

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DİZEL BİR MOTORUN RAKIM PERFORMANSININ TURBOŞARJ
KOMPRESÖRÜ OPTİMİZASYONUyla ARTTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes ŞAHİN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

MAYIS/2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DİZEL BİR MOTORUN RAKIM PERFORMANSININ TURBOŞARJ
KOMPRESÖRÜ OPTİMİZASYONUyla ARTTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Enes ŞAHİN
(503191108)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Akışkan Programı**

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ersin SAYAR

MAYIS/2024

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**INCREASING THE ALTITUDE PERFORMANCE OF A DIESEL ENGINE VIA
TURBOCHARGING COMPRESSOR OPTIMIZATION**

M.Sc. THESIS

**Enes ŞAHİN
(503191108)**

**Department of Mechanical Engineering
Heat&Fluid Programme**

Thesis Advisor: Doç. Dr. Ersin SAYAR

MAY/2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503191108 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Enes ŞAHİN ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DİZEL BİR MOTORUN RAKIM PERFORMANSININ TURBOŞARJ KOMPRESÖRÜ OPTİMİZASYONUyla ARTTIRILMASI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Ersin SAYAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

.....
Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **08 Mayıs 2024**

Savunma Tarihi : **20 Mayıs 2024**



ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca benden desteğini hiç esirgemeyen, bu tezin ortaya çıkmasındaki destekleriyle beni hep motive eden, bilgi birikimiyle karşılaştığım problemleri yeni bir akış akışı kazandırarak çözmemi sağlayan çok değerli danışman hocam Doç. Dr. Ersin Sayar’a sonsuz teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca bu çalışmam boyunca baştan sona benim en büyük motivasyon kaynağım, bu süreçte her türlü desteğini hissettiğim eşim Büşra Koptur Şahin’e ne kadar teşekkür etsem azdır. İyi ki varsın.

Beni yetiştirip bugünlere gelmemi sağlayan, her türlü maddi ve manevi desteği sağlayan aileme çok teşekkür ederim.

Mayıs 2024

Enes ŞAHİN



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
SEMBOLLER	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 İçten Yanmalı Motorlar ve Turboşarj	1
1.2 Tezin Amacı ve Tezin Şeması	3
1.3 Literatür Araştırması	3
2. TURBOŞARJ KOMPRESÖRLERİ VE MOTOR MODELİ.....	9
2.1 Kompresörlerin Sınıflandırması.....	9
2.2 Santrifüj Kompresör Ve Komponentleri.....	10
2.2.1 Giriş.....	11
2.2.2 Rotor	11
2.2.3 Difüzör	12
2.2.4 Salyangoz	12
2.3 Kompresör Performansı	12
2.3.1 Düzeltilmiş kütle debisi, basınç oranı ve düzeltilmiş devir çizgileri	13
2.3.2 Kompresör verimi	14
2.3.3 Dalgalanma ve boğulma çizgileri	16
2.4 Rakımın Kompresör Performansına Etkisi	17
2.5 1 Boyutlu Motor Modellemesi.....	19
2.5.1 GT-Suite yazılımı.....	20
3. ANALİZ MODELLERİNİN DOĞRULANMASI	23
3.1 Akış Denklemleri ve Modeller.....	23
3.1.1 Korunum denklemleri	24
3.1.2 Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri	24
3.1.3 Türbülansın modellenmesi.....	26
3.2 3B HAD Modelinin Doğrulanması	27
3.2.1 Geometri ve test haritası	27
3.2.2 Çözüm ağı	29
3.2.3 Analiz modeli oluşturulması	30
3.2.3.1 Sınır koşulları ve arayüz modellenmesi	32
3.2.4 HAD analizi sonuçları ve test ile karşılaştırma.....	33
3.3 Dizel Motorun 1 Boyutlu Motor Modeli.....	35

3.3.1 1 boyutlu motor modeli	36
3.3.2 1 boyutlu motor modeli doğrulaması	36
3.3.3 Motorun rakım performansı	39
4. KOMPRESÖR OPTİMİZASYONU	41
4.1 Kurulan Optimizasyon Şeması	41
4.2 Optimizasyon Giriş ve Çıkış Parametreleri	43
4.2.1 Giriş parametreleri.....	43
4.2.1.1 Giriş kanat açısı	43
4.2.1.2 Çıkış kanat açısı.....	44
4.2.1.3 Kanat sayısı	45
4.2.1.4 Difüzör genişlik oranı.....	47
4.2.1.5 Rotor çap oranları	49
4.2.1.6 Giriş parametreleri limit değerleri	49
4.2.2 Çıkış parametreleri	50
4.3 Optimizasyon Sonuçları	50
4.3.1 Optimizasyon tasarım uzayı	50
4.3.2 Optimizasyon tasarım geometrisi	51
4.3.3 Optimum tasarımın performansı	53
4.3.4 HAD analizi akış alanları	54
4.4 Optimizasyon Sonuçları	57
4.5 Motorun Rakım Performansındaki Artış	60
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	65
KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ	71

KISALTMALAR

1B	: Bir Boyutlu
3B	: Üç Boyutlu
AÖN	: Alt Ölü Nokta
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
i	: Impeller
d	: Diffuser
PR	: Pressure Ratio
SST	: Shear Stress Transport
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta



SEMBOLLER

1	: Girişteki değerler
2	: Çıkıştaki değerler
A	: Alan
B	: Rotor eksenel uzunluğu
C	: Mutlak hız
C_p	: Özgül ısı
D	: Çap
D_h	: Kök çapı
D_t	: Uç çapı
drr	: Kanat ucu boşluğu
E	: Enerji
h	: Entalpi
i	: Sapma açısı
l	: Kanal genişliği
m	: Debi
Ma	: Mach sayısı
N	: Devir sayısı
P	: Basınç
P₀	: Toplam basınç
ref	: Referans değerler
s	: Entropi
T	: Sıcaklık
T₀	: Toplam sıcaklık
U	: Çevresel hız
V	: Mutlak hız
W	: Bağlı Hız
y⁺	: Y plus kriteri
z	: Kanat sayısı

α	: Akış açısı
β	: Kanat açısı
η	: Verim
η_{tt}	: Toplam verim



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Mevcut kompresörün geometrik özellikleri.	27
Çizelge 3.2 : Mevcut kompresörün literatür verileriyle karşılaştırılması.	28
Çizelge 3.3 : Çözüm ağı kalite değerleri.	29
Çizelge 4.1 : Optimizasyon noktası çalışma koşulları.....	42
Çizelge 4.2 : Optimizasyon giriş parametreleri tablosu.	49
Çizelge 4.3 : Optimum kompresörün geometrik özellikleri.	51
Çizelge 4.4 : Optimum kompresörün mevcut kompresörle karşılaştırılması.	52
Çizelge 4.5 : Optimum tasarımın var olan kompresöre kıyasla performansı.	53



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dizel bir motorun basınç-hacim diyagramı [4].	2
Şekil 1.2 : Portlu ve portsuz muhafazalı kompresör (Dehner ve diğ., 2017).	6
Şekil 2.1 : Kompresörlerin sınıflandırılması [5].....	10
Şekil 2.2 : Santrifüj kompresör temsili görsel [www.eagleridgegm.com, 5 Ocak 2024]	11
Şekil 2.3 : Kompresör haritası.	13
Şekil 2.4 : Kompresör entropi-entalpi grafiği.....	15
Şekil 2.5 : Motorun farklı rakımlarda çalışma noktasının harita üzerinde gösterimi.	18
Şekil 2.6 : Motorun farklı rakımlarda çalışma noktasının harita üzerinde gösterimi.	18
Şekil 3.1 : Mevcut kompresör geometrisi.....	27
Şekil 3.2 : Mevcut kompresörün haritası.....	29
Şekil 3.3 : Mevcut kompresörün çözüm ağı.	30
Şekil 3.4 : Mevcut rotorun yüzey çözüm ağı.....	30
Şekil 3.5 : HAD analizi model kurulumu.....	32
Şekil 3.6 : HAD analizi sınır şartları.	33
Şekil 3.7 : HAD analizi örnek yakınsama grafiği.....	33
Şekil 3.8 : HAD analizi ve test sonuçları karşılaştırması 1.	34
Şekil 3.9 : HAD analizi ve test sonuçları karşılaştırması 2.	35
Şekil 3.10 : Geliştirilen 1 boyutlu motor modeli.....	36
Şekil 3.11 : Dinamometre testleri – 1 boyutlu model sonuçları karşılaştırması.....	38
Şekil 3.12 : Mevcut kompresör - kompresör çıkış sıcaklığı.	40
Şekil 4.1 : Kompresör haritası üzerinde seçilen optimizasyon noktası.	42
Şekil 4.2 : Kompresöre ait tam modelleme (a) ve sektör modelleme (b) geometrileri.....	43
Şekil 4.3 : Kanadın bir kesitindeki hız üçgeni ve sapma açıları.....	43
Şekil 4.4 : Kanat çıkış açısına göre basınç oranı - kanat ucu hızı grafiği (Came ve Robinson, 1998).....	45
Şekil 4.5 : Kanat sayısının verime etkisi (Xu ve diğ., 2020).	46
Şekil 4.6 : Kanat sayısının basınç oranına etkisi (Xu ve diğ., 2020).	47
Şekil 4.7 : Difüzör optimizasyonu çalışması şematik geometri (Achiellos, 2014).	48

Şekil 4.8 : $ld2/ld1 = 1.18$ olan difüzör geometrisine ait verim eğrileri (Achiellos, 2014).	48
Şekil 4.9 : Optimizasyon tasarım uzayı.....	51
Şekil 4.10 : Optimum tasarım ve mevcut kompresör geometrileri.	53
Şekil 4.11 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki mach sayısı alanı.	54
Şekil 4.12 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki toplam basınç alanı.	55
Şekil 4.13 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki toplam sıcaklık alanı.	56
Şekil 4.14 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki statik entropi alanı.	57
Şekil 4.15 : Optimum ve baz kompresörün basınç oranı-normalize kütle debisi grafiği.	58
Şekil 4.16 : Baz (a) ve optimum (b) kompresörlere ait boğaz alanları.	59
Şekil 4.17 : Optimum ve baz kompresörün izantropik verim-basınç oranı grafiği.	60
Şekil 4.18 : Optimum kompresör haritası ve motorun çalışma noktaları.....	61
Şekil 4.19 : Optimum ve baz kompresörün deniz seviyesi kompresör çıkış sıcaklıkları.	62
Şekil 4.20 : Optimum ve baz kompresörün rakım seviyesi kompresör çıkış sıcaklıkları.	62

DİZEL BİR MOTORUN RAKIM PERFORMANSININ TURBOŞARJ KOMPRESÖRÜ OPTİMİZASYONUyla ARTTIRILMASI

ÖZET

Teknolojinin sürekli olarak gelişmesiyle birlikte, 19. yüzyıldan bu yana hayatımızı kolaylaştıran içten yanmalı motorların performansı da artmaktadır. Bununla birlikte trafikteki araç sayısı arttıkça, kısıtlı fosil yakıt rezervleri sebebiyle motorların yakıt verimliliğinin artması günümüzde önemli hale gelmiştir. Buna ek olarak motorlardan yayılan emisyonların hem sera gazı etkisi yaratması hem de insan sağlığına olan olumsuz etkileri sebebiyle bir aracın emisyon performansı dikkate alınmaya başlanmış ve özellikle 21. yüzyıl itibarıyla emisyon standartlarıyla ilgili birtakım kritik önemler alınmıştır. Emisyon salınımıyla ilgili ilk önemli adım 1992 yılında yayınlanan Euro 1 emisyon standartlarıyla birlikte dizel motorların karbonmonoksit, partikül madde emisyonlarına sınır getirilmiştir. İlerleyen yıllarda devreye alınan Euro 3 standartıyla azot oksit ve hidrokarbon emisyonlarına da sınırlama getirilmiştir. Bu emisyon kısıtlamaları her geçen gün daha da artmaktadır ve 2025 itibarıyla Euro 7 emisyon standardının uygulamaya başlanması hedeflenmektedir [1].

İçten yanmalı motorlarda hem yakıt verimliliği arttırmak, hem de uygulanan emisyon standartlarına uyabilmek için birçok teknoloji geliştirilmiştir. Bunlardan en önemlisi turboşarj adı verilen aşırı doldurma sistemidir. Turboşarj sistemi, temel olarak türbin, kompresör ve bunlar arasında güç aktarımı sağlayan mil komponentlerinden oluşmaktadır. Egzoz gazları sahip olduğu hız ve sıcaklıkla yüksek bir termal enerjiye sahiptir. Türbin komponenti, bu termal enerjiyi kullanarak mekanik güç üretir ve şafta bu gücü aktarır. Şaftın diğer tarafındaki kompresör komponenti şafttan aldığı güçle dönmeye başlar ve motor girişindeki hava kompresörden geçerek basıncı artırılır. Kompresör havanın basıncını artırırken aynı zamanda sıcaklığını da arttırmaktadır. Motor içerisinde daha verimli bir yanmanın gerçekleştirilmesi için basınçlı hava bir ara soğutucudan geçirilir ve silindir içerisine portlar aracılığıyla alınır. Silindirlerdeki yanma sonucu egzoz gazları tekrardan türbine gönderilir ve böylece bir çevrim tamamlanmış olur. Turboşarj kompresörleri havanın basıncını artırırken aynı zamanda hava sıkıştırılabilir bir gaz olduğu için silindirlere alınan hava miktarı da arttırılmaktadır. Böylelikle motor içerisinde daha verimli bir yanma gerçekleşir ve daha küçük hacimli bir motorla atmosferik motorların ürettiği güçlere çıkılabilir. Ayrıca bu sayede motorun hem yakıt verimi, hem de emisyon performansında iyileşme sağlanır.

Kompresör girişindeki havanın atmosferik koşullarına göre kompresörün çalışma şartları değişmektedir. Günümüz turboşarjlarında, kompresör çıkışında hedeflenen basıncı yakalamak adına tahliye kapağı bulunur. Temel olarak çalışma prensibi şöyledir: Tahliye kapağı türbin girişinde bulunmaktadır. Kompresörün talep ettiği güçten fazla egzoz gazı enerjisi olması durumunda fazlalık egzoz gazlarının

tahliyesinde kullanılmaktadır. Kompresör çıkışına bir yay bağlanır ve basınç kuvveti hedeflenen değere ulaştığında yay aktive edilir. Yayın aktivasyonu tahliye kapağını açar ve fazlalık enerji türbine girmeden baypas edilir. Motor kalibrasyonları, bu hedeflenen kompresör çıkış basıncına göre yapılmaktadır. Bir diğer deyişle, kompresör sabit bir basınç hedefine göre çalışmaktadır. Ancak operasyonel olarak rakım arttığında kompresör girişindeki basınç düşmekte ve basınç hedefi sabit olduğu için kompresörün basınç oranı artmaktadır. Basınç oranının artması, kompresör çıkış sıcaklıklarını da arttırmakta; ancak malzeme teknolojisi sebebiyle belirli bir sıcaklıktan sonra kompresör mekanik zarara uğramaktadır. Bu limit sıcaklık değerine ulaşıncaya, malzemenin zarara uğramaması için kompresörün basınç oranı daha fazla arttırılmaz ve silindirlere alınan hava sınırlandırılır. Havanın azalmasıyla birlikte silindirlere enjekte edilen yakıt miktarı da azaltılmak zorunda kalınır ve motor bu rakım seviyesinden daha yükseklerde deniz seviyesinden daha az güç üretir.

Kompresörün çalışma veriminin artması, kompresörün şafttan aldığı gücü daha az kayıpla kullanmasına ve kompresör çıkışındaki gazın sıcaklığının daha düşük seviyelere çıkmasını sağlamaktadır. Böylelikle sadece kompresörün veriminin arttırılmasıyla, içten yanmalı motorun güçten düşmeye başladığı rakım seviyesi daha yükseklerle çekilebilir.

Bu tez kapsamında, 3.4 litre bir dizel motorunun rakım performansı, turboşarj kompresörü aracılığıyla incelenmiştir. Bu dizel motorunun sağladığı güç, deniz seviyesinde motor isterlerini karşılarsa da motorun operasyonel konseptinde yer alan 1500 metre rakım seviyesinde daha az güç ürettiği gözlemlenmiştir. Buna sebep olarak motorda kullanılan kompresörün çalışma verimlerinin düşük olduğu görülmüş ve burada yapılabilecek bir iyileşmeyle motorun operasyonel konseptine uygun şekilde 1500 metre rakımda istenilen gücü sağlayabileceği kanaatine varılmıştır. Bu kapsamda öncelikli olarak HAD analiz modelinin doğrulanması adına mevcut kompresör geometrisi üzerinde CFX yazılımı kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve HAD analiz sonuçları test verisi kullanılarak doğrulanmıştır. Buna ek olarak bu dizel motora ait dinamometre verileri de mevcuttur. Motorun komponentlerinin 1 boyutlu olarak modellenbildiği GT-Suite yazılımı kullanılarak motora ait 1 boyutlu bir model geliştirilmiş ve bu model dinamometre verileri kullanılarak doğrulanmıştır. Bir sonraki aşamada, mevcut kompresör geometrisi literatür taramasına göre parametrize edilmiştir ve geometri kompresör tasarım noktasında optimize edilmiştir. Hedeflenen optimizasyon çıktıları benzer basınç oranları ve yüksek verim değerleri olmuştur. Optimizasyon sonucu elde edilen kompresöre ait tüm bir kompresör haritası çıkartılmış ve kompresör haritası GT-Suite yazılımına gömülmüştür. GT-Suite kullanılarak hem deniz seviyesinde, hem de 1500 metre rakım seviyesinde bir boyutlu analizler koşulmuş ve optimize edilmiş kompresörün performansı ortaya koyulmuştur. Kompresörde kullanılan malzeme özelliklerine göre kompresörün dayanabileceği maksimum sıcaklığın 200 °C olduğu bilinmektedir. Yapılan optimizasyon çalışmasıyla, mevcut kompresörün tasarım noktasındaki toplam-toplam izantropik verimi 0.7'den, 0.795 seviyesine çıkartılarak çalışma verimi %7.4 mertebesinde arttırılmıştır. Ayrıca mevcut kompresör 1500 metre rakım seviyesinde çalışırken maksimum 214 °C sıcaklıklara ulaşırken optimize edilmiş kompresör maksimum 188 °C kompresör çıkış sıcaklığına ulaşmaktadır ve bu sayede motor deniz seviyesiyle aynı gücü verecek duruma ulaştırılmıştır. Bunu yaparken kompresörün basınç oranlarında düşük değişikliklerin olması hedeflenmelidir. Optimize edilmiş geometri haritası incelendiğinde aynı çalışma noktalarında basınç oranlarında ortalama %1-

2'lik farklılıklar olduğu gözlemlenmiş, bu optimizasyon hedefi de başarıyla gerçekleştirilmiştir.





IMPROVING THE ALTITUDE PERFORMANCE OF A DIESEL ENGINE WITH TURBOCHARGER COMPRESSOR OPTIMIZATION

SUMMARY

With the continuous development of technology, the performance of internal combustion engines, which have made our lives easier since the 19th century, is also increasing. However, as the number of vehicles in traffic increases, it has become important to increase the fuel efficiency of engines due to the limited fossil fuel reserves. In addition, the emission performance of a vehicle has started to be taken into consideration due to both the greenhouse gas effect of emissions emitted from engines and their negative effects on human health, and some critical measures have been taken regarding emission standards, especially as of the 21st century. The first important step regarding exhaust emissions was the Euro 1 emission standards published in 1992, which set limits on carbon monoxide and particulate matter emissions of diesel engines. With the Euro 3 standard, which was introduced in the following years, nitrogen oxide and hydrocarbon emissions were also restricted. These emission restrictions are increasing day by day and it is aimed to implement Euro 7 emission standard by 2025 [1].

In internal combustion engines, many technologies have been developed to increase fuel efficiency and to comply with emission standards. The most important of these is the development of turbocharger system. The turbocharger system basically consists of turbine, compressor and shaft components that provide power transmission between turbine and compressor. Exhaust gases have a high thermal energy due to their speed and temperature. The turbine component uses this thermal energy to generate mechanical power and transfers this power to the shaft. The compressor component on the other side of the shaft starts to rotate with the power it receives from the shaft and the air at the engine inlet passes through the compressor and its pressure is increased. While the compressor increases the pressure of the air, it also increases its temperature. In order to realize a more efficient combustion in the engine, the compressed air is passed through an intercooler and taken into the cylinder through ports. After combustion in the cylinders, the exhaust gases are sent back to the turbine, thus completing the cycle. Turbocharger compressors increase the pressure of the air, while at the same time, since air is a compressible gas, the amount of air taken into the cylinders is also increased. This results in more efficient combustion within the engine and a smaller volume engine can produce the same power of an atmospheric engine. This also improves both the fuel efficiency and emission performance of the engine.

The operating conditions of the compressor vary according to the atmospheric conditions of the air at the compressor inlet. Today's turbochargers have a wastegate system to achieve the target pressure at the compressor outlet. Basically, the working principle is as follows: The wastegate is located at the turbine inlet. It is used to

discharge excess exhaust gases in case there is more exhaust gas energy than the power demanded by the compressor. A spring is connected to the compressor outlet and is activated when the pressure force reaches the target value. The spring activation opens the discharge valve and the excess energy is bypassed through wastegate before it enters the turbine. The engine calibrations are based on this targeted compressor outlet pressure. In other words, the compressor operates according to a fixed pressure target. Operationally, however, when the altitude increases, the pressure at the compressor inlet drops and the pressure ratio of the compressor increases because the pressure target is constant by the wastegate system. The increase in the pressure ratio also increases the compressor outlet temperatures; however, due to material technology, the compressor suffers mechanical damage after a certain temperature. When this limit temperature value is reached, the pressure ratio of the compressor is not increased further and the air intake to the cylinders is limited in order to prevent damage to the material. As the air is reduced, the amount of fuel injected into the cylinders has to be reduced and the engine produces less power at this altitude where compressor outlet temperature comes to the limit than at sea level.

The increase in the efficiency of the compressor allows the compressor to use the power from the shaft with less loss and to lower the temperature of the gas at the compressor outlet. Thus, by simply increasing the efficiency of the compressor, the altitude at which the internal combustion engine starts to lose power can be increased.

In this thesis, the altitude performance of a 3.4 liter diesel engine has been investigated by means of a turbocharger compressor. Although the power provided by this diesel engine meets the engine requirements at sea level, it has been observed that the engine produces less power at the altitude of 1500 meters, which is included in the operational concept of the engine. The reason for this is the low operating efficiency of the compressor used in the engine and it is concluded that with an improvement that can be made here, the engine can provide the desired power at 1500 meters altitude in accordance with its operational concept. In this context, firstly, CFD analyses were performed on the existing compressor geometry using CFX software in order to verify the CFD analysis model and the CFD analysis results were verified using test data. In addition, dynamometer data of this diesel engine is also available. A 1D model of the engine was developed using GT-Suite software, where the components of the engine can be modeled as 1D, and this model was validated using dynamometer data. In the next stage, the existing compressor geometry was parameterized according to the literature review and the geometry was optimized at the compressor design point. The targeted optimization outputs were similar pressure ratios and higher efficiency values. A complete compressor map of the optimized compressor was created and the compressor map was embedded into GT-Suite software. Using GT-Suite, one-dimensional analyses were run both at sea level and at 1500 meters altitude level and the performance of the optimized compressor was revealed. According to the material properties used in the compressor, it is known that the maximum temperature that the compressor can withstand is 200 °C. With the optimization study, the total-total isentropic efficiency of the existing compressor at the design point was increased from 0.74 to 0.795, increasing the operating efficiency by 7.4%. In addition, while the existing compressor reaches a maximum temperature of 214 °C when operating at 1500 meters altitude, the optimized compressor reaches a maximum compressor outlet temperature of 188 °C, which allows the engine to deliver the same power as at sea level. While doing this, it should be aimed to have low changes in the pressure ratios

of the compressor. When the optimized geometry map was examined, it was observed that there were 1-2% differences in pressure ratios for the same operating points on average, and this optimization target was successfully achieved.



1. GİRİŞ

1.1 İçten Yanmalı Motorlar ve Turboşarj

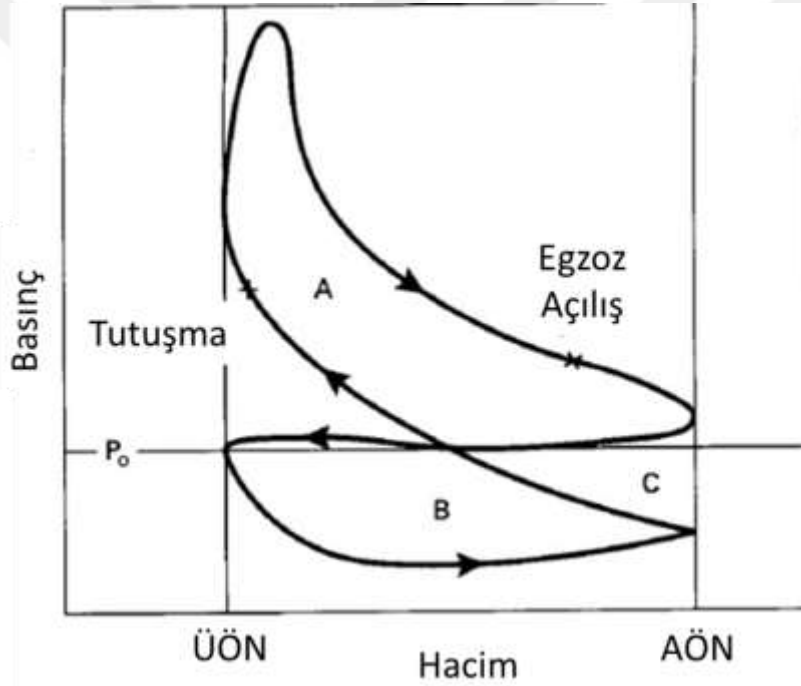
Turboşarj, motor girişindeki hava basıncını artırarak hava akışının ve yakıt akışının artmasını sağlayan ve yaygın olarak kullanılan bir cihazdır. Bu, motorun verimliliğini artırarak önemli bir mekanik kayıp olmadan daha yüksek güç çıkışı sağlar. Aynı zamanda partikül, NO_x ve CO_2 gibi emisyonları azaltır. İçten yanmalı motorlar, özellikle karbondioksit ve NO_x emisyonlarıyla ilgili olmak üzere oldukça sıkı emisyon standartlarına uymak zorundadırlar. Turboşarjlar bu regülasyonlar karşısında motor üreticilerinin geliştirdiği teknolojilerden birisidir ve son yıllarda giderek daha popüler hale gelmiştir. Günümüzde turboşarj kullanımı, sadece dizel binek araçlarda değil, aynı zamanda benzinli araçlarda da yanma verimi artışı ve emisyon performansını artışı için kullanılmaktadır. Önde gelen turboşarj tedarikçilerinden Honeywell tarafından hazırlanan bir rapora göre, turboşarjlı motorlara sahip binek araçlar pazar payının %72'sini ele geçirmiş durumda ve bu oran 2017 yılına kadar %86'ya yükselme eğiliminde. Rapor, tüketiciler arasında turboşarjlı motorlara yönelik artan bir eğilime dikkat çekiyor [2].

Çok sayıda araştırma, turboşarjların benzinli motorların güç yoğunluğunu arttırmada, dizel motorların yakıt tüketimini ve karbondioksit emisyonlarını %20 oranında azaltılabileceğini göstermiştir. Turboşarjlar, ayrıca içten yanmalı motorların maksimum torkunu %60 seviyesinde, maksimum gücünü %30 oranında artırarak daha küçük hacimli motorla aynı gücü eldesini sağlamaktadır [3].

Turboşarjının temel amacı, silindirlere giren havanın basıncını arttırarak emilen hava miktarını arttırmaktır. Motor içerisine daha fazla hava alınması, benzer hava/yakıt oranını korumak adına daha fazla yakıt atılabileceği için motorun üreteceği gücün ve torkun artmasını sağlamaktadır. Turboşarjlı motorlarda, egzoz gazlarının termal enerjisi, türbin tarafından kullanıldığı için motorun hacimsel verimi artmaktadır. Turboşarj temel olarak türbin, kompresör ve bunların arasında güç aktarımını sağlayan

şaft komponentlerinden oluşmaktadır. Turboşarj türbini egzoz manifoldunun arkasına konumlandırılmıştır ve egzoz gazlarındaki termal enerjiyi mekanik enerjiye çevirmektedir. Şaft aracılığıyla türbinin ürettiği güç kompresöre aktarılır. Kompresör, ortamdaki havayı emer ve havayı sıkıştırarak havanın basıncını artırır. Havanın sıkıştırılması aynı zamanda sıcaklık artışına neden olduğundan, havayı soğutmak ve yoğunluğunu artırmak için kompresörden çıkan hava ara soğutucuda soğutulur.

Günümüzün emisyon yönetmelikleri giderek daha kısıtlayıcı hale gelmektedir. 2025 yılında Euro 7 emisyon standartlarının devreye girmesi hedeflenmektedir [1]. Bu emisyon gereksinimlerini karşılamak adına içten yanmalı motorlarda verim artışı arayışına girilmiştir. Bir içten yanmalı motorun termodinamik çevrimine ait görsel **Error! Reference source not found.**'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1 : Dizel bir motorun basınç-hacim diyagramı [4].

Bir içten yanmalı motorun toplam net işi, fren ortalama efektif basıncı (BMEP) olarak adlandırılır. Bu değer, net indike ortalama efektif basınçtan ($IMEP_{net}$) motor içerisindeki sürtünme kaybını temsil eden sürtünme ortalama efektif basıncının (FMEP) çıkarılmasıyla elde edilir.

$$BMEP = IMEP_{net} - FMEP = IMEP_{gross} - PMEP - FMEP \quad (1.1)$$

FMEP, bir motor içindeki sürtünmeleri temsil eder. Bunu azaltmanın yolu motoru küçültmekten geçmektedir. Turboşarj kullanarak daha küçük hacimde motor üretmek böylelikle motor verimini arttır.

Denklemden PMEP olarak belirtilen ifade pompalama kayıplarını temsil etmektedir. Havanın emişi ve egzozu sırasında oluşan kayıplar pompalama kaybı olarak ifade edilmektedir. Turboşarj kullanımı, motor giriş ve çıkışında net pozitif basınç oluşturur. Böylelikle havanın motora emilmesi ve motordan çıkan egzoz gazlarının egzozdan atılması sırasında yapılan iş azalmaktadır ve PMEP pompalama kayıpları azalmaktadır. Hatta motorun egzoz prosesinde, emme manifoldundaki havanın basıncı, silindir içindeki basınçtan daha yüksek olduğu için pozitif iş üretmeye yardımcı olmaktadır.

Turboşarj böylece egzoz gazlarının entalpisinden faydalanarak motorun termodinamik çevrimini iyileştirerek motorun verimini arttırmaktadır.

Gaz türbin motorları, yakıt ile dış ortamdan alınan havayı bir yanma odasında yakarak ve oluşan yanmış gazlarının bir türbini döndürmesiyle güç üretir, bu yüksek basınçlı buharın bir buhar türbinini döndürmesine benzetilebilir. Temelde üç ana bölümden oluşan basit bir gaz türbinin bölümleri şunlardır; kompresör, yanma odası ve güç türbini.

1.2 Tezin Amacı ve Tezin Şeması

Eskiden beri kullanılan bir dizel motorun, turboşarj sisteminin kompresör komponenti düşük verimlere sahiptir. Kompresörün düşük veriminden dolayı, motor sistemi verimsiz çalışmakta, motorun yakıt tüketimi ve emisyon salınımı artmaktadır. Bu verimsizlik özellikle motorun çalıştığı rakım seviyesi arttıkça iyice ortaya çıkmakta ve motor belli bir rakım seviyesinden sonra havadaki oksijen miktarı azaldığı için güçten düşmek zorunda kalmaktadır. Bu tez çalışmasında, var olan kompresör geometrisinin neden düşük verime sahip olduğu araştırılmış ve verimin artırılması hedeflenmiştir.

1.3 Literatür Araştırması

Turboşarj kompresör optimizasyonu, otomotiv mühendisliği ve turbomakine tasarımı alanında kritik bir araştırma alanıdır. Bir turboşarjlı kompresörü optimize etmenin

temel amacı, basınç oranı, akış kapasitesi, dalgalanma marijini ve boğulma çizgisi gibi verimlilik ve performans özelliklerini iyileştirirken kayıpları en aza indirmek ve istenen çalışma aralığında verimli çalışmasını sağlamaktır. Bu başlık altında, kompresör tasarımında bahsedilen performans parametrelerini etkileyen araştırma bulgularını ve metodolojilerini içeren literatür çalışmalarına yer verilmiştir. Literatürden elde edilen bilgiler bu tez kapsamında optimizasyon kurgusuna dahil edilmiştir ve istenilen verimlere ulaşmak adına kullanılmıştır. Buna ek olarak literatür taramasına 1 boyutlu motor modellemesi ve uygulamaları dahil edilmiş; elde edilen bulgular bu tez kapsamında kullanılmıştır.

Came ve Robinson (1998) çalışmasında, endüstride sıklıkla kullanılan kompresör tasarım uygulamalarını incelemiş, bu uygulamaların altında yatan mühendislik yaklaşımını ortaya çıkarmıştır. Çalışmada ön tasarım aşamasından başlayan kompresör tasarım süreci baştan sonra adım adım irdelenmiş ve bu tasarım aşamaları HAD analizleri, ampirik ifadeler ve temel aerodinamik yaklaşımla desteklenmiştir. Aynı zamanda çalışma kapsamında kompresörün temel mekanik tasarımına da yer verilmiştir.

Rodgers (2000) yaptığı çalışmada, havacılık uygulamalarında ve turboşarjlarda kullanılan santrifüj kompresör rotorları için optimum kanat sayısının ortaya koyulması adına çalışmıştır. Yapılan çalışma 1 boyutlu model üzerinden yapılsa da modele kompresör testlerinden elde edilen ampirik ifadeler dahil edilmiş ve geniş bir spesifik hız aralığında çalışılmıştır. Rodgers çalışma sonucunda, kompresör veriminin kanat sayısının tek başına bir fonksiyonu olamayacağını göstermiş; optimum kanat sayısının, kompresörün spesifik hızı ve çıkıştaki kanat açısına bağlı çok değişkenli bir fonksiyonla elde edilebileceğini ortaya koymuştur. Optimum kanat sayısı için bir diğer çalışma ise Xu ve diğ. (2020) tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada Xu ve diğ., öncelikle yardımcı kanat kullanımının kompresör verimine ve basınç oranına etkisini incelemiştir. Daha sonrasında farklı sayıda kanatları bulunan ara kanatlı ve ara kanatsız kompresörlerin verimlerini ve basınç oranlarını incelemiştir. Bu çalışmalar sonucunda Xu ve diğ., ara kanat kullanımının kompresör verimlerini arttırdığını tespit etmişlerdir. Bir diğer çıkarımları ise kompresörde kanat sayısının optimumdan az kullanılması, kompresör pasajlarında akışın eşit bir şekilde dağılmaması durumunu ortaya çıkarırken; optimum kanattan fazla kanat kullanılması

da pasaj alanlarını daraltarak sürtünme kayıplarının artmasına sebep olmaktadır. Her iki durum da verimin düşmesine sebep verdiği için kanat sayısının optimum seçilmesi önemli hale gelmektedir.

Whitley (2010) tez çalışmasında, GT-Suite yazılımı kullanarak dizel bir motorun performansını 1 boyutlu olarak incelemiş, süper Turboşarjının motor performansına etkisini ortaya koymuştur. Kurulan farklı 1 boyutlu modellerle farklı tipteki turboşarjların motorun performans parametrelerine etkisini incelemiştir.

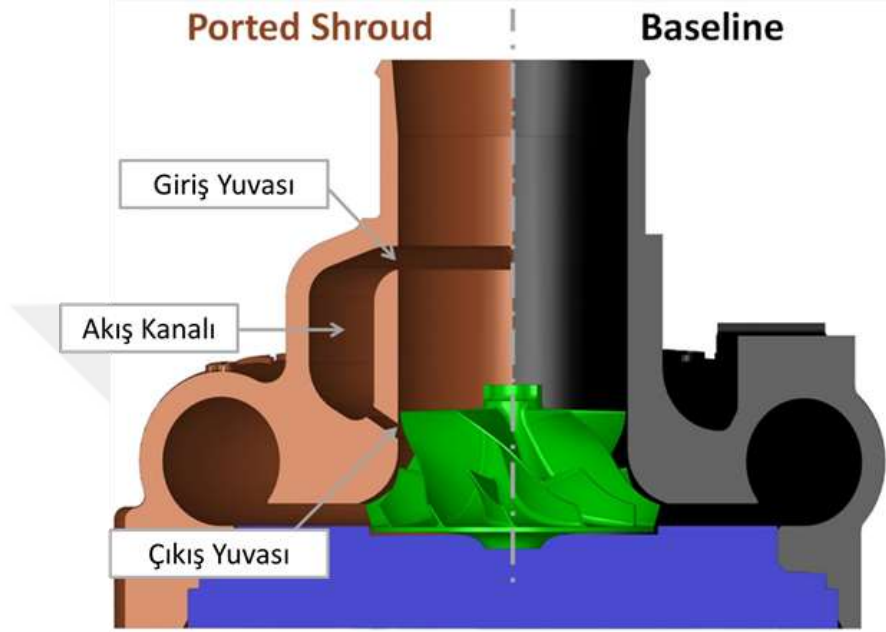
Tziourtzioumis (2010) yaptığı çalışmada, turboşarjlı bir dizel motorun 1 boyutlu modelini kurmayı ve kurduğu bu modeli dinamometre testleriyle doğrulamayı hedeflemiştir. Yapılan çalışmada, 1 boyutlu motor modelinde kullanılan araçlar ve katsayılar tanıtılmış; bu katsayıların motorun termal verimliliğine, motor boyunca basınç ve sıcaklık dağılımına, silindir içi yanma profiline ve yakıt tüketimine etkileri incelenmiştir. Bunlara ek olarak gerçek bir içten yanmalı motorun elektronik kontrol ünitesinin 1 boyutlu olarak modellenmesi anlatılmış ve modellemede kullanılan kontrolcülerin stabilitesini artırma yöntemleri tartışılmıştır. Tziourtzioumis son olarak kurduğu motor modelinin performans sonuçlarını dinamometre testlerindeki sonuçlarla kıyaslamış ve kurduğu modeli anlatılan katsayılar yardımıyla korele edip doğrulamıştır.

Merwe (2012) yaptığı çalışmada, mikro gaz türbinleri için en verimli kompresörün tasarlanması adına tasarım parametrelerini incelemiş ve bunlarla ilgili öneriler ortaya koymuştur. Yapılan çalışma sonucunda Merwe'nin önerilerinden birisi de optimum kanat ucu boşluğu üstünedir. Merwe, kompresördeki kanat ucu vortekslerinden kaynaklı kaybın en aza indirilmesi için kanat ucu boşluğunun mekanik olarak mümkün sınırlarda minimum seçilmesi gerektiğini tavsiye etmiştir. Üretim limitlerini ve malzemenin çalışma yükleri altındaki deformasyonlarını da göz önünde bulundurarak kanat ucu boşluğunun rotor çıkışındaki kanal genişliğinin %4.5'u mertebesinde olması önerilmiştir.

Bergqvist (2014) tez çalışmasında, kompresör performans haritasını maliyetli ve zaman efektif olmayan kompresör testleri yerine tamamen HAD analizi kullanarak elde edilmesini konu edinmiştir. Bergqvist test verisi olan bir kompresör geometrisinin HAD ortamında en az hatalı bir şekilde modellenebilmesi için sınır koşulları, türbülans modellenmesi, çözüm ağı oluşumu gibi HAD analizlerinin yapı taşlarını kompresör

simülasyonu kapsamında incelemiş ve model kurulumuyla ilgili öneriler gerçekleştirmiştir.

Christou (2015) doktora çalışmasında, portlu muhafaza kullanımının kompresör performans haritasına etkisini incelemiştir. Portlu muhafazanın normal muhafazalı kompresörle karşılaştırıldığı şematik bir görsel Şekil 1.2’de verilmektedir.



Şekil 1.2 : Portlu ve portsuz muhafazalı kompresör (Dehner ve diğ., 2017).

Christou, portlu muhafazaya sahip kompresörlerin kompresörün çalışma aralığını genişlettiğini, özellikle de dalgalanma çizgisi yakınındaki stabil olmayan akışı azalttığını göstermiştir. Portlu muhafaza, kanat içerisinde resirküle olan hava akışını, akış kanalından geçerek girişe girmesini sağlayarak ters akışın azaltılmasını sağlamaktadır.

Wang (2017) doktora tezinde, transonik bir turboşarj kompresörünün akustik performansının ve veriminin iyileştirilmesi adına çalışmıştır. Doktora çalışmasında, konvansiyonel tasarım yöntemlerinin aksine tersine tasarım yöntemi izlenmiş olup bu yöntemle sıfırdan kanat profili tasarımından başlamak yerine istenilen hedefler doğrultusunda kanatlar üzerindeki akış alanı tasarımıyla geometri eldesi yapılabilmektedir. Pasajdaki akış alanı kompresörün hem aerodinamik hem de aeroakustik performansı hakkında fikir verdiği için bu kapsamdaki bir optimizasyon çalışmasında tersine mühendislikle tasarım yönteminin kullanılması optimum geometriye daha kısa sürede ulaşmayı sağlamaktadır.

Pakle ve Jiang (2018), santrifüj kompresörün dalgalanma çizgisi marjini artırarak üzerinde çalışılmıştır. Garrett'in GT1544 kompresörünün kanadın kök ve uç profillerini rotor girişinden çıkışına kadar bezier eğrisi uydurarak baz kompresöre göre iyileştirmişlerdir. Buna ek olarak difüzör geometrisinde de portlu muhafazaya benzer bir resirkülasyon oyuğu entegre ederek difüzörde oluşan akış ayrılmasını da geciktirmişlerdir. Tüm bu iyileştirmeler sonucunda kompresörün haritası hem dalgalanma çizgisi tarafında hem de boğulma çizgisi tarafında genişletilmiştir.

Karlsson (2018) tez çalışmasında, Volvo'da var olan bir kompresörün daha iyi bir performansa sahip olacak şekilde optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Kullanılan geometri portlu bir muhafazaya ve kanatlı bir difüzöre sahiptir. Karlsson tasarım sürecinde dikkate aldığı izlediği şema aşağıdaki şekildedir:

- Rotor girişindeki kanat ucu çapının rotor çıkışındaki çapa oranı 0.5 ile 0.8 aralığında olmalıdır. En iyi sonucu elde etmek için 0.6 ile 0.65 arasında olmalıdır.
- Rotor firar kenarındaki kanal genişliğinin çıkıştaki yarıçapa oranı 0.05 ile 0.15 arasında olmalıdır.
- Rotorun hücum kenarındaki göbek çapının kanat ucu çapına oranı 0.3 ile 0.7 arasında olmalıdır. Bu oran, kanat uçlarında oluşan hızların minimize edilmesi optimizasyonunda önemli bir rol oynamakta olup kayıpların azaltılmasını sağlamaktadır.
- Çıkış akış açısı 63 ile 72 derece arasında olmalıdır. Bu akış açısını verecek şekilde kanat açısı tasarımı yapılmalıdır.
- Giriş kanat açısı, ortaya çıkan mach sayılarını minimize edecek şekilde tasarlanmalıdır.

Chen ve diğ. (2022), yeni bir türbin tasarımıyla motor verimlerinin artırılması üzerine çalışmışlardır. Yapılan çalışmada turboşarjın türbin tarafında yapılan optimizasyonla türbin verimleri artırılmış ve daha iyi bir turboşarj-motor eşleşmesi elde edilmiştir. Turboşarjın motora uyumu ve motorun performans sonuçlarına etkisine GT-Suite yazılımında gerçekleştirilen 1 boyutlu motor analizleriyle bakılmıştır. Yapılan yeni tasarımla birlikte motorda verimler %1.2 oranında artırılmıştır.



2. TURBOŞARJ KOMPRESÖRLERİ VE MOTOR MODELİ

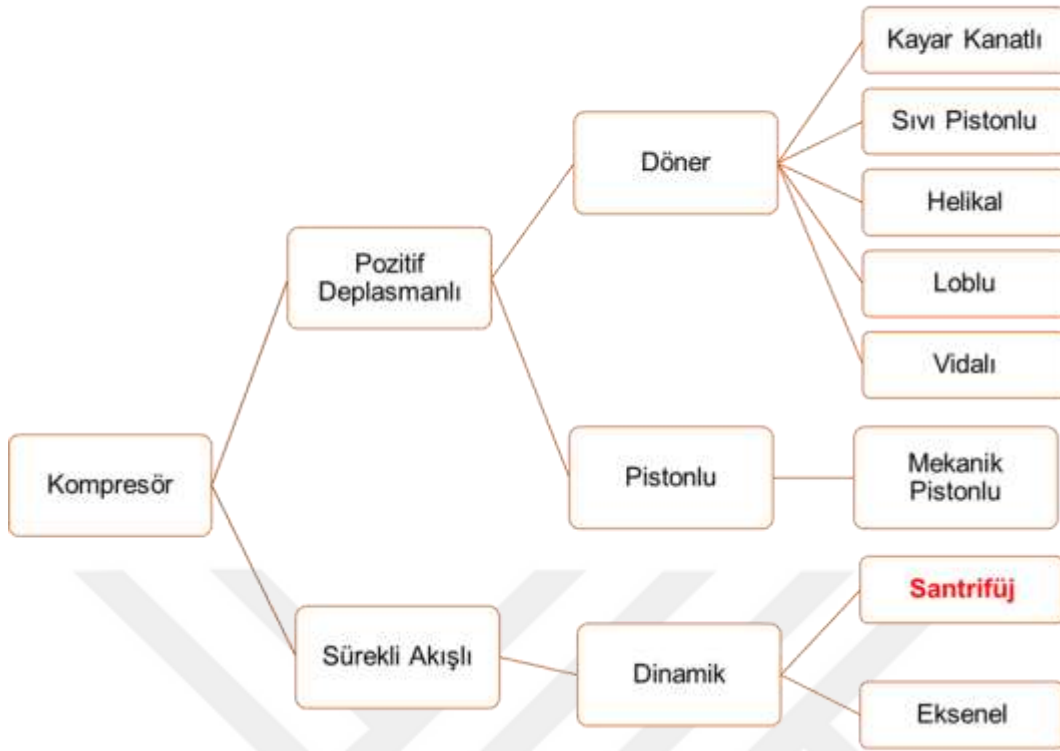
Bu başlık altında öncelikle temel olarak tüm kompresör tipleri ve çalışma prensiplerinden bahsedilmiştir. Daha sonrasında turboşarj tipi kompresörlerin genel özellikleri, performans parametrelerinden bahsedilmiş ve son olarak rakımın motor performansına etkisi incelenip bunun 1 boyutlu olarak modellenmesinden bahsedilmiştir.

2.1 Kompresörlerin Sınıflandırması

Kompresörler, şaft aracılığıyla aktarılan gücü kullanarak havanın basıncını arttıran cihazlardır. Kompresörlerin kullanım amaçları aşağıdaki gibi sıralanabilir [5]:

- İçten yanmalı motorlarda emilen hava debisini arttırmak
- Gaz türbinli motorlarda havayı sıkıştırmak
- Otomobil servis istasyonları ve atölyelerde basınçlı havayla temizlik yapmak
- Araçlarda hava frenlerini aktive etmek
- Kaya deliciler gibi pnömatik aletleri çalıştırmak
- Yüksek basınçlı gaz tüplerini doldurmak

Şekil 2.1’de kompresör tiplerine ait sınıflandırma verilmektedir.



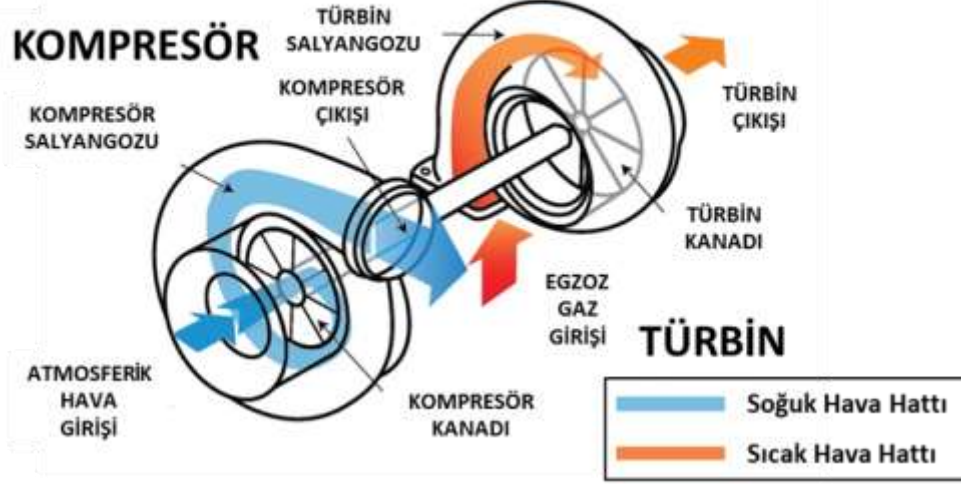
Şekil 2.1 : Kompresörlerin sınıflandırılması [5].

2.2 Santrifüj Kompresör Ve Komponentleri

Santrifüj kompresörler, öncelikle kompresör çarkında gazın hızını, bir diğer deyişle dinamik basıncını arttırmalıdır. Daha sonrasında çarktan çıkan gazı toplayan salyangozda bu dinamik basınç statik basınca dönüştürürler. Santrifüj kompresörlere ait temel özellikler şöyle verilebilir.

- En yüksek devir sayılarında çalışan kompresör tiplerinden birisidir.
- Eksenel kompresörlere göre daha fazla basınç oranına sahiptirler ve küçük hacimde büyük sıkıştırma uygulamalarında kullanılırlar.

Santrifüj kompresörler en yaygın olarak içten yanmalı motor turboşarjlarında ve gaz türbinlerinde kullanılmaktadır. Temel olarak çark, difüzör ve salyangozdan oluşurlar. Santrifüj kompresörlere ait temel bir görsel Şekil 2.2’de gösterilmektedir.



Şekil 2.2 : Santrifüj kompresör temsili görsel [www.eagleridgegm.com, 5 Ocak 2024]

2.2.1 Giriş

Santrifüj kompresörün giriş kısmı genellikle düz bir borudan oluşur. Bazı uygulamalarda, kompresör kanatlarında istenilen açılar yakalamak için kompresör öncesine akışı yönlendiren sabit kanatlar kullanılmakta olup turboşarj uygulamalarında hacim kısıtlaması sebebiyle yaygın değildir.

2.2.2 Rotor

Bir kompresörü santrifüj yapan temel eleman santrifüj kanatlardır. Kompresör rotoru, kompresör girişindeki gazın toplam enerjisini kademeli olarak artıran, birden fazla kanattan oluşan bir yapıdır. Kompresör rotorunda, girişten çıkışa çap artmaktadır. Bu sebeple eksenel rotora oranla daha yüksek hızlara ve enerji aktarımlarını ulaşılır. Rotor içerisinde ulaşılan hızlar 0.3 Mach seviyesini geçtiği için, kompresör içerisindeki akışın karakteri, sıkıştırılabilir akış yaklaşımı izlenerek çözümlenmelidir. Akış bazen öyle hızlara ulaşmaktadır ki çarkın boğaz bölgesinde akış boğulur ve kompresör verimleri ani düşüşe uğrar. Kompresörün boğaz alanını arttırmak, boğulmuş olduğu kütle debisini arttırarak kompresörün çalışma debi aralığını genişletmektedir. Bu sebeple boğaz alanının arttırılması adına birçok kompresör uygulamasında, rotorun olduğu kanatlara yardımcı kanatlar eklenir.

2.2.3 Difüzör

Santrifüj kompresörde bir sonraki temel bileşen difüzördür. Çarkın arkasında yer alan difüzörün görevi, çarktan yüksek hızlı çıkan akışkanın hızını kademeli bir şekilde yavaşlatarak akışkanın dinamik basıncını statik basınca dönüştürmektir. Difüzörler kanatsız, kanatlı veya ikisinin bir kombinasyonu şeklinde olabilir. Bernoulli ilkesi difüzör performansının anlaşılmasında iyi bir yol göstericidir.

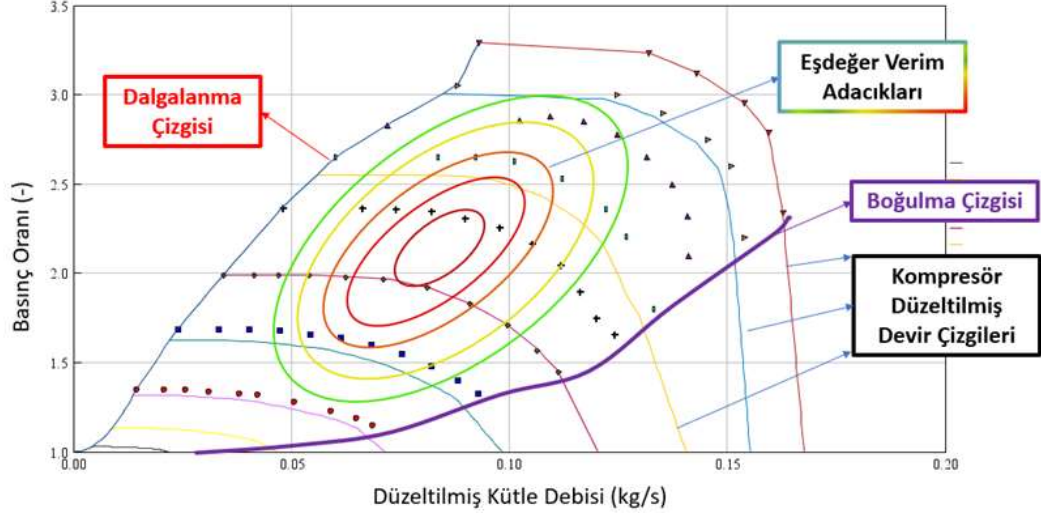
2.2.4 Salyangoz

Santrifüj bir kompresörde son temel bileşen salyangozdur. Salyangoz, difüzörden çıkan radyal akışı alarak ardındaki boruya aktarmaktadır. İçten yanmalı motorlarda bu boru ara soğutucu giriş borusudur. Salyangoza orta hızda giren gaz, salyangozda daha da yavaşlatılarak dinamik basıncın önemli bir çoğunluğu statik basınca dönüştürülür. Böylece kompresör sonrası sürtünme kayıpları azaltılmış olur.

2.3 Kompresör Performansı

Kompresör haritası, bir turbomakine kompresörünün performansını gösteren bir diyagramdır. Bu tip kompresörler gaz türbinli motorlarda, pistonlu motorların turboşarjında ve dinamik kompresör olarak bilinen endüstriyel proseslerde kullanılır. Kompresör teçhizatı testlerinin sonuçlarından bir harita oluşturulur veya özel bir bilgisayar programı tarafından tahmin edilir. Alternatif olarak, benzer bir kompresörün haritası uygun şekilde ölçeklendirilebilir.

Kompresör haritaları, hem tasarım hem de tasarım dışı koşullarda gaz türbinli ve turboşarjlı motorların performansını tahmin etmenin ayrılmaz bir parçasıdır. Ayrıca endüstriyel prosesler için doğru kompresörlerin seçilmesinde de hayati bir rol oynarlar. Örnek bir kompresör haritası Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Kompresör haritası.

Haritadan görülebileceği üzere kompresör haritasının x eksenini düzeltilmiş kütle debisinden, y eksenini basınç oranından oluştururken harita kompresörün eşdeğer verim adacıklarına göre renklendirilmiştir. Bu gibi kavramlar bu başlık altında ayrıntılı bir şekilde incelenecektir.

2.3.1 Düzeltilmiş kütle debisi, basınç oranı ve düzeltilmiş devir çizgileri

Kompresörler belirli bir debideki gazın basıncını arttırmak için kullanılan makinelerdir. Kompresör haritasının en temel bileşenlerinden birisi kompresörün bastığı gazın kütle debisini temsil etmektedir. Haritalarda direk olarak debinin kullanılmasının sebebiyse akışkanın sıkıştırılabilir olması sebebiyle sıcaklık ve basıncındaki değişimlerin kütle debisini etkilemesidir. Özellikle kompresör testlerinde, referans olmaksızın bir ölçüm yapılması, kompresörün performansının manipülatif olarak gösterilmesine sebep olabilmektedir. Bu sebeple, düzeltilmiş kütle debisi, kompresör girişindeki gazın, sıcaklık ve basınç değerlerinin referans sıcaklık ve basınca göre düzeltilmesiyle elde edilmektedir. Düzeltilmiş kütle debisinin formülü:

$$\dot{m}_{cor} = \dot{m} \frac{P_{ref}^0}{P_g^0} \sqrt{\frac{T_g^0}{T_{ref}^0}} \quad (2.1)$$

Kompresör haritalamasında, referans değer olarak genellikle deniz seviyesindeki değerler kullanılır. Bu değerler de $T_{ref}^0 = 298$ ve $P_{ref}^0 = 101325$ Pa'dır.

Kompresör haritasının bir diğer eksenini oluşturan basınç oranı, çıkıştaki gazın basıncının girişteki gazın basıncına oranı olarak tanımlanmaktadır. Basınç oranı hesaplamaları, ölçülen basıncın statik veya toplam basınç olmasına göre 2 dalda sınıflandırılmaktadır. Girişteki basınç her zaman toplam basınç üzerinden verilirken kompresör çıkışındaki basınç, test riginin kabiliyetlerine göre toplam veya statik olarak ölçülebilmektedir. Çıkış basıncının toplam basınç üzerinden hesaplanması durumunda toplam-toplam basınç oranı (PR_{tt}); çıkıştaki basınç statikse toplam-statik basınç oranı (PR_{ts}) olarak isimlendirilmektedir.

Kompresör haritasını oluşturmak için, kompresör sabit bir devir sayısında farklı debileri basacak şekilde çalıştırılır ve her bir çalışma noktasında basınç oranı ve verim ölçümleri yapılır. Bu devir sayısı, kompresörün bir devir çizgisini temsil etmektedir. Tam bir kompresör haritası oluşturabilmek için birçok devir sayısında bu ölçümler yapılır. Tüm bu ölçümlerin yapıldığı devir sayılarına, kompresörün düzeltilmiş devir çizgileri adı verilir. Devir sayıları, yine referans değerlere göre düzeltilir ve formülü:

$$N_{cor} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_g^0}{T_{ref}^0}}} \quad (2.2)$$

2.3.2 Kompresör verimi

Kompresör verimi, bir kompresörün performansını ve enerji verimliliğini belirleyen önemli bir parametredir. Bu verim, birim zamanda sıkıştırılan hava veya gaz miktarını ve bunun için harcanan enerjiyi gösterir. Kompresörler, genellikle endüstriyel tesislerde, soğutma sistemlerinde, basınçlı hava sistemlerinde ve diğer birçok uygulamada kullanılır. Bu nedenle, kompresörlerin verimli çalışması, enerji tasarrufu sağlamak ve işletme maliyetlerini düşürmek için büyük önem taşır.

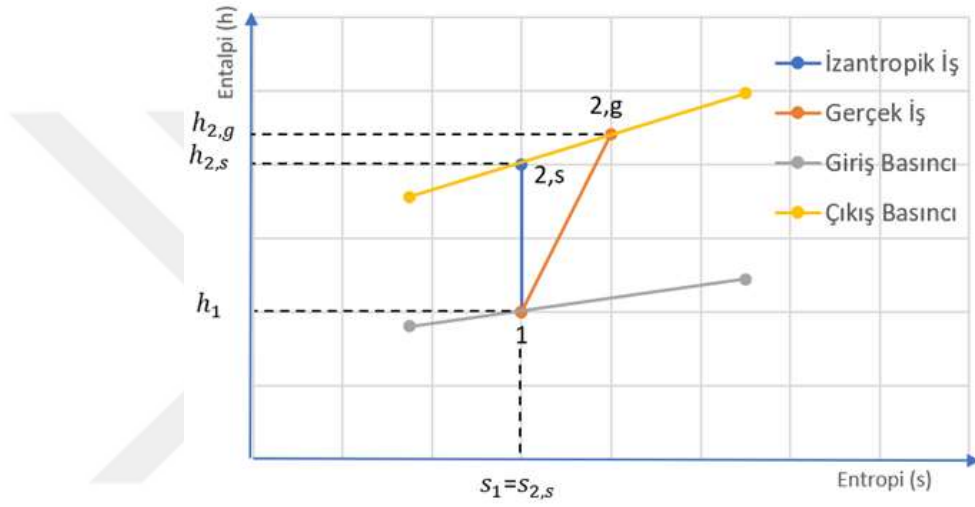
$$\eta = \frac{\text{Teorik İş}}{\text{Gerçek İş}} * 100 \quad (2.3)$$

Burada η , kompresör verimini; gerçek iş, kompresör tarafından gerçekleştirilen işi; teorik iş ise, ideal durumda yapılacak işi tanımlamaktadır. Kompresör veriminde, teorik olarak ulaşılabilecek durum için en sıklıkla kullanılan yaklaşım hal değişimini adyabatik ve içten tersinir olarak kabul edildiği izantropik proses yaklaşımıdır.

İzantropik verim, bir kompresörün ideal koşullarda çalıştığında ne kadar verimli olabileceğini gösteren bir kavramdır. İzantropik süreç, sıkıştırılan gazın entropisinin sabit kaldığı varsayımına dayanır. Bu süreçte çıkış sıcaklığı, gerçek süreçteki çıkış sıcaklığından daha düşüktür. İzantropik verim, şu formülle hesaplanır:

$$\eta_{izantropik} = \frac{\text{İzantropik İş}}{\text{Gerçek İş}} * 100 \quad (2.4)$$

İzantropik işi ve gerçek işi anlamak adına kompresör sıkıştırma işlemi sırasında ortaya çıkan h-s (entalpi-entropi) grafiği Şekil 2.4'te verilmektedir.



Şekil 2.4 : Kompresör entropi-entalpi grafiği.

Şekil 2.4'ten görülebileceği üzere entalpi yerine $h = C_p * T$ yazılırsa izantropik verim ifadesi şu şekilde ifade edilebilir:

$$\eta_{izantropik} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_{2,g} - h_1} * 100 = \frac{T_{2,s} - T_1}{T_{2,g} - T_1} * 100 \quad (2.5)$$

Burada s alt indisiyle ifade edilen büyüklükler hal değişiminin izantropik olması durumunu temsil ederken g alt indisiyle ifade edilen büyüklükler gerçek hal değişimini temsil etmektedir. Çıkıştaki gazın ne amaçla kullanılacağına göre izantropik verim toplam-toplam ve toplam-statik olmak üzere 2'ye ayrılır. Burada toplam ve statik terimleri, verim hesabındaki sıcaklıkların toplam veya statik sıcaklık olmasını ifade etmektedir. Kompresör çıkışındaki gazın kinetik enerjisi kullanılacaksa ve içten yanmalı motorlarda olduğu gibi ara soğutucu gibi elemanlar kullanılıyorsa toplam-toplam izantropik verimin literatürde kullanıldığı görülmektedir.

2.3.3 Dalgalanma ve boğulma çizgileri

Kompresör haritası, bir kompresörün performansını çeşitli çalışma koşullarında görsel olarak gösteren önemli bir araçtır. Bu harita, kompresörün belirli bir hızda çalışırken farklı debi ve basınç oranları için nasıl çalıştığını ve verimli bir şekilde hangi koşullarda çalışabileceğini gösterir. Kompresör haritası Şekil 2.3'ten görülebileceği üzere kompresörün stabil olarak çalışabileceği minimum ve maksimum debi bölgelerindeki çizgilerle sınırlandırılmıştır. Bu çizgilerden ilki dalgalanma çizgisidir.

Dalgalanma çizgisi (surge), bir kompresörün çalışma sırasında karşılaşılabileceği önemli bir fenomeni temsil eder. Kompresörler, belirli bir hızda çalışırken sıkıştırılan gazın basıncını arttırarak iş yaparlar. Ancak, belirli koşullar altında, kompresörde ters akış oluşabilir ve bu da dalgalanma olarak adlandırılır. Dalgalanma, gaz akışının ani olarak tersine dönmesi anlamına gelir. Bu durumda, gaz geriye doğru akar ve kompresörün içinde bir basınç dalgası oluşturur. Bu basınç dalgası, kompresörün çalışmasını bozar ve hatta zarar verebilir. Dalgalanma genellikle yüksek basınç oranları veya düşük debi koşullarında ortaya çıkar. Bu durumda, kompresörün çalışma noktası dalgalanma çizgisine yaklaşır veya bu çizgiyi geçerse dalgalanma oluşabilir. Dalgalanma çizgisi, kompresörün çalışma sınırını belirlemektedir. Bu çizgiyi aşmak, kompresörün stabil olmayan bir şekilde çalışmasına ve hatta hasar görmesine neden olabilir. Bu nedenle, kompresör operasyonunda dalgalanma çizgisine dikkat edilmesi önemlidir. Kompresör haritasından basınç oranındaki artışın sınırlı olduğu anlaşılmaktadır. Fiziksel olarak bu sınırlamaya, akış hızının kompresörün havaya iş aktaramayacağı kadar düşük olduğunda ulaşılır ve hava kompresör kanatları üzerindeki tutuşunu kaybeder. Basınç oranı, belirli bir dönüş hızı için dalgalanma noktası olarak adlandırılan bu noktayı aşamaz; bu noktaya ulaşıldığında kompresörde dalgalanma yaşanır (Livingston,2000).

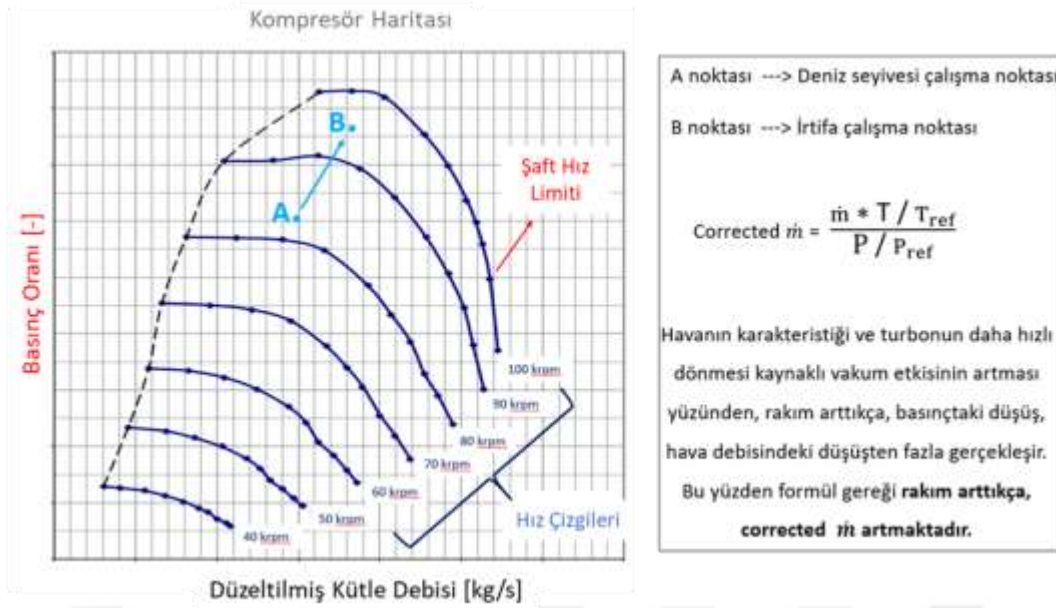
Bunlardan diğeri ise boğulma çizgisidir. Boğulma çizgisi, bir kompresör haritasında, kompresörün belirli bir dönme hızında maksimum akış kapasitesini temsil eder. Bu, kompresörün akış hızı açısından çalışma aralığının üst sınırını belirleyen kritik bir parametredir. Kompresör tarafından sıkıştırılan gazın akış hızı, boğulma hattında temsil edilen değere ulaştığında, kompresör maksimum debi koşullarında çalışıyor denir. Boğulma koşullarında, kompresör basınç oranındaki bir artışa rağmen akış hızını arttıramaz hale gelir. Bu durum, kompresör içerisindeki minimum boğaz alanı

gibi kompresörün tasarımının fiziksel sınırlamalarından kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak, boğulma hattında belirtilen noktadan daha yüksek bir basınç oranına sahip olmak, kompresörün akış hızını artırmaz. Bunun yerine, kompresör maksimum akış kapasitesinde çalışır ve herhangi bir ek basınç artışı verimliliği düşürür ve akışta istikrarsızlıklara neden olur. Bu durum, kompresörün performansını olumsuz etkiler.

Dalgalanma çizgisi gibi net bir şekilde tanımlanmış bir çizgi olmasa da boğulma çizgisi, kompresörün boğulmasına neden olacak çalışma koşullarını tanımlar. Bu bölge, kompresörün belirli bir rotor devir sayısı için sağlayabileceği maksimum akış hızının limitlerini göstermektedir. Yüksek debi koşulları nedeniyle ortaya çıkan blokaj etkilerinden dolayı akış aslında önemli ölçüde blokaja uğramaktadır. Bu blokaj etkileri, kompresörün akış hattı boyunca oluşan şoklardan, akış ayrılmalarından ve ikincil akışlardan oluşur (Kurz ve diğ., 2016).

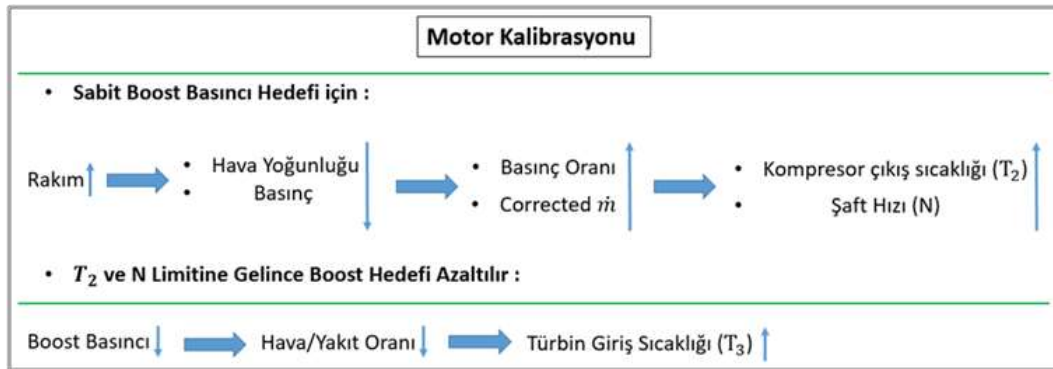
2.4 Rakımın Kompresör Performansına Etkisi

Deniz seviyesinden yukarı doğru gidildikçe havanın basıncı azalır. Basıncın azalması, yanmada kullanılan oksijenin yoğunluğunun, yani birim hacimdeki O_2 kütlesinin azalmasına ve böylece motor performansının negatif anlamda etkilenmesine sebep olur. Motor performansının rakım arttıkça olumsuz etkilenmesinin sebebi, motorun içerisindeki komponentlerin sağlanması gereken bazı limitlerinin olmasıdır. Bunlara örnek olarak maksimum egzoz sıcaklığı, turboşarj şaft hızı, kompresör çıkış sıcaklığı ve minimum hava/yakıt oranı verilebilir. Bu limitleri sağlamak adına silindir içine atılan yakıtı azaltmak gerekebilir. Bu da motordan elde edilebilecek torku azaltır. Turboşarjlı motorlar, havanın yoğunluğundaki azalmadan kaynaklı ortaya çıkan negatif etkiyle, bir noktaya kadar torkta düşüş yaratmadan başa çıkabilmektedir. Rakım artışının turboşarj üzerindeki etkisini görmek için Şekil 2.5'te verilen kompresör haritası üzerindeki çalışma noktaları gösterilmektedir.



Şekil 2.5 : Motorun farklı rakımlarda çalışma noktasının harita üzerinde gösterimi.

Turboşarjlar, çoğunlukla belli bir kompresör çıkış basıncı (boost pressure) hedefine göre çalışmaktadır. İrtifa arttıkça, kompresör giriş basıncı azalacağı için kompresörün basınç oranı artacaktır. Kompresör artan basınç oranı hedefini sağlamak adına şaft daha hızlı dönmeye başlayacaktır. Bunun yanında her ne kadar hava debisi azalsa da kompresör haritalarında x eksenini oluşturan düzeltilmiş kütle debisi, basınçla normalize edildiği için artmaktadır. Bu da Şekil 2.5'te gösterilen kompresör haritası üzerinde A noktasından B noktasına gitmekle özetlenebilir. Tork hedefini ne zaman azaltmaya başlamak gerektiğini söylemeden önce, bunun azaltmamıza sebep olan limitleri tanımak gerekir. Turboşarjlarda malzeme kaynaklı kompresör çıkış sıcaklığı, şaft hızı ve türbin giriş sıcaklığı belli bir değerın altında olmalıdır. Motor kalibrasyonu sırasında izlenen yol haritası Şekil 2.6'da gösterilmektedir.



Şekil 2.6 : Motorun farklı rakımlarda çalışma noktasının harita üzerinde gösterimi.

Şekil 2.6'dan görülebileceği üzere kompresör çıkış basıncı hedefi belirlenirken, öncelikle aynı çıkış basınç hedefinde, kompresör çıkış sıcaklığı veya şaft hızı limitinden birisine dayanasıya kadar irtifa arttırılır. İrtifanın artması, kompresör çıkış sıcaklığı ve şaft hızını arttırmaktadır. Bunların aşılması gereken limitleri olduğu için belli bir yükseklikten sonra motordan deniz seviyesiyle aynı torku almak için aynı basınç hedefiyle gitmek mümkün olmayacaktır. Türbin giriş sıcaklığımız malzeme limitinin altındaysa, bu noktadan sonra rakımı arttırırken çıkış basıncı hedefi düşürülebilir. Boost basıncının düşmesi motora giren havanın azalması demektir. Aynı torku elde etmek için içeri atılması gereken yakıt pek değişmeyeceği için hava/yakıt oranı azalacaktır. Hava/yakıt oranının azalması, birim gazda taşınacak ısıyı arttıracak için türbin giriş sıcaklığı artacaktır. Bir noktadan sonra burada da limite dayanılacağı için çıkış basıncını azaltmak mümkün olmayacaktır. Bu noktaya geldiği zaman yapılabilecek tek şey yakıt kesmektir. Bu da motordan elde edilen torkun deniz seviyesinden az olmasına sebep olacaktır.

Bir diğer kompresör çıkış basıncı hedefi belirleme senaryosu, motorun, kompresör çıkış sıcaklığı ve şaft hızı limitine dayanmadan önce türbin giriş sıcaklığı limitine dayandığı durumda devreye girmektedir. Böyle bir senaryoda rakımla birlikte çıkış basıncı hedefi de arttırılır. Çıkış basıncı hedefi, kompresör çıkış sıcaklığı veya şaft hızından birisi limite dayanasıya kadar arttırılır. Bunlardan birisinin limite dayandığı nokta, motordan deniz seviyesinde elde edilen torkla aynı torkun elde edilebileceği maksimum rakım noktasıdır. Bu yükseklikten sonra, motora atılacak yakıt ve sonuç olarak elde edilecek tork azalmak zorundadır.

2.5 1 Boyutlu Motor Modellemesi

Bir boyutlu (1B) motor modellemesi, içten yanmalı motorların davranışını simüle etmek için kullanılan bir hesaplama yaklaşımıdır. Bu modelleme tekniği, motorun karmaşık üç boyutlu (3B) akış dinamiği ve termodinamiğini, sayısal olarak çözülebilen bir dizi bir boyutlu denklem haline getirir. Bu denklemler, hava, yakıt ve egzoz gazlarının emme ve egzoz manifoldları, silindirler ve valfler gibi motorun çeşitli bileşenleri aracılığıyla akışını temsil eder. 1B motor modelleme süreci, motor geometrisini ve özelliklerini belirleyerek başlar. Bu, genellikle silindir boyutları, sübap zamanlaması ve emme/egzoz sistemi düzeni gibi motorun çeşitli bileşenlerini

içerir. Ardından, motor devir döngüsü, genellikle krank açısı aralıkları olarak, motorun işleyişinin her aşamasında meydana gelen akış ve termodinamik süreçleri analiz etmek için ayrılır. 1B motor modelinin temel bileşenleri şunlardır:

- **Gaz dinamiği:** Bu, hava ve yakıt karışımının emme sisteminden yanmanın gerçekleştiği silindirlere ve ardından egzoz sistemine kadar olan akışını modellemeyi içerir. Gaz dinamiği denklemleri, gazların motor içinde hareket ederken basınç, sıcaklık, yoğunluk ve hızın nasıl değiştiğini tanımlar.
- **Yanma modelleme:** Yanma, güç üretmek için yakıtın yakıldığı motorun kritik bir sürecidir. 1B yanma modelleri, silindir içindeki yakıt enjeksiyonunu, karışımını, ateşlemesini ve yanma sürecini simüle ederek silindir basıncı, sıcaklık ve ısı salınım hızı gibi parametreleri tahmin eder.
- **Isı transferi:** Isı transferi, motorun performansını ve verimliliğini etkiler. 1B ısı transferi modelleri, yanma gazları ile silindir duvarları ve diğer motor bileşenleri arasındaki ısı alışverişini hesaplar ve iletim, taşınım ve radyasyon gibi faktörleri dikkate alır.
- **Motor performansı:** 1B model, güç çıkışı, tork, yakıt tüketimi, emisyonlar ve termal verimlilik gibi çeşitli motor performans metriklerini hesaplar. Bu metrikler, motorun farklı çalışma koşullarında nasıl davrandığını gösterir.

1B motor modelleme, otomotiv endüstrisinde motor geliştirme, optimizasyon ve kalibrasyon için yaygın olarak kullanılır. Mühendisler, bu modelleri kullanarak motor performansını tahmin etmek, tasarım değişikliklerini değerlendirmek, bileşen boyutlandırmasını ve özelliklerini optimize etmek ve motor verimliliği ve emisyonlar üzerinde yeni teknolojilerin etkisini değerlendirmek için kullanır. Sonuç olarak, 1B motor modelleme, içten yanmalı motorların içinde gerçekleşen karmaşık süreçleri simüle etmek ve analiz etmek için güçlü bir araçtır. Bu modeller, modern otomotiv motorlarının tasarımı, geliştirilmesi ve optimizasyonunda kritik bir rol oynar.

2.5.1 GT-Suite yazılımı

GT-Suite yazılımı, geniş çapta kullanılan birçok fizikli CAE (Bilgisayar Destekli Mühendislik) simülasyon yazılım platformudur ve motorlar ile güç aktarma organlarının 1B modellemesi için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yazılım mühendislere, içten yanmalı motorlar, hibrit güç aktarma organları ve termal yönetim

sistemleri gibi karmaşık sistemlerin performansını simüle etme ve analiz etme imkanı sağlar. GT-Suite'de, 1B motor modellemesi, motor ve bileşenlerinin sanal bir temsilini oluşturmayı içerir. Bu bileşenler, silindirler, emme ve egzoz sistemleri, yakıt enjeksiyon sistemleri ve turbolar gibi motorun çeşitli parçalarını temsil eder. Yazılım, her bir bileşenin davranışını ve aralarındaki etkileşimleri simüle etmek için matematiksel modeller kullanır. Bu modeller, akış dinamiği, ısı transferi, yanma ve mekanik dinamik gibi faktörleri dikkate alarak motorun farklı çalışma koşullarında performansını doğru bir şekilde tahmin eder. Yazılımın, 1B motor modelleme yetenekleri, mühendisler güç çıkışı, yakıt tüketimi, emisyonlar ve termal verimlilik gibi motor performans metriklerini tahmin etmelerine olanak tanır. Mühendisler ayrıca yazılımı motor tasarımlarını optimize etmek, farklı bileşenlerin veya çalışma koşullarının etkisini değerlendirmek ve fiziksel prototipler oluşturulmadan önce sanal testler yapmak için kullanabilirler. Sonuç olarak, GT-Suite'in 1B motor modelleme yetenekleri, mühendisler motorlar ve güç aktarma organlarını tasarlama ve optimize etme konusunda güçlü bir araç sunar. Bu da performansı, verimliliği ve güvenilirliği artırarak geliştirme süresi ve maliyetlerini azaltmaya yardımcı olmaktadır.



3. ANALİZ MODELLERİNİN DOĞRULANMASI

Bu bölüm altında, turboşarj kompresörünün optimizasyonu kapsamında gerçekleştirilen 3 boyutlu HAD analizlerinin metodolojisi ve HAD modellemesinde kullanılan akış modelleri ve denklemler anlatılmıştır. Daha sonrasında bu HAD modeli kullanılarak hali hazırda var olan kompresörün test verilerinden elde edilen performansı, nümerik analizlerle ortaya koyulmuştur ve HAD modelinin doğrulanması yapılmıştır.

3.1 Akış Denklemleri ve Modeller

Akışkanlar dinamiği, akışkanların akışının tanımlanması ile ilgilenir. Akışkanın mikroskobik davranışı, akış hacmi boyunca basınç, sıcaklık, yoğunluk ve hız gibi temel akış özelliklerindeki değişikliklerin değerlendirilmesine olanak tanıyan bir dizi doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklemle açıklanır (Tosto, 2018). Akışkan dinamiği problemleri genellikle karmaşıktır ve güçlü doğrusal olmayan fenomenler sergiler. Bu da onları analiz etmeyi zorlaştırır. Şu anda Navier-Stokes denklemlerinin tamamına yönelik analitik çözümler bulunmadığını belirtmek önemlidir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin (HAD) ortaya çıkışı, bu zorlukların ele alınmasında etkili olmuştur. HAD, süper bilgisayarlar kullanılarak yönetici denklemlerin ayrıklaştırılmış bir formunun çözülmesini içerir ve yüksek karmaşıklığa sahip karmaşık 3 boyutlu geometrilerdeki akışların incelenmesine izin verir. Bununla birlikte, hesaplama kaynakları sınırlıdır, bu nedenle değişken sayısını ve doğru hesaplamalar için gereken hesaplama süresini azaltmak için varsayımlar yapılmalıdır.

Bölüm 2'de açıklandığı gibi radyal bir kompresörün içindeki akış çok karmaşıktır. Çark kanatlarının yakınındaki akışın yüksek hızı, sıkıştırılamaz bir akış varsayımını uygunsuz kılar. $Ma < 0,3$ koşulu akış hacminin önemli bir kısmında ihlal edilir ve akış yüksek hızlarda transonik hale gelir. Bu nedenle, yoğunluk değişimleri göz ardı

edilemez. Bu bölümde sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemleri anlatılmış ve buna ek olarak RANS denklemleri ve türbülans modelleri aktarılmıştır.

3.1.1 Korunum denklemleri

Korunum denklemleri, başlangıç koşulu ve sınır koşulları belirlendikten sonra bir akışın nasıl geliştiğini tanımlamak için kullanılır. Bu denklemler kütle, momentum ve enerjinin korunumunu içerir. İntegral ya da diferansiyel formda ifade edilebilirler. Bu bölümde sadece diferansiyel yaklaşım ele alınmıştır. Korunum denklemlerin tensör notasyonu kullanılarak ifade edilen formülasyonu aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i e)}{\partial x_i} = -\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial(u_j \sigma_{ij})}{\partial x_i} \quad (3.3)$$

Bu üç denklem sırasıyla, kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemleridir. Denklemlerde kullanılan i ve j indisleri Kartezyen koordinat sistemindeki koordinatları, u_i hız vektörünü, σ_{ij} gerilme tensörünü, f_i yer çekimi gibi dışarıdan etki eden ek kuvvetleri, e toplam enerjiyi, q_i ısı akısını tanımlamaktadır. İkinci numaralı momentumun korunum denklemi aynı zamanda Navier-Stokes denklemi olarak bilinmektedir. Yapılan hesaplamalarda, yerçekimi ihmal edilmiştir ve bu sebeple $f_i = 0$ olarak varsayılmıştır.

3.1.2 Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri

RANS denklemleri, türbülanslı bir akışkanın ortalama akış davranışını tanımlayan bir dizi kısmi diferansiyel denklemdir. Mühendislik ve bilimsel uygulamalarda türbülanslı akışları simüle etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde yaygın olarak

kullanılırlar. Bununla birlikte, RANS denklemlerinin, özellikle Large Eddy Simülasyonu (LES) veya Doğrudan Numerik Simülasyon (DNS) gibi daha gelişmiş modelleme yaklaşımları gerektirebilecek kararsız ve yüksek türbülanslı akışları yakalamada sınırlamaları olduğunu belirtmek önemlidir.

Türbülanslı akışlar, hız, basınç gibi akış alanı parametrelerinin zamanla rastgele değiştiği kararsız bir rejim olarak karakterize edilir. Bu karmaşık akışların incelenmesi için Reynolds ayrıklaştırılması ve Favre ayrıklaştırması kullanılmaktadır. Bu çözüm için, bir a değişkeninin zaman ortalamalı değerinin $\tilde{a}$ ve dalgalanan bileşeninin a'' olarak gösterilirse bu değişken aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$a = \tilde{a} + a'' \quad (3.4)$$

Korunum denklemlerindeki akış parametrelerine, Reynolds ve Favre ayrıklaştırmaları uygulanırsa denklemler şöyle özetlenebilir:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left(\bar{\rho} \left(\tilde{e} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} \right) + \frac{\overline{\rho u_i'' u_i''}}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \tilde{u}_j \left(\tilde{h} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} + \tilde{u}_j \frac{\overline{\rho u_i'' u_i''}}{2} \right) \right) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tilde{u}_i (\tilde{\sigma}_{ij} - \overline{\rho u_i'' u_j''}) \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{q}_j - \overline{\rho u_j'' h''} + \overline{\sigma_{ij} u_i''} - \overline{\rho u_j'' \frac{u_i'' u_j''}{2}} \right) \end{aligned} \quad (3.7)$$

3.6 numaralı denklem, sıkıştırılabilir bir akış için Favre ayrıklaştırılması yapılmış Reynolds Ortalamaları Navier-Stokes (RANS) denklemini ifade etmektedir. Burada gerilme tensörü $\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i'' u_j''}$ olarak yazılabilir ve bu ifade Reynolds gerilme tensörü olarak adlandırılmaktadır. Reynolds gerilme tensörüyle birlikte momentumun korunumu denklemine 6 yeni bilinmeyen eklenmiştir.

3.1.3 Türbülansın modellenmesi

RANS denkleminin kapalı hale gelebilmesi, yani bilinmeyen sayısı kadar denklemin ortaya koyulabilmesi, Reynolds gerilme tensörünün modellenmesiyle mümkün olmaktadır. Bu modelleme türbülans denklemlerinin tanıtımıyla mümkün kılınmaktadır. RANS modellemesinde en yaygın kullanılan türbülans modelleri, her ikisi de türbülanslı viskozite modelleri olan k- ϵ modeli ve k- ω modelidir. Bu modeller, türbülanslı kinetik enerji (k), türbülanslı sönmülme oranı (ϵ) ve spesifik türbülans frekansı (ω) gibi türbülans büyüklükleri için ek denklemleri sunar. k- ϵ modeli türbülans viskozitesinin, türbülanslı kinetik enerji ve türbülans uzunluk ölçeğiyle orantılı olduğunu varsayarken; k- ω modeli spesifik dağılma oranına dayalı değişken bir türbülanslı viskozite kullanır. k- ω türbülans modelinin, duvar yakınındaki akış ayrılmalarını modellemede ve ters basınç gradyeninin yoğun olduğu akış problemlerinin çözümünde daha gerçekçi bir modelleme yaptığı bilindiği için bu tez çalışmasında k- ω türbülans modeli kullanılmıştır. k- ω türbülans modeliyle sisteme yeni denklemler tanıtılmıştır. Öncelikli olarak Reynolds gerilme tensörü şu şekilde ifade edilebilir:

$$-\overline{\rho u_i'' u_j''} = 2\mu_T S_{ij} - \frac{2}{3}\mu_T S_{kk}\delta_{ij} \quad (3.8)$$

Buna ek olarak k ve ω denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \\ = \frac{\alpha \omega}{k} \rho P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Bu denklemlerde α , β , σ_ω , σ_d , σ_k türbülans modelinin sabitleri olup P ise üretilen türbülans kinetik enerjisini temsil etmektedir ve şöyle ifade edilmektedir:

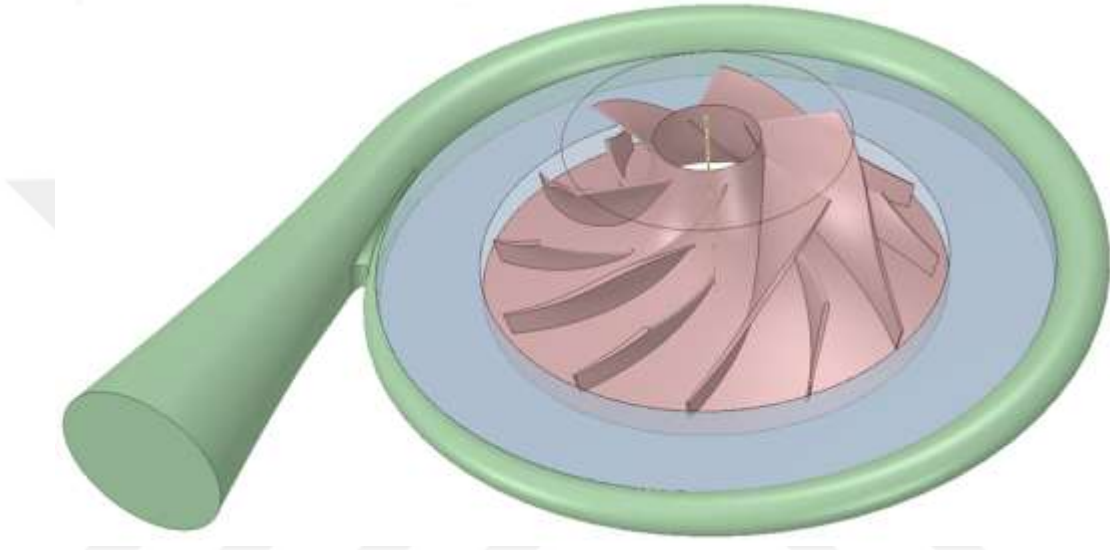
$$P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

3.2 3B HAD Modelinin Doğrulanması

Bu başlık altında, mevcut kompresör geometrisi üzerinde gerçekleştirilen HAD analiz koşulları anlatılmış olup kompresörün test verileri kullanılarak geliştirilen HAD analiz modelinin doğrulanması yapılmıştır.

3.2.1 Geometri ve test haritası

Optimizasyonu yapılacak olan kompresör geometrisi Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1 : Mevcut kompresör geometrisi.

Kompresör testlerinde, giriş ve çıkıştan sıcaklık ve basınç gibi ölçümleri doğru bir şekilde alabilmek ve akışın gelişmesini sağlamak için kompresörün önüne ve arkasına borulama yapılmaktadır. Bu sebeple, HAD analiz modelinin test modeliyle aynı olması adına kompresörün girişi ve çıkışı testteki geometriler kullanılarak uzatılmıştır.

Mevcut kompresör geometrisi, kanatsız bir difüzöre sahip olup 6 ana kanat ve 6 yardımcı kanattan oluşmaktadır ve kompresör kanatları ile kompresör muhafazası arası 0.5 mm’dir. Kompresörün geometrik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmektedir.

Çizelge 3.1 : Mevcut kompresörün geometrik özellikleri.

Parametre	Tanım	Birim	Değer
Difüzör Girişi Göbek & Uç Çapları	D_{d1h} & D_{d1t}	[mm]	80
Difüzör Çıkışı Göbek & Uç Çapları	D_{d2h} & D_{d2t}	[mm]	120
Difüzör Kanal Genişliği	l_{d1} & l_{d2}	[mm]	6
Rotor Kanat Sayısı (Ana/Yardımcı)	z	[-]	6/6

Rotor Yardımcı/Ana Kanat Uzunluğu	r_l	[-]	0.55
Kanat Ucu Boşluğu	d_{rr}	[mm]	0.5
Rotor Girişi Kanal Genişliği	l_{i1}	[mm]	17
Rotor Çıkışı Kanal Genişliği	l_{i2}	[mm]	6
Rotor Eksenel Uzunluğu	B	[mm]	33
Rotor Girişi Göbek Çapı	D_{i1h}	[mm]	20
Rotor Girişi Uç Çapı	D_{i1t}	[mm]	54
Rotor Çıkışı Göbek&Uç Çapı	D_{i2h} & D_{i2t}	[mm]	90
Rotor Girişi Kanat Açısı (Göbek/Uç)	β_1	[°]	55/10
Rotor Çıkışı Kanat Açısı (Göbek/Uç)	β_2	[°]	55

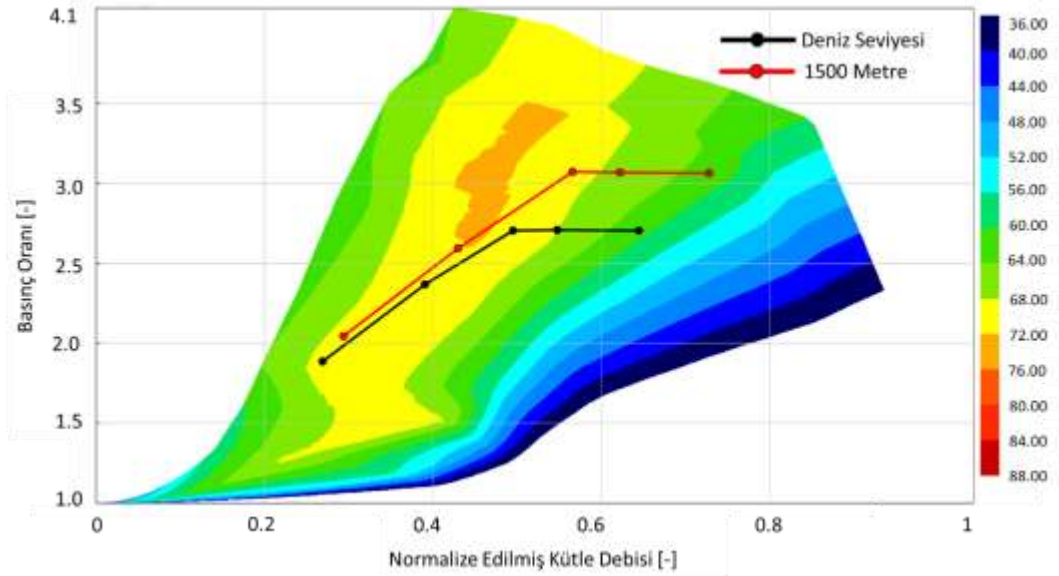
Mevcut kompresörün, literatürde yer alan parametrelere uyumluluğu Çizelge 3.2’de verilmektedir.

Çizelge 3.2 : Mevcut kompresörün literatür verileriyle karşılaştırılması.

Parametre	Tanım	Birim	Literatür Önerisi	Mevcut Kompresör
Kanat Sayısı	z	[-]	5-8	6
Rotor Trim	D_{i1t} / D_{i2t}	[-]	0,55-0,70	0,60
Giriş Çap Oranı	D_{i1h} / D_{i1t}	[-]	0.30-0.70	0.37
Kanat Ucu Boşluğu	d_{rr}	[mm]	0,3-0,4	0,5
Giriş Kanat Açısı	β_1	[°]	40-20	55/10
Çıkış Kanat Açısı	β_2	[°]	63-72	55
Difüzör Genişlik Oranı	l_{d2} / l_{d1}	[-]	1-1.33	1

Çizelge 3.2’deki karşılaştırma göz önüne alındığında, kompresör kanadına ait giriş ve çıkış açılarının, kanat ucu boşluğunun literatürde önerilen değerlerin dışında olduğu; difüzör genişlik oranının ise sınır değerinde olduğu görülmektedir.

Analizi yapılan kompresöre ait performans haritası tedarikçi firma tarafından yapılan testlerle oluşturulmuştur. Kompresörün performans haritası Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2 : Mevcut kompresörün haritası.

Kompresör haritasında, motorun tam yük koşulu ve farklı motor devir sayılarındaki çalışma noktaları deniz seviyesi ve 1500 metre rakım koşullarında işaretlenmiştir. Proje gizliliği açısından haritanın x eksenini normalize edilerek verilmiştir.

3.2.2 Çözüm ağı

Oluşturulan çözüm ağı, eleman, tipi ve sayısı, y+ gibi bilgiler bu başlıkta verilecektir.

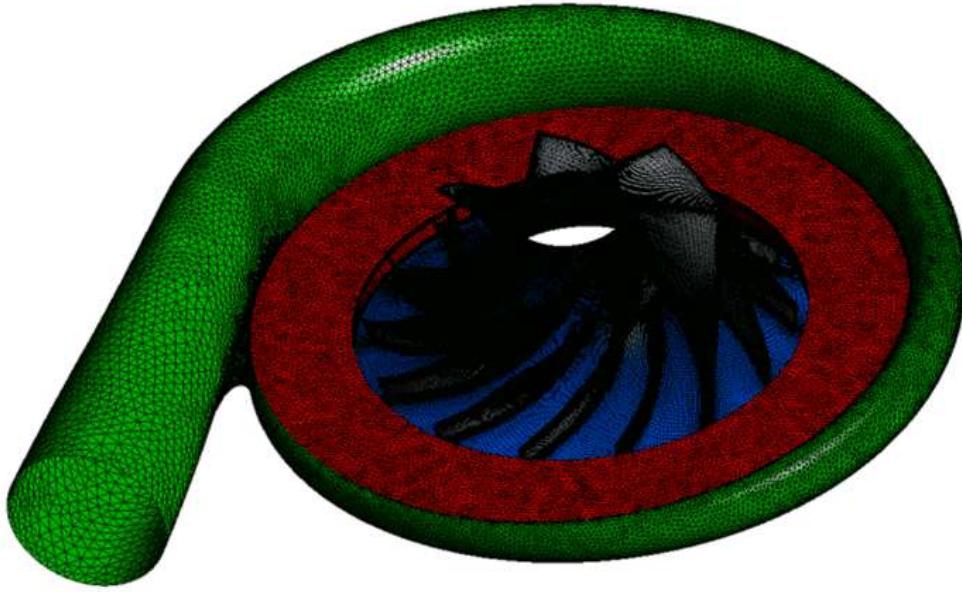
Rotor, salyangoz ve difüzör geometrilerine ek olarak giriş ve çıkışa uzatma geometrileri çizilmektedir. Bunun sebebi akışın gelişmesine izin vermektir.

Rotor geometrisinin çözüm ağı, turbomakinelere hegzal çözüm ağı oluşturmayı sağlayan Turbogrid yazılımında oluşturulmuştur. Salyangoz, difüzör ve uzatma borularının çözüm ağları ise ANSYS Meshing’de tetra olarak oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağına ait kalite değerleri Çizelge 3.3’de verilmektedir.

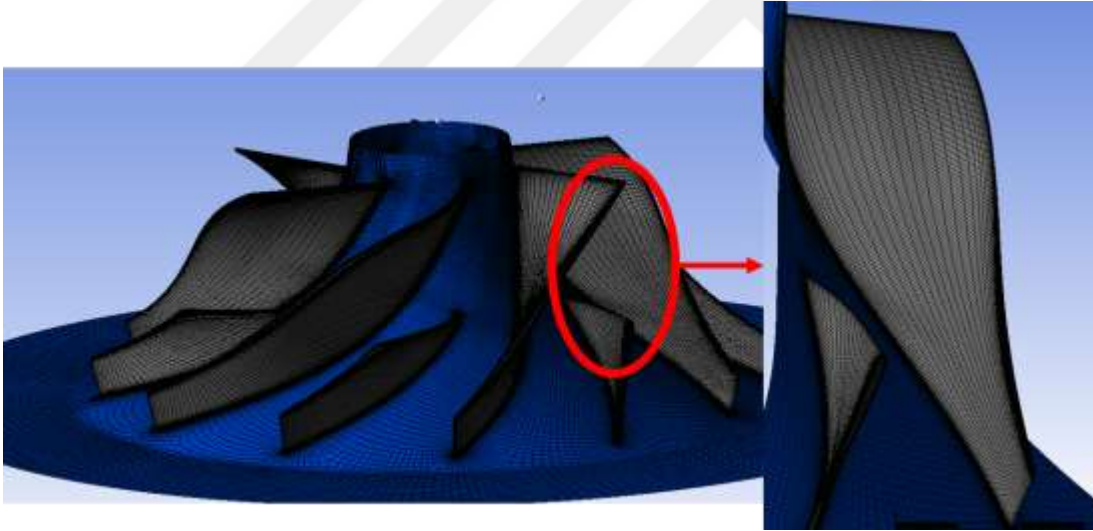
Çizelge 3.3 : Çözüm ağı kalite değerleri.

Parametre	Değer	Limit
Eleman Sayısı	2.5m	-
Maksimum En/Boy Oranı	450	<1000
Çarpıklık (skewness)	0.81	<0.9
Minimum Yüzey Açısı	17.3	>15
Maksimum Yüzey Açısı	162	<165

Kompresör için oluşturulan çözüm ağı Şekil 3.3'te gösterilmektedir. Ayrıca rotor için oluşturulan hegz çözüm ağı ise Şekil 3.4'te gösterilmektedir



Şekil 3.3 : Mevcut kompresörün çözüm ağı.



Şekil 3.4 : Mevcut rotorun yüzey çözüm ağı.

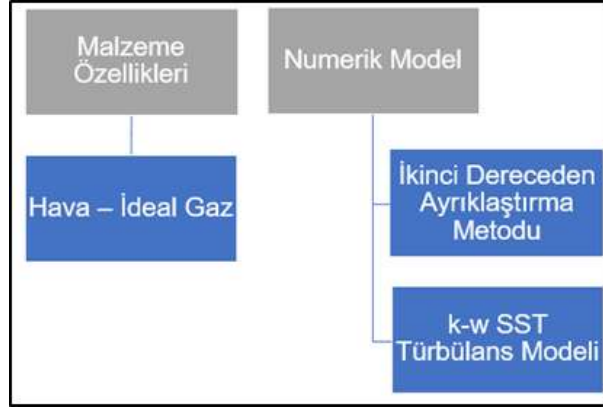
3.2.3 Analiz modeli oluşturulması

Türbülans modellemesi, mühendislik akışlarının HAD simülasyonlarındaki en önemli belirsizlik kaynaklarından biridir. Türbülans, klasik fizikteki en karmaşık olgu olduğu için bu şaşırtıcı değildir. Türbülanslı akışlar, incelenen akış alanı boyutunun genellikle metre mertebesinde olduğu, türbülans girdaplarının ise yüksek Reynolds sayılı akışlar için 10^{-7} metre mertebesinde olduğu çok ölçekli bir problemdir. Bu nedenle

türbülansın Doğrudan Sayısal Simülasyonu (DNS) çok küçük akış alanları ve düşük Reynolds sayıları ile sınırlıdır. Büyük Girdap Simülasyonu (LES) ve Ayrılmış Girdap Simülasyonu (DES) ile ölçeğin daraltılması bile çoğu akış simülasyonu için, özellikle de sanayiye hizmet eden işlerde analiz yükünü zaman efektif kılmamaktadır. Bu ikileme pratik bir çözüm Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri kavramıyla sunulmaktadır. Bu modellemede, türbülans yapılarını zaman ve uzayda çözmek ve ardından istenen çözümün ortalamasını almak yerine, denklemlerin önce ortalaması alınır ve çözülür. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) modelleri ailesi, türbülans alanındaki en geniş ailedir. Bu modeller türbülans denklemlerini viskozite terimlerini kullanarak çözmeye çalışır. RANS modelleri içerisinde en sık kullanılan temel iki model k-epsilon ve k-omega modelleridir. Bunlar ek olarak özellikle havacılık ve uzay endüstrisinde popülerlik kazanmış bir RANS çeşidi de SST k-omega modelidir. Bu model, ayrılma ve yeniden birleşmeyi k-epsilon ve standart k-omega'dan daha iyi tahmin etme kabiliyeti nedeniyle bu popülerliği kazanmıştır. SST k-omega modeli, orijinal k-omega modelinin bir uzantısıdır ve temel modelin serbest akış türbülans seviyelerine duyarlılık gibi bazı özel eksikliklerini giderir. SST modeli, k-epsilon ve k-omega modellerinin iyi taraflarını birleştirmektedir. SST k-omega, duvar mesafesine dayalı bir harmanlama fonksiyonu kullanarak, duvar mesafesini bir parametre olarak kullanır ve uzak alanda k-epsilon ve hedef geometrinin yakınında k-omega gibi çalışır. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda, bu tez kapsamında SST k-omega türbülans modeli kullanılmıştır.

Çözüm alırken öncelikle 1. dereceden ayrıklaştırma kullanılmış, belirli bir yakınsama elde edildikten sonra daha doğru bir çözüm elde etmek adına 2. dereceden ayrıklaştırma metoduna geçiş yapılmıştır. HAD modellemesinde, zaman efektif çözüm sunan zamandan bağımsız çözücü kullanılmıştır.

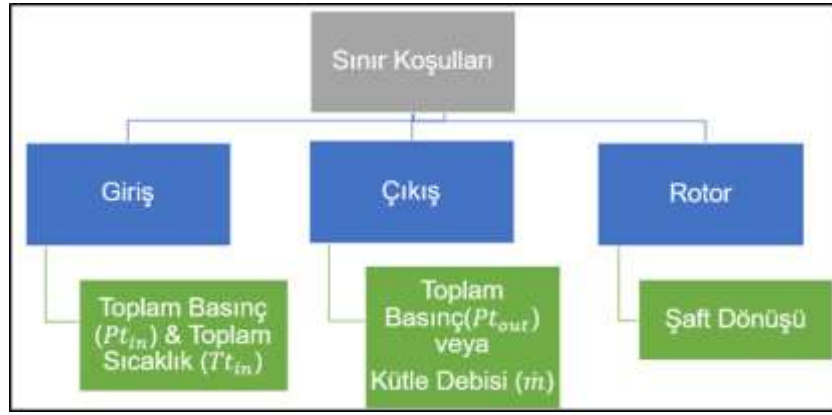
Model kuruluma ait bir şema Şekil 3.5'te gösterilmektedir.



Şekil 3.5 : HAD analizi model kurulumu

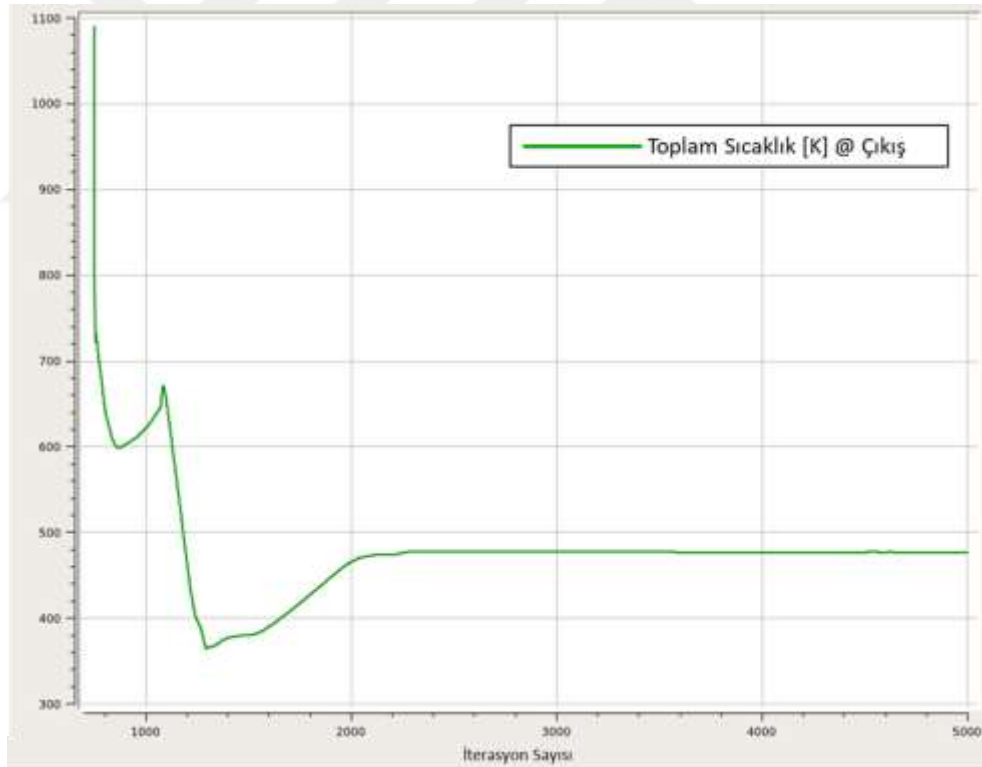
3.2.3.1 Sınır koşulları ve arayüz modellenmesi

Sınır koşulları atanırken, hem kompresör testlerinde kullanılan prosedür, hem de literatürde kompresör modellemesi hakkında bilgiler göz önünde bulundurulmuştur. Bu kapsamda girişte toplam basınç ve toplam sıcaklık sınır şartları, çıkışta ise kütle debisi sınır şartı kullanılmıştır. Çıkış sınır koşulu olarak, bazı analizlerde toplam basınç da kullanılabilmektedir. Buna ek olarak, giriş borusu-rotor, rotor-difüzör geçişlerinde döner bölge-sabit bölge geçişi olduğu için bu arayüzlerin modellenmesi gerekmektedir. Arayüz modellemesinde, arayüzlerin birebir oturduğu analiz tiplerinde frozen rotor arayüz tipi, bir arayüzün diğer arayüzden daha büyük olduğu analiz tiplerinde ise mixing plane arayüz tipinin çoğunlukla kullanıldığı görülmektedir. Buna ek olarak, frozen rotor arayüz tipi, mixing plane tipine göre test verilerini yakalamada daha iyi olduğu bilinmektedir (Tosto, 2018). Bu sebeple bu çalışmada tam modellemenin yapıldığı analizlerde frozen rotor arayüz tipi kullanılmıştır. Sektör modelleme yapılan analizlerde ise arayüzdeki boyut farklılıkları sebebiyle mixing plane arayüz tipi terchi edilmiştir. Son olarak kompresör kanatlarının dönüşünü modellemek adına, kompresörün rotor bölgesine açılal hız tanımlaması yapılmıştır. Modellemede kullanılan sınır şartları Şekil 3.6 gösterilmektedir.



Şekil 3.6 : HAD analizi sınır şartları.

Gerçekleştirilen HAD analizlerinin yakınsama koşulu olarak HAD denklemleri artık değerlerinin 10^{-5} 'in altında olması göz önünde bulundurulmuştur. Buna ek olarak iterasyonlara bağlı olarak HAD çıktı parametreleri grafik olarak çizdirilmiş ve verim gibi çıktı parametrelerinin iterasyonlara bağlı değişmemesi yakınsama koşuluna eklenmiştir. Örnek bir yakınsama grafiği Şekil 3.7'de gösterilmektedir.

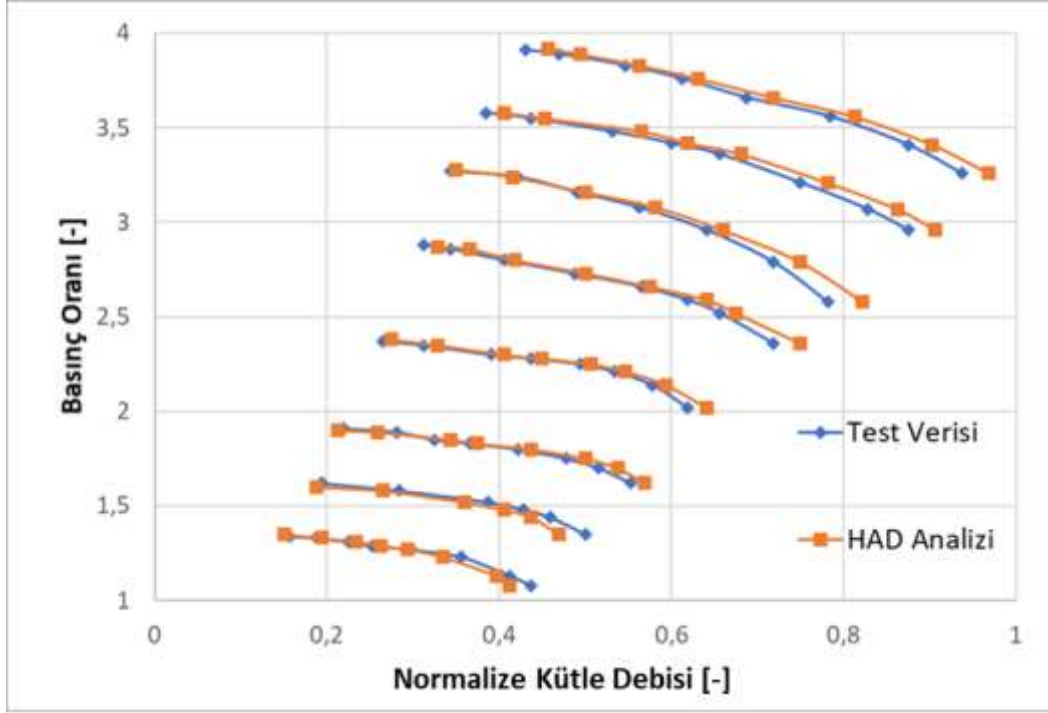


Şekil 3.7 : HAD analizi örnek yakınsama grafiği.

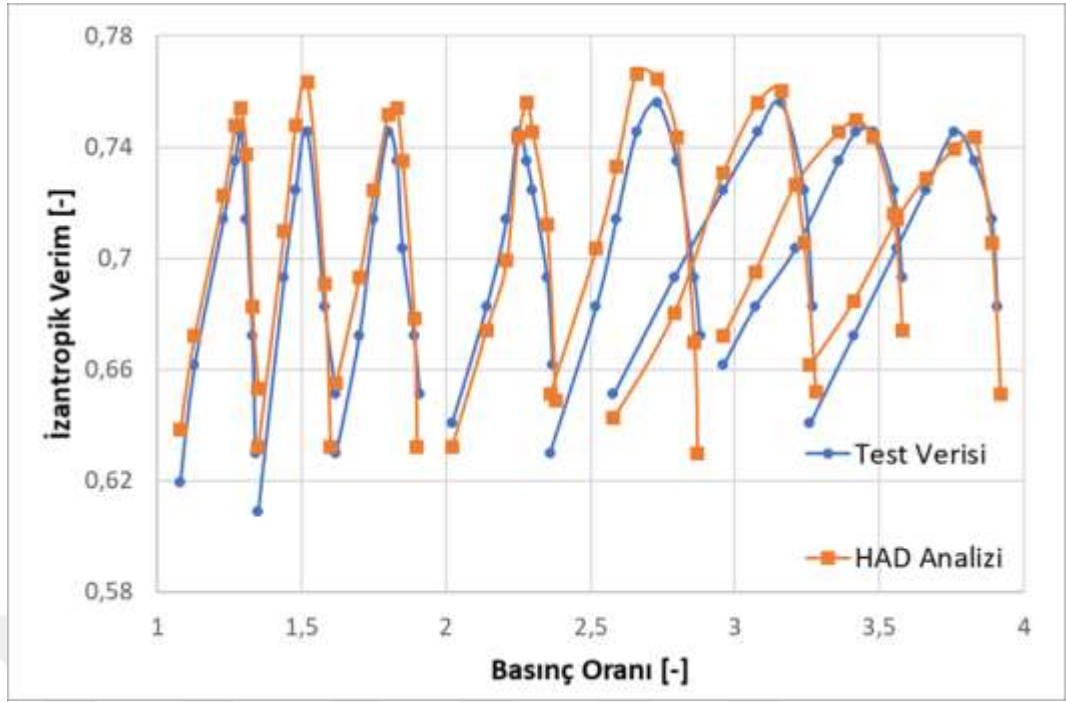
3.2.4 HAD analizi sonuçları ve test ile karşılaştırma

Tedarikçi tarafından paylaşılan kompresör haritası, 8 farklı hız çizgisindeki 61 farklı noktadan oluşmaktadır. Bu 61 farklı noktanın HAD analizi gerçekleştirilmiştir ve

HAD analizleriyle performans haritası ortaya koyulmuştur. HAD analizlerinde, hız çizgilerinin ortalarında ve boğulma bölgelerinde kalan çalışma koşullarında, toplam basınç çıkış sınır koşulu kullanılırken haritanın sol tarafında yani dalgalanma bölümünü temsil eden çalışma koşulları kütle debisi çıkış sınır şartı kullanılmıştır. Tüm analizlerde testlerde kullanılan toplam basınç giriş sınır şartı kullanılmıştır. Kompresöre ait test ve HAD analiz sonuçlarına ait normalize kütle debisi-basınç oranı ve basınç oranı-verim grafikleri sırasıyla Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’da gösterilmektedir



Şekil 3.8 : HAD analizi ve test sonuçları karşılaştırması 1.



Şekil 3.9 : HAD analizi ve test sonuçları karşılaştırması 2.

HAD analizleri ve test verileri incelendiğinde, ortalama %2 mertebesinde farkların olduğu gözlemlenmiştir. Her iki grafikte de hataların en fazla boğulma ve dalgalanma bölgelerinde ortaya çıktığı görülmektedir. Bu bölgeler, zamana bağlı girdap şiddetinin en fazla değiştiği ve stabilliğe en uzak bölgelerdir. HAD analizleri zamandan bağımsız gerçekleştirildiği için en fazla %6 mertebesinde ortaya çıkan hatalar analizlerin zamana bağlı koşmamasından kaynaklıdır. Motorun hem deniz seviyesi hem de 1500 metre rakım koşulunda kompresör haritası üzerinde çalışma noktaları Şekil 3.2’de gösterildiği üzere motorun haritanın dalgalanma ve boğulma bölgelerine uzak noktalarda çalıştığı görülmektedir. Bu sebeple bu bölgelerdeki HAD analizi hatalarını indirmek adıma daha yüksek işlem gücü gerektiren zamana bağlı analizlerin gerçekleştirilmemesine karar verilmiştir.

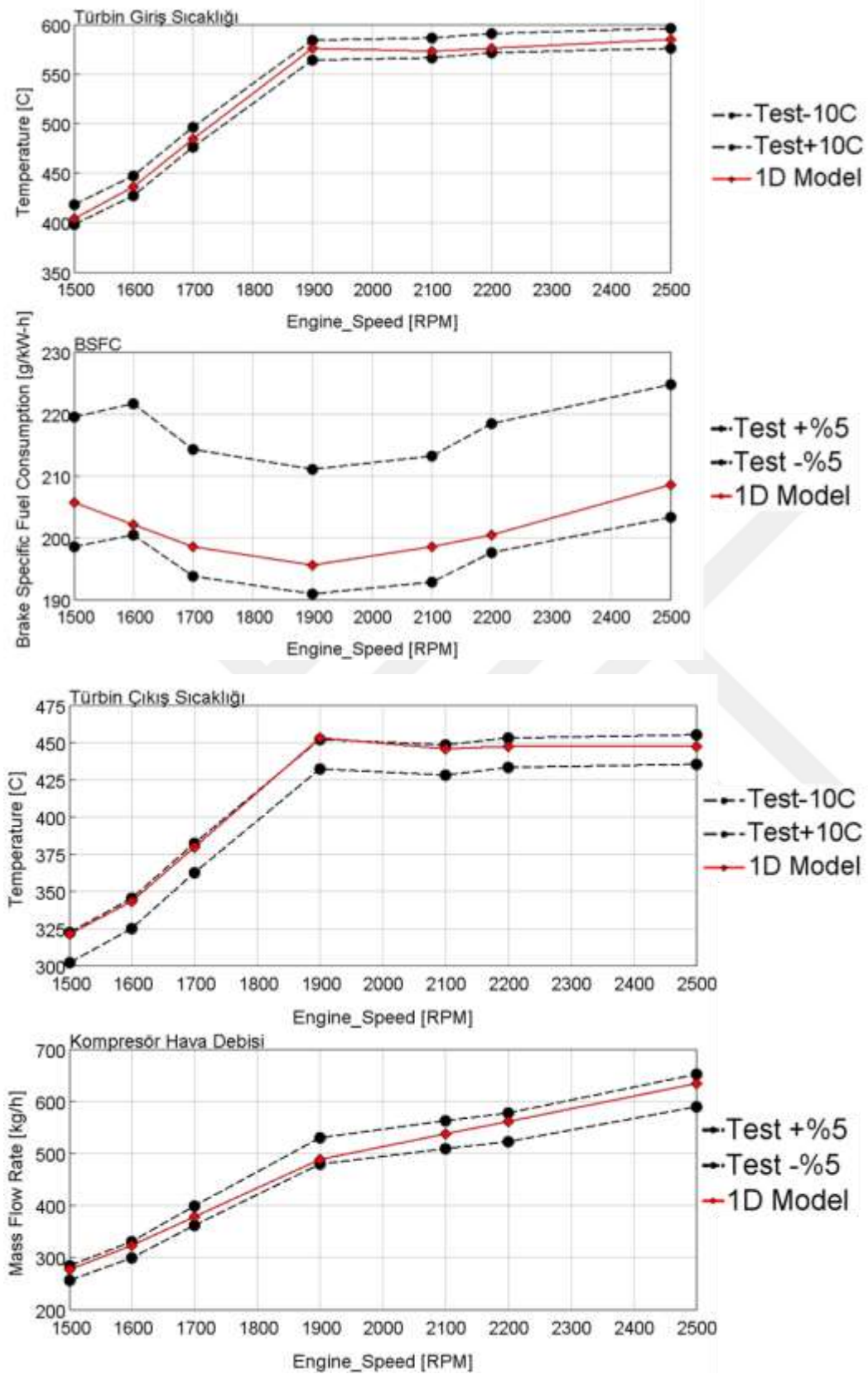
3.3 Dizel Motorun 1 Boyutlu Motor Modeli

Mevcut kompresör komponenti halihazırda bir dizel motorunun üzerinde çalışmaktadır. Bu içten yanmalı motor, dinamometreye bağlanarak testleri yapılmıştır. Bu test verileri kullanılarak tüm motorun GT-Suite yazılımında 1 boyutlu olarak modellendiği analiz modeli doğrulanmıştır. Bu başlık altında, motora ait 1 boyutlu motor modeli paylaşılacak, ardından türbin giriş ve çıkış sıcaklıkları, motor hava

kalibrasyon motorun dinamometre testlerinden alınan veriler kullanılarak yapılır. Modellemede kullanılan başlıca kalibrasyon araçları şöyledir:

- Sıcaklık Kalibrasyonu → Komponentlerin ısı transfer çarpanı ve taşınım katsayıları
- Basınç Düşüşü Kalibrasyonu → Komponentlerin sürtünme katsayısı çarpanı
- Silindir İçi Basınç ve Yanma Verimi Kalibrasyonu → 4 farklı yanma parametresi
- Hava Debisi ve Turboşarj Sıcaklık Kalibrasyonu → Kompresör ve türbin debi katsayıları ve verim katsayıları

Bu araçlar en yaygın olarak kullanılan araçlar olmakla birlikte bunlar gibi çok fazla kalibrasyon aracı kullanılabilmektedir. Dizel motor üzerinde gerçekleştirilen dinamometre testleri sonrasında motora ait 1 boyutlu model kalibre edilmiştir. Kalibrasyon sonrası test verisi ve 1 boyutlu motor performansı analiz sonuçlarına ait karşılaştırma Şekil 3.11’de gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Dinamometre testleri – 1 boyutlu model sonuçları karşılaştırması.

Bu motor modeli kurulurken, motora ait tüm komponentler 1 boyutlu

Şekil 3.11’den görülebileceği üzere, test sonuçları belirli bir hata payına izin verilecek şekilde çizdirilmiştir. İncelenen tüm performans parametreleri, 1 boyutlu motor modelinde bu hata payının içerisinde tahmin edilebilmiştir. Böylelikle kurulan motor modelinin kalibre edildiği gösterilmiştir.

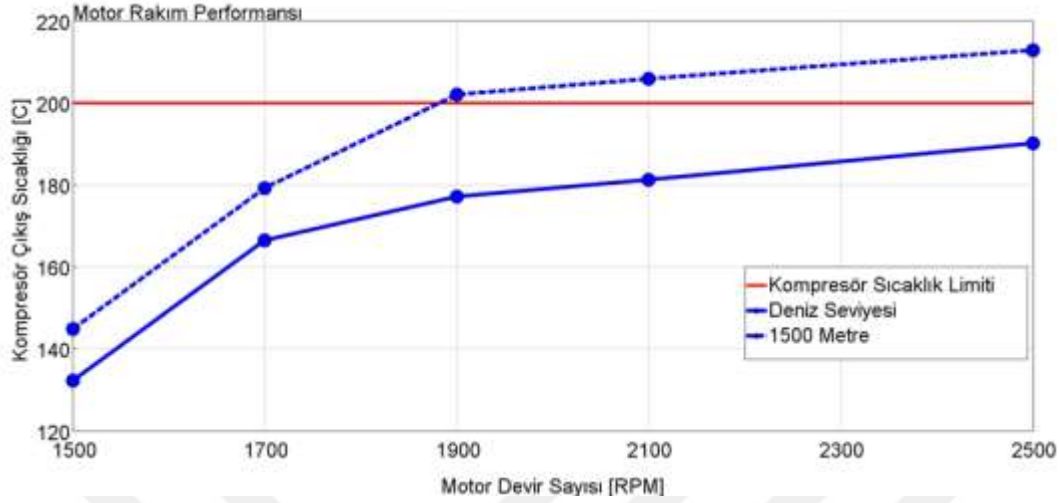
3.3.3 Motorun rakım performansı

Analizi gerçekleştirilen motorun, 1500 metre rakım ve 35 °C sıcaklık koşullarında çalışma isteri bulunmaktadır. Deniz seviyesinde testi gerçekleştirilen motor, 1 boyutlu motor modelinde kalibre edilmiştir. Daha sonrasında motorun rakım performansı incelenmesi adına motor modelindeki atmosfer şartları, motorun rakım isterleriyle değiştirilmiştir.

Atmosferik koşullara göre kompresörün çalışma performansı da değişmektedir. Motorda kullanılan turboşarj sisteminde, kompresör çıkışında hedeflenen basıncı elde etmek adına literatürde wastegate olarak bilinen egzoz tahliye kapağı bulunur. Temel olarak çalışma prensibi şöyledir: Egzoz tahliye kapağı türbin girişinde bulunmaktadır. Bu tahliye hattı, kompresörün hedeflenen çıkış basıncını sağlaması için gerekli güçten fazla egzoz gazı enerjisi olması durumunda, fazlalık egzoz gazlarının tahliyesinde kullanılmaktadır. Kompresör çıkışına bir yay bağlanır ve basınç kuvveti hedeflenen değere ulaştığında yay aktive edilir. Yayın aktivasyonu tahliye kapağını açar ve fazlalık enerji türbine girmeden tahliye edilir. Motor kalibrasyonları, bu hedeflenen kompresör çıkış basıncına göre yapılmaktadır. Bir diğer deyişle, kompresör sabit bir basınç hedefine göre çalışmaktadır. Ancak operasyonel olarak rakım arttığında kompresör girişindeki basınç düşmekte ve basınç hedefi sabit olduğu için kompresörün basınç oranı artmaktadır. Basınç oranının artması, izantropik ilişki göz önüne alındığında kompresör çıkış sıcaklıklarını da arttırmakta; ancak malzeme teknolojisi sebebiyle belirli bir sıcaklıktan sonra kompresör mekanik zarara uğramaktadır. Bu limit sıcaklık değerine ulaşıncaya, malzemenin zarara uğramaması için kompresörün basınç oranı daha fazla arttırılmaz ve silindirlere alınan hava sınırlandırılır. Havanın azalmasıyla birlikte silindirlere enjekte edilen yakıt miktarı da azaltmak zorunda kalınır ve motor bu rakım seviyesinden daha yükseklerde deniz seviyesinden daha az güç üretir.

Mevcut kompresörün, istenilen rakım seviyesinde sıcaklık limitlerine ulaşım sağlamadığı incelenmiştir. Kompresörün çıkış sıcaklıkları hem deniz seviyesinde hem

de 1500 metre rakım seviyesinde kompresör sıcaklık limitiyle birlikte Şekil 3.12’de verilmektedir.



Şekil 3.12 : Mevcut kompresör - kompresör çıkış sıcaklığı.

Şekil 3.12’den görülebileceği üzere, motorun isterlerinde bulunan 1500 metre 35 °C koşullarında kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör malzemesinin operasyonel çalışma limiti olan 200 °C’yi, 1900 RPM üstü çalışma devirlerinde aşmaktadır. Böylelikle bu kompresör kullanılarak motorun rakım isterleri sağlanamamaktadır.

Motorun istenilen rakım performansını sağlaması için kompresör çıkış sıcaklıklarının rakım seviyesi analizlerde düşmesi gerekmektedir. İzantropik verim ilişkisi göz önüne alındığında, bunun kompresör veriminin artırılmasıyla mümkün olabileceği görülmektedir.

4. KOMPRESÖR OPTİMİZASYONU

Bu başlık altında mevcut kompresörün, rakım performansının iyileştirilmesi adına yapılan optimizasyon çalışması anlatılmıştır.

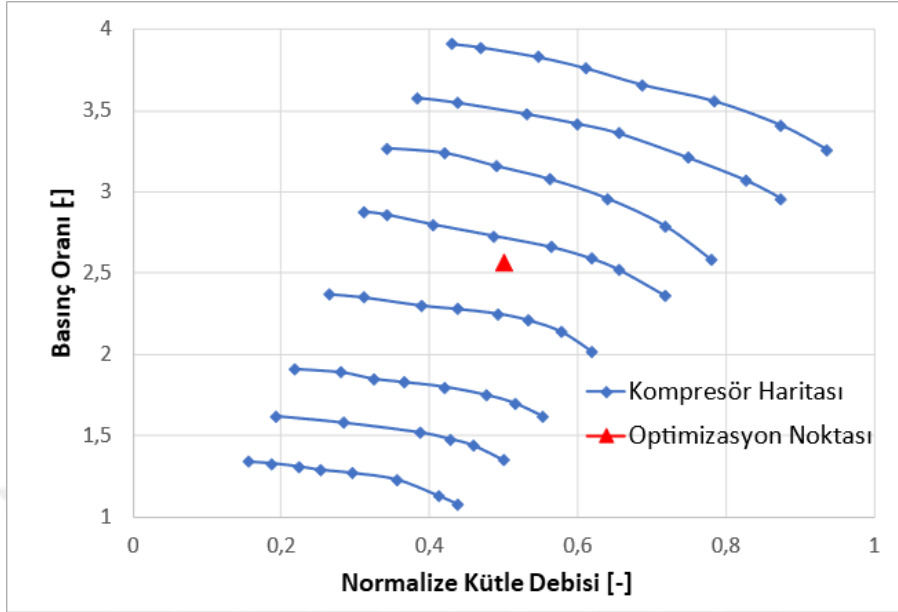
Öncelikli olarak yapılan optimizasyon çalışmasında kurulan şema ve kurulan model anlatılmıştır. Daha sonrasında, mevcut kompresör performansında iyileştirme yapılabilmesi için gerekli tasarım parametreleri, literatür çalışmalarında önerilen değerleriyle birlikte ortaya koyulmuştur. Bu tasarım parametreleri, kurulan optimizasyon modelinde alt ve üst değerlerle limitlenmiştir. Kurulan model doğrultusunda optimum tasarım elde edilmiştir ve optimum tasarıma ait geometrik parametreler ve performans parametreleri ortaya koyulmuştur.

4.1 Kurulan Optimizasyon Şeması

Bölüm 3.3.3'ten görüldüğü üzere mevcut kompresörün çalıştığı verim değerleri, motorun 1500 metre ve 35 °C'de çalışma isterlerini karşılamamaktadır. Kompresör çıkış sıcaklığı, belirtilen rakım koşullarında limit malzeme sıcaklığının üstüne çıkmaktadır. İsterin karşılanması adına kompresör geometrisinin optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması HEEDS yazılım aracı kullanılarak ve SHERPA algoritmasıyla gerçekleştirilmiştir. Öncelikli olarak kompresör rotoru ve difüzörü, tasarım yazılımında literatür çalışması göz önünde bulundurularak parametrize edilmiştir. Optimize edilecek kompresör, yine aynı motorda kullanılacaktır. Bu motorun paketleme hacimleri belli olduğu için kompresörün en dış çap değeri sabit tutularak parametrikleştirilmemiştir.

Optimizasyon çalışmasının, kompresörün tüm çalışma noktalarında yapılması zaman ve gereken bilgisayar yükü olarak mümkün değildir. Bu sebeple kompresör haritasında, motorun operasyonel konseptine göre en çok operasyon yapacağı maksimum tork noktasına karşılık gelen çalışma noktası optimizasyon yapılan çalışma koşulları olarak seçilmiştir. Bu noktadaki çalışma koşulları GT-Suite 1 boyutlu motor

modelinden alınmıştır. Seçilen optimizasyon noktası harita üzerinde Şekil 4.1’de gösterilmektedir.



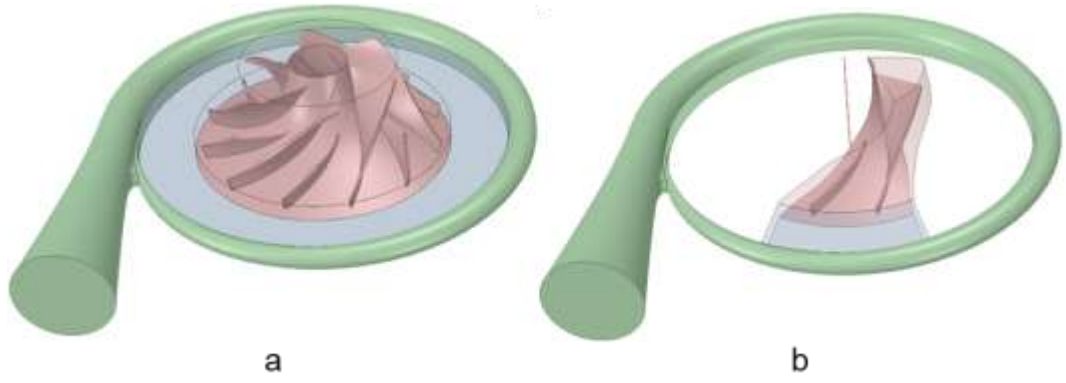
Şekil 4.1 : Kompresör haritası üzerinde seçilen optimizasyon noktası.

Seçilen optimizasyon noktasına ait çalışma koşulları Çizelge 4.1’de verilmektedir.

Çizelge 4.1 : Optimizasyon noktası çalışma koşulları.

Parametre	Birim	Değer
Normalize Kütle Debisi	[-]	0.5
Şaft Devir Sayısı	[RPM]	125000
Kompresör Giriş Sıcaklığı	[K]	300
Kompresör Basınç Oranı	[-]	2.57

Optimizasyon çalışması kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde rotor ve difüzör geometrilerinde sektör modelleme kullanılmıştır. Sektör modelleme, tek bir kanat akış alanının modellendiği analiz tiplerinden birisidir. Yapılan modellemede salyangoz geometrisi sektör modellemeye uygun olmadığı için tam olarak modellenmiştir. Sektör modelleme ve tam modelleme arasındaki analiz sonuçları incelendiğinde verimde %1, basınç oranında %2 fark görülmüştür. Ancak toplam çözüm ağı sayısı 2.5 milyondan 700 bine düşmüştür. Bu da her bir tasarım noktasında çözümü yaklaşık üçte birine düşürdüğü için optimizasyon HAD modeli olarak sektör modelleme tercih edilmiştir. Tam modelleme ve sektör modellemeye ait modeller Şekil 4.2’de gösterilmektedir.



Şekil 4.2 : Kompresöre ait tam modelleme (a) ve sektör modelleme (b) geometrileri.

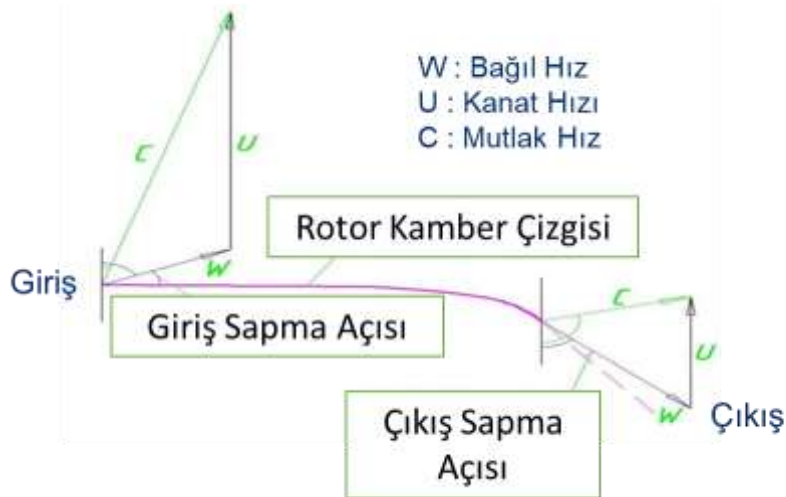
4.2 Optimizasyon Giriş ve Çıkış Parametreleri

4.2.1 Giriş parametreleri

Kurulan optimizasyon modelinde, performansa etkisi en çok olan parametreler bu başlık altında incelenmiş olup giriş parametresi olarak kullanılmıştır.

4.2.1.1 Giriş kanat açısı

Kompresör tasarımında en önemli parametrelerden ilki kompresör girişindeki kanat açısıdır. Giriş kanat açısı, kompresörün girişindeki sapma açısını belirlemektedir. Sapma açısını anlamak adına Şekil 4.3'te kanadın bir kesitindeki bir hız üçgeni gösterilmektedir.



Şekil 4.3 : Kanadın bir kesitindeki hız üçgeni ve sapma açıları.

Hız üçgeninden görülebileceği üzere, bir kesitteki giriş/çıkış sapma açısı, kanadın o kesitindeki metal açısıyla gelen/giden akış açısı arasındaki farka eşittir.

Kompresörlerin gelen akışı düzgün bir şekilde ayrılmadan yakalayabilmesi adına girişteki sapma açısını düşük olması gerekmektedir. Kanadın sapma açısı arttıkça kanattaki akış ayrılması artmakta, böylelikle kanat profil kayıpları artarak kompresör verimini düşürmektedir. Verimdeki düşüşe ek olarak yeterince yanlış tasarlanan bir kanatta, akıştaki ayrılmalar komşu kanada varacak kadar büyüyebilir. Bu da kompresörde dalgalanmayı başlatabilir (Koçak,1998). Korpela'ya göre (2011), kompresör girişindeki sapma açısı -4 ile -6 arasında olacak şekilde giriş kanat açıları tasarlanmalıdır.

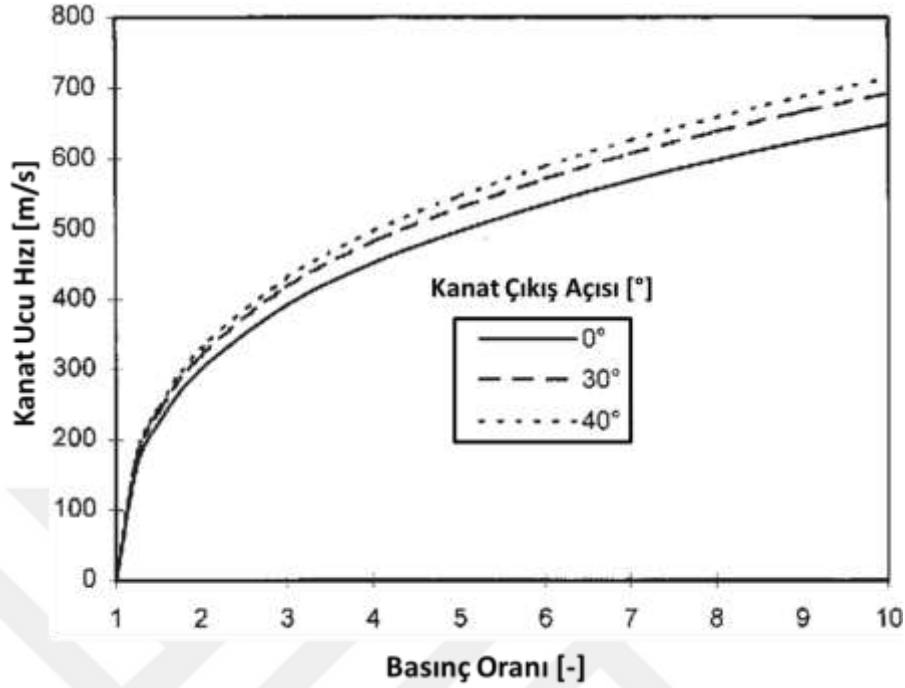
Kompresör kanadı girişinde, göbekten kanat ucuna kadar yarıçaplar değişmektedir. Bu kesitlerdeki yarıçapların değişmesi kanadın o kesitteki kanat hızını değiştirmekte, bu da kanadın akışı düşük bir sapmayla yakalayabilmesi adına kanat açılarının kökten uca değişmesi gerektiğini göstermektedir. Bu sebeple bu çalışma kapsamında, giriş kanat açısı kök ve kanat ucu için ayrı ayrı parametrize edilmiş ve 2 farklı giriş parametresi olarak optimizasyon kurgusunda yerini almıştır.

4.2.1.2 Çıkış kanat açısı

Kompresör tasarımında bir diğer önemli parametre de kanat çıkışındaki açıdır. Çıkış kanat açısı tasarımında, giriş kanat açısı tasarımında olduğu gibi kanattaki sapma açısıdır. Kompresör tasarımı, çıkıştaki sapma açısını minimize edecek şekilde tasarlanmalıdır. Böylelikle profil kayıpları minimize edilebilir. Literatürde direk olarak kompresör çıkışındaki kanat açısı için optimum değer sağlanması yerine dolaylı olarak öneriler yapılmıştır. Karlsson'a göre (2018), kompresör çıkış açısı 63° ile 72° arasında olduğu durumda maksimum kompresör verimlerine ulaşılmaktadır. Bu çıkış açısını sağlayacak şekilde kanat çıkış açıları kullanılmalıdır. Kompresör çıkışındaki optimum kanat açısı aralığı bulunması adına kanadın çıkışındaki hız üçgeninden yararlanılmalıdır.

Kanat çıkış açısı tasarımında bir diğer önemli faktör de kanattan ayrılıp difüzöre giden akışın enerji kontrolüdür. Kompresör çıkış açısının artması, difüzöre giden akışın hızlarının düşmesini sağlamaktadır. Düşük hızlar düşük akış kayıpları yaratacağı için böylelikle difüzördeki kayıplar azalacaktır. Ancak çıkış kanat açısının artması, kompresörün kanat ucu hızını da arttırmaktadır. Bu da kompresör kanadında oluşan gerilme değerlerini arttıracığı için çıkış kanat açısında optimum bir aralık seçilmelidir

(Whitfield, 1990). Kompresör kanat açısına bağlı olarak kanatta ucunda oluşan hızlara ait grafik Şekil 4.4'te gösterilmektedir.



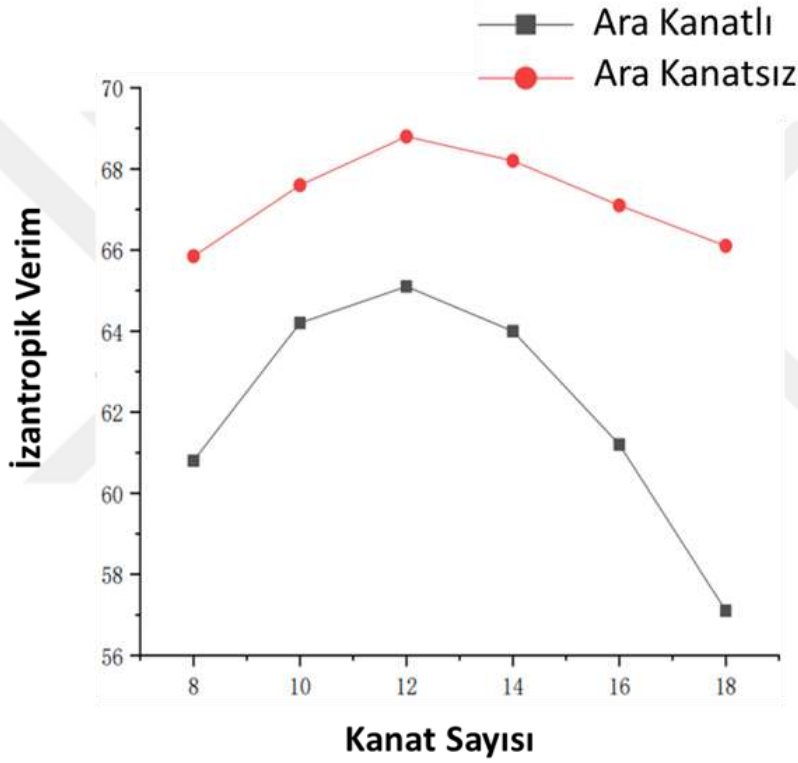
Şekil 4.4 : Kanat çıkış açısına göre basınç oranı - kanat ucu hızı grafiği (Came ve Robinson, 1998).

Kompresör girişinden farklı olarak, kompresör çıkışında göbekten kanat ucuna kadar yarıçap değeri değişmemektedir. Böylelikle hız üçgenindeki çevresel hız bileşeni her bir kesitte sabit kalmaktadır. Bu sebeple, kanat girişi tasarımından farklı olarak kanat çıkışı tasarımında kökten uca kadar sabit bir açı değeri kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında kanat çıkış açısının alt ve üst limit değerleri, literatürle uyumlu olacak şekilde hız üçgeni kullanılarak belirlenmiştir.

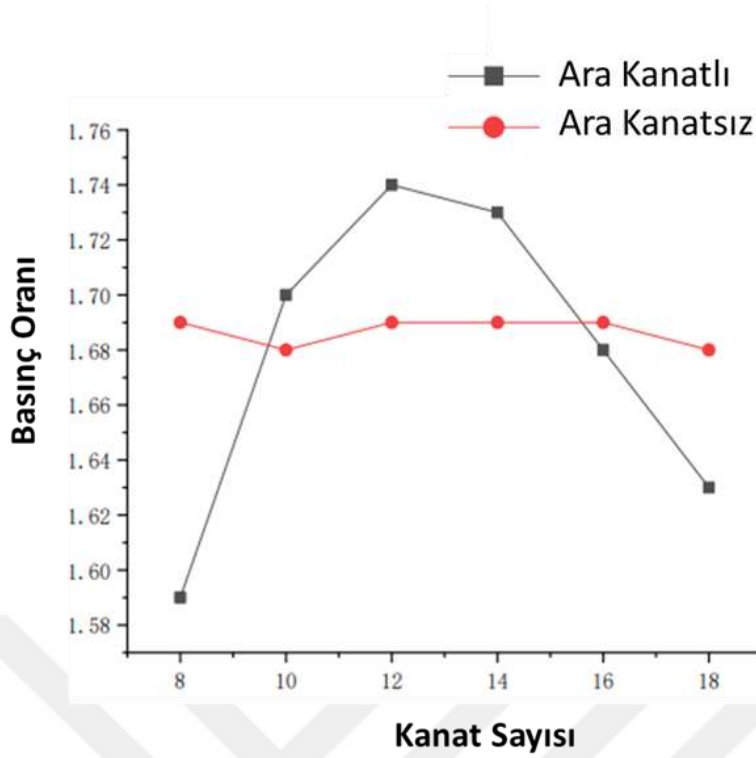
4.2.1.3 Kanat sayısı

Santrifüj kompresör tasarımında, bir diğer kritik tasarım parametresi kompresörde kullanılan kanat sayısıdır. Güncel uygulamalarda, kompresörün bir yandan istenilen basınca ulaşmasını sağlayan, diğer yandan da kompresörde boğaz alanını genişleterek boğulmasını geciktiren ara kanat kullanımı yaygındır (Malik ve Zheng, 2018). Kompresörlerde kanat sayısı arttıkça elde edilen basınç oranı artmaktadır. Ancak kanat sayısının artması özellikle yüksek giriş sapma açısına sahip tasarımlarda kanat girişinde tıkanmalara sebep olmakta, böylelikle kompresörün dalgalanma çizgisine yaklaşmasına sebep olmaktadır.

Xu ve diğ. çalışmasında (2020), farklı kanat sayısı kullanmanın kompresör verimine ve basınç oranına etkisini incelemiştir. Buna ek olarak ara kanat kullanımının kompresör performansına etkisi incelenmiş ve ara kanatlı kompresörle ara kanatsız kompresörün performans verileri karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmada toplam kanat sayısı 8 ile 20 arasında olacak şekilde ara kanatlı ve ara kanatsız tasarımlar yapılmış, bu tasarımların kompresör performansına etkisi incelenmiştir. Çalışma kapsamında kanat sayısının ara kanatlı ve ara kanatsız kompresörlerde verime ve basınç oranına etkileri sırasıyla Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da verilmektedir.



Şekil 4.5 : Kanat sayısının verime etkisi (Xu ve diğ., 2020).

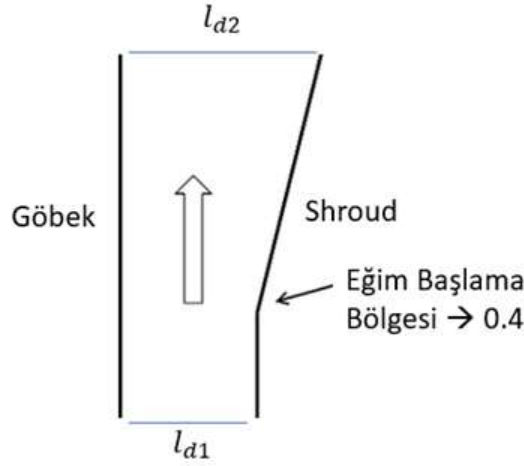


Şekil 4.6 : Kanat sayısının basınç oranına etkisi (Xu ve diğ., 2020).

Bu tez kapsamında literatür bilgileri göz önünde bulundurularak, ara kanatla birlikte toplam kanat sayısı 10 ile 16 arasında olacak şekilde tasarımlar incelenmiştir.

4.2.1.4 Difüzör genişlik oranı

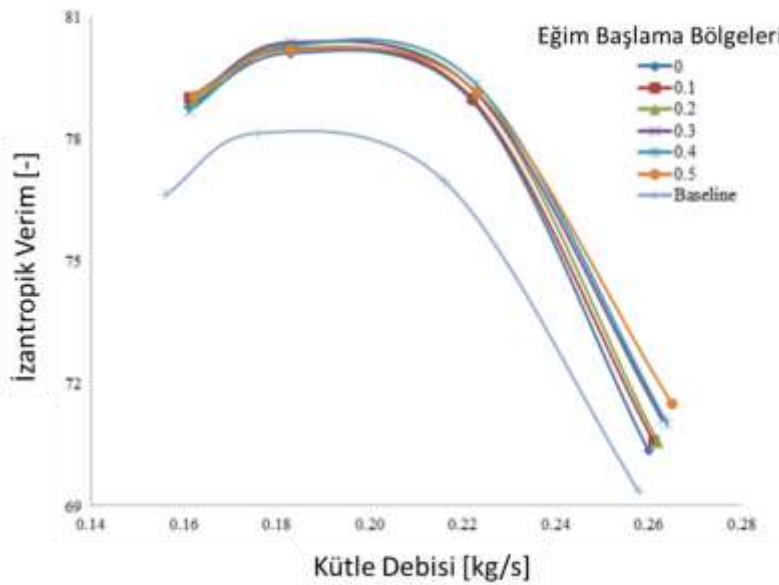
Kompresör tasarımında bir diğer parametre de difüzör geometrisinin çıkışındaki kanal genişliğinin girişteki kanal genişliğine oranıdır. Achilleos'un tez çalışmasına göre (2014), difüzörün girişinden çıkışına kadar izlenilen yol, kompresörün toplam verimi ve difüzördeki basınç artışına etkisi bulunmaktadır. Achiellos çalışmasında, farklı difüzör tasarımlarının kompresör performansına etkisini incelemiş olup incelemede farklı difüzör genişlik oranlarında (l_{d2}/l_{d1}) ve farklı eğim başlama bölgelerinde geometriler incelemiştir. Çalışmada incelenen şematik geometri Şekil 4.7'de verilmektedir.



Şekil 4.7 : Difüzör optimizasyonu çalışması şematik geometri (Achiellos, 2014).

Bu tez kapsamında literatür bilgileri göz önünde bulundurularak, ara kanatla birlikte toplam kanat sayısı 10 ile 16 arasında olacak şekilde tasarımlar

Achiellos, l_{d2}/l_{d1} oranı 1 ile 1.33 arasında difüzör geometrileri tasarlamış, her tasarımda difüzördeki eğimin başladığı bölgeyi değiştirerek difüzörlerin performanslarını incelemiştir. Achiellos'un çalışmasından hem verim olarak hem de basınç artışı olarak iyileştirmenin sağlandığı geometriye ait farklı eğim başlangıç noktalarında verim eğrileri baz difüzöre göre Şekil 4.8'de verilmektedir. Bu geometrideki l_{d2}/l_{d1} oranı 1.18'dir.



Şekil 4.8 : $l_{d2}/l_{d1} = 1.18$ olan difüzör geometrisine ait verim eğrileri (Achiellos, 2014).

Yapılan bu tez çalışmasında, literatür bilgileri göz önünde bulundurularak 1 ile 1.28 arasında farklı difüzör kanalı genişlik oranına ait geometri uzayı taranmıştır.

4.2.1.5 Rotor çap oranları

Kompresör optimizasyonunda kullanılan son parametreler kompresörün giriş ve çıkışındaki çaplar arasında kullanılan oranlardır.

Bunlardan ilki kompresörün giriş ve çıkıştaki kanat ucu çapları oranıdır (D_{i1t}/D_{i2t}). Kompresörün çıkış çapı her ne kadar paketlenme hacmi tarafından kısıtlanırsa da giriş çapı için bir oynama alanı bulunmaktadır. Giriş çapındaki değişikliklerle D_{i1t}/D_{i2t} oranı kontrol edilebilmektedir ve bu orana literatürde trim oranı ismi verilmektedir. Karlsson'a göre (2018), trim oranı santrifüj kompresörlerde 0.5 ile 0.8 arasında olmalıdır. Bu aralığın düşük kısımlarında kanal kayıpları fazla olurken yüksek kısımlarında ise profil kayıpları fazla olarak ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple Karlsson yaptığı tez çalışmasında bu oranın 0.6 ile 0.65 arasında tutmanın en iyi verimleri sağlayacağını önermiştir.

Kompresör tasarımına yön veren diğer önemli oran ise kompresör girişindeki göbek çapının kanat ucu çapına oranıdır (D_{i1h}/D_{i1t}). Japikse'nin çalışmasında (1996), bu oranın 0.3 ile 0.7 arasında olması gerektiği önerilmektedir. Bu oranın alt limiti titreşim gibi akışı bozacak etmenler tarafından kısıtlandırılırken üst limiti ise istenilen akış debisini sağlayacak boğaz alanı tarafından kısıtlandırılmaktadır.

Bu tez kapsamında, D_{i1t}/D_{i2t} ve D_{i1h}/D_{i1t} oranları, parametrikleştirilerek optimizasyon tasarım parametresi olarak kullanılmıştır.

4.2.1.6 Giriş parametreleri limit değerleri

Literatür çalışmaları göz önünde kompresör geometrisi parametrize edilmiştir. Bu parametrikleştirmeye birlikte geometri alt ve üst limitlerle sınırlandırılmıştır. Kurulan optimizasyon şemasında giriş parametreleri ve var olan kompresör geometrisinin bu parametre değeri Çizelge 4.2'de sunulmaktadır.

Çizelge 4.2 : Optimizasyon giriş parametreleri tablosu.

Limitler	Giriş Kanat Açısı-Kök	Giriş Kanat Açısı-Uç	Çıkış Kanat Açısı	Kanat Sayısı	Difüzör Genişlik Oranı	Giriş/Çıkış Çap Oranı	Giriş Çap Oranı
Alt Limit	35	20	41	5	1	0.55	0.30

Üst Limit	45	35	50	8	1.28	0.70	0.50
Artış	5	5	3	1	0.07	0.05	0.10
Toplam Koşu	3	4	4	4	5	4	3
Mevcut Geometri	55	10	55	6	1	0.60	0.37

Çizelge 4.2’de verilen parametre tablosuna göre, var olan kompresör geometrisinin özellikle kanat giriş ve çıkış açılarının literatürde önerilen değerlerle uyumsuz olduğu görülmektedir. Kompresörün düşük verimde çalışması bu uyumsuzlukla açıklanabilir. Oluşturulan giriş parametreleri tablosuna göre tüm kombinasyonların performansının incelenebilmesi için 11520 HAD analizi gerekmektedir. SHERPA optimizasyon algoritması kullanılarak toplam 500 adet HAD analizi yapılarak optimum tasarımın elde edilmesi hedeflenmiştir.

4.2.2 Çıkış parametreleri

Yapılan optimizasyon çalışması sonucu, yeni tasarlanan kompresörün daha yüksek verimlerde çalışarak rakım seviyesi çalışma koşullarında kompresör limit sıcaklıklarına ulaşmamasıdır. Buna ek olarak kompresörün basınç hedefinde değişiklik talep edilmemektedir. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda, belirlenen tasarım noktasında optimizasyon hedefleri olarak şunlar belirlenmiştir:

- Maksimum verim
- Basınç oranı = 2.57

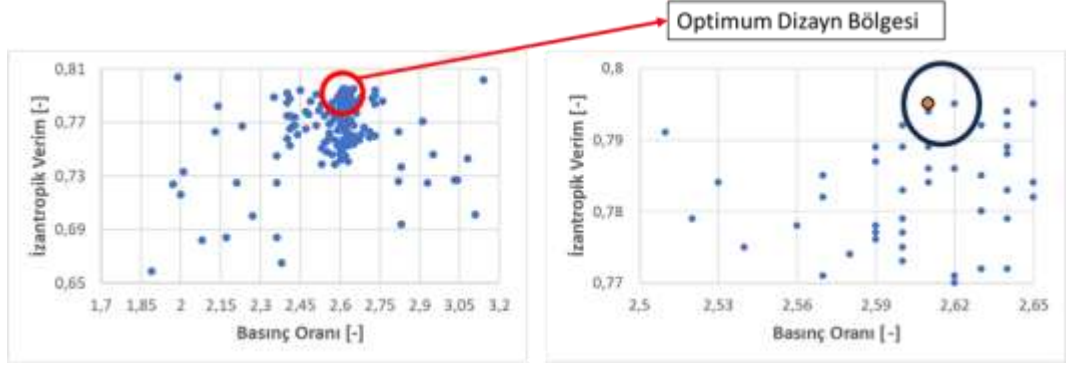
Optimizasyonda hedeflenen basınç oranı, mevcut kompresörün o tasarım çalışma noktasındaki baz basınç oranıdır.

4.3 Optimizasyon Sonuçları

Bu başlık altında mevcut kompresörün optimize edilerek rakım performansındaki iyileşme ortaya koyulacaktır.

4.3.1 Optimizasyon tasarım uzayı

Giriş ve çıkış parametreleri tanımlandıktan sonra SHERPA algoritması kullanılarak optimizasyon koşusu başlatılmıştır. Optimizasyon hedefine ulaşmak için toplam 500 analiz koşulması planlanmıştır. Optimizasyon analizleri sonucu ortaya çıkan tasarım uzayı Şekil 4.9’da gösterilmektedir.



Şekil 4.9 : Optimizasyon tasarım uzayı.

Tasarım uzayından görülebileceği üzere, SHERPA algoritması sonucu istenilen basınç bölgesi ve maksimum verim etrafında tasarımlarda yığılma görülmektedir. Tüm bu analizler Çizelge 4.1’de belirtilen çalışma koşullarında gerçekleştirildiği için bu tasarımların tüm harita performansı, özellikle dalgalanma çizgisi ve boğulma çizgisi performansı, bilinmemektedir. Bu sebeple Şekil 4.9’da görülebileceği üzere optimum dizayn bölgesi tanımlanmış ve bu bölgedeki 3 farklı tasarımın tüm harita performansı incelenmiştir. Bu inceleme sonrası tasarım uzayında turuncu olarak işaretlenen tasarım optimum tasarım olarak seçilmiştir.

4.3.2 Optimizasyon tasarım geometrisi

Optimizasyon çalışması kapsamında toplam 500 tasarım incelenmiştir. Tüm bu tasarımların içerisinde optimum tasarım olarak Şekil 4.9’da turuncu ile işaretlenen tasarım seçilmiştir. Optimum olarak seçilen tasarıma ait geometrik özellikler Çizelge 4.3’te verilmektedir.

Çizelge 4.3 : Optimum kompresörün geometrik özellikleri.

Parametre	Tanım	Birim	Değer
Difüzör Girişi Göbek & Uç Çapları	D_{d1h} & D_{d1t}	[mm]	80
Difüzör Çıkışı Göbek & Uç Çapları	D_{d2h} & D_{d2t}	[mm]	120
Difüzör Kanal Genişliği	l_{d1} & l_{d2}	[mm]	6 & 6.84
Rotor Kanat Sayısı (Ana/Yardımcı)	z	[-]	7/7
Rotor Yardımcı/Ana Kanat Uzunluğu	r_l	[-]	0.55
Kanat Ucu Boşluğu	d_{rr}	[mm]	0.35
Rotor Girişi Kanal Genişliği	l_{i1}	[mm]	17
Rotor Çıkışı Kanal Genişliği	l_{i2}	[mm]	6
Rotor Eksenel Uzunluğu	B	[mm]	33

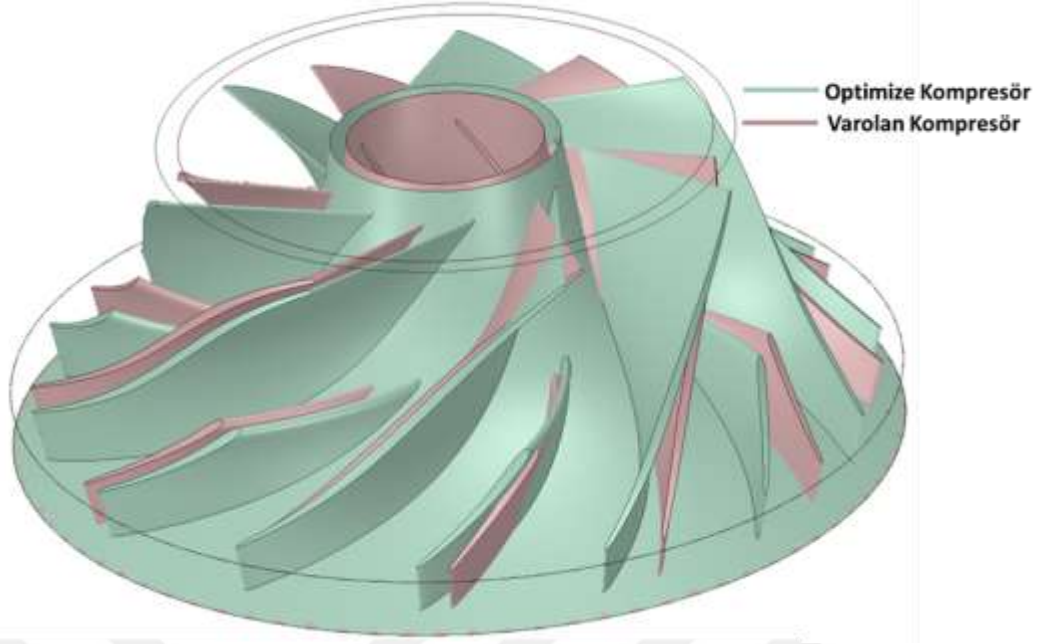
Rotor Giriş Göbek Çapı	D_{i1h}	[mm]	20
Rotor Giriş Uç Çapı	D_{i1t}	[mm]	58.5
Rotor Çıkış Göbek&Uç Çapı	D_{i2h} & D_{i2t}	[mm]	90
Rotor Giriş Kanat Açısı (Göbek/Uç)	β_1	[°]	45/25
Rotor Çıkış Kanat Açısı (Göbek/Uç)	β_2	[°]	44

Optimizasyon sürecinde tasarım, optimizasyon giriş parametreleri değiştirilerek elde edilmiştir. Giriş parametrelerine ek olarak kanat ucu boşluğu tasarımı parametreye bağlanmamış, 0.5 mm'den 0.35 mm'ye çekilerek yeni tasarım uzayında sabitlenmiştir. Optimum kompresör ve mevcut kompresörün geometrik özelliklerinin karşılaştırması Çizelge 4.4'te verilmektedir.

Çizelge 4.4 : Optimum kompresörün mevcut kompresörle karşılaştırılması.

Parametre	Tanım	Birim	Mevcut Kompresör	Optimum Kompresör
Kanat Sayısı	z	[-]	6	7
Rotor Trim	D_{i1t} / D_{i2t}	[-]	0.60	0.65
Giriş Çap Oranı	D_{i1h} / D_{i1t}	[-]	0.37	0.40
Kanat Ucu Boşluğu	d_{rr}	[mm]	0.5	0.35
Giriş Kanat Açısı	β_1	[°]	55/10	45/25
Çıkış Kanat Açısı	β_2	[°]	55	44
Difüzör Genişlik Oranı	l_{d2} / l_{d1}	[-]	1	1.14

Yeni tasarımda göze çarpan en önemli değişimler kanat giriş ve çıkış açılarında ve kanat ucu boşluğunda meydana gelmiştir. Tüm bu geometrik özellikler ışığında optimum kompresöre ait geometri, var olan kompresörle farkların görülebilmesi adına Şekil 4.10'da gösterilmektedir.



Şekil 4.10 : Optimum tasarım ve mevcut kompresör geometrileri.

Tasarım uzayından görülebileceği üzere, SHERPA algoritması sonucu istenilen basınç bölgesi ve maksimum verim etrafında tasarımlarda

4.3.3 Optimum tasarımın performansı

Şekil 4.9’da turuncu olarak işaretlenen ve optimum olarak seçilen tasarımın belirlenen çalışma koşullarındaki performansı, var olan kompresöre kıyasla Çizelge 4.5’te verilmektedir.

Çizelge 4.5 : Optimum tasarımın var olan kompresöre kıyasla performansı.

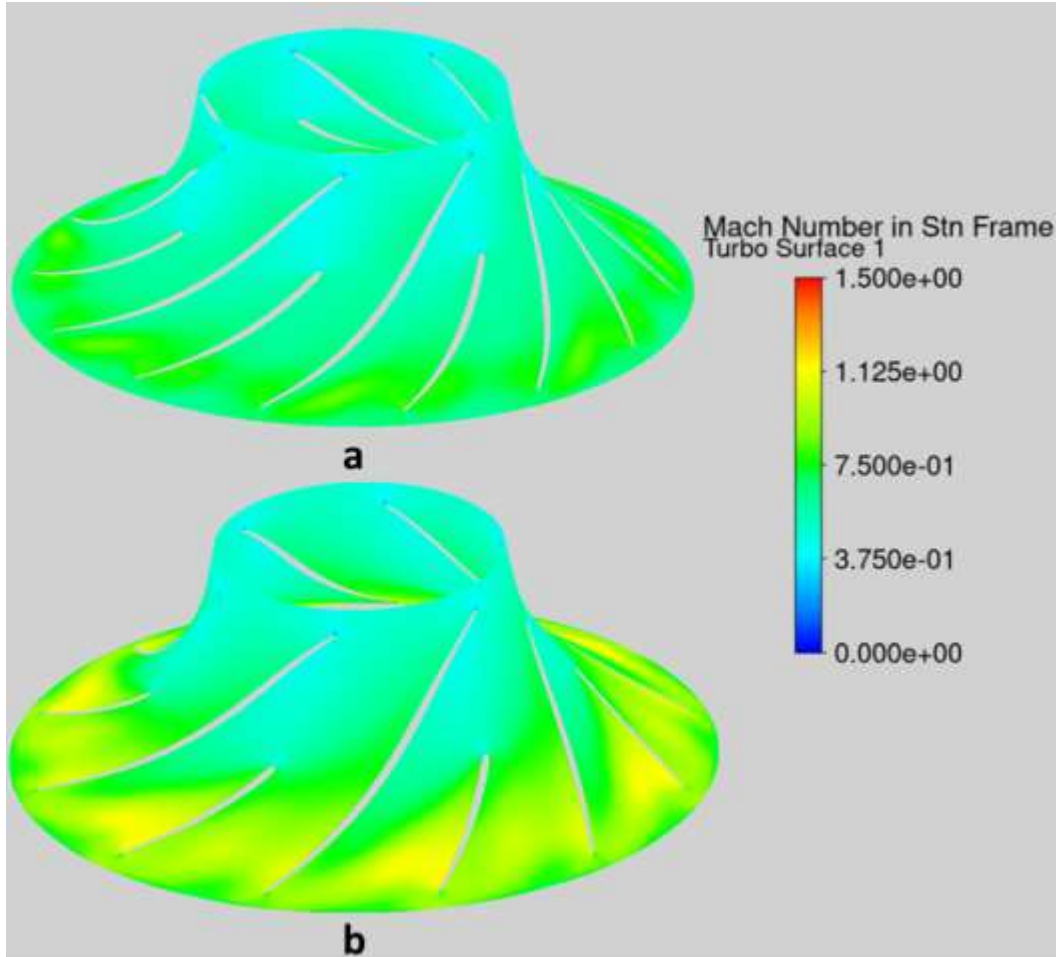
Parametre	Birim	Mevcut Kompresör	Optimum Kompresör	Değişim
Normalize Kütle Debisi	[-]	0.5	0.5	-
İzantropik Verim	[-]	0.74	0.795	%7.4
Basınç Oranı	[-]	2.57	2.61	%1.5

Çizelge 4.5’te verilen analiz sonuçlarına göre, optimum olarak seçilen tasarım, baz kompresöre göre %7.4 daha yüksek izantropik verim seviyesinde çalışmaktadır. Bunun yanında baz kompresöre kıyasla basınç oranında %1.5 artış gözlemlenmiştir. Bölüm 4.2.2’de verilen optimizasyon hedefleri göz önüne alındığında optimum olarak seçilen tasarım noktası, optimizasyon kurgusuyla uyumlu olarak görülmektedir.

4.3.4 HAD analizi akış alanları

Çizelge 4.1’de belirtilen sınır koşulları için hem optimum olarak seçilen tasarım, hem de mevcut kompresör tasarımda HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Belirlenen çalışma noktasında mevcut kompresör ve optimum kompresör tasarımlarının performans sonuçları Çizelge 4.5’te verilmektedir. Verimde elde edilen iyileşme bu başlık altında HAD analizlerinden elde edilen akış alanlarında incelenecektir.

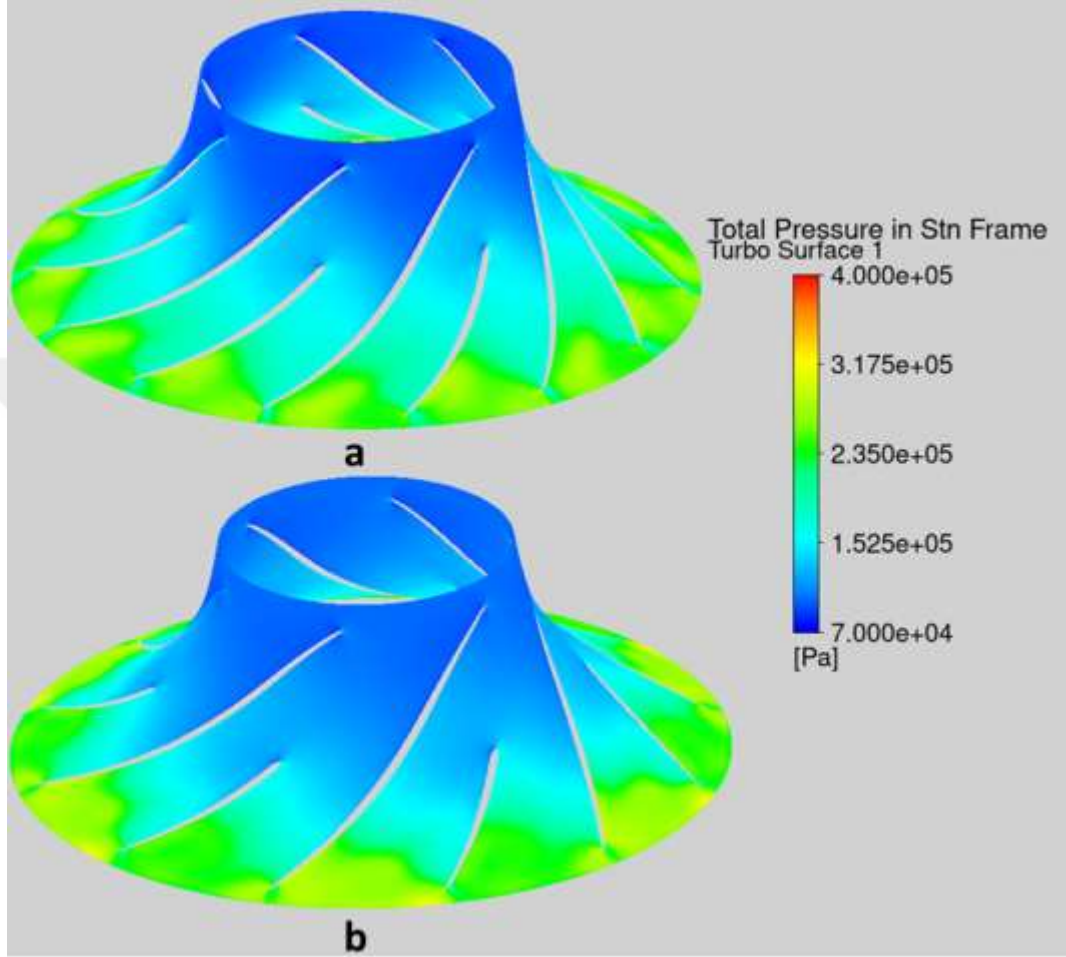
Öncelikli olarak akışı en iyi şekilde inceleyebilmek adına kanadın %50 kanat genişliğine karşılık gelen kesitte hücum kenarından firar kenarına kadar akış boyunca turbo yüzeyi oluşturulmuş ve bu turbo yüzeyinde farklı akış parametreleri incelenmiştir. İki farklı tasarıma ait mach sayısı dağılımı Şekil 4.11’de verilmektedir.



Şekil 4.11 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki mach sayısı alanı.

Mach sayısı konturundan görülebileceği üzere optimum tasarımda daha düşük Mach sayıları ortaya çıkmaktadır. Bunun dışında mevcut kompresörde oluşan şokların daha kuvvetli olduğu görülmekte; bu da pasaj içerisindeki şok kayıplarını arttırmaktadır.

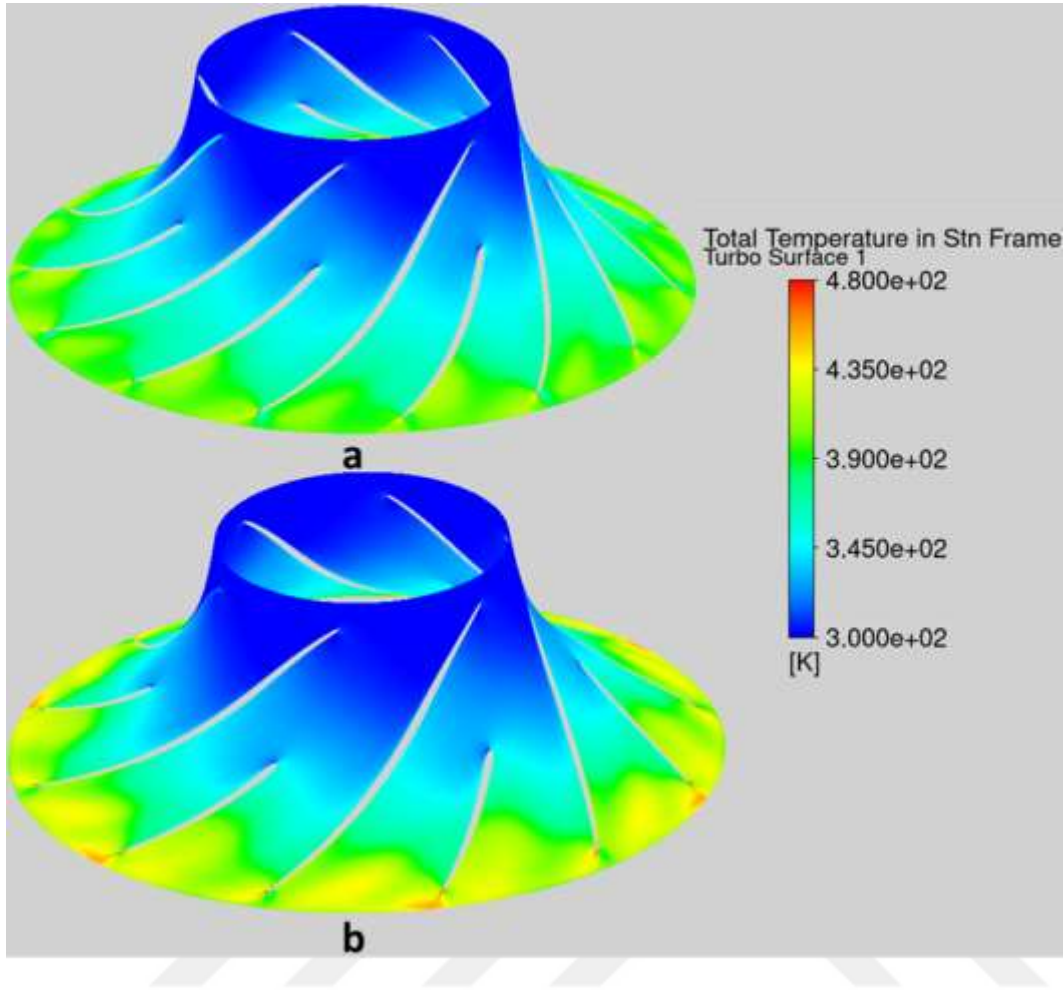
Şekil 4.12’de iki farklı tasarıma ait toplam basınç alanları gösterilmektedir.



Şekil 4.12 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki toplam basınç alanı.

Toplam basınç konturundan görülebileceği üzere mevcut kompresör tasarımında akışın daha güçlü bir blokaja uğradığı görülmektedir. Ayrıca optimum tasarımda daha homojen bir basınçlandırma elde edilmiştir.

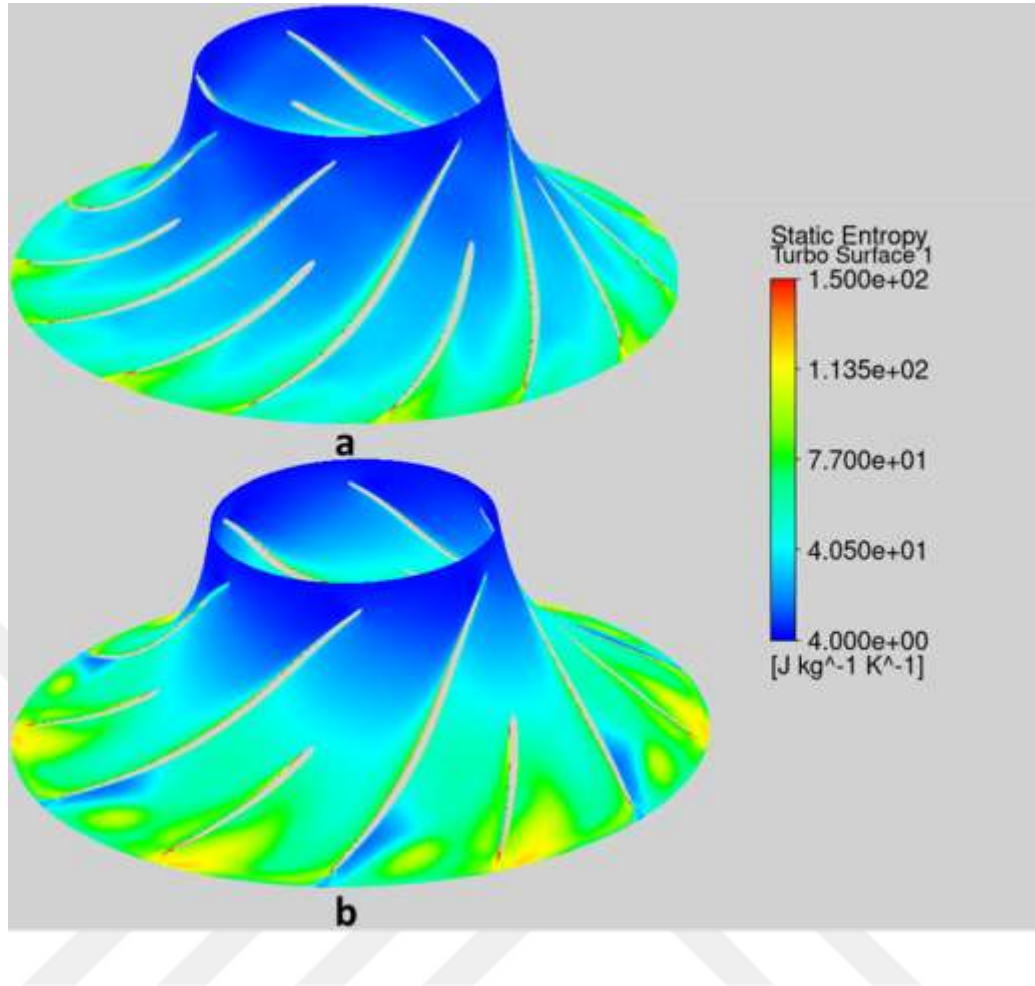
Şekil 4.13’de iki farklı tasarıma ait toplam sıcaklık alanları gösterilmektedir.



Şekil 4.13 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki toplam sıcaklık alanı.

Toplam sıcaklık konturundan görülebileceği üzere mevcut kompresör tasarımında daha yüksek sıcaklıklara ulaşıldığı görülmektedir. Bu da aynı basınç oranına sahip bir kompresör için daha düşük izantropik verim anlamına gelmektedir.

Şekil 4.14’de iki farklı tasarıma ait statik entropi alanları gösterilmektedir.



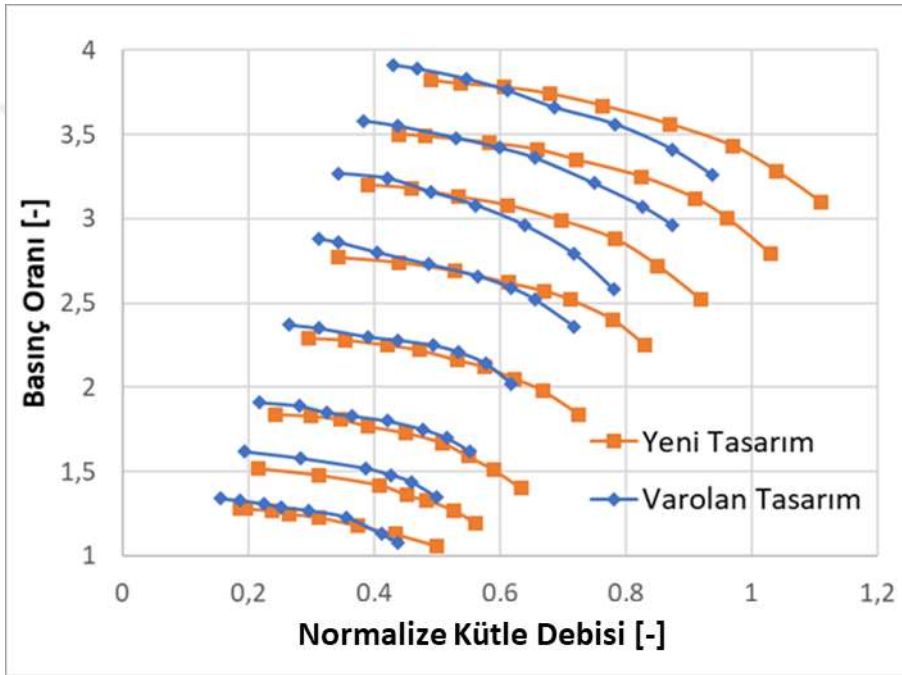
Şekil 4.14 : Belirlenen çalışma noktası için optimum tasarım (a) ve mevcut tasarımın %50 kanat kesitindeki statik entropi alanı.

Entropi konturundan görülebileceği üzere mevcut kompresör tasarımının daha yüksek entropiler ürettiği görülmektedir. Bu da daha düşük izantropik verimlerde çalışması demektir. Buna ek olarak mevcut kompresörde verim kayıplarının en büyük sebebinin çıkış kanat açılarının optimum değerlere uzak olmasından kaynaklı akış kopmalarından kaynaklı olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca yardımcı kanatla ana kanat arasında ikicil akış cepleri meydana gelmekte; bu da akışta blokaja sebep olmaktadır.

4.4 Optimizasyon Sonuçları

Tasarım uzayında, optimum olarak seçilen tasarımın, Çizelge 4.1’de belirtilen çalışma koşullarındaki HAD analiz sonuçları Çizelge 4.5’te verilmiştir ve optimizasyon çalışmasındaki başarı ortaya koyulmuştur. Bir sonraki aşama olarak optimum tasarımın tüm harita performansı ortaya koyulmalıdır. Tasarımın performans haritası çıkartılması adına, dalgalanma çizgisinden boğulma çizgisine kadar baz kompresör

haritasından her bir hız çizgisinde HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Kompresörün performansının doğru bir şekilde ortaya koyulabilmesi adına her bir çalışma hız çizgisinde en az 6 noktada HAD analizi gerçekleştirilmiş olup harita toplamda 61 farklı çalışma noktasının sonuçları üzerinden ortaya koyulmuştur. Performans haritasında kütle debisi, normalize edilerek verilmiş olup normalizasyon, baz kompresör haritasındaki en yüksek debili çalışma noktasına göre yapılmıştır. İki farklı haritanın aynı debiye göre normalize edilmesiyle performans haritası karşılaştırılması mümkün hale getirilmiştir. Optimum tasarıma ait basınç oranı-normalize kütle debisi grafiği, baz kompresöre kıyasla Şekil 4.15'te verilmektedir.

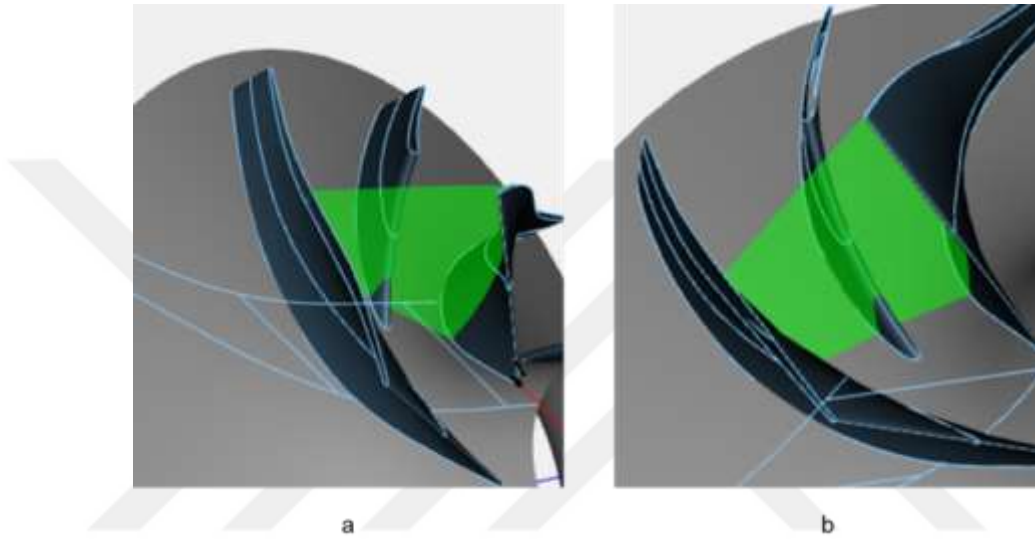


Şekil 4.15 : Optimum ve baz kompresörün basınç oranı-normalize kütle debisi grafiği.

Basınç oranı-kütle debisi grafiğinden, yeni tasarımın dalgalanma çizgisinin biraz sağa kaydığı, bir diğer deyişle daha yüksek kütle debilerinde dalgalanmanın başladığı görülmektedir. Motorun baz kompresör üzerindeki çalışma noktaları Şekil 3.2'de incelendiğinde, çalışma noktalarının dalgalanma çizgisinin çok uzağında olduğu, en düşük dalgalanma marjininin %20 mertebesinde olduğu görülmektedir. Bu sebeple optimum kompresörde dalgalanma çizgisinin biraz sağa kayması problem yaratmayacaktır.

Şekil 3.2'de görülen mevcut kompresör haritasından çıkarım yapılabilecek bir diğer nokta da, motorun yüksek devir sayılarındaki çalışma koşullarında, haritanın verimsiz

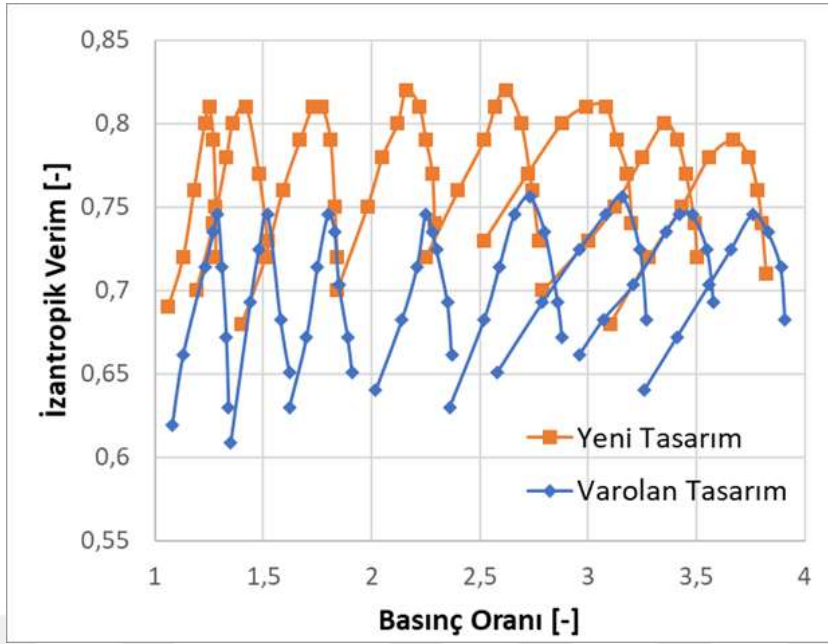
noktalarında çalıştığı görülmektedir. Bunun sebebi de kompresör bu çalışma noktalarında boğulma çizgisine yaklaşmaktadır. Şekil 4.15'te görülen optimum kompresör haritasında, harita baz kompresöre göre boğulma çizgisi tarafında oldukça genişlemiş görülmektedir. Bu da motorun yüksek devirli çalışma noktalarında, kompresörü boğulma çizgisi yakınında çalışmasının önüne geçecektir. Kompresörün boğulma çizgisindeki iyileşme, kompresörün minimum pasaj alanı olarak tanımlanan boğaz alanındaki artışla açıklanabilir. Karşılaştırılan bu iki kompresöre ait boğaz alanları Şekil 4.16'da verilmektedir.



Şekil 4.16 : Baz (a) ve optimum (b) kompresörlere ait boğaz alanları.

Optimum kompresörün boğaz alanı, baz kompresöre kıyasla %11 daha fazla olduğu hesaplanmıştır ve böylelikle kompresörün boğulma performansında artış sağlanmıştır.

Performans haritasının bir diğer parametresi olan izantropik verim-basınç oranı grafiği Şekil 4.7'de verilmektedir.

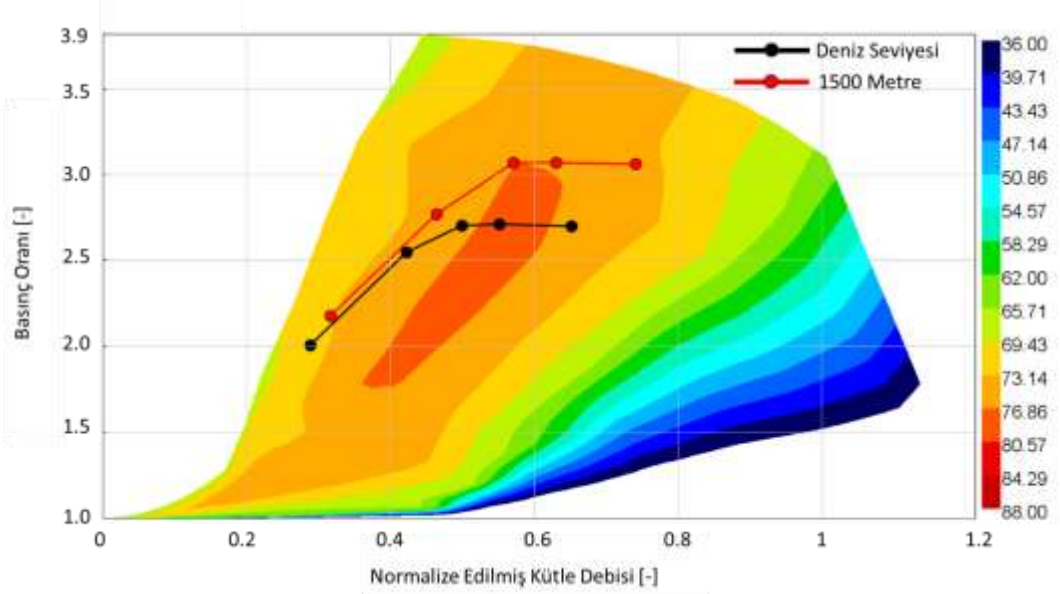


Şekil 4.17 : Optimum ve baz kompresörün izantropik verim-basınç oranı grafiği.

Verim-basınç oranı grafiğinden görülebileceği üzere, optimum tasarıma sahip kompresörün, her bir çalışma çizgisinin her bir çalışma noktasında ortalama %6 mertebesinde daha yüksek verimlerde çalışmaktadır. Kompresördeki bu verim artışları, bu tez çalışmanın asıl amacı olan motorun rakım performansındaki artışa hizmet etmektedir.

4.5 Motorun Rakım Performansındaki Artış

Optimum tasarıma ait Şekil 4.15 ve Şekil 4.17’de verilen haritalar 1 boyutlu GT-Suite motor modeline entegre edilmiştir. Motora ait hem deniz seviyesi hem de 1500 metre rakım seviyesi 1 boyutlu analizler motorun farklı devir sayılarında gerçekleştirilmiştir. Optimum kompresör haritası ve motorun deniz seviyesi ve rakım koşullarını içeren 10 farklı çalışma koşullarındaki çalışma noktaları, kompresör performans haritası üzerinde Şekil 4.18’de gösterilmektedir.

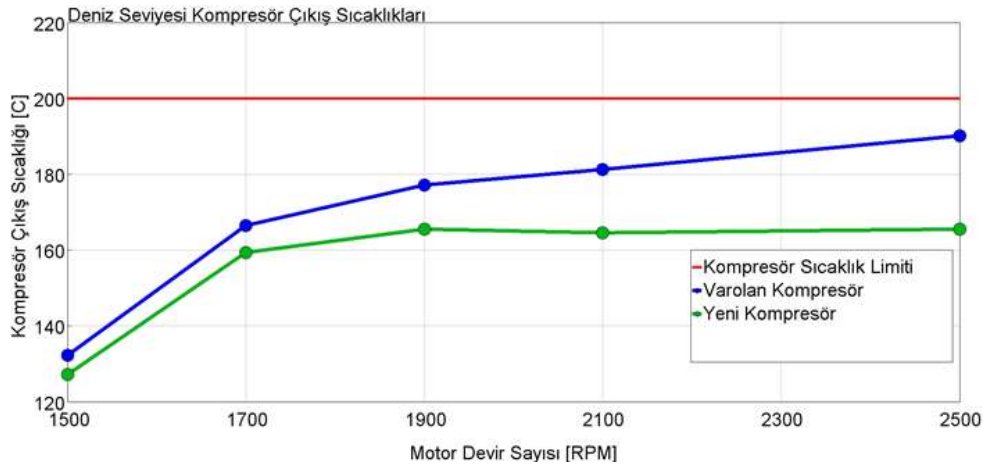


Şekil 4.18 : Optimum kompresör haritası ve motorun çalışma noktaları.

Performans haritasından görülebileceği üzere motor dalgalanma çizgisine en yakın olarak en düşük devir sayısında ve deniz seviyesinde olduğu noktada çalışmaktadır. Burada dalgalanma çizgisi marjininin %10 mertebesinde olduğu ölçülmüştür ve motorun stabil olarak çalışabilmesi için yeterli olduğu değerlendirilmiştir.

Buna ek olarak motorun yüksek devirli ve boğulma çizgisine çalışma koşullarında, optimum kompresörün baz kompresöre kıyasla nispeten yüksek verim adacığına denk gelen bölgelerde çalıştığı görülmektedir. Çalışma verimindeki bu artış Şekil 4.16'da gösterilen boğaz alanındaki artışla açıklanabilir.

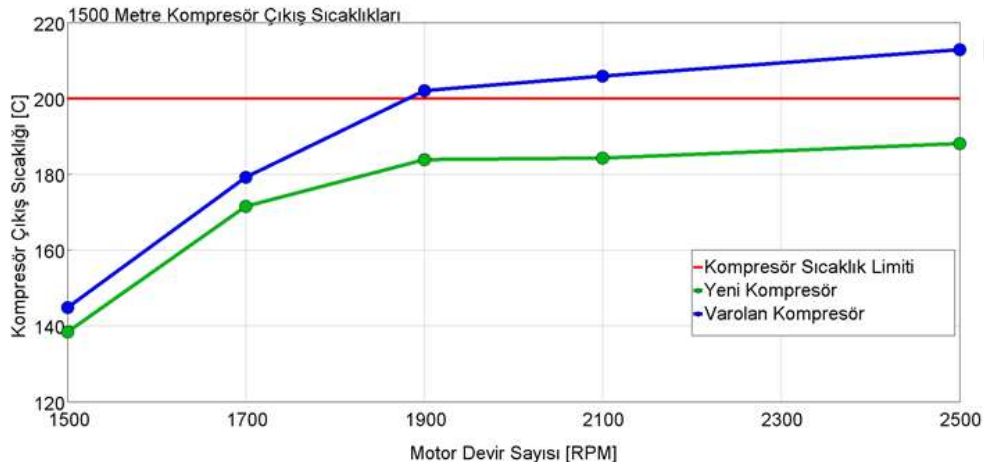
Optimum kompresörün entegre edildiği 1 boyutlu motor analizi sonuçlarına göre deniz seviyesinde kompresör çıkış sıcaklıkları, var olan kompresörlü model sonuçlarına kıyasla Şekil 4.19'da verilmektedir.



Şekil 4.19 : Optimum ve baz kompresörün deniz seviyesi kompresör çıkış sıcaklıkları.

Deniz seviyesi çalışma koşullarında, en zorlu çalışma koşulu olan 2500 devirde, kompresör çıkış sıcaklığının yeni kompresörle birlikte 188 °C’den 163 °C’ye düştüğü görülmektedir.

Rakım seviyesi çalışma koşullarındaki kompresör çıkış sıcaklıkları Şekil Şekil 4.20’da gösterilmektedir.



Şekil 4.20 : Optimum ve baz kompresörün rakım seviyesi kompresör çıkış sıcaklıkları.

Grafikten görülebileceği üzere, baz kompresörlü motorun kompresör çıkış sıcaklığı, 1900 motor devrinden sonra kompresör sıcaklık limiti olan 200 °C’yi geçmektedir. Çalışma verimleri yüksek optimum kompresörün motora entegrasyonu ile birlikte en zorlu çalışma koşulunda bile maksimum kompresör çıkış sıcaklığı 188 °C’ye ulaşmaktadır. Atık gaz tahliye hattının 1900 devirden itibaren devreye girmesiyle

birlikte kompresör çıkış sıcaklıklarında ortalama 20 °C düşmenin elde edildiği gözlemlenmektedir.

Optimizasyon çalışmasıyla birlikte motorun rakım seviyesi çalışma koşullarındaki isteri karşılanmıştır.





5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Rakım performansı yeterli olmayan bir içten yanmalı dizel motorun, turboşarj kompresörü optimize edilmek üzere ele alınmıştır. Kompresör verimleri düşük olduğu için içten yanmalı motorda kompresör çıkış sıcaklığı yüksek rakımlarda malzeme limitlerini aşmakta; bu da motorun isterlerini karşılayamamasına sebep olmaktadır. Öncelikli olarak mevcut kompresör geometrisinin test verileri üzerinden HAD analiz modeli korele edilmiştir. Daha sonrasında mevcut kompresörün düşük verimlerde çalışmasına sebebiyet veren tasarım parametreleri ve bu parametreler için önerilen değerler incelenmiştir. Bir sonraki aşama olarak incelenen tasarım parametreleri kullanılarak bir optimizasyon modeli kurulmuş ve yüksek kompresör verimi hedeflenmiştir. Son aşama olarak optimizasyon tasarım uzayından seçilen optimum kompresörün haritası HAD analizleriyle çıkartılıp 1 boyutlu motor modelinde motorun rakım performansı incelenmiş ve rakım isterlerinin karşılandığı gösterilmiştir. Bu tez kapsamında incelenmeyen ancak gelecek çalışmalarda incelenmesi faydalı olacak bir diğer konuda şudur: Bu çalışma kapsamında turboşarjın bir tarafındaki kompresörün optimizasyonu yapılsa da turboşarjın diğer ucundaki türbinin verimleri ve performansı incelenmemiştir. İncelenen dizel motora en uygun turboşarj eşleştirmesinin yapılarak motorun en yüksek verimlerde çalışmasını sağlamak adına türbin tarafında da optimizasyon çalışması yürütülmelidir.



KAYNAKLAR

- Achilleos, P.** (2014). *Design optimisation of a diffuser for a turbocharger compressor stage* (Yüksek lisans tezi). University of Huddersfield, School of Computing and Engineering, Huddersfield.
- Bergqvist, S.** (2014). *Prediction of turbo compressor maps using CFD* (Yüksek lisans tezi). Chalmers University Of Technology, Applied Mechanics, Gothenburg.
- Came, P. M., & Robinson, C. J.** (1999). Centrifugal compressor design, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering*.
- Chen, S., Ma, C., Zhang, H., Xu, C., Lei, F., Feng, T., Cao, G., Yang, H., Wei, C.** (2022). Engine performance improvements through turbocharger matching and turbine design. *Energy Science & Engineering*, 10(9), 3384–3396. <https://doi.org/10.1002/ese3.1225>
- Christou, G. A.** (2015). *Fluid mechanics of ported shroud centrifugal compressor for vehicular turbocharger applications* (Doktora Tezi). Massachusetts Institute Of Technology, Department of Aeronautics and Astronautics, Boston.
- Dehner, R. D., Selamet, A., Steiger, M., Miazgowiec, K., Karim, A.** (2017). The effect of ported shroud recirculating casing treatment on turbocharger centrifugal compressor acoustics, *SAE Technical Papers*.
- Japikse, D.** (1996). *Centrifugal compressor design and performance*. Concepts ETI.
- Karlsson, A.** (2018). *Aerodynamic design of centrifugal compressor for heavy duty truck applications* (Yüksek lisans tezi). Lund University, Faculty of Engineering, Lund.
- Koçak, S.** (1998). Merkezkaç kompresörde emme kenarı tasarım kriterleri, *Pamukkale Üniversitesi Müh. Fak. Dergisi, Cilt 4, Sayı 3*, sayfa 709-716.
- Korpela, S. A.** (2011). *Principles of turbomachinery*. 1st ed. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Kurz, R., Fowler, E. J., Marechale, R., Cave, M., Ji, M.** (2016). Operation of centrifugal compressors in choke conditions. *Paper presented at Asia Turbomachinery and Pump Symposium, Singapore. San Diego, Texas A&M Engineering Experiment Station*.
- Livingston, D.** (2000). Design innovations offered in compressor surge-relief valves, *Pipe Line and Gas Industry* 83(7). 35-39.

- Malik, A., Zheng, Q.** (2018). Effect of double splitter blades position in a centrifugal compressor impeller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 233(6), 689–701. doi:10.1177/0957650918792462
- Merwe, B. B. V. D.** (2012). *Design of a centrifugal compressor impeller for micro gas turbine application* (Yüksek lisans tezi). Stellenbosch University, Faculty of Mechanical and Mechatronic Engineering, Stellenbosch.
- Pakle, S., & Jiang, K.** (2018). Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery. *Propulsion and Power Research*, 7(1), 19–29. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2018.02.004>
- Rodgers, C.** (2000). Effects of blade number on the efficiency of centrifugal compressor impellers, *Proceedings of the ASME Turbo Expo*.
- Tosto, F.** (2018). *Investigation of performance and surge behavior of centrifugal compressors through CFD simulations* (Yüksek Lisans Tezi). Kungliga Tekniska Hogskolan, Department of Vehicle Engineering, Stockholm.
- Tziourtzioumis, D.** (2010). *Simulation and experimental validation of steady state operation of a turbocharged, common rail HDI Diesel engine running on biodiesel blends* (Yüksek lisans tezi). University Of Thessaly, Department of Mechanical Engineering, Volos.
- Xu, Y., Zhang, X., Lv, Q., Mu, G.** (2020). Influence of the number of blades of miniature centrifugal impeller on compressor performance. *2020 9th International Conference on Power Science and Engineering (ICPSE)*. <https://doi.org/10.1109/icpse51196.2020.9354377>
- Wang, P.** (2017). *Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency* (Doktora tezi). University Collage London, Department of Mechanical Engineering, London.
- Whitfield, A.** (1990). Preliminary design and performance prediction techniques for centrifugal compressors, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*.
- Whitley, K.** (2010). *Investigation of superturbocharger performance improvements through steady state engine simulation* (Yüksek lisans tezi). Colorado State University, Department of Mechanical Engineering, Colorado.
- Url-1** < <https://www.eagleridgegm.com/what-is-a-turbocharger-and-how-does-it-work/>>, erişim tarihi 03.01.2024
- [1] **Piasecki, C.** (2023). Modelling the effects of Euro 7 emission standard on passenger car emissions in Germany. *Transportation Research Procedia*, 72, 4311–4318. doi:10.1016/j.trpro.2023.11.340
- [2] **Gong, X.** (2016). *Total pressure loss mechanism in a diesel engine turbocharger* (Doktora tezi). Loughborough University, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough.
- [3] **Silva, C., Ross, M., & Farias, T.** (2009). Analysis and simulation of “low-cost” strategies to reduce fuel consumption and emissions in conventional

gasoline light-duty vehicles. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 215–222. doi:10.1016/j.enconman.2008.09.046

[4] **Massiquet, R.** (2022). *Compressor surge simulation, modeling and analysis* (Yüksek lisans tezi). KTH Royal Institute of Technology, Department of Engineering Mechanics, Stockholm.

[5] **Compressor.** (n.d.). Ders Notları. Indian Institute of Technology (ISM)





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Enes ŞAHİN

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2019, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : hâlen, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Isı & Akışkan Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2019 – 2021 : BMC Power, Aerodinamik Tasarım Mühendisi
- 2021 – hâlen : Roketsan, İtke Sistemleri Tasarımı Mühendisi

s

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Efecan O. Demir, Enes Sahin, Mustafa Sengul, Batuhan Ozdemir.** (2024). Optimization-Based Numerical Investigation of Decelerating Ducted Pumpjet for a High Speed Underwater Vehicle. 35th Symposium on Naval Hydrodynamics Nantes, France, 8 – 12 July, 2024
- **Mustafa Sengul, Batuhan Ozdemir, Efecan O. Demir, Enes Sahin.** (2024). Investigation of Turbulence Models and Blockage Effects on Numerical Hydro-Acoustics Studies. 15th International Conference on Hydrodynamics (ICHHD 2024)