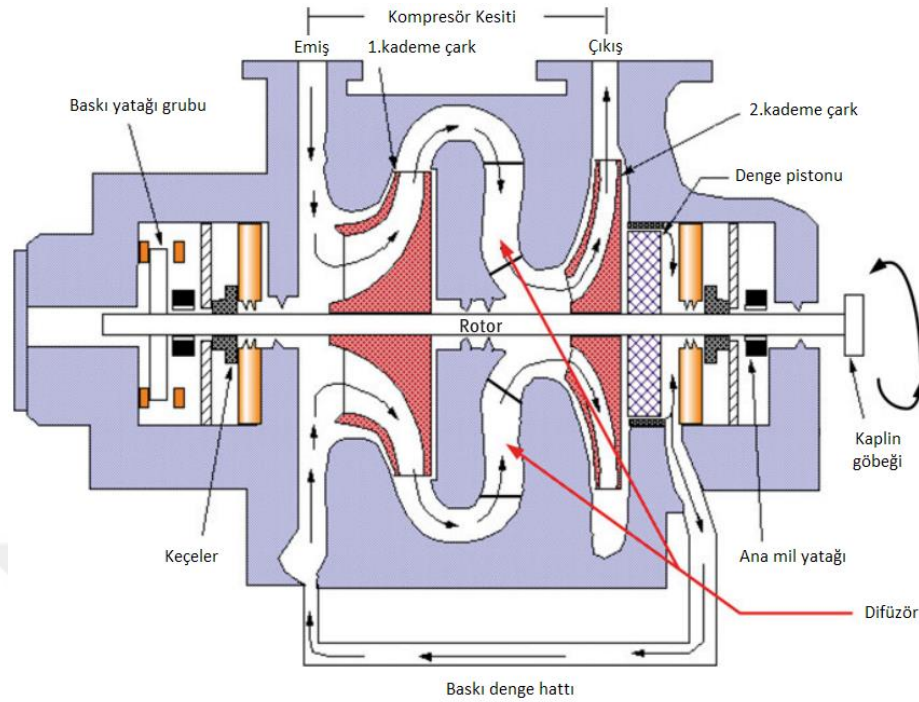
Boşaltma Salyangozu: Santrifüjlü bir kompresördeki toplayıcı, kompresörün gazı nihayet içine boşalttığı son odadır. Gaz, tahliye sarmal halkasında (hazne veya spiral) toplanır ve buradan kompresörün tahliye nozuluna gönderilir. Bir toplayıcı/salyangoz bir kompresöre uyumsuzsa, kompresör performans eğrileri kaydırılır. Uyumsuzluğun derecesine bağlı olarak ve salyangoz küçükse eğri sola kaydırılır. Toplayıcılar/salyangozlar çeşitli şekillere sahip olabilir. Şekle bağlı olarak, volüt veya plenum olarak adlandırılabilir. Endüstriyel proses kompresörleri, boşaltma odası olarak salyangoz şeklindeki toplayıcıları kullanabilir. Salyangoz şekli, bir salyangozun yuvasının şeklinden ilham almıştır. Kompresörün boşaltma ağzına yaklaştıkça akış alanı artar.

Görsel 2.4: Kanatlı ve Kanatsız Difüzör



Kaynak: Elliott ve Bloch, 2021.

Görsel 2.5: Santrifüj Kompresör Kesiti Kademelerin Gösterimleri



Kaynak: Elliott ve Bloch, 2021.

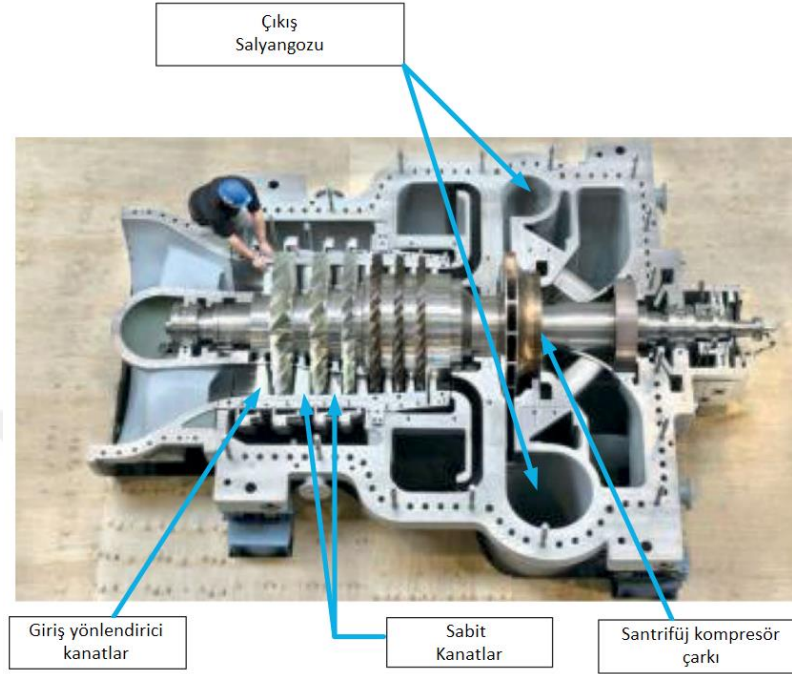
2.2.1.2. Eksenel Kompresörler

Eksenel kompresörler bazı açılardan santrifüj kompresörlere benzer, ancak bunlardan farklıdır. Bununla birlikte, akışkanı radyal bir şekilde hareket ettirmek yerine, akışkanı makine boyunca rotor eksenine paralel bir yolda hareket ettirir. Tek sıra için oldukça düşük sıkıştırma oranlarına sahip olduğundan art arda sıralı aerodinamik profile sahip kanatçıklar kullanılarak elde edilir. Her sıra, rotora/tambura bağlı 20-50 dönen kanattan ve statora yerleştirilmiş bir dizi kanattan oluşur. Tek sıra dönen kanatlar ile bir sıra sabit kanatların kombinasyonu bir kademeyi oluşturur.

Dönen kanatlar, gazı hem eksenel hem de çevresel yönlerde sabit kanatlara doğru hızlandırır. Sabit kanatlar, kinetik enerjiyi statik basınca dönüştürür. Sabit kanatlar, bir santrifüj kompresördeki difüzörlere benzer şekilde difüzör görevi görecektir. Difüzyon, gazı yavaşlatarak ve hızı basınca dönüştürerek yapılır. Gaz daha sonra bitişik sabit kanatlar tarafından bir sonraki aşamaya yönlendirilir. Bu süreç, gaz nihayet prosese boşaltılana kadar kademeli olarak devam eder. Eksenel kompresörler, dar bir basınç aralığında büyük hacimli akışlar sağlar. Tahliye basıncını

artırmak için, kompresör üreticileri rotorun giriş ucuna bir santrifüj pervane takabilir (Bloch, 2006).

Görsel 2.6: Eksenel Kompresör Kesit Görünüşü



Kaynak: Elliott ve Bloch, 2021.

2.2.2. Pozitif Deplasmanlı Kompresörler

Bu kompresör sınıfı, çalışma akışkanının basıncını sınırlı bir alanda hapsederek artırır, ardından başlangıçta bir gaz giriş hacmi tarafından işgal edilen alanı kademeli olarak azaltır. Bu temel prensibe uyum sağlayan birçok konfigürasyon düzenlemesi mevcuttur ve pistonlu kompresörler en belirgin versiyondur.

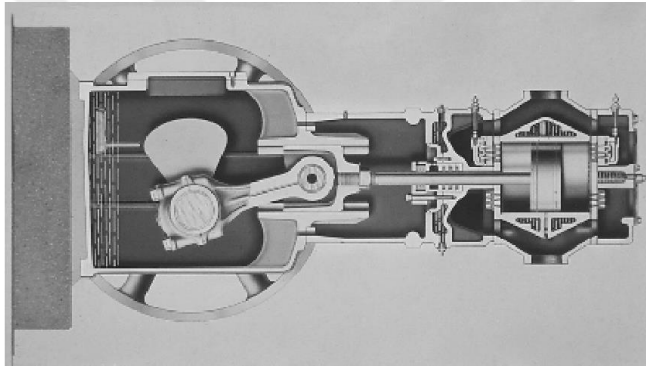
2.2.2.1. Pistonlu Kompresörler

Küçük hava kompresörleri tek etkilidir; pistonun ileri hareketi sırasında hava sıkıştırılır. İleri strok, silindirin baş ucuna doğru strok olarak anlaşılır. Proses gazları için pistonlu kompresörler, silindirin hem kafa ucunda hem de çerçeve ucunda ("krank ucu" olarak da adlandırılır) giriş ve tahliye valflerini içeren çift etkili bir silindir-piston düzenlemesi kullanır. Giriş valfleri, hacim genişmesi sırasında gazın silindire girmesine izin veren çek valf görevi görür; valfler sıkıştırma sırasında kapanır. Boşaltma valfleri, hacim genişmesi sırasında kapalı kalır ve sıkıştırılan gaz, karşı

(proses tarafı) basıncı aşan bir basınca ulaştıktan sonra açılmaya başlar (Elliott ve Bloch, 2021).

Pistonlu kompresörler, neredeyse her türlü gaz karışımını vakumdan 3000 atm'nin üzerine sıkıştırmak için çok verimli ve güvenilir bir yöntem olarak bilinirler. Rafineri, kimya ve petrokimya tesislerinde çok sayıda uygulamaları bulunmaktadır. Güç değerleri, kompresör giriş koşullarında yaklaşık 35.000 m³/saate kadar kapasitelerle 18.000 kW'a kadar değişmektedir. Pistonlu kompresörler büyük esnekliğe sahiptirler. Pozitif deplasmanlı kompresörler olan pistonlu üniteler, moleküler ağırlığı 2 olan hidrojen den moleküler ağırlığı 70 olan klor gibi gazlara kadar çok çeşitli gaz yoğunluklarını kolayca sıkıştırabilmektedirler (Bloch, 2006).

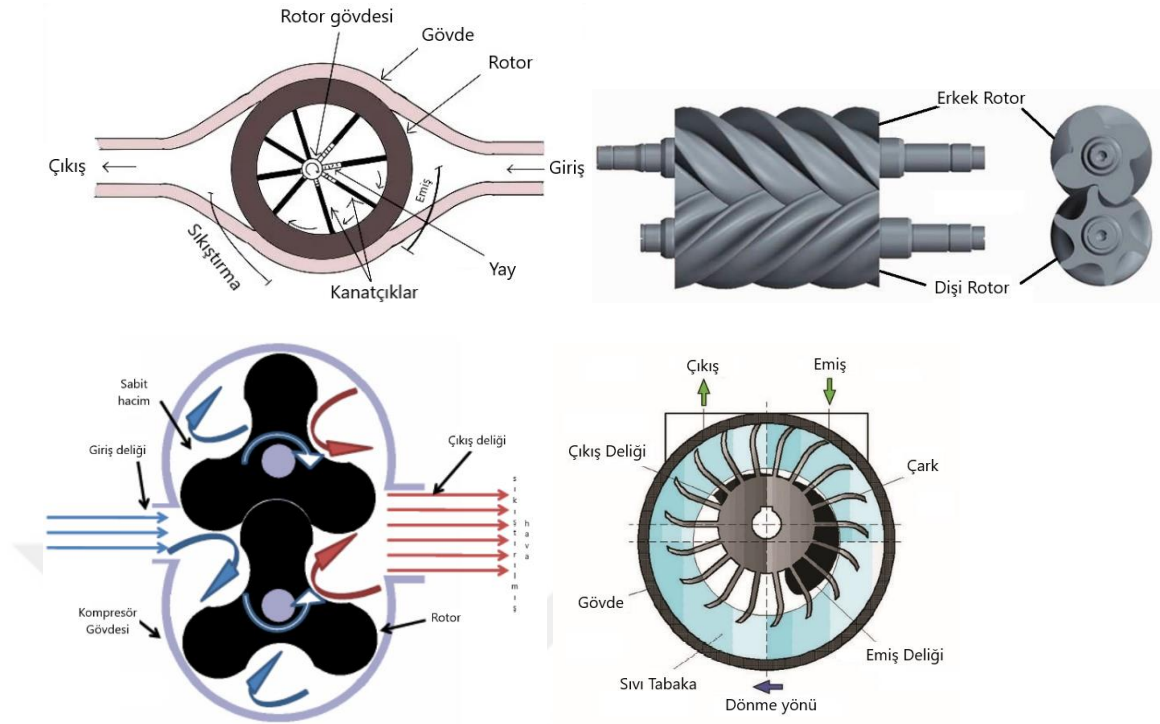
Görsel 2.7: Pistonlu Kompresör Kesit Görünümü



Kaynak: Bloch 2006.

2.2.2.2. Döner Elemanlı Kompresörler

Bu kompresör ailesi arasındaki ortak çalışma prensibi, sıkışan gazın basıncını artırmak için dönen bir eleman tarafından pozitif olarak yer değiştirmesidir. Her bir döner kompresör tipinin dönen elemanı, basıncı giriş basınçlarından daha yüksek seviyelere çıkarmak için benzersiz bir şekilde tasarlanmaktadır (Elliott ve Bloch, 2021).

Görsel 2.8: Döner Elemanlı Kompresör Tipleri

Kaynak: Khadangale, Wattamwar, ve Chaudhari 2017; Kanatçıklı Kompresör 2022; Patel ve Lakhera 2019; Sollant Group 2022.

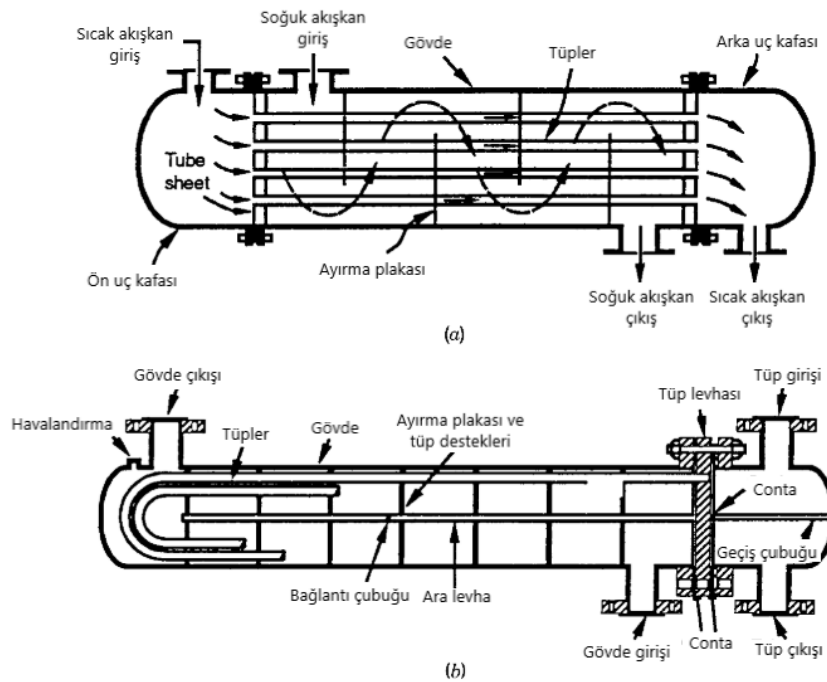
2.3. ISIL DEĞİŞTİRİCİLER

Isı eşanjörü, iki veya daha fazla akışkan arasında, bir katı yüzey ile bir akışkan arasında veya katı parçacıklar ile bir akışkan arasında, farklı sıcaklıklarda ve ısıl temasta termal enerjiyi (entalpi) aktarmak için kullanılan bir cihaz olarak kabul edilmektedir. Isı eşanjöründe, genellikle dış ısı ve iş etkileşimleri olmamaktadır. Tipik uygulamalar; ilgili sıvı akışının ısıtılmasını veya soğutulmasını, tek veya çok bileşenli sıvı akışlarının buharlaşmasını veya yoğuşmasını içermektedir. Diğer uygulamalarda amaç, ısıyı geri kazanmak veya reddetmek veya bir proses sıvısını sterilize etmek, pastörize etmek, parçalara ayırmak, damıtmak, konsantre etmek, kristalleştirmek veya kontrol etmek olabilmektedir. Birkaç ısı eşanjöründe, ısı alışverişi yapan akışkanlar doğrudan temas halinde olmaktadır. Diğerlerinde, akışkanlar arasındaki ısı transferi, ayırıcı bir duvardan veya bir duvarın içine ve dışına geçici bir şekilde gerçekleşir ve ısı eşanjöründe, sıvılar bir ısı transfer yüzeyi ile ayrılmakta ve ideal olarak karışmamakta veya sızıntı yapmamaktadırlar (Shah ve Sekuli, 2007).

2.3.1. Gövde Boru Tipi Isı Değiştiriciler

Görsel 2.9’da gösterilen bu eşanjör, genellikle, boru eksenini gövdeye paralel olacak şekilde silindirik bir kabuğa monte edilmiş bir yuvarlak boru demetinden yapılmaktadır. Bir sıvı boruların içinde akmaktadır, diğeri borular boyunca akmaktadır. Bu ısı eşanjörünün ana bileşenleri borular (veya boru demeti), gövde, ön uç başlığı, arka uç başlığı, bölmeler ve boru levhalarıdır (Shah ve Sekuli, 2007).

Görsel 2.9: (a) Bir Gövde Geçişli ve Bir Boru Geçişli Gövde Borulu Eşanjör; (b) Bir Kabuk Geçişli ve İki Boru Geçişli Gövde Borulu Eşanjör

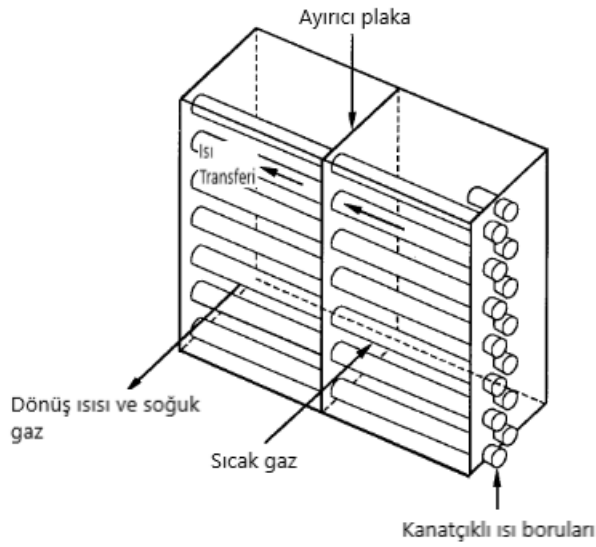


Kaynak: Shah ve Sekuli, 2007.

2.3.2. Kanatlı Borulu Kompakt Isı Değiştiricileri

Bu eşanjörler, geleneksel ve özel boru kanatlı eşanjörler olarak sınıflandırılabilir. Geleneksel bir boru-kanat değiştiricide, iki akışkan arasındaki ısı transferi boru duvarından iletimle gerçekleşmektedir. Bununla birlikte, bir ısı borulu eşanjörde (özel bir boru kanatlı eşanjör tipi), her iki ucu kapalı olan borular bir ayırma duvarı görevi görür ve iki akışkan arasındaki ısı transferi bu ayırma duvarından sıvının iletimi, buharlaşması ve yoğunlaşmasıyla gerçekleşmektedir. (Shah ve Sekuli, 2007).

Görsel 2.10: Kanatlı Borulu Kompakt Isı Değişiricileri

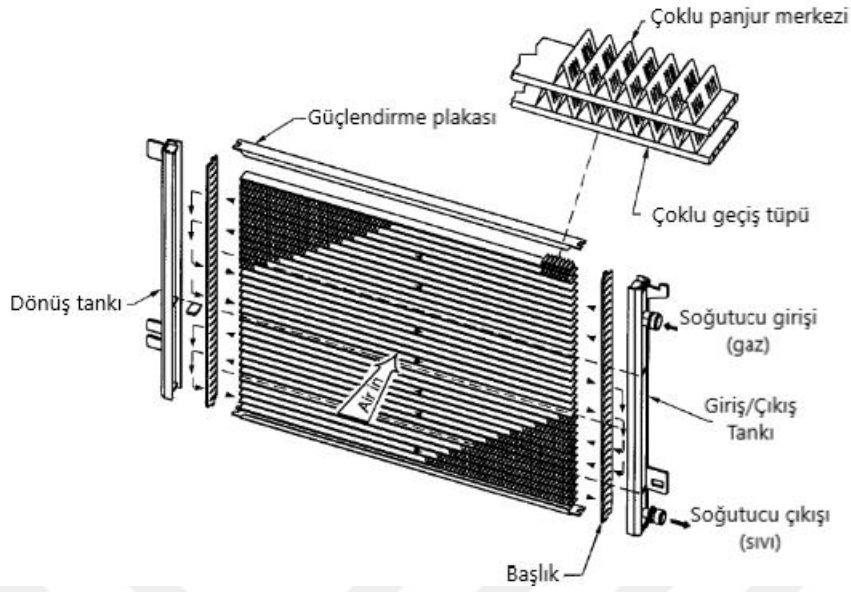


Kaynak: Shah ve Sekuli, 2007.

2.3.3. Kanatlı Plakalı Kompakt Isı Değişiricileri

Bu tip eşanjörde oluklu kanatçıklar (çoğunlukla üçgen ve dikdörtgen enine kesitlere sahip) veya sıkıştırılmış ara parçalar bulunmaktadır. Paralel plakalar arasında (plakalar veya ayırma levhaları olarak anılmaktadır) bazen kanatçıklar, köşeleri yuvarlatılmış düz bir boruya dahil edilmektedir, böylece yan çubuklara olan ihtiyaç ortadan kalkmaktadır. Diğer tarafta sıvı veya faz değiştiren sıvı akarsa, ayırma levhası genellikle ekleri veya ağırları olan veya olmayan düz bir boru ile değiştirilmektedir (Shah ve Sekuli, 2007).

Görsel 2.11: Düz Perdeli Boru ve Çok Panjurlu Kanatlı Otomotiv Kondansatörü



Kaynak: Shah ve Sekuli, 2007.

2.4. TERMODİNAMİK KANUNLARI

Bir akışkanın özellikleri, değerleri akışkanın durumuna bağlı olarak değişen spesifik termodinamik özelliklerdir. Ortak termodinamik özellikler sıcaklık, basınç, hacim, iç enerji, entropi ve entalpidir. Herhangi iki bağımsız özelliğin değerini bilmek, sıvının durumunu kesin olarak belirleyecektir.

Sıkıştırma işlemleri, bir sistemin basıncı arttığında ve hacmi azaldığında meydana gelir. Bu işlemi gerçekleştirmek için çeşitli yöntemler ve türde makineler kullanılır, ancak hepsi yüzyıllar önce oluşturulmuş temel gaz yasalarına uyar. Bir gaz sıkıştırma işlemiyle ilgili yasalar en iyi şekilde ideal gaz denklemi ile açıklanır. Hava ve oksijen gibi birçok gaz bazen ideal gazlar olarak ele alınsa da, mükemmel gazlar olmadığı için ideal gaz yasaları yalnızca yaklaşık bir değer verir (Elliott ve Bloch 2021).

2.4.1. İdeal Gaz Denklemi

Gazlar, basit ilişkilere indirgenebilen özelliklere sahip buharlardır. Mükemmel gaz, ideal gaz hal denklemindeki (denklem 2.1) basınç, hacim ve sıcaklık arasındaki ilişkiye uyan gaz olacaktır. İdeal gaz yasasını oluşturmak için birleştirilen üç gaz yasası; Boyle yasası, Charles yasası ve Avogadro yasası'dır.

$$PV = nRT \quad (2.1)$$

Denklem ideal gazın molar hacmini hesaba katmak için dönüştürülürse denklem şu şekli almaktadır:

$$\frac{V}{n} = \frac{R}{P} T \quad (2.2)$$

Bu, sabit basınçtaki bir gaz için molar hacim ile sıcaklık arasında bir orantı olduğunu gösterir. İdeal gaz hal denkleminin temel sınırlamalarından bazıları ise şunlardır:

1. Yoğunluk düşük tutulduğu sürece bu denklem geçerlidir.
2. Düşük basınçlarda ve yüksek sıcaklıklarda iyi çalışır. Bu nedenle sınırlamalar, yüksek basınçlar ve düşük sıcaklıklardır.
3. Gazların çoğu 1 atm basıncın üzerinde ideal şekilde davranmaz.
4. Gazın yoğuşma koşullarının yakınında iyi çalışmaz.

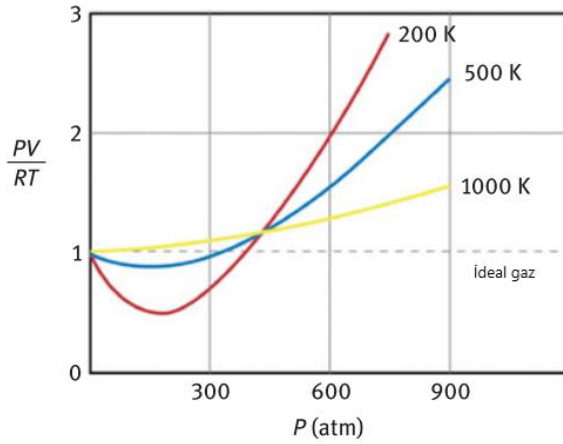
2.4.2. Sıkıştırılabilirlik Faktörü

Doğada bulunan tüm gazlar gerçek gazlar olarak bilinir. Görsel 2.12 basınç ve sıcaklık değiştiğinde gerçek bir gazın nasıl davrandığını gösterir; daha sonra ideal bir gazla karşılaştırılır. Gerçek bir gazın özellikleri arasındaki ilişki, yalnızca belirli basınç ve sıcaklık koşullarında ideal bir gazinkine yaklaşır. Ancak, gerçek gazlar için ideal gaz denklemi aşağıdaki gibi revize edilir:

$$\frac{Pv}{RT} = Z \quad (2.3)$$

Burada v spesifik hacim ve Z sıkıştırılabilirlik faktörünü belirtmektedir. İdeal bir gaz için sıkıştırılabilirlik faktörü 1'e eşittir ve gerçek gazlar için basınç ve sıcaklığa göre değişmektedir. Bu faktör, basıncın P ve sıcaklığın T bir fonksiyonu olarak her gaz için ampirik olarak belirlenir. Farklı gazlar için P ve T 'nin bir fonksiyonu olarak Z çizelgeleri yayınlanırken, Nelson ve Obert tarafından tek bir genelleştirilmiş sıkıştırılabilirlik faktörü şeması yayınlanmıştır (Elliott ve Bloch, 2021).

Görsel 2.12: Gerçek Bir Gazın Değişen Basınç ve Sıcaklıklara Maruz Kaldığında İdeal Gaz Hal Denkleminin Ayrılması



Kaynak: Elliott ve Bloch 2021.

2.4.3. Termodinamiğin Birinci Kanunu

Termodinamiğin birinci yasası, bir enerji biçiminden diğerine değişebilmesine rağmen, bir işlem sırasında (gazın sıkıştırılması ve verilmesi gibi) enerjinin yaratılamayacağını veya yok edilemeyeceğini belirtir. Başka bir deyişle, ne zaman bir tür enerji tüketiyorsa, tam olarak eşdeğer miktarda başka tür bir enerji üretilmelidir. Özetle, enerji bir biçimden diğerine dönüştürülebilir ama yok edilemez. Bir sistemin iç enerjisi, iç potansiyel ve kinetik enerjilerin toplamıdır; bu toplam, herhangi bir özel durum için benzersiz bir değere sahiptir. Belirli bir sistemin birçok özelliğinden biri olarak kabul edilir. Termodinamiğin birinci yasasında da belirtildiği gibi, kapalı sistemlerin döngüsel süreçleri için geçerli olsa da, sistem hal değiştirirken içindeki değişiklikleri de dikkate alabiliriz.

$\int dQ - dW$ integralinin değeri son durumda sabitlenir ve bu nedenle yol veya süreçten bağımsızdır. Bu, özelliğinde bir değişikliği temsil eder ve tanım gereği sistemin iç enerjisidir.

$$dQ - dW = dU$$

Bu akılsız bir işleme uygulanırsa,

$$dQ = dU + dW$$

Isının sıvıya aktarıldığı bir sabit basınç işleminde $dW = Pdv$ (akışkan üzerinde yapılan iş) olur. Dolayısıyla,

$$dQ = dU + PdV \quad (2.4)$$

olur ve her iki taraf integre edilirse,

$$\begin{aligned} Q &= (U_2 - U_1) + P(V_2 - V_1) \\ &= (U_2 + P_2V_2) - P(U_1 + P_1V_1) \end{aligned}$$

P, U ve V'nin tümü özellik olduğundan, bu özellikler açısından başka bir özellik tanımlamak kabul edilebilir:

$$Q = H_2 - H_1 \quad (2.5)$$

Burada $H_2 = U_2 + P_2V_2$ ve $H_1 = U_1 + P_1V_1$ belirtmektedir ve H entalpi olarak adlandırılır.

2.4.4. Termodinamiğin İkinci Kanunu

Termodinamiğin ikinci yasası daha soyuttur ve birkaç şekilde ifade edilebilir.

1. Isı kendiliğinden daha soğuktan daha sıcak bir cisme geçemez.
2. Isı, yalnızca dış iş yapılırsa daha düşük sıcaklıktaki bir cisimden daha yüksek sıcaklıktaki bir cisme geçebilir.
3. Yalıtılmış sistemin kullanılabilir enerjisi tüm gerçek süreçlerde azalır.
4. Isı veya enerji (veya su) kendiliğinden yalnızca yokuş aşağı akacaktır (Bloch 2006).

Temel olarak, bu ifadeler, enerjinin çeşitli seviyelerde var olduğunu ve ancak daha yüksek bir seviyeden daha düşük bir seviyeye hareket edebiliyorsa kullanıma hazır olduğunu söyler. Termodinamikte, enerjinin ulaşılamaz olmasının bir ölçüsü tasarlanmıştır ve entropi olarak bilinmektedir. Verilen diferansiyel denklem ile tanımlanır:

$$dS = \frac{Q}{T} \quad (2.6)$$

Denklem 4'ten yola çıkarak:

$$dS = \frac{dU}{T} + \frac{pdV}{T}$$

Burada gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$TdS = dU + pdV$$

Ayrıca $h = U + pv$ olarak verildiğinden,

$$dh = dU + pdv + vdp$$

$$= dQ + vdp$$

$$\frac{dQ}{T} = \frac{dh}{T} + \frac{vdp}{T}$$

Buradan:

$$Tds = dh - vdp$$

denklemini elde edilir.

2.5. EKSERJİ ANALİZİ

Basınçlı hava sistemleri yüksek miktarda enerji tüketmektedir. Bu sistemlerde basınç ve hava debisi düşüşü nedeniyle büyük kayıplar meydana gelmektedir (Taheri ve Gadow, 2017). Kompresörün basınç kayıplarını telafi etmek için daha yüksek güç tüketimi veya daha uzun çevrim süresi ile çalışması gerektiğinden, basınçlı hava sistemindeki kayıplar, daha yüksek elektrik gücü tüketimi nedeniyle ilave enerji maliyetine neden olduğu gözlenmiştir (Elsner, 1973). Basınçlı hava sistemindeki enerji ve maliyet tasarrufu potansiyeli, kompresörün takip ettiği uygulama ve dağıtımda belirlenebilmektedir. Üretim kısmı ve tasarruf potansiyeli sırayla daha yüksek olmaktadır. Bu bağlamda enerji tasarrufu alanlarını belirlemek için enerji ve ekserji analizi iyi bir seçenek olarak kabul edilmektedir (Radgen ve Blaustein 2001). Bununla birlikte, enerji analizi, enerjinin kalite biçimini ele almadığı için bazen oldukça yanıltıcı olabilmektedir. Enerji yıkımının miktarı ve yeri, enerji analizinden belirlenemez (Esen vd. 2007). Enerji analizi sistemlerin sadece enerji tüketimini ve enerji kayıplarını verir. Ekipmanın dahili verimsizliği hakkında bilgi sağlamaz. Ekserji analizi, prosese veya bütün bir tesise uygulandığında, sisteme girdi olarak sağlanan ve proses veya tesis tarafından tüketilen kullanılabilir iş potansiyeli veya ekserjinin ne kadar olduğunu bize söyler. Ekserji kaybı veya tersinmezlik, süreç verimsizliğinin nicel ölçüsünü sağlar (Patel ve Ramana 2013). Ekserji analizi tüm bu sebeplerden dolayı sistemin prensibini anlamak ve daha iyi çalışmasını sağlamak için oldukça önemlidir.

Guo ve arkadaşları düşük sıcaklıkta atık ısı ile sıkıştırılmış hava enerji depolamasının ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada ekserji analizinin,

basıncılı hava sistemini analiz etmek ve farklı tersinmezlik kaynaklarını belirlemek için etkili bir yöntem olduğu kanıtlanmıştır (Guo vd., 2019).

Kompresör, kondenser, kısma valfi ve evaporatördeki verim kusurları Arora ve Kaushik tarafından incelenmiştir. Çalışmada farklı bileşenlerin ekserji verimliliği gösterilmiştir ve tersinmezlik veya ekserji yıkımı açısından en kötü bileşenin bir kondansatör olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışmaya göre bunu sırasıyla kompresör, kısma valfi ve buharlaştırıcı izlemektedir. Buhar sıkıştırma sisteminin en verimli bileşeninin sıvı buhar ısı eşanjörü (%2–8,5) olduğu ifade edilmiştir (Arora ve Kaushik, 2008).

Kabul ve arkadaşları, belirtilen çalışma koşullarında soğutucu R600a ile buhar sıkıştırma sistemi için enerji ve ekserji analizini incelemişlerdir. Çalışmada soğutma kapasitesi 1 kW olan bir sistem için bilgisayar yazılımı kullanılmıştır. Kondansatörde tersinmezliğin buharlaştırıcıya göre daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Bunun nedeni, soğutucu akışkanın, evaporatörde faz değişimi sırasında, evaporatör ile soğuk bölge arasında nispeten küçük bir sıcaklık farkı ile neredeyse izotermal bir ısı ekleme işlemine tabi tutulmasıdır (Kabul, Kizilkan, ve Yakut, 2008).

Daha yüksek buharlaşma sıcaklığında, ekserji kaybı, daha düşük buharlaşma sıcaklığındaki ile karşılaştırıldığında daha düşüktür (Ahamed, Saidur, ve Masjuki, 2011). Vincent ve Heun yaptıkları çalışmada, kondansatör ve diğer parçalara kıyasla kompresörde daha yüksek ekserji yıkımının oluştuğunu bulmuşlardır. Kompresörün toplam ekserji yıkımı üzerinde daha büyük etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir (Vincent ve Heun, 2006).

Kalaiselvam ve Saravanan, buharlaşma sıcaklığının artmasıyla ekserji kayıplarının azaldığını bildirmiştir. İyi bir ikinci yasa verimi ve minimum ekserji kayıpları elde etmek için sistemin 4 °C'de çalıştırılması gerektiğine dikkat çekmişlerdir. Kullandıkları soğutucu akışkanlar R717, R22 ve R407C idi. Ayrıca yaptıkları çalışmada tüm soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin yoğuşma sıcaklığındaki artışla azaldığını bulmuşlardır. Yine iyi bir ikinci yasa verimi elde etmek için sistem 35–40 °C yoğuşma sıcaklığında çalıştırılması gerektiğini belirtmişlerdir (Kalaiselvam ve Saravanan, 2009).

Uygulamada en çok kullanılan boru şeklindeki ısı değiştiricileri tipi gövde borulu ısı eşanjörleri olup, bunların tasarımı ve ısıl performansı genellikle ısı transferi ve termodinamiğin birinci yasası analizleri ile değerlendirilmektedir. Bu analizlerde

genel olarak ısı transfer katsayısı, tp/kabuk tarafı ısı transfer katsayıları ve akışkan sıcaklıkları belirlenir ve genellikle çeşitli yöntemler kullanılarak ısı değiştirici tasarımı yapılır (Celen, 2022). Termodinamiğin ikinci kanunu, ekserji, tersinmezlik ve entropi üretiminin termal sistem tasarımı ve ısı değiştiriciler gibi ekipmanların değerlendirilmesi için iyi bir araç olarak kullanılabileceği belirtilmiştir (Bejan, Tsatsaronis, ve Moran 1995; Dincer, 2002).

Ekserji bir sistemin iř potansiyelinin maksimum miktarı olarak tanımlanmaktadır. Turbo kompresör sisteminde eşanjörler kayıpların en fazla olduğu sistemlerden biridir. Yapılan hesaplamalar neticesinde eşanjördeki ekserji analizi yapılacak ve verimi hesaplanacaktır.





ÜÇÜNCÜ BÖLÜM
EKSERJİ HESAPLAMALARI

3.1. EKSERJİ ANALİZİ HESAPLAMALARI

$KDD = \text{Kütle Denge Denklemi}$

$\dot{m}_{su} = \text{Suyun Kütleli Debi}$

$EDD = \text{Entalpi Denge Denklemi}$

$\dot{m}_{hava} =$

$\text{Havanın Kütleli Debi}$

$EkDD = \text{Ekserji Denge Denklemi}$

$h_{su} = \text{Suyun Entalpi}$

$h_{hava} = \text{Havanın Entalpi}$

$\dot{E}x_{su} = \text{Suyun Ekserjisi}$

$\dot{E}x_{hava} = \text{Havanın Ekserjisi}$

$\dot{E}x_{kayıp} =$

Harcanan Ekserji

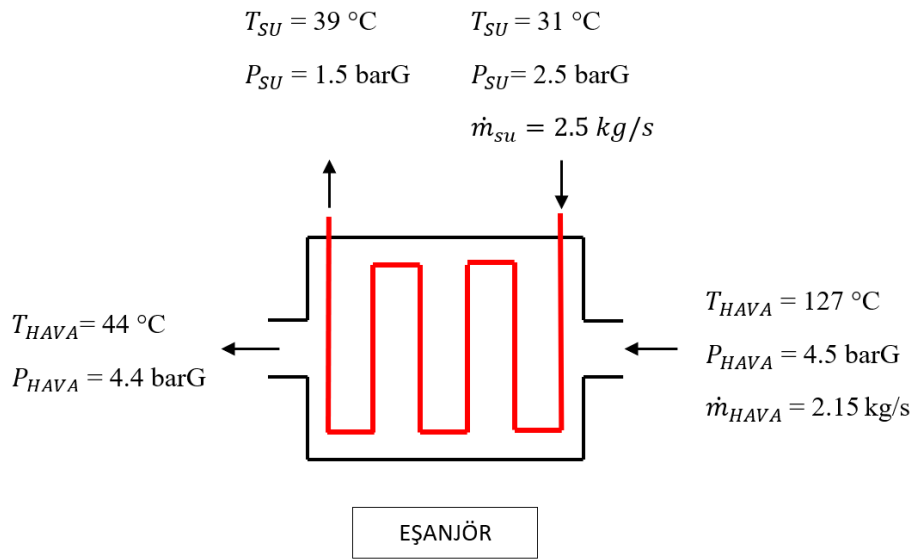
$\dot{S}_{\text{üretilen}} = \text{Açığa Çıkan Entropi}$

$T_o = \text{İlk Hal Sıcaklığı}$

$S_{hava} = \text{Havanın Entropisi}$

$S_{su} = \text{Suyun Entropisi}$

Görsel 3.1: Temsili Eşanjör Hava ve Su Giriş Çıkış Verileri



Turbo kompresör eşanjör odasına suyun giriş ve çıkış noktalarında entalpi ve entropi değerleri bulunması gerekmektedir. Tablo A-5' den 2,5 bar (250 kPa) için doyma sıcaklığı 127.41 °C olarak okunmaktadır. Dolayısıyla suyun giriş sıcaklığı 31 °C olduğu için sıkıştırılmış sıvı fazında olmaktadır. Fakat Tablo A-7 incelendiğinde sıkıştırılmış sıvılar için basınç değeri 5 MPa' dan başladığı için doymuş sıvı kabul edilmektedir.

Tablo A-4' den 25°C için (Ölü hal);

$$h_f = 104,83 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 0,3672 \text{ kJ/kg.K okunmaktadır.}$$

Tablo A-4' den 31°C için;

$$h_f = 129,92 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 0,45046 \text{ kJ/kg.K okunmaktadır.}$$

Tablo A-4' den 39 °C için;

$$h_f = 163,352 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 0,55894 \text{ kJ/kg.K okunmaktadır.}$$

Turbo kompresör eşanjör odasına havanın giriş ve çıkış noktalarında entalpi ve entropi değerleri bulunması gerekmektedir. Basınç değeri 2 MPa' ın altında ve sıcaklık değeri 300 K' in üzerinde olduğu için hava mükemmel gaz kabul edilmektedir.

Tablo A-17' den 127 °C (400 K) için;

$$h = 400,98 \text{ kJ/kg}$$

$$s = 1,99194 \text{ kJ/kg.K}$$

Tablo A-17' den 44 °C (317 K) için interpolasyon yardımı ile;

$$h = 314,26 \text{ kJ/kg}$$

$$s = 1,757396 \text{ kJ/kg.K}$$

$$KDD: \dot{m}_{su,giriş} = \dot{m}_{su,çıkış} = \dot{m}_{su}$$

$$\dot{m}_{hava,giriş} = \dot{m}_{hava,çıkış} = \dot{m}_{hava}$$

$$EDD: \dot{m}_{su,giriş} \times h_{su,giriş} + \dot{m}_{hava,giriş} \times h_{hava,giriş} = \dot{m}_{su,çıkış} \times h_{su,çıkış} + \dot{m}_{hava,çıkış} \times h_{hava,çıkış} + Q \quad (3.1)$$

$$EnDD: \dot{S}_{üretilen} = \dot{m}_{su,çıkış} \times S_{su,çıkış} + \dot{m}_{hava,çıkış} \times S_{hava,çıkış} - \dot{m}_{su,giriş} \times S_{su,giriş} - \dot{m}_{hava,giriş} \times S_{hava,giriş} + \frac{Q}{T_0} \quad (3.2)$$

$$EkDD: \dot{E}x_{kayıp} = \dot{E}x_{su,giriş} - \dot{E}x_{su,çıkış} + \dot{E}x_{hava,giriş} - \dot{E}x_{hava,çıkış}$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = T_0 x \dot{S}_{\text{üretilen}} = T_0 \left[\dot{m}_{su} (S_{su, \text{çıkış}} - S_{su, \text{giriş}}) + \dot{m}_{hava} (S_{hava, \text{çıkış}} - S_{hava, \text{giriş}}) + \frac{Q}{T_0} \right] \quad (3.3)$$

$$\eta_{ui} = \frac{\dot{E}x_{su, \text{çıkış}} + \dot{E}x_{hava, \text{çıkış}}}{\dot{E}x_{su, \text{giriş}} + \dot{E}x_{hava, \text{giriş}}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{kayıp}}{\dot{E}x_{su, \text{giriş}} + \dot{E}x_{hava, \text{giriş}}} \quad (3.4)$$

$$KDD: 2,5 \text{ kg/s} = \dot{m}_{su, \text{çıkış}} = \dot{m}_{su}$$

$$2,15 \text{ kg/s} = \dot{m}_{hava, \text{çıkış}} = \dot{m}_{hava}$$

$$EDD: 2,5 \times 129,92 + 2,15 \times 400,98 = 2,5 \times 163,352 + 2,15 \times 314,26 + Q$$

$$EDD: 1.186,91 = 1.084,04 + Q$$

Yukarıdaki denklemden görüleceği üzere Enerji Denge Denklemimde girenler ve çıkanlar arasında 102,87 kJ/s fark çıkmaktadır. Aradaki fark verim açısında yüksek oranda etki etmeyeceği için 10 °C, 25 °C, 30 °C ortam sıcaklıkları için aynı ısı çıkışı olacağı kabul edilmiştir. Bu fark alınan sayısal değerlerin teorik yerine makine çalışırken üzerinden alınan değerler olduğu için kayıplar (makineden çevreye aktarılan ısı, suyun yoğunlaşması ile oluşan) olarak kabul edilmektedir.

$$EnDD: \dot{S}_{\text{üretilen}} = 2,5 \times 0,55894 + 2,15 \times 1,757396 - 2,5 \times 0,45046 - 2,15 \times 1,99194 + \frac{102,87}{298}$$

$$EnDD: \dot{S}_{\text{üretilen}} = 0,112 \text{ kJ/sK}$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = T_0 x \dot{S}_{\text{üretilen}} = 298 \times 0,112$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = 33,436 \text{ kJ}$$

$$\eta_{ui} = 1 - \frac{\dot{E}x_{kayıp}}{\dot{E}x_{su, \text{giriş}} + \dot{E}x_{hava, \text{giriş}}}$$

$$\dot{E}x_{su, \text{giriş}} = \dot{m} [h_{su} - h_0 - T_0 (s_{su} - s_0)]$$

$$\dot{E}x_{su, \text{giriş}} = 2,5x[129,92 - 104,83 - 298(0,45046 - 0,3672)]$$

$$\dot{E}x_{su, \text{giriş}} = 0,696 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}x_{hava, \text{giriş}} = \dot{m} [h_{hava} - h_0 - T_0 (s_{hava} - s_0)]$$

$$\dot{E}x_{hava, \text{giriş}} = 2,15[400,98 - 104,83 - 298(1,99194 - 0,3672)]$$

$$\dot{E}x_{hava, \text{giriş}} = -404,248 \text{ kJ/s}$$

$$\eta_{li} = 1 - \frac{33,456}{-(0,696-404,248)}$$

$$\eta_{li} = \% 91,7$$

Eğer ortam sıcaklığının 10 °C olduğunu varsayarsak;

Tablo A-4' den 10°C için (Ölü hal);

$$h_f = 42,022 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 0,1511 \text{ kJ/kg.K okunmaktadır.}$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = T_o x \dot{S}_{\text{üretilen}} = 283 \times 0,112$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = 31,696 \text{ kJ}$$

$$\dot{E}x_{su,giriş} = 2,5x[129,92 - 42,022 - 283(0,45046 - 0,1511)]$$

$$\dot{E}x_{su,giriş} = 7,9478 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}x_{hava,giriş} = 2,15[400,98 - 42,022 - 283(1,99194 - 0,1511)]$$

$$\dot{E}x_{hava,giriş} = -348,229$$

$$\eta_{li} = 1 - \frac{31,696}{-(7,9478-348,229)}$$

$$\eta_{li} = \% 90,7$$

Eğer ortam sıcaklığı iklimlendirilen bir kısım olsaydı ve ortam sıcaklığının 30 °C olduğunu düşünürsek;

Tablo A-4' den 30°C için (Ölü hal);

$$h_f = 125,74 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 0,4368 \text{ kJ/kg.K okunmaktadır.}$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = T_o x \dot{S}_{\text{üretilen}} = 303 \times 0,112$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = 33,936 \text{ kJ}$$

$$\dot{E}x_{su,giriş} = 2,5x[129,92 - 125,74 - 303(0,45046 - 0,4368)]$$

$$\dot{E}x_{su,giriş} = 0,103 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}x_{hava,giriş} = 2,15[400,98 - 125,74 - 303(1,99194 - 0,4368)]$$

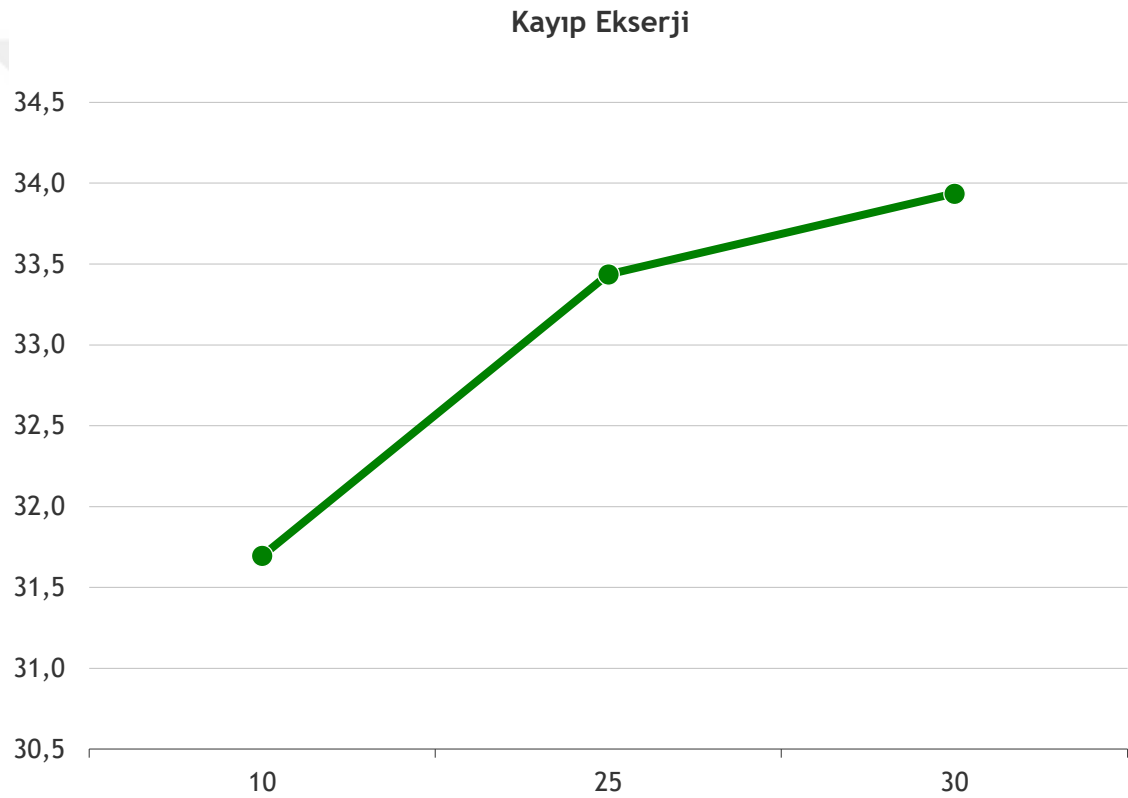
$$\dot{E}x_{hava,giriş} = -421,330$$

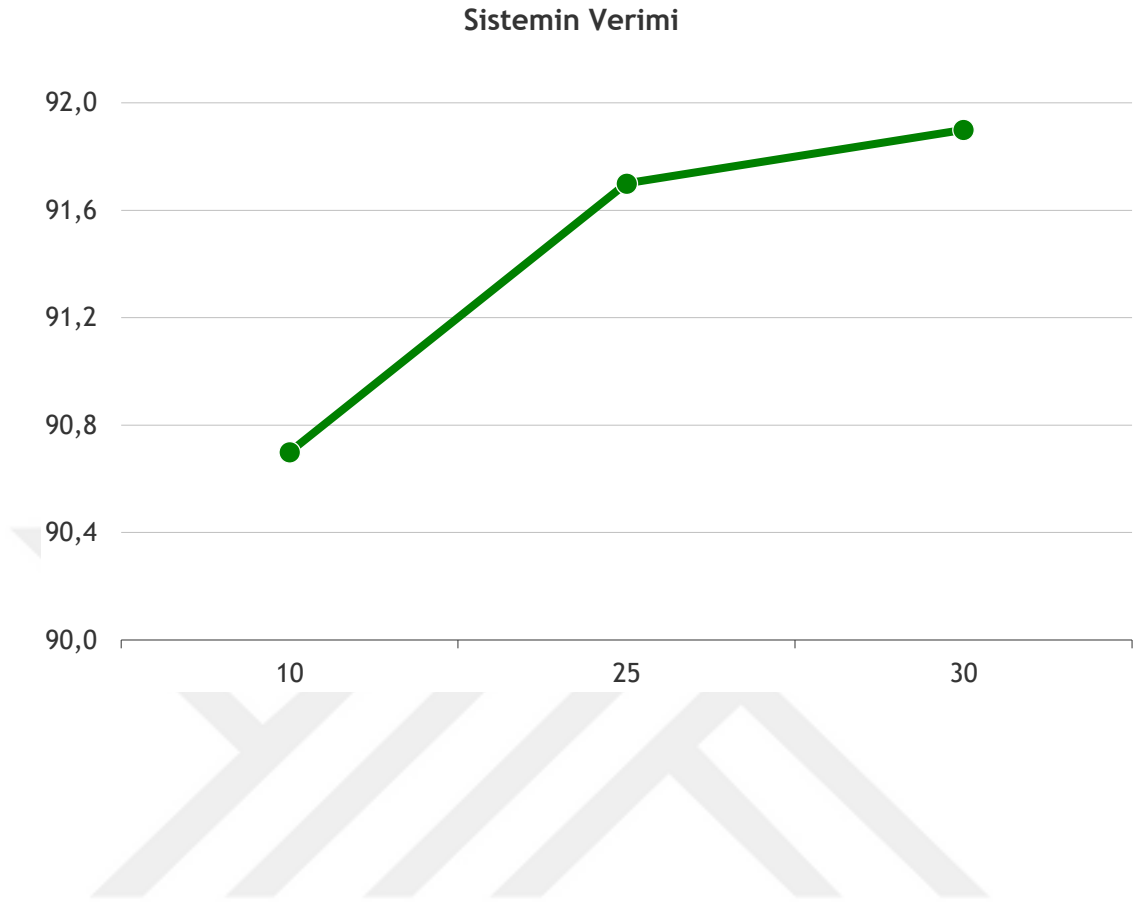
$$\eta_{li} = 1 - \frac{33,936}{-(0,103-421,330)}$$

$$\eta_{li} = \% 91,9$$

Yukarıdaki sonuçtan görüleceği üzere ortam sıcaklığı 10 °C olduğunda verim %90,7, 25 °C olduğunda verim %91,7 ve 30 °C olduğunda verim %91,9 olduğu gözlenmektedir. Bu şekilde ortam sıcaklığı artırılarak sistemin verimini iyileştirmek mümkündür.

Görsel 3.2: Kayıp Ekserji - Ortam Sıcaklığı Grafiği



Görsel 3.3: Verim Ekserji - Ortam Sıcaklığı Grafiği



DÖRDÜNCÜ BÖLÜM
SONUÇ DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

4.1. SONUÇ, DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Bütün sanayi kuruluşları arasında dünya pazarında arz talep oranlarının artmasından dolayı rekabet ortamı oluşmuştur. Bu nedenle taleplere cevap verebilmek adına sanayi kuruluşları üretim miktarlarını arttırmak ve ortaya çıkan ürünün kalitesini iyileştirmek adına çeşitli Ar-Ge çalışmalarında bulunmuşlardır. Bahsi geçen Ar-Ge çalışmalarının başında gelen ve yüksek önem derecesine sahip olan madde enerji verimliliği olmaktadır.

Bu çalışmada, turbo kompresörlerin dünya pazarında tercih edilmesinde önemli rol oynayan enerji verimliliği iyileştirmek adına prosesin farklı çevre koşullarında ekserji analizinde nasıl etkilendiğini göstermek için analizler yapılmıştır.

- Çalışmada üç farklı ortam şartına bağlı olarak ekserji analizleri yapılmıştır. Bu ortamlar 10 °C, 25 °C, 30 °C hava sıcaklıkları olarak varsayılmıştır.

Olumlu olarak elde edilen bulgular;

- Sırasıyla her bir ortam için analiz sonuçlarına göre verim oranları %90,7, %91,7, %91,9 olup, çevre sıcaklığının artmasıyla birlikte turbo kompresörün veriminin arttığı ortaya koyulmuştur.
- Farklı çalışma şartlarındaki turbo kompresörlerin çalışma odaları için iklimlendirme çalışmaları yapılabilir dolayısıyla bu şekildeki bir çalışma gerek verim artırımını gerekse bakım maliyetleri açısından aydınlatıcı olacaktır.

Olumsuz olarak elde edilen bulgular;

- Turbo kompresörlerde çalışma ortam sıcaklığı belirli bir seviyenin üzerine çıktığı zaman proses sonucu üretilen sıkıştırılmış havanın daha sıcak olmasına sebep olacağı düşünülmektedir.
- Aynı zamanda çalışma ortam sıcaklığındaki artış turbo kompresörün hayati önem arz eden elemanlarında ömür azalmasına sebep olarak, toplam çevrim sayısını da düşürecektir.

Bu çalışma teorik esaslı olup, daha sonraki teorik veya deneysel çalışmalar için altyapı oluşturması beklenmektedir.

- ✓ Turbo kompresörlerde verim analizi son derece önemli bir çalışma konusu olup, yapılan çalışma bundan sonraki deneysel çalışmalarla desteklenerek söz konusu elemanların farklı çalışma şartları için ömürleri incelenebilir.

- ✓ Endüstriyel uygulamalarda ortam sıcaklığını koruyabilmek ve kayıpları azaltmak için kanopi denilen kabin sistemi kullanılmaktadır. Aynı zamanda kanopi denilen kabin sisteminin kullanılması sadece verim artırımı değil aynı zamanda ses yalıtımına da katkı sağlamaktadır. İleriki çalışmalarda bu gibi sistemlerin tasarımı üzerine çalışılması olağan görülmektedir.





EKLER

Ek-1: Doymuş Su – Sıcaklık Tablosu

TABLO A-4

Doymuş su — Sıcaklık tablosu

Sıcaklık, T °C	Doymuş sıvı, P _{doymuş} kPa	Özgül hacim, m ³ /kg		İç enerji, kJ/kg			Entalpi, kJ/kg			Entropi, kJ/(kg.K)		
		Doymuş sıvı, v _f	Doymuş buhar, v _g	Doymuş sıvı, u _f	Doymuş Buhar, u _{fg}	Doymuş buhar, u _g	Doymuş sıvı, h _f	Doymuş Buhar, h _{fg}	Doymuş buhar, h _g	Doymuş sıvı, s _f	Doymuş Buhar, s _{fg}	Doymuş buhar, s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	313.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.163	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9908	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.26	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Kaynak: Çengel, Boles ve Kanoğlu, 2011.

Ek-2: Doymuş Su – Basınç Tablosu

TABLO A-5

Doymuş su - Basınç tablosu

Basınç, P kPa	Doyma sıcaklığı, $T_{\text{doym}} \text{ } ^\circ\text{C}$	Özgül hacim, m^3/kg			İç enerji, kJ/kg		Entalpi, kJ/kg			Entropi, kJ/(kg.K)		
		Doymuş sıvı, v_f	Doymuş buhar, v_g	Doymuş sıvı, u_f	Doymuş buhar, u_g	Doymuş sıvı, h_f	Doymuş buhar, h_g	Doymuş sıvı, s_f	Doymuş buhar, s_g			
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

Kaynak: Çengel vd., 2011.

Ek-3: Sıkıştırılmış Sıvı Buharı

TABLO A-7

Sıkıştırılmış sıvı buharı

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s (kJ/kg.K)	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s (kJ/kg.K)
P = 5 MPa (263.94°C)				P = 10 MPa (311.00°C)				P = 15 MPa (342.16°C)				
Doymuş	0.0012862	1148.1	1154.5	2.9207	0.0014522	1393.3	1407.9	3.3603	0.0016572	1585.5	1610.3	3.6848
0	0.0009977	0.04	5.03	0.0001	0.0009952	0.12	10.07	0.0003	0.0009928	0.18	15.07	0.0004
20	0.0009996	83.61	88.61	0.2954	0.0009973	83.31	93.28	0.2943	0.0009951	83.01	97.93	0.2932
40	0.0010057	166.92	171.95	0.5705	0.0010035	166.33	176.37	0.5685	0.0010013	165.75	180.77	0.5666
60	0.0010149	250.29	255.36	0.8287	0.0010127	249.43	259.55	0.8260	0.0010105	248.58	263.74	0.8234
80	0.0010267	333.82	338.96	1.0723	0.0010244	332.69	342.94	1.0691	0.0010221	331.59	346.92	1.0659
100	0.0010410	417.65	422.85	1.3034	0.0010385	416.23	426.62	1.2996	0.0010361	414.85	430.39	1.2958
120	0.0010576	501.91	507.19	1.5236	0.0010549	500.18	510.73	1.5191	0.0010522	498.50	514.28	1.5148
140	0.0010769	586.80	592.18	1.7344	0.0010738	584.72	595.45	1.7293	0.0010708	582.69	598.75	1.7243
160	0.0010988	672.55	678.04	1.9374	0.0010954	670.06	681.01	1.9316	0.0010920	667.63	684.01	1.9259
180	0.0011240	759.47	765.09	2.1338	0.0011200	756.48	767.68	2.1271	0.0011160	753.58	770.32	2.1206
200	0.0011531	847.92	853.68	2.3251	0.0011482	844.32	855.80	2.3174	0.0011435	840.84	858.00	2.3100
220	0.0011868	938.39	944.32	2.5127	0.0011809	934.01	945.82	2.5037	0.0011752	929.81	947.43	2.4951
240	0.0012268	1031.6	1037.7	2.6983	0.0012192	1026.2	1038.3	2.6876	0.0012121	1021.0	1039.2	2.6774
260	0.0012755	1128.5	1134.9	2.8841	0.0012653	1121.6	1134.3	2.8710	0.0012560	1115.1	1134.0	2.8586
280					0.0013226	1221.8	1235.0	3.0565	0.0013096	1213.4	1233.0	3.0410
300					0.0013980	1329.4	1343.3	3.2488	0.0013783	1317.6	1338.3	3.2279
320									0.0014733	1431.9	1454.0	3.4263
340									0.0016311	1567.9	1592.4	3.6555
P = 20 MPa (365.75°C)				P = 30 MPa				P = 50 MPa				
Doymuş	0.0020378	1785.8	1826.6	4.0146	0.0009857	0.29	29.86	0.0003	0.0009767	0.29	49.13	-0.0010
0	0.0009904	0.23	20.03	0.0005	0.0009886	82.11	111.77	0.2897	0.0009805	80.93	129.95	0.2845
20	0.0009929	82.71	102.57	0.2921	0.0009951	164.05	193.90	0.5607	0.0009872	161.90	211.25	0.5528
40	0.0009992	165.17	185.16	0.5646	0.0010042	246.14	276.26	0.8156	0.0009962	243.08	292.88	0.8055
60	0.0010084	247.75	267.92	0.8208	0.0010155	328.40	358.86	1.0564	0.0010072	324.42	374.78	1.0442
80	0.0010199	330.50	350.90	1.0627	0.0010290	410.87	441.74	1.2847	0.0010201	405.94	456.94	1.2705
100	0.0010337	413.50	434.17	1.2920	0.0010445	493.66	525.00	1.5020	0.0010349	487.69	539.43	1.4859
120	0.0010496	496.85	517.84	1.5105	0.0010623	576.90	608.76	1.7098	0.0010517	569.77	622.36	1.6916
140	0.0010679	580.71	602.07	1.7194	0.0010823	660.74	693.21	1.9094	0.0010704	652.33	705.85	1.8889
160	0.0010886	665.28	687.05	1.9203	0.0011049	745.40	778.55	2.1020	0.0010914	735.49	790.06	2.0790
180	0.0011122	750.78	773.02	2.1143	0.0011304	831.11	865.02	2.2888	0.0011149	819.45	875.19	2.2628
200	0.0011390	837.49	860.27	2.3027	0.0011595	918.15	952.93	2.4707	0.0011412	904.39	961.45	2.4414
220	0.0011697	925.77	949.16	2.4867	0.0011927	1006.9	1042.7	2.6491	0.0011708	990.55	1049.1	2.6156
240	0.0012053	1016.1	1040.2	2.6676	0.0012314	1097.8	1134.7	2.8250	0.0012044	1078.2	1138.4	2.7864
260	0.0012472	1109.0	1134.0	2.8469	0.0012770	1191.5	1229.8	3.0001	0.0012430	1167.7	1229.9	2.9547
280	0.0012978	1205.6	1231.5	3.0265	0.0013322	1288.9	1328.9	3.1761	0.0012879	1259.6	1324.0	3.1218
300	0.0013611	1307.2	1334.4	3.2091	0.0014014	1391.7	1433.7	3.3558	0.0013409	1354.3	1421.4	3.2888
320	0.0014450	1416.6	1445.5	3.3996	0.0014932	1502.4	1547.1	3.5438	0.0014049	1452.9	1523.1	3.4575
340	0.0015693	1540.2	1571.6	3.6086	0.0016276	1626.8	1675.6	3.7499	0.0014848	1556.5	1630.7	3.6301
360	0.0018248	1703.6	1740.1	3.8787	0.0018729	1782.0	1838.2	4.0026	0.0015884	1667.1	1746.5	3.8102

Kaynak: Çengel vd., 2011.

Ek-4: Havanın Mükemmel Gaz Özellikleri

TABLO A-17

Havanın mükemmel-gaz özellikleri

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg.K)	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg.K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

Kaynak: Çengel vd., 2011.

KAYNAKÇA

- Aghaei Tog, R., Mesgharpoor Tousi, A., & Soltani, M. (2007). Design and CFD analysis of centrifugal compressor for a microgasturbine. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 79(2), 137-143.
- Ahamed, J. U., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1593-1600.
- Ahsan, N., Al Rashid, A., Zaidi, A. A., Imran, R., & Qadir, S. A. (2021). Performance analysis of hydrogen fuel cell with two-stage turbo compressor for automotive applications. *Energy Reports*, 7, 2635-2646.
- Arora, A., & Kaushik, S. C. (2008). Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A. *International Journal of Refrigeration*, 31(6), 998-1005.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1995). *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons. New Jersey, USA.
- Bloch, H. P. (2006). *A practical guide to compressor technology* (2nd Ed.). John Wiley & Sons. New Jersey, USA.
- Brown, R. N. (1997). *Compressors: Selection and sizing* (2nd Ed.). Gulf Professional Publishing.
- Celen, A. (2022). Energy and exergy analysis of a shell and tube heat exchangers having smooth and corrugated inner tubes. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 26(1), 171-181.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2011). *Thermodynamics: an engineering approach* (5th Ed.). New York: McGraw-hill.
- Cho, H., & Park, C. (2016). Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds. *Applied Thermal Engineering*, 101, 30-37.
- Chu, F., Wang, F., Wang, X., & Zhang, S. (2012). Performance modeling of centrifugal compressor using kernel partial least squares. *Applied Thermal Engineering*, 44, 90-99.
- Turbo Kompresör-Denair (2022, 21 Ağustos). Retrieved from: https://www.denair.net/Centrifugal_Compressor/188.html.

- Dincer, I. (2002). The role of exergy in energy policy making. *Energy policy*, 30(2), 137-149.
- Elliott, H., & Bloch, H. (2021). Compressor technology advances. In *Compressor Technology Advances*. De Gruyter.
- Elsner, N. (1973). *Grundlagen der technischen Thermodynamik*. Wiley-VCH Verlag GmbH.
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M., & Pihtili, K. (2007). Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers. *Building and Environment*, 42(10), 3606-3615.
- Giampaolo, A. (2020). *Compressor handbook: Principles and practice*. CRC Press.
- Gresh, T. (2018). *Compressor performance: Aerodynamics for the user*. Butterworth-Heinemann.
- Guo, C., Xu, Y., Guo, H., Zhang, X., Lin, X., Wang, L., ... & Chen, H. (2019). Comprehensive exergy analysis of the dynamic process of compressed air energy storage system with low-temperature thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 147, 684-693.
- Tamaki, H., Kawakubo, T., Tsukamoto, M., & Numakura, R. (2009). Development of High-efficiency centrifugal compressor for turbo chiller. *IHI Engineering Review*, 42(2), 47-53.
- Kabul, A., Kizilkan, Ö., & Yakut, A. K. (2008). Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a). *International Journal of Energy Research*, 32(9), 824-836.
- Kalaiselvam, S., & Saravanan, R. (2009). Exergy Analysis of scroll compressors working with R22, R407C, and R417A as refrigerant for HVAC system. *Thermal Science*, 13(1), 175-184.
- Khadangale, D. B., G. N. Wattamwar, ve H. K. Chaudhari. (2017). "Design And Fabrication Of Roots Blower For Industrial And Automobile Application". *International Journal of Advance Research in Science and Engineering*, 6(2), 535-41.

- Dos Santos Mascarenhas, J., Chowdhury, H., Thirugnanasambandam, M., Chowdhury, T., & Saidur, R. (2019). Energy, exergy, sustainability, and emission analysis of industrial air compressors. *Journal of cleaner production*, 231, 183-195.
- Kanatçıklı Kompresör. (2022, 19 Aralık). Retrieved from: <https://mechanicaljungle.com/vane-blower-compressor-construction-of-vane-compressor-working-of-vane-compressor/>.
- Mehregan, M., & Alavi, S. E. (2021). Thermal and economic optimization of an intercooler of three-stage compressor. *Energy Equipment and Systems*, 9(3), 261-278.
- Neverov, V. V., Kozhukhov, Y. V., Yablokov, A. M., & Lebedev, A. A. (2017, August). Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: The choice of simulation model parameters. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 232, No. 1, p. 012037). IOP Publishing.
- Patel, H. H., & Lakhera, V. J. (2020). A critical review of the experimental studies related to twin screw compressors. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part E: journal of process mechanical engineering*, 234(1), 157-170.
- Patel, R. D., & Ramana, P. V. (2013). Energy & exergy analysis of heat exchanger. *J. Sci. Eng*, 4, 1382-1389.
- Poljak, I., Orović, J., Mrzljak, V., & Bernečić, D. (2020). Energy and exergy evaluation of a two-stage axial vapour compressor on the LNG carrier. *Entropy*, 22(1), 115.
- Radgen, P., & Blaustein, E. (2001). *Compressed air system in the European Union. Energy, emissions, savings potential and policy actions*. LOG_X Verlag GmbH.
- Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2007). Selection of heat exchangers and their components. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 673-734.
- Sollant Group. (2022, 19 Aralık). Retrieved from: <https://sollantcompressor.com/what-is-the-main-advantage-of-rotary-air-compressor/>.

- Taheri, K., & Gadow, R. (2017). Industrial compressed air system analysis: Exergy and thermoeconomic analysis. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 18, 10-17.
- Vigneshwar, N. ve Sanke, N. (2015). Efficiency estimation of the turbocharger compressor wheel. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 6(8), 195-198.
- Vincent, C. E., ve Heun, M. K. (2006). *Thermoeconomic analysis & design of domestic refrigeration systems*. In Domestic use of energy conference. Retrieved from: <https://citeseerx.ist.psu.edu/document?repid=rep1&type=pdf&doi=18cfdeb312e956271977c4693b8ae565d1f62068>.
- Zhao, D., Blunier, B., Gao, F., Dou, M., & Miraoui, A. (2013). Control of an ultrahigh-speed centrifugal compressor for the air management of fuel cell systems. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 50(3), 2225-2234.

DİZİN

-A-

Açı, 16
Akışkan, 8, 12, 16, 21, 22, 28, 31
Analiz, 4, 5, 6, 9, 10, 30, 40

-B-

Basınç, xi, 5, 6, 7, 8, 13, 14, 16, 17,
19, 24, 25, 28, 29, 33
Bileşen, 15
Boru, 7, 15, 22, 23, 31

-Ç-

Çark, 1, 4, 6, 10, 15, 16

-D-

Debi, xii
Denklem, 24, 25, 28
Difüzör, 1, 15, 16, 17, 18

-E-

Ekserji, v, x, xi, 29, 31, 37, 38

-F-

Form, 10

-G-

Gaz, 6, 8, 12, 15, 16, 18, 19, 20, 24,
25, 34
Güç, 12, 29

-H-

Hacim, xi, 16, 19, 24, 25
Hava, v, 1, 4, 9, 19, 29, 30, 34, 40
Hız, 5, 7, 8, 14, 15, 16

-I-

Isı, v, 1, 7, 9, 12, 21, 22, 30, 31, 35
Isı Eşanjörü, V, 1, 9, 21, 22, 30

-İ-

İç Enerji, 24, 27
İdeal, 21, 24, 25

İklimlendirme, 4, 9, 40

İş, 12, 21, 28, 29, 31

İşlem, 12, 27

-K-

Kademe, 8
Kanat, 5, 7, 10, 22
Kanatçık, 7
Kayıp, 12
Kaynak, 4
Kinetik Enerji, 14, 16, 18, 27
Kompresör, 1, 5, 6, 7, 8, 9, 12, 13, 15,
17, 19, 20, 30, 31, 33, 34
Kütle, 5, 7, 8

-M-

Makine, 13, 18, 35
Maksimum, 1, 31
Maliyet, 7, 29
Minimum, 30
Molar, 25
Mükemmel, 24, 34

-P-

Paralel, 13, 18, 22
Performans, 4, 6, 9, 17
Piston, 19
Pozitif, 13, 20
Proses, 12, 17, 20, 21, 29, 40

-R-

Rotor, 18

-S-

Sabit, 12, 14, 15, 16, 18, 25, 28
Salyangoz, 1, 17
Santrifüj, 6, 7, 14, 15, 16, 18
Sıcaklık, 8, 12, 24, 25, 30, 34
Sıkıştırma, 6, 12, 13, 18, 20, 24, 30
Soğutma, 1, 9, 30
Süreç, 18, 29

-T-

Termodinamik, 13, 24
Tersinmezlik, 29, 30, 31
Tesis, V, 29
Transfer, 21, 31
Turbo Kompresör, 5, V, 1, 4, 7, 10, 40

-V-

Valf, 19

-Y-

Yasa, 30
Yoğuşma, 25, 31

