



**T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**F SINIFI GAZ TURBİNİ KOMPRESOR KANADININ YAPISAL
VE TERMAL ANALİZİNİN YAPILMASI**

MUSTAFA GERENGİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
DR. ÖĞR. ÜYESİ FİKRET POLAT**

DÜZCE, 2021

T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**F SINIFI GAZ TURBİNİ KOMPRESÖR KANADININ YAPISAL VE
TERMAL ANALİZİNİN YAPILMASI**

Mustafa GERENGİ tarafından hazırlanan tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından Düzce Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Fikret POLAT

Düzce Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Fikret POLAT

Düzce Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Mert KILINÇEL

Düzce Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Erman ZURNACI

Kastamonu Üniversitesi

Tez Savunma Tarihi: 16/09/2021

BEYAN

Bu tez çalışmasının kendi çalışmam olduğunu, tezin planlanmasından yazımına kadar bütün aşamalarda etik dışı davranışımın olmadığını, bu tezdeki bütün bilgileri akademik ve etik kurallar içinde elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara kaynak gösterdiğimi ve bu kaynakları da kaynaklar listesine aldığımı, yine bu tezin çalışılması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını beyan ederim.

16 Eylül 2021

Mustafa GERENGİ

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans seviyesine ulaşmamı sağlayan başta değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Fikret Polat'a ve değerli hocam Prof. Dr. Hüsnü Gerengi'ye çok teşekkür ediyorum.

Yüksek lisans öğrenimim ve bu tezin hazırlanma süresince gösterdiği her türlü destek ve yardımlarından dolayı çok değerli Düzce Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü hocalarıma ayrıca teşekkür ederim.

Tez çalışmamada yıllarca hizmet etmiş olduğum Ansaldo Energia Genova/İtalya'daki mesai arkadaşlarıma da yapmış oldukları desteklerden dolayı teşekkür etmek istiyorum. Tez çalışmasının ülkemize ve bilim dünyamıza ufak da olsa bir katkı yapabildiysek ne mutlu bizlere.

16 Eylül 2021

Mustafa GERENGİ

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
SİMGELER.....	ix
ÖZET.....	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	3
3. GAZ TÜRBİNLERİNİN TEMEL ÇALIŞMA PRENSİBİ	6
4. GAZ TÜRBİNLERİNİN ANA PARÇALARI.....	10
4.1. IGV INLET GUIDE VANES	10
4.2. KOMPRESÖR.....	11
4.3. YANMA ODASI.....	12
4.4. TÜRBİN	12
4.5. EGZOZ.....	13
5. GAZ TÜRBİNLERİNDE TERMODİNAMİK.....	15
5.1. GAZ TÜRBİNLERİNDE BRAYTON ÇEVİRİMİ.....	16
6. GAZ TÜRBİNLERİNDE KOMPRESÖR TANIMI.....	24
7. TASARIM İÇİN GEREKLİ PARAMETRELER	27
7.1. EULER EŞİTLİĞİ.....	27
7.2. HIZ ÜÇGENİ.....	29
7.3. KANAT GEOMETRİSİ.....	30
7.4. TEMEL PARAMETRELER.....	31
7.5. TASARIM SIRASINDA TEMEL ALINAN DİĞER ÖZELLİKLER.....	33
7.6. ÇALIŞMA SIRASINDA KANADA GELEN DİĞER YÜKLER.....	35
7.7. ÇALIŞMA SIRASINDA KANATTA OLUŞAN TİTREŞİMLER.....	37
7.8. DOĞAL FREKANSIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ANALİZ EDİLMESİ.....	38
7.9. ANSYS PROGRAMI.....	41

8.	YAPISAL ANALİZ METODUNUN BELİRLENMESİ	43
8.1.	SAHA DEĞERLERİNİN TESPİT EDİLMESİ.....	44
8.2.	KANATTA VE PALDE KULLANILAN MALZEMELER	46
8.3.	YAPISAL ANALİZ (ANSYS ANALİZİ).....	48
8.4.	YAPISAL ANALİZ İÇİN GEOMETRİNİN OLUŞTURULMASI	49
9.	KOMPRESÖR PAL'I YAPISAL VE TERMAL ANALİZİ	50
9.1.	YAPISAL ANALİZİN YAPILMASI	51
9.2.	TERMAL ANALİZİN YAPILMASI	54
10.	KOMPRESÖR KANADININ YAPISAL ANALİZİ	57
10.1.	YAPISAL ANALİZİN YAPILMASI	58
11.	ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	61
12.	KAYNAKLAR.....	64
	ÖZGEÇMİŞ	67

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Elektrik Üretiminde Kullanılan Kaynakların Dağılımı	1
Şekil 3.1. Gaz Türbinlerinin Temel Çalışma Prensipleri.....	6
Şekil 3.2. F tipi gaz türbini genel yerleşim görünümü	9
Şekil 4.1. F Sınıfı Gaz Türbini Ana Parçaları	10
Şekil 4.2. Igv inlet guide vanes a) Kanatlar b) Çalışma şekli c) Görünüm.....	11
Şekil 4.3. Kompresör a) Siemens türbini b) Aen türbini	11
Şekil 4.4. Yanma odaları a) Çoklu yanma odası b) Tekli yanma odası.....	12
Şekil 4.5. Türbin kısmı a) Üç kademeli türbin b) Dört kademeli türbin	13
Şekil 4.6. Egzoz kısmı a) Strap kısmı b) Yatak kısmı	13
Şekil 5.1. Ideal Brayton Çevrim	16
Şekil 5.2. P-v ve T-s grafiği a) T-s diyagramı b) P-v diyagramı	16
Şekil 5.3. T3 bağlı değişim grafiği	19
Şekil 5.4. Kompresör ve Türbin Verimsizliği	20
Şekil 5.5. İç Kısımlarda, Yanma Odasında ve Egzosta Basınç Düşümleri	20
Şekil 5.6. Soğutucu Havada Yaşanan Düzensiz Akış	21
Şekil 6.1. Kompresör kısmı a) Kompresör bağlantısı b) Kompresör	24
Şekil 6.2. Akışkan Akışı ve Tasarım	25
Şekil 7.1. Hız ve diğer parametreler a) Hız b) Açılar c) Kanat şekli	28
Şekil 7.2. Hızın Kanatlar Üstünde Oluşturduğu Hız Üçgeni	29
Şekil 7.3. Kanat geometrisi a) Geometrik gösterim b) Kanat şekli	30
Şekil 7.4. Farklı yükler altında malzeme deformasyonu a) Kompresör b) Igv.....	34
Şekil 7.5. Türbin kanatlarının a) Şekli b) Soğutma delikleri c) Soğutma şekli	37
Şekil 8.1. Kesit Profillerinden a) Kanat pal bağlantısı b) Kanat şekli	43
Şekil 8.2. Türbin DCS Görünümü	44
Şekil 8.3. Pal ve Kanat Bağlantı CAD Geometrisi	49
Şekil 9.1. Pal'e Mesh Yapılması	50
Şekil 9.2. Yapısal analiz parametreleri a) Parametre değerleri b) Değerlerin gösterimi	51
Şekil 9.3. Toplam deformasyon a) Değerler b) Gösterim.....	52
Şekil 9.4. Parçada oluşan stress a) Değerler b) Gösterim.....	52
Şekil 9.5. Elastik gerilme a) Değerler b) Gösterim.....	53
Şekil 9.6. Termal sıcaklık bölgeleri a) Değerler b) Gösterimi	54
Şekil 9.7. Toplam ısı değişimi a) Değerler b) Gösterimi.....	55
Şekil 9.8. Isı değişim bölgesi yönü a) Değerler b) Gösterimi.....	55
Şekil 9.9. Sıcaklık etkisi a) Değerler b) Gösterimi.....	56
Şekil 10.1. Kanat Mesh Şekli	57
Şekil 10.2. Kanat üzerine etki eden parametreler a) Değerler b) Gösterimi.....	59
Şekil 10.3. Toplam deformasyon a) Değerler b) Gösterimi	59
Şekil 10.4. Kanatta stress oluşumu a) Değerler b) Gösterimi.....	60
Şekil 10.5. Elastik gerilme a) Değerler b) Gösterimi	60
Şekil 11.1. Sıtatot ve rotor arasındaki boşluk ölçme a) Boşluk b) Ölçüm yeri	61
Şekil 11.2. Ölçüm Noktaları	62

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 8.1.Gaz türbinleri termodinamik değerleri... ..	45
Çizelge 8.2.Ti-6Al-4V alaşımının malzeme özellikleri.....	47
Çizelge 9.1.Model özeti	50
Çizelge 10.1.Model özeti... ..	58
Çizelge 11.1.Ölçüm değerleri... ..	62

SİMGELER

a	axial
b	[mm] gerçek cord
B	[mm] axial chord
c	[m/s] mutlak hız
c	[mm] genişlik
cp	[kJ/kgK] sabit basınçta spesifik ısı
cv	[kJ/kgK] sabit hacimde spesifik ısı
C f	[-] Yüzey sürtünme katsayısı
D	[-] difüzyon katsayısı
d	[mm] uç nokta çapı
d2	[mm] uç nokta çapı
E	[J] toplam enerji
h	[kJ/kg] specific entalpi
hss	[kJ/kg] statikten statığe entalpi düşümü
i	[°] olay
k	spesifik ısı oranı
Ma	[-] Mach sayısı
m	[kg/s] kütle akışı
n	[rpm] dönme hızı
N	[MW] güç
p	[bar] basınç
P	[bar] basınç
PR	[-] basınç oranı
Re	[-] Reynolds numarası
Rs	[kJ/kgK] spesifik gaz sabiti
r	[mm] yarıçap
r1	[mm] kenar nokta yarıçapı
r2	[mm] uç nokta yarıçapı
q	[J/kg] kütleye göre ısı
Q	[J] ısı
s	[kJ/kgK] spesifik entropi
T	[K] sıcaklık
T	[Nm] tork
t	[s] zaman
TI	Yüzde türbülans
t	[mm] uç kısım
u	[m/s] tanjant kanat hızı
U	[m/s] dönme hızı
v	[m ³ /kg] spesifik hacim
vss	[-] hız oranı
w	[m/s] relative hız
w	[kJ/kg] specific iş
W	[J] iş
ω	[rad/s] açısal hız

ω_1	[°] uç kısım açısı
ω_2	[°] uç kısım genişlik açısı
ZW	[-] Zweifel katsayısı
λ	[-] Laval (La) sayısı
η_{th}	[-] termodinamik verim
κ	[-] spesifik ısı oranı
α	[°] mutlak akış açısı
β	[°] relative akış açısı
β_{1m}	[°] metale giriş açısı
β_{2m}	[°] metalden çıkış açısı
δ	[°] hesaplanmayan dönüş
δ	[°] radyal mesafe
η	[-] verim
Δh	[-] Reaksiyon entalpi değeri
Δp	[-] Reaksiyon basınç değeri
μ	[Pas] Dinamik viskozite
Π	[-] Toplam statik basınç oranı
ρ	[kg/m ³] yoğunluk
ς	[-] Kayıp verim
ϕ	[-] Akış verimi
ψ	[-] Kademe yükleme verimi
Δ	[-] Donatı değişimi
τ	[Pa] Kesme gerilmesi

ÖZET

F SINIFI GAZ TURBİNİ KOMPRESÖR KANADININ YAPISAL VE TERMAL ANALİZİNİN YAPILMASI

Mustafa GERENGİ

Düzce Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Fikret POLAT

Eylül 2021, 66 sayfa

Bu çalışmada gaz türbinlerinde kullanılan geometrisi belli son kademe kompresör rotor kanadının yapısal ve termal analizi ANSYS programı kullanılarak yapılmıştır. Bunun için elimizde var olan mevcut kompresör kanadının 3 boyutlu modellemesi yapılmıştır. Daha sonra bu model ANSYS programına aktarılarak analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde kanat geometrisinde oluşan parametreler saptanmıştır. Seçilen parametreler ile bir tasarım geometrisi oluşturularak mevcut kanadın çalışma koşullarındaki dayanımı incelenmiştir. Bu çalışmada konu edilen tüm dış parametreler gerçek saha şartlarında çalışan bir F sınıfı gaz türbinin değerleri alınmıştır. Alınan değerlerin kanat üzerinde farklı bölgelerdeki gerilmeleri incelenmiştir. Yapılan bu çalışma aynı zamanda tersinir bir mühendislik çalışması olup gerçek saha şartlarının kompresör kanatları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Analize başlamadan önce gaz türbinleri hakkında genel bilgiler sunulmuştur. Gaz türbinleri kısaca tanıtılmış ve daha sonra türbinlerin temel çalışma prensipleri anlatılmıştır. Bilindiği gibi gaz türbinleri Termodinamik esaslar temel alınarak şekillendirilir. Bu çalışmada kısaca gaz türbinlerinde gerçekleşen mühendislik termodinamiği de anlatılmıştır.

Anahtar sözcükler: ANSYS, Gaz türbini, Kompresör kanadı analizi, Termal ve yapısal analiz.

ABSTRACT

STRUCTURAL AND THERMAL ANALYSIS OF F CLASS GAS TURBINE COMPRESSOR BLADE

Mustafa GERENGİ

Düzce University

Institute of Graduate Studies, Department of Mechanical Engineering

Master's Thesis

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Fikret POLAT

September 2021, 66 pages

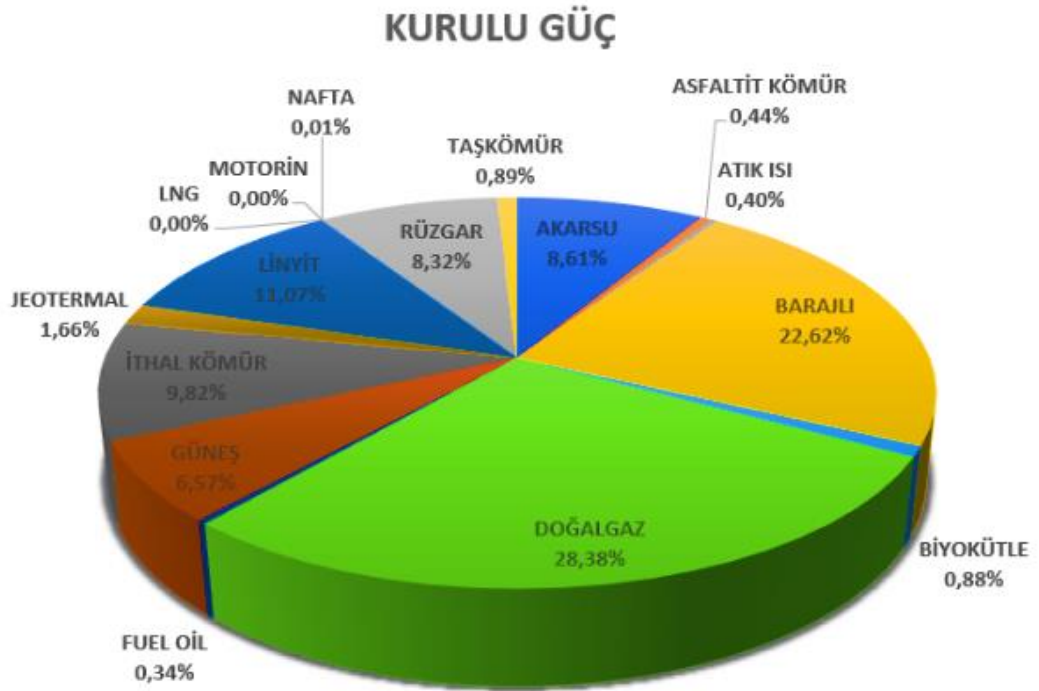
In this study, the structural and thermal analysis of the final stage compressor rotor blades, which are known, performed by using ANSYS program. For that reason, 3D model of the existing compressor blade has been done. Later on, this model was transferred to the ANSYS program and analyzed. In the analysis, the parameters formed in the blade geometry were determined. By creating a design geometry with the selected parameters, the stress of the existing blade under operating conditions were examined. All external parameters in this study were taken from an F-class gas turbine operating under real field conditions. The stresses of the obtained values in different regions on the blade were examined. This study is also a reverse engineering study and the effects of real field conditions on the compressor blades have been analyzed. Before starting the analysis, general information about gas turbines have been presented. Gas turbines have been briefly introduced and then the basic operating principles of turbines have been explained. As it is known, gas turbines shaped based on thermodynamic principles. In this study, engineering thermodynamics in gas turbines briefly explained.

Keywords: ANSYS, Compressor blade analysis, Gas turbine, Thermal and structural analysis.

1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacı günümüzde artarak devam etmekte ve bu ihtiyaç zamana bağlı olarak herhangi bir değişim gösterecektir. Bu değişim çeşitlilik ve artım yönünde olacaktır. Enerji denilince aklımıza sadece elektrik enerjisi gelmemelidir. Enerjinin pek çok çeşidi mevcuttur. Bunlar mekanik, elektrik, termal vb. pek çok yapıda bulunmaktadır. Bu yapıların birbirine dönüşümleri ve çevirimleri mevcuttur. Bu dönüşüm ve çevirimlerde en önemli kriter dönüşüm sırasında elde edilen verim ve ortaya çıkan kazançtır.

Elektrik enerjisi yukarıda bahsetmiş olduğumuz enerji çeşitlerinden en önemlisi ve petrolle beraber kullanılan en etkin enerji türlerinden bir tanesidir. Bu enerjiyi günümüzde çeşitli dönüşüm sistemlerini ve araçlarını kullanarak elde etmekteyiz. Ülkemizde mevcut üretim kaynaklarımız aşağıdaki grafikte görünmektedir. Buna göre mevcut kurulu gücümüz yaklaşık 92 GW civarındadır. Şekil 1.1’de bunların kaynaklara göre dağılımını grafiksel olarak görmek mümkündür.



Şekil 1.1. Elektrik üretiminde kullanılan kaynakların dağılımı.

Grafikte de görüldüğü elektrik üretimimizin yaklaşık %28'i doğalgaz gibi fosil yakıtlı enerjiden üretilmektedir. Doğal gaz enerji santrallerinde çeşitli makinalar ve teknikler kullanılarak mekanik enerji ve oradan da elektrik enerjisi elde edilmektedir.

Bu yöntemlerden en çok ve yaygın olanı gaz türbinleri kullanarak mekanik enerji elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Bunun en büyük ve önemli sebebi kurulum maliyetlerinin düşüklüğü, kurulum süresinin kısa olması ve yüksek verimliliğidir.



2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Gaz türbinleri günümüzde enerji üretmek amacıyla kullanılan komplike makinalardır. Bu makinaların pek çok üreticisi ve bunun yanında pek çok çeşidi mevcuttur. En önemli üreticileri General Electric, Siemens, Mitsubishi, Ansaldo ve Alstomdur. Bu üreticiler gücüne ve kapasitesine göre çeşitli özellikte gaz türbini üretmektedirler. Bunlardan en çok üretileni ise F tipi dediğimiz heavy duty (yüksek kapasiteli) olanlarıdır. F tipi gaz türbinleri sanayide kullanılan yüksek kapasiteli türbinlerdir. Bunlardan 250 MW tan 290 MW kadar elektrik enerjisi elde etmek mümkündür. Yapı ve kapasite olarak çok büyük oldukları için F (frame) tipi olarak alınmaktadırlar. Bunun yanında 30-40 MW lık LM6000-LM2500 gibi uçak motorlarından bozma türbinler de mevcuttur. Fakat bunların kapasiteleri ve verimleri son derece düşüktür [1]-[4].

Gaz türbinleriyle ilgili ilk çalışmalar General Electricten Rowen ve Undrill'in yapmış olduğu çalışmalardır. Bu çalışmalarda temel kontrol sistemleri ve kombine çevrim santrallerinin modellenmesi ele alınmıştır. Daha sonra bu çalışmalar çeşitli firmalar tarafından geliştirilerek günümüze kadar gelmiştir. Günümüzde bu çalışmaların geliştirme çalışmaları daha ileri boyuta taşınarak sürdürülmektedir [5]-[7].

Gaz türbinlerinin ulusal şebekelerde çok kullanılmasının sebebi frekansın sabit olarak tutulabilmesidir. Diğer santrallerde (hidrolik, rüzgar, güneş vb..) elde edilen elektrik enerjisinde frekans kontrolü zordur. Bu frekans kontrolü problemi daha önceleri büyük problemlere neden olabilmekteydi. Gaz türbinlerinin efektif olarak kullanılmasıyla frekans problemi ortadan kalkmıştır.

Endüstri için bu kadar önemli olan gaz türbinleri tarihteki gelişim süreçlerine bağlı olarak günümüze kadar çeşitli varyasyonlarda gelmiştir. Her gelişiminde teknoloji, malzeme bilimi, otomasyon, kontrol sistemi gibi fonksiyonları da etkileyen pek çok bilimin ilerlemesine de katkı sağlamıştır. Bu ilerleme ışığında eskiden santrallerde yüzlerce kişi çalışırken günümüzde hemen hemen her vardiyada 2-3 kişilik ekiplerle devasa boyuttaki santraller kontrol edilebilmektedir. Bu santrallerde kurulan kontrol odaları sayesinde sahadaki tüm veriler aynı anda kontrol sisteminde görülebilmekte ve gerektiğinde sisteme uzaktan müdahale de yapılabilinmektedir. Bu teknolojinin gelişmesi aynı zamanda

havacılık sektörünün de gelişimine ön ayak olmaktadır. Zaten türbinlerin genel çalışma prensibine ve yapısına bakıldığında havacılıkta kullanılan jet motorlarla aynı özellikleri taşımaktadır [6]-[10].

Son zamanlarda teknolojinin, özellikle bilişim teknolojisinin gelişmesiyle beraber, yapılan her tasarım sonrasında tasarlanan çalışmanın dayanıklılığını ve çalışma ortamındaki durumunu değerlendirmek açısından birçok analizler yapılmaktadır. Bu analizler için kullanılan programların en yaygını ve verimli ANSYS programıdır [9]-[13]. Bu programda, yapılan analizler sayesinde seçmiş olduğumuz malzemeye bağlı olarak tasarımın gerçek çalışma koşullarında ne gibi davranışlarda bulunacağı bire bir bilgisayar ortamında uygulaması yapılmaktadır. Bu sayede yapmış olduğumuz çalışmanın gerçekten çalışıp çalışmayacağı önceden tespit edilebilir. Bu durum bizlere maddi ve zaman açısından çok büyük avantajlar sağlamaktadır [14]-[16].

Yukarda belirtmiş olduğumuz gelişmeler ışığında bu güne kadar gaz türbinleri ve bunlarla alakalı olarak pek çok çalışma mevcuttur. Özellikle yapılacak olan türbinin boyutlandırılması için tasarlanan kompresör ve bunlara bağlı olarak çalışan disk (pal) ve kanatlarla ilgili pek çok yapısal ve termal analiz çalışması yapılmıştır. Bu analiz çalışmaları gerek malzeme değişikliğine bağlı olarak veya geometri değişikliğine bağlı olarak analiz analiz çalışmaları sürdürülmüştür. Analizler genel olarak parçanın üzerine etki eden kuvvet, açısal veya radyal hız, sıcaklık gibi dış etmenlerden kaynaklanan durumların parçada oluşturabileceği olumlu veya olumsuz durumun tespiti için yapılmıştır [4]-[8].

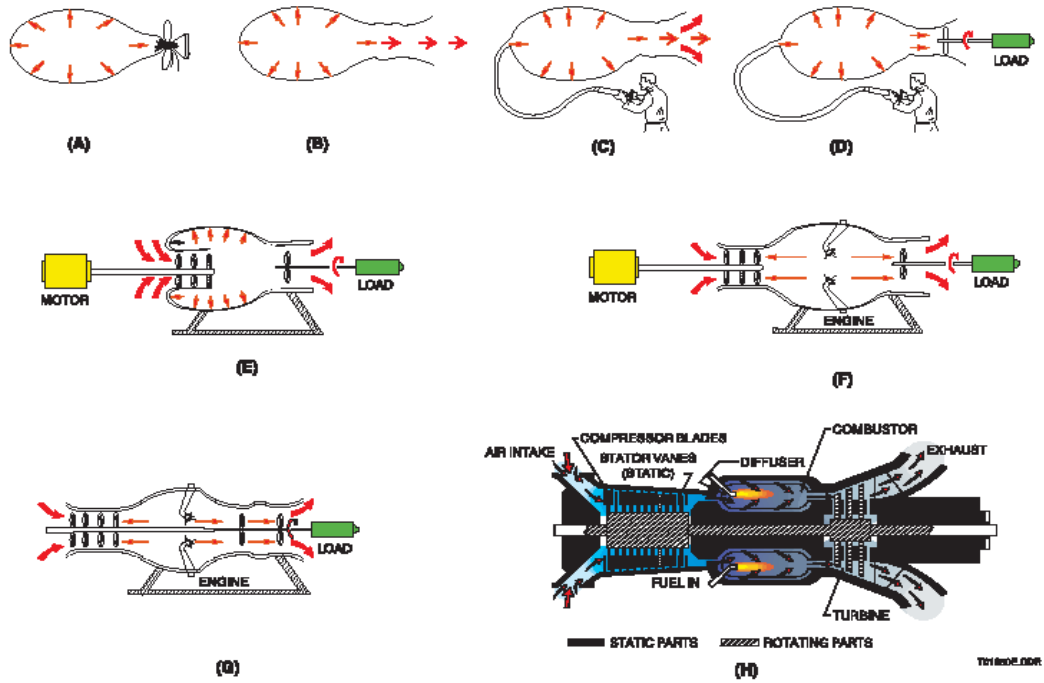
Akademik düzeyle bu çalışmalardan bazıları Mikio Oi, Mariko Suzuki ve Natsuko Matsuura gibi uzmanlar tarafından detaylı olarak yapılmıştır. Bu uzmanlar gaz türbinlerinde yapısal analizler ve şekil verimliliğiyle ilgili çok önemli çalışmalara imza atmıştır [1]-[3]. Biz bu çalışmamızda bu uzmanların yaptığı gibi kompresörün son kademe kanat ve palini yapısal ve termal olarak analiz ettik. Bu çalışmamızda stres analizini dış kuvvet ve basınca bağlı olarak yaptık. Bunun yanında ortam sıcaklığına bağlı olarak termal analizini yaptık.

Sadece yapısal ve termal olarak değil daha önce türbinlerde kullanılan kanatların ömür hesapları Sanford Fleeter tarafından yapılmıştır. Sanford malzemenin çalışma sıcaklığı, maruz kaldığı kuvvet, açısal hız ve diğer parametrelere göre ömür hesabı yapmıştır. Kanatların stres analizini akademik olarak yapan bir diğer bilim insanı T.Madhusudhan

dır. Madhusudhan basınca bağı olarak kanatta oluşan sıtres hesabını sonlu elemanlar analizi metoduyla hesaplamıştır. Bu saydığımız uzmanlara ilaveten M.Pradeep, Naveen Babu Chandu gibi bilim adamları sonlu elemanlar analizini kullanarak kanatlarda çeşitli yapısal analizler yapmışlardır. Stuart Moffaty, Li He Blade, M.Venkatarama Reddy, Dr. K. Ramachandra ve bunun gibi pekçok bilim adamı gaz türbinleri ve parçaları için gerek tasarım aşamasında, gerekse tasarımdan sonra çeşitli analiz metodları kullanarak bilimsel çalışmalar yapmışlardır [8]-[16].

3. GAZ TÜRİNLERİ TEMEL ÇALIŞMA PRENSİBİ

Gaz türbinlerinin çalışmasının temel prensiplerini Şekil 3.1’ de görülen balon deneyiyle basit bir şekilde anlatmak mümkündür.



Şekil 3.1. Gaz türbinlerinin temel çalışma prensibi (A),(B),(C),(D),(E),(F),(G) Basit model, (H) Gaz türbini gerçek model.

(A)- Havayla şişirilmiş bir balonun içindeki hava molekülleri balonun yüzeyinde bir kuvvet oluşturacaktır. Bu kuvvet içerdeki havanın kütlesiyle doğru orantılıdır. Havanın yoğunluğu kütle ve hacimle orantılıdır. Yoğunluk aynı zamanda içerdeki basınç ve sıcaklığa da bağlıdır. Sıcaklık arttıkça hava moleküllerinin hızı ve buna bağlı olarak enerjileri de artarak birbirinden uzaklaşırlar. Sıcaklık azaldıkça moleküllerin hızı ve buna bağlı olarak enerjileri düşeceğinden birbirlerine yaklaşırlar. Bundan dolayı hacimde bir değişme olmaktadır. Dolayısıyla yoğunluk belirtilen parametrelere bağlı olarak azalacak veya artacaktır. Moleküllerin bu hareketi Boyle Charles tarafından:

$$\frac{PV}{T} = K \quad (3.1)$$

olarak formüle edilmiştir.

Burada:

P=basınç

V=spesifik hacim

K=mutlak sıcaklık (Kelvin)

(B)-Balonun ağzını açtığımız zaman içindeki hava boşalırken kütlesi ve ivmesine bağlı olarak bir kuvvet oluşturacaktır. Bu kuvvet Newton'un ikinci yasasında olduğu gibi:

$$F = m \cdot a \quad (3.2)$$

Kütle ve ivmeye bağlı olarak değişmektedir. Oluşan bu kuvvet Newton'un üçüncü yasasında belirtildiği gibi (etki-tepki prensibi) zıt yönde ve eşit büyüklükte bir tepki kuvveti oluşturacaktır. Dolayısıyla balonun ileri doğru hızlanmasına neden olacaktır.

(C)-Sistemin bu şekilde sürekliliğini sağlamak için balonun içine devamlı hava basılmalıdır.

(D)-Sürekliliği sağlanan sistemin önüne pervane ve buna bağlı bir jeneratör koyarsak belli bir enerji üretmemiz mümkündür. Çünkü dışarı çıkan hava molekülleri belli bir açıdaki pervanenin kanatlarına çarpacak ve pervaneye bir dönme etkisi yaratacaktır.

(E)-Kullanılan sistemin endüstriyel bir amaç için daha kullanışlı hale getirmek için balon yerine hacmi sabit bir kap kullanabiliriz. Bu kaba basılacak olan havayı elde etmek için bir elektrik motoru ve ona bağlı bir fan kullanabiliriz. Elektrik motorunun dönme etkisi sayesinde fan bir hava sirkülasyonu sağlayarak kabın içine bir ivme ve kütlelerinden dolayı bir kuvvet oluşturacaktır. Oluşan bu kuvvet ve ivme sayesinde sağ tarafta bulunan pervane dönerek jeneratörde bir elektrik enerjisi açığa çıkaracaktır.

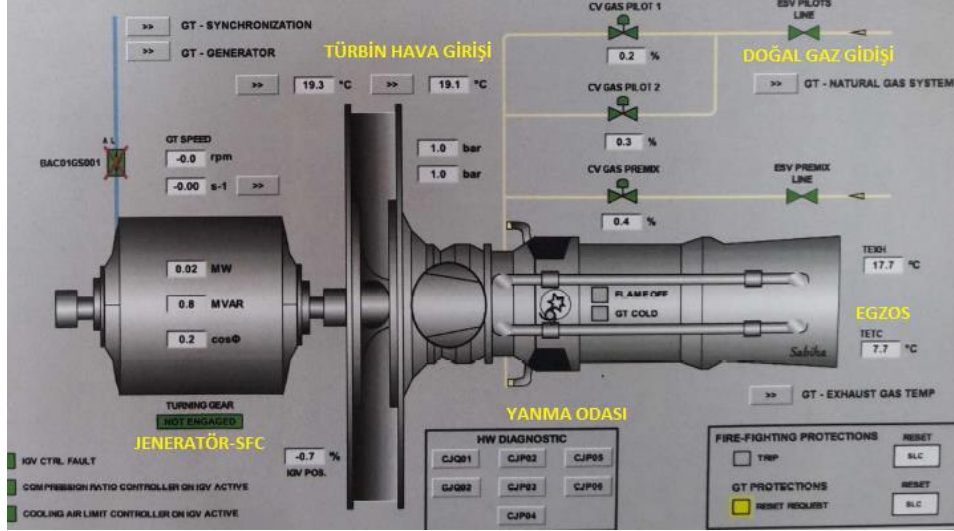
(F)-Kabın içinde bir yanma gerçekleştirecek olursak içeri giren havanın sıcaklığı artacağından gaz moleküllerinin ivmesi artacak ve dolayısıyla elde edilen kuvvet ve buna bağlı olarak elde edilecek enerji artacaktır.

(G)-Eğer kabın içerisine hava sağlayan motoru kaldırırsak ve bunun yerine sabit tankın

içinde yanma olayını sürekli hale getirirsek içerde ısınan hava moleküllerinin ivmesi artacak ve buna bağlı olarak artan bir kuvvet oluşturulacaktır. Isınan hava sabit kaptan dışarı çıkmak isterken basınç farkından dolayı dışardaki hava içeri dolacak ve sistemin sürekliliği sağlanacaktır. Dışarı çıkan hava fan kanatlarını daha hızlı döndürecek ve buna bağlı olarak jeneratör hızlanarak enerji üretecektir. Böylece hem içerde oluşan boşluğa yeni hava dolacak hem de sistem sürekli hale gelecektir. Sistemin bu şekilde sürekliliği, yanma olayının ve olayı sağlayan yanma gazının sürekliliğine bağlıdır.

(H)-Burada tipik bir gaz türbininin çalışma mantığını görmek mümkündür. Türbine giren hava kompresör kısmında sıkıştırılarak basıncı, sıcaklığı ve hızı artırılır. Sıkışan hava yanma odasında (combustor chamber) yakıtla karışarak buji (igniter) ateşlemesi sonucu yanma olayı gerçekleşir. Böylece ısınan havanın ivmesi artacak, türbin kısmındaki kanatlarda daha büyük bir kuvvet oluşturacaktır. Kuvveti oluşturan gazlar kanatlarda mekanik bir hareket sağladıktan sonra egzoz kısmından dışarıya atılır.

Buraya kadar anlattıklarımız bütün türbinlerde olan ortak çalışma prensibidir. Bu çalışma prensibi kısmen türbinden türbine farklılık gösterse de temel prensip aynıdır. Bu durum F sınıfı gaz türbinleri için de geçerlidir. Türbini otomatik kontrol sisteminde ilk start verildiğinde jeneratör dışardan akım çekerek bir motor gibi türbini döndürmeye başlar. Endüstride bu duruma Secunder Frekans Kontrol (SFC) denilir. Türbinin devri 700/800 rpm'e geldiği zaman gaz vanaları açarak yakıt ve havanın birbirine karışması sağlanır (Şekil 3.2). Bu karışım yanma odasında gerçekleşmektedir. Karışım oranı sağlandıktan sonra türbin otomatik olarak igniter dediğimiz elektrikli sistemi harekete geçirerek ateşleme sağlanır. Yanma odasındaki yakıt hava karışım oranı çok önemlidir. Yanmanın stabil olması gerekmektedir. Aksi takdirde türbinde yüksek vibrasyon ve buna bağlı olarak trip etmesi (stop etmesi) mümkündür. Sağlıklı bir yanma olayından sonra türbinin devri artar. Genel olarak F tipi gaz türbinlerinin maximum devri 3000 rpm civarındadır.



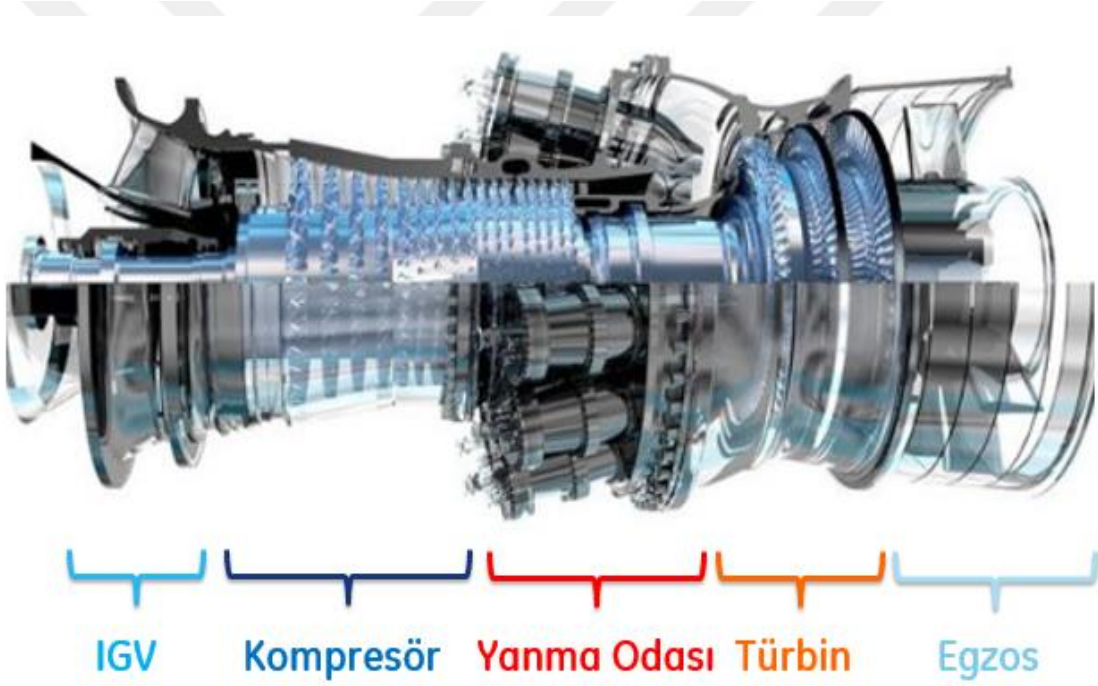
Şekil 3.2. F tipi gaz türbini genel yerleşim görünümü.

Şekil 3.2’de de görüleceği üzere jeneratör kısmı türbin ilk start verilerken dışardan akım çekerek bir motor görevi görmektedir. Türbin 700/800 rpm de ateşlemeyi sağlar. Yakıt ve hava yanma odasında karışarak stabil bir şekilde yanmanın sürekliliği sağlanır. Türbin 3000 rpm’e ulaştıktan sonra SFC devre dışı kalır ve türbinden jeneratör vasıtasıyla enerji elde edilir.

Bazı küçük gaz türbinlerinde SFC yerine dışarıdan harici bir motor takılarak (hidrolik veya elektrikli) ilk start bu şekilde verilir.

4. GAZ TÜRİNLERİNİN ANA PARÇALARI

F sınıfı gaz türbinleri Şekil 4.1’de görüldüğü gibi beş ana parçadan oluşmaktadır. Bunlar IGV (Inlet guide vanes) dediğimiz kompresör giriş hava debisini hareketli kanatlarla ayarlayan kısım, sonra gelen ve havanın sıkıştırıldığı kompresör kısmı, sıkışan havanın belli bir oranda yakıtla karıştırılıp ateşlemenin sağlandığı yanma odası kısmı, yanma odasından sonra mekanik enerjinin kinetik enerjiye dönüştürüldüğü türbin kısmı ve son olarak enerjisi alınmış sıcak havanın türbinden çıktığı egzoz kısmıdır. Belirtilen bu kısımları daha iyi anlamak için her bir kısmı veya bölmeı aşağıdaki gibi anlatabiliriz. Şekil 4.1’de ana parçaları bulabiliriz.

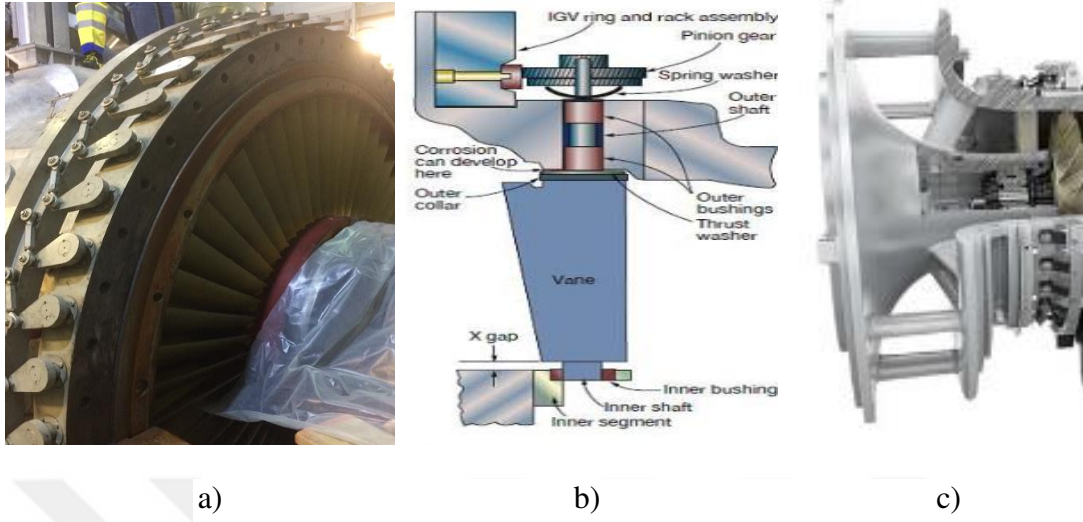


Şekil 4.1. F sınıfı gaz türbini ana parçaları.

4.1. IGV (INLET GUIDE VANES)

IGV’nin (Inlet Guide Vanes) girişinde bulunan kanatlar hareketli olup türbine girecek olan havanın debisini ayarlamaktadır. Bu hareketli kanatlar gerekli açıklığı ayarlayarak üretilcek olan güce göre türbine giren havanın debisini ayarlamaktadır. Bu kanatlar hidrolik olup hareketi tamamen otomatik kontrol sistemiyle sağlanmaktadır. IGV’nin bir diğer görevi ise herhangi bir tehlike anında içeri giren havayı keserek türbinin zarar

görmesini engellemektedir. Şekil 4.2’de bu bağıntı bulunabilir.



Şekil 4.2. Igv inlet guide vanes a) Kanatlar b) Çalışma şekli c) Görünüm.

4.2 KOMPRESÖR

Kompresör, havanın sıkıştırıldığı kısımdır. Bu bölüm stator ve rotor olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Stator kısmı sabit kanatlardan meydana gelmiş olup havanın rotor kanatlarına yönlendirilmesini sağlar. Rotor kısmı ise hareketli kanatlardan meydana gelmiş olup ortalama 3000 rpm de dönmektedir. Şekil 4.3’te de görüleceği üzere bu kısımda bulunan kanatların ölçüleri birbirinden farklıdır. Türbinin dizaynına bağlı olarak kompresör farklı kademelerden meydana gelebilmektedir. Genel olarak F sınıfı gaz türbinleri 17 kademeden meydana gelmektedir. Kanatlar birinci kademeden başlayarak 17. Kademeye doğru boyut olarak küçülerek dizilmektedir.



Şekil 4.3. Kompresör a) Siemens türbini b) Aen türbini.

4.3. YANMA ODASI

Yanma odası (combustion chamber) yakıt ve hava karışımının gerçekleştiği ve yanma olayıyla ısı enerjisinin ortaya çıktığı bölümdür. Türbinlerde yanma olayı tasarıma bağlı olarak ya içerde gerçekleşir veya dışardan herhangi bir bölmede gerçekleşerek ısı enerjisi ortaya çıkmaktadır. Bu tip türbinlere içten veya dıştan yanmalı türbinler denilmektedir.

Diğer taraftan yanma odaları da tasarıma bağlı olarak tek veya çoklu yanma odaları olarak isimlendirilebilirler. GE'nin türbinlerinde genelde çoklu yanma odası kullanılmaktadır ve türbinin etrafında 18 tane ayrı ayrı birbirine yanma tüpleriyle bağlı yanma odaları bulunmaktadır. ANSALDO ve Siemens türbinlerinde ise tek bir yanma odası mevcut olup bütün yakıt girişleri tek bir yanma odasına bağlanmaktadır. Şekil 4.4'te yakıt giriş tiplerini göstermektedir.



a)

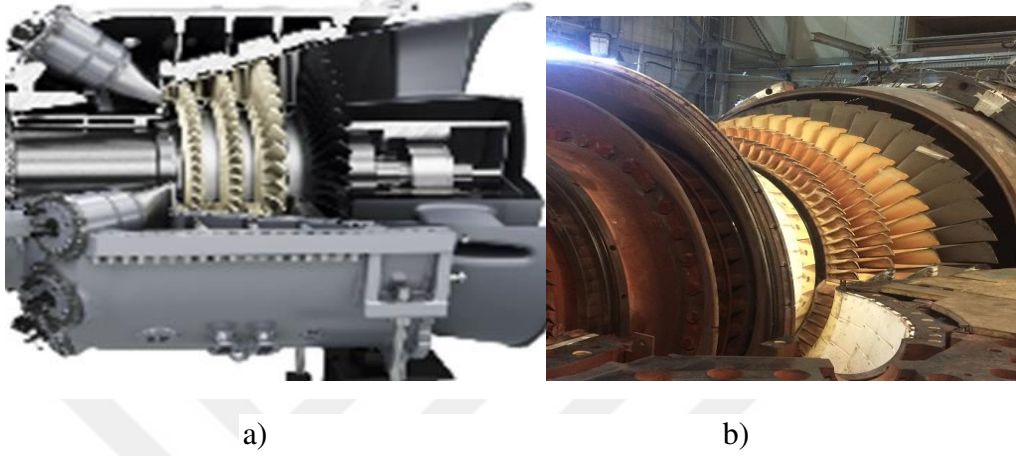
b)

Şekil 4.4. Yanma odaları a) Çoklu yanma odası b) Tekli yanma odası.

4.4. TÜRBİN

Yanma odasından sonra enerjinin mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürüldüğü türbin kısmı gelmektedir. Bu kısım duruma bağlı olarak 3 veya 4 kademe kanatlardan oluşmaktadır. Bu kısımda bulunan kanatlar yüksek sıcaklığa maruz kaldıkları için üstleri TBC (Termal Bariyer Kaplama) ile kaplanmaktadır. Bu kaplama kanatların metal kısımlarının direk olarak sıcaklıkla temasını azaltmakta ve dolayısıyla yanmaktan korumaktadır. Bu kısımda bulunan kanatlar yaklaşık 1300 °C sıcaklığa maruz kalmaktadır. Bundan dolayı TBC kaplama yetmeyebiliyor. Tasarımda ve uygulamada bu kanatlar kompresör kısmından gelen hava ile de içten soğutulmaktadır. Kanatların üzerinde boydan boya soğutma delikleri bulunmaktadır. Kompresör kısmından gelen

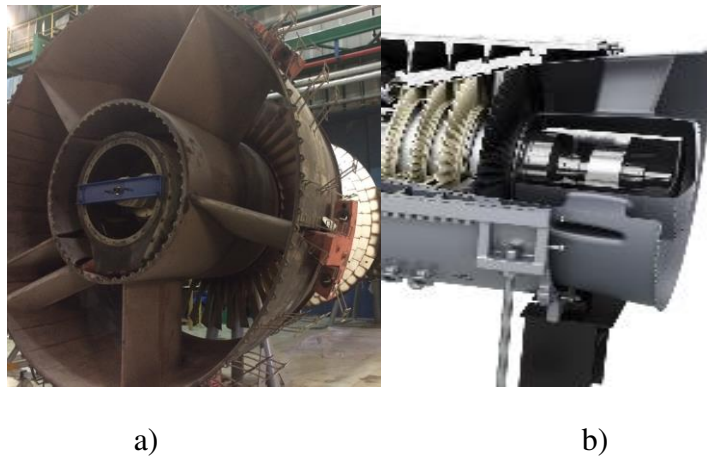
soğuk hava bu deliklerden geçerek kanatların soğumasına yardımcı olmaktadır. Büyük türbin üreticileri genel olarak bu sıcak türbin kısmının 25.000 çalışma saatinden sonra bakıma alınmasını tavsiye ve hatta zorunlu hale getirmektedir. Bu bakımlarda genel olarak Şekil 4.5'te görüldüğü gibi TBC kaplama olan 1.2.ve 3. Kademe kanatlar yenisiyle değiştirilmektedir.



Şekil 4.5. Türbin kısmı a) Üç kademeli türbin b) Dört kademeli türbin.

4.5. EGZOZ

Enerjisi alınmış sıcak havanın atmosfere veya atık ısı kazanına verildiği kısımdır. Türbinin ikinci yatağının da aynı zamanda bulunduğu kısımdır. Egzoz kısmında bulunan sıcaklık ölçer termocoupllar türbinin egzoz sıcaklığına bağlı olarak da gücü ve kontrolü sağlamaktadır. Bu kısımda bulunan sıcaklık genel olarak 550 °C civarındadır. Şekil 4.6'da egzoz kısmını görebiliriz.



Şekil 4.6. Egzoz kısmı a) Strap kısmı b) Yatak kısmı.

Kombine çevrim santrallerinde egzozdan çıkan sıcak hava atık ısı kazanına verilerek buhar elde edilmesini sağlar. Elde edilen buhar, buhar türbininde elektrik enerjisine dönüştürülür.



5. GAZ TÜRBİNLERİNDE TERMODİNAMİK

Termodinamiğin en önemli uygulama alanlarından biri enerji üretimidir. Üretilen enerji uçakları, gemileri, trenleri, buzdolaplarını ve aklımıza gelen pek çok araç, gereç ve cihazın çalışmasında kullanılmaktadır. Termodinamikte elektrik enerji üreten sistemleri iki ana grupta inceleyebiliriz. Bunlar gaz ile üretim yapan ve bir diğeri ise buhar ile üretim yapan cihazlardır. Gaz türbinleri bu grubun içinde gaz ile elektrik üretimi yapan sistemler kategorisine alınabilir. Gaz türbinlerinde kullanılan gaz üretim sırasında herhangi bir faz değişimine uğramamaktadır. Fakat buhar türbinlerinde gaz halindeki buhar yoğunlaşarak sıvı hale geçmektedir. Bu faz değişimi akışkanın daha fazla enerji depolamasına neden olmaktadır.

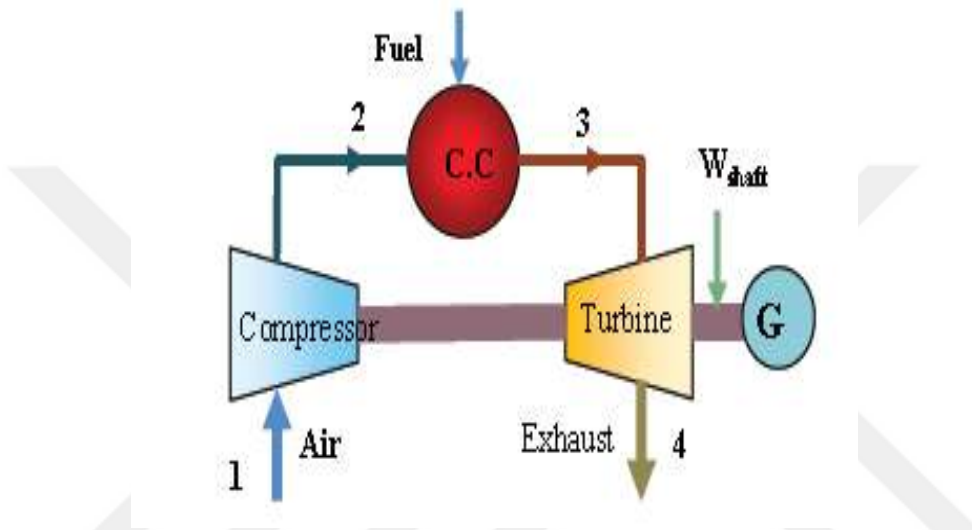
Gaz türbinlerinin çevriminde aşağıdaki kabuller tasarım ve uygulama sırasında kriter olarak göz önüne alınmaktadır. Bunlar:

- İş yapan hava ve doğal gaz, çevrim sırasında ideal gaz olarak kabul edilmektedir.
- Yanma olayı göz önüne alınacağı zaman sanki dışardan sabit basınçta enerji veriliyormuş gibi denklem kurulur.
- Türbin egzoz ve kompresör işlemleri sırasında akışkandaki sabit basınçta bir enerji verildiği kabulü yapılmaktadır.

Belirtilen kabuller yapılarak gaz türbinlerinde termodinamik hesaplamaları yapılmaktadır. Bu kabullerin saha uygulamaları farklılıklar gösterebilmektedir. Bundan dolayı türbin üreticileri saha performans testlerini ve kabullerini yaptıkları sırada bazı düzeltici grafikleri kullanmaktadırlar. Çünkü çoğu zaman sahalardaki sıcaklık, nem, hava giriş kaliteleri, yükseklik, basınç vb kriterler ideal gaz denklemindeki şartları sağlamamaktadır. Bundan dolayı düzeltici grafikler hesaplamalar sırasında sıkça kullanılmaktadır.

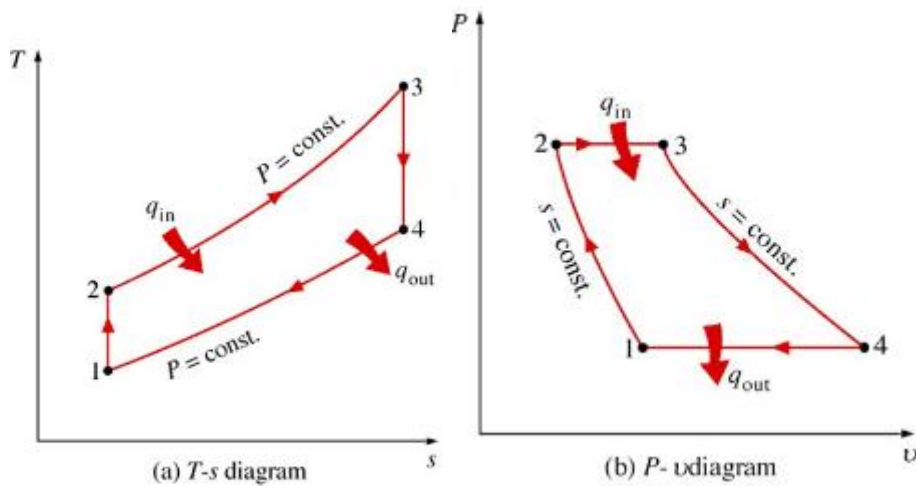
5.1. GAZ TÜRBİNLERİNDE BRAYTON ÇEVİRİMİ

İdeal Brayton çevrimi gaz türbinlerinde temel termodinamik prensiplerini oluşturmaktadır. Bu döngü dört temel prensipten oluşmaktadır. Şekil 5.1’te genel çevrim şeması bulunmaktadır. Bu çevrimde hava, hava filtrelerden geçirilerek kompresöre iletilir. Kompresörde sıkıştırılan hava yanma odasında yakıtla karıştırılarak yanma olayı gerçekleştirilir. Yanma odasında yüksek sıcaklıkta çıkan gaz türbin kısmında mekanik enerji oluşturur. Oluşan mekanik enerji jeneratörde elektrik enerjisine çevrilir. Türbinden çıkan gaz egzozda dışarı atılır.



Şekil 5.1. İdeal Brayton çevrimi.

Şekil 5.1’de belirtilen İdeal Brayton Çevrimini aşağıdaki grafikte Şekil 5.2’de belirtildiği gibi P-v (Basınç-hacim), ve T-s (Sıcaklık-entropi) grafiklerine çevirmemiz mümkündür.



Şekil 5.2. P-v ve T-s grafiği a) T-s diyagramı b) P-v diyagramı.

Bu prensipler:

1-2 izotropik sıkıştırma

2-3 sabit basınçta ısı transferi (ısı girişi)

3-4 izotropik genleşme

4-1 sabit basınçta ısı transferi (ısı çıkışı)

Yukarıda belirtilen prensipleri termodinamik kanunları açısından basitleştirip formülize edersek gaz türbinlerindeki termal performansı ve alınan gücü bulabiliriz.

Sistem akışkan gazının ideal ve sabit spesifik ısıda olduğunu düşünürsek:

Kompresörün yaptığı iş:

$$W_{12} = - (h_2 + h_1) = - C_p (T_2 - T_1) \quad (5.1)$$

Eklenen Isı (yanma odasında ortaya çıkan ısı):

$$Q_{23} = (h_3 - h_2) = C_p (T_3 - T_2) \quad (5.2)$$

Burada:

C_p : Sabit basınçtaki spesifik ısı(Btu/(lbm.R) (kj/(kg.K)

h : Entalpi(Btu/lbm) (kj/kg)

T : Sıcaklık (R) (K)

Buradan döngünün verimliliğini hesaplayacak olursa:

$$\eta_{döngü} = \frac{\text{Yapılan İş}}{\text{Eklenen İş}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (5.3)$$

$$\eta_{döngü} = \frac{\text{Yapılan İş}}{\text{Eklenen İş}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (5.4)$$

Fakat;

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad (5.5)$$

olduğundan ve termodinamikteki Benedict-Webb-Rubin eşitliğinden

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5.6)$$

basınç ve sıcaklık arasındaki bağıntıdan hareketle

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad (5.7)$$

eşitliği elden edilir.

Bu eşitlikleri yerine koyacak olursak toplam döngü verimi:

$$\eta_{Döngü} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (5.8)$$

olarak elde edilmiş olur.

Bu eşitlikten de göreceğimiz gibi çevrimin verimliliği basınç oranını artırarak artırabiliriz. Fakat bunun da sağlanabilmesi için göz önünde bulundurmamız gereken iki önemli husus vardır. Bunlar:

- Maksimum döngü sıcaklığı,
- Optimum yapılan iş.

Bu iki faktörü de göz önüne alıp formülü yeniden düzenleyecek olursak:

$$Yapılan \text{ İş} = C_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] = C_p [T_3 - T_4 - T_2 + T_1] \quad (5.9)$$

Termodinamikten de hatırlanacağı gibi:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \quad (5.10)$$

denklemini yukarıda belirtilen formülde yerine koyarsak;

$$Yapılan \text{ iş} = C_p \left[T_3 - T_4 \left(\frac{T_1}{T_2} \right) - T_2 + T_1 \right] \quad (5.11)$$

denklemini elde ederiz.

İdeal çevrim diyagramında görüldüğü gibi verim, basınç oranının artırılmasıyla yükselmektedir. Fakat basınç oranındaki artış direkt olarak kompresör çıkış sıcaklığını (T_2) etkilemektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı ise yapılan işi etkilemektedir[1]-[16]. Verim ve yapılan iş için en iyi basınç oranını seçip ve yukarıdaki eşitliğin kompresör en iyi çıkış sıcaklığına (T_2) göre diferansiyelini alacak olursak:

$$\frac{dw}{dT_2} = C_p \left[0 + \frac{T_3 T_1}{T_2^2} - 1 + 0 \right] \quad (5.12)$$

denklemini elde edilir.

Kompresörden en iyi çıkış sıcaklığını elde etmek için yukarıdaki denklemini sıfıra eşitleyip T_2 'ye göre çözecek olursak:

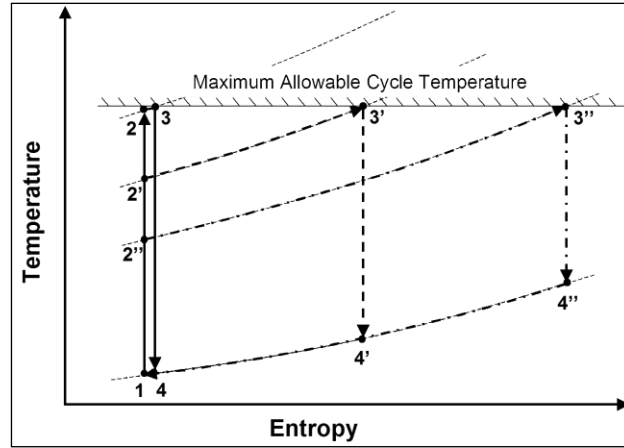
$$\frac{T_3 T_1}{T_2^2} = 1 \quad (5.13)$$

buradan

$$T_2 = \sqrt{T_3 T_1} \quad (5.14)$$

eşitliği elde edilir.

Yanma odası çıkış sıcaklığı da türbinin performansını ve verimini etkilemektedir. Malzeme ve soğutma kapasitesine bağlı olarak türbin giriş sıcaklığı (T_3) değişmektedir. Türbin giriş sıcaklığındaki değişim türbin verimini ve ayrıca yapılan işi de etkilemektedir. Yapılan maksimum iş ve verimi ideal döngüde oranlayacak olursak aşağıda belirtilen Şekil 5.3'te grafiği karşımıza çıkar. Dolayısıyla maksimum sıcaklık (T_3) maksimum iş ve verim elde etmemizi sağlar.



Şekil 5.3. T_3 bağlı değişim grafiği.

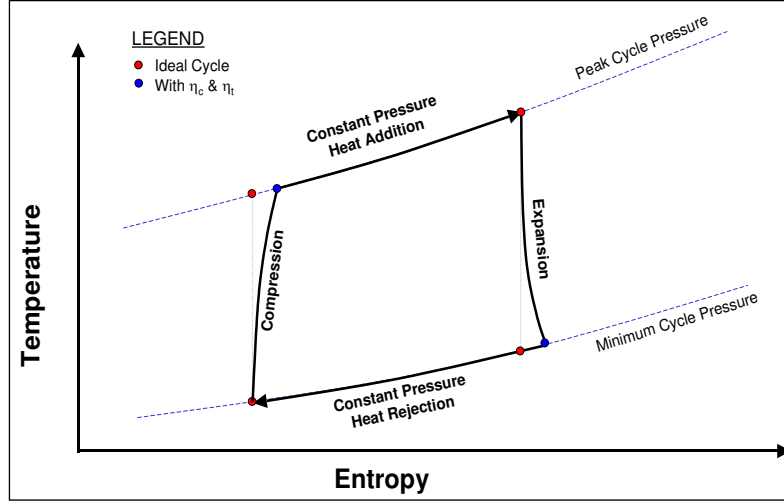
İdeal Brayton çevrimini etkileyen üç olumsuz faktör vardır.

Bunlar:

- Kompresör ve türbinde verimsizlik,
- İç kısımlarda, yanma odasında ve egzosta basınç düşümleri,

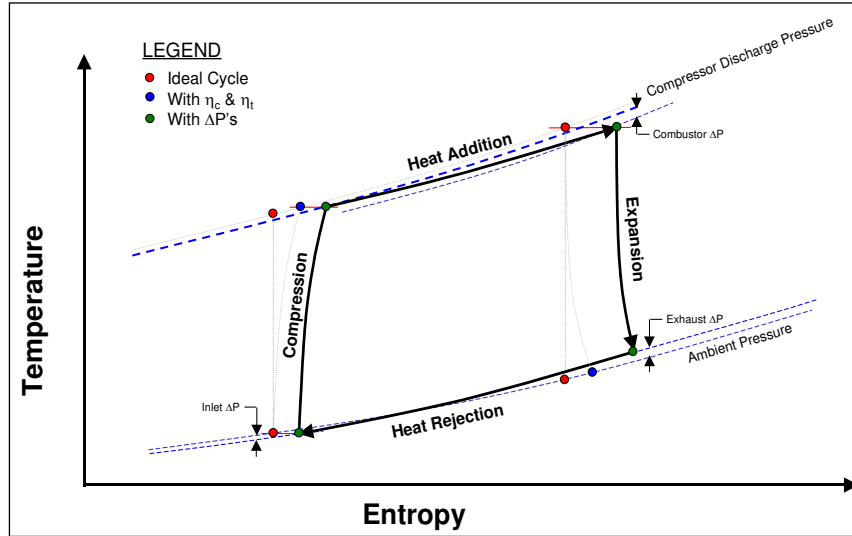
- Kompresörden türbinin sıcak bölgelerini (kanatları) soğutmaya yarayan havada düzensizlik.

Yukarıda belirtilen bu üç olumsuz faktör, sıcaklık-entropi diyagramını etkileyerek verimi ve yapılan işi düşürmektedir. Bu faktörlerin sıcaklık-entropi diyagramını nasıl etkilediği aşağıdaki Şekil 5.4. Şekil 5.5 ve Şekil 5.6’da görülmektedir.



Şekil 5.4. Kompresör ve türbin verimsizliği.

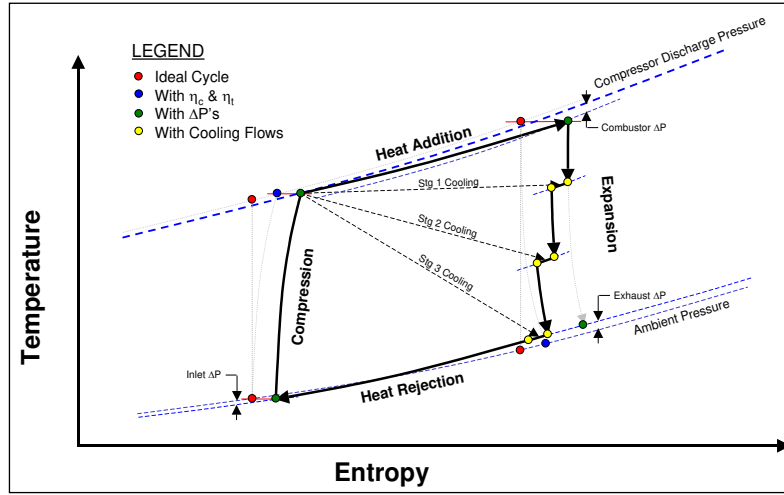
Kompresör ve türbindeki olumsuzluklar (mekanik) sonucu ortaya çıkan verimsizlik Brayton döngüsündeki sıcaklık-entropi diyagramını etkileyecek verimi ve yapılan işi düşürmektedir. [4]-[6].



Şekil 5.5. İç kısımlarda, yanma odasında ve egzosta basınç düşümleri.

Basınç düşümlerinden kaynaklanan problemlerden dolayı ideal Brayton döngüsü olumsuz etkilenmekte ve bundan dolayı türbinin verimi ve yapılan işte düşmeler yaşanmaktadır. Şekil

5.6'daki durum oluşan bu değişimi göstermektedir.



Şekil 5.6. Soğutucu havada yaşanan düzensiz akış.

Gaz türbinlerinde soğutma işlemi yine türbinin kendi üzerinde bulunan soğutma borularıyla yapılmaktadır. Buralarda oluşabilecek herhangi bir olumsuzluk veya kompresör kısmındaki verimsizlik, akışın düzensiz hale gelmesine neden olmaktadır. Bu olumsuzluklar genel olarak vanalarda kaçırımlar, statorlar arasında sıcak hava kaçakları şeklinde kendini göstermektedir. Bundan dolayı büyük bakımlar sırasında vanalar arasındaki contalar ve türbin stator cıvatalarının çok iyi torklanması gerekmektedir[11]-[15].

Bu olumsuzluklar çerçevesinde yukarıdaki formülleri tekrar gözden geçirirsek:

Kompresör verimi:

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (5.15)$$

(izentropik kompresör sıcaklık oranı)

$$Verim = \left(ideal \frac{iş}{gerçek} iş\right) = \eta_c = \frac{C_{P\Delta T'}}{C_{P\Delta T}} \quad (5.16)$$

İzentropik işi sıcaklık değişim oranına $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)$ göre tanımlayacak olursak:

$$\frac{\Delta T'}{T} = \frac{T_2'}{T_1} - 1 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \quad (5.17)$$

Denklemleri elde edilir.

Aynı giriş sıcaklığı için gerçek

$$\dot{Q}_S = \frac{\Delta T}{T} = \frac{T_2}{T_1} - 1 \quad (5.18)$$

Buradan kompresör verimi

$$\eta_{kompresor} = \frac{P_R}{T_R - 1} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\gamma-1/\gamma}}{\frac{T_2}{T_1}} - 1 \quad (5.19)$$

denklemini bulunur. Buda bize belirtilen üç olumsuz duruma göre kompresör verimini vermektedir.

Türbin verimi:

$$\eta_{türbin} = \frac{\Delta T}{\Delta T'} \quad (5.20)$$

Basınç ve sıcaklık denklemlerini ayrı ayrı termodinamik kurallarından yazarsak:

$$\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\gamma-1/\gamma} = \frac{T_3}{T_4} \quad (5.21)$$

Olur.

$$\Delta T^I = T_3 - T_4' = \left(\frac{T_3 - T_4'}{T_3}\right) T_3 = \left(1 - \frac{1}{\frac{T_3}{T_4'}}\right) T_3 = \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\gamma-1/\gamma}}\right) T_3 \quad (5.22)$$

buıları verim denkleminde yerine yazarsak;

$$\eta_{verim} = \frac{(T_3 - T_4)}{\left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\gamma-1/\gamma}}\right) T_3} \quad (5.23)$$

Bu denklemden kompresörün verimini bulabiliriz.

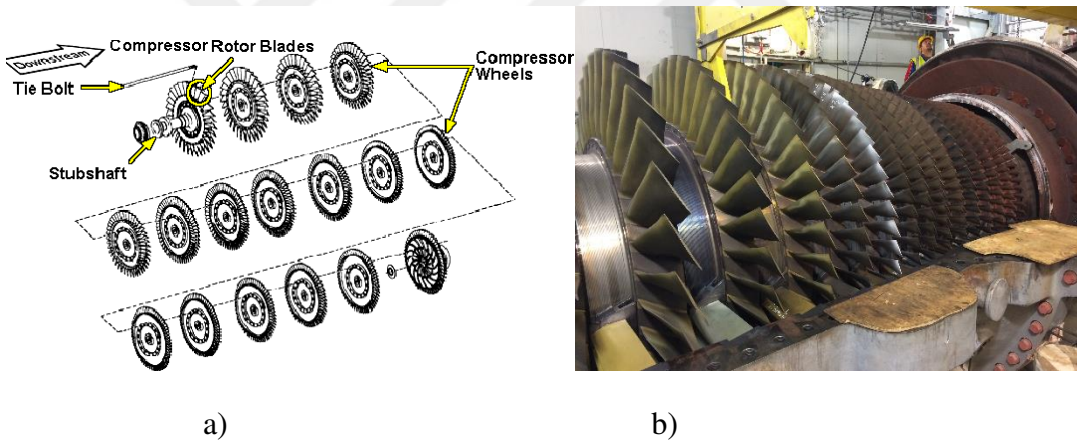
Yukarıda ortaya konulan tüm bu matematiksel denklemlerden aşağıdaki sonuçları çıkarmak mümkündür.

- İdeal Brayton Döngüsünün verimliliği basınç oranın artmasına bağlı olarak artmaktadır. Bu artış döngünün maksimum sıcaklığına bağlı değildir [1]-[16].
- İdeal Brayton Döngüsünde verilen basınç oranında sıcaklık maksimuma çıkarken verim sabit kalmaktadır. Fakat türbine ısı verildiğinde yapılan iş artmaktadır.

- İdeal olmayan döngüde yapılan iş sıfırken sıcaklık oranı ideal döngüye oranla artmaktadır.
- İdeal olmayan döngüde sıcaklık oranı artarken döngü verimi ve yapılan iş artmaktadır. Çünkü türbine verilen sıcaklık artmaktadır.
- Yüksek sıcaklıkta ideal olmayan döngülerin maksimum verimi, ideal döngü verimi, kompresör verimi, türbin veriminin çarpımına yaklaşmaktadır.

6. GAZ TÜRİNLERİNDE KOMPRESÖR TANIMI

Kompresörler genel olarak sıkıştırılabilinen bir akışkanın basıncını artırmaya yarayan araçlardır. Bu bir pompa olabilir, türbin olabilir ve amacına göre başka araç ve gereçlerde olabilir. Sıkıştırma işlemi sürekli veya süreksiz olabilmektedir. Pistonlu ve dönel kompresörlerde bu durum süreksiz, enjektör ve dinamik kompresörlerde ise bu durum süreklilik arz etmektedir. Gaz türbinlerinde ve havacılıkta kullanılan kompresörler dinamik tip kompresörler olup süreklilik arz etmektedir. Bu tip kompresörler dönen bir diskin etrafında belli açılarla bağlanarak dizilmiş kanatlardan oluşmaktadır. Bu diskler ise birkaç tanesi bir araya gelerek gaz türbininin hareketli kısmı olan rotoru oluşturmaktadır. Şekil 6.1’de kompresörü görebilirsiniz.



Şekil 6.1. Kompresör kısmı a) Kompresör bağlantısı b) Kompresör.

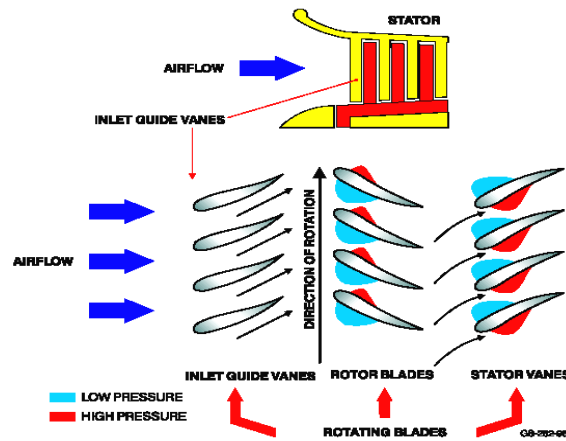
Sabit (stator) kısmında bulunan kanatlar ile hareketli rotor kısmında bulunan kanatların görevi dönme etkisiyle akışa basınç kazandırmaktır. Stator kısmında bulunan bir sıra ile rotor kısmında bulunan bir sıra kompresörde bir kademeyi oluşturmaktadır. F sınıfı gaz türbinleri genel olarak 15 veya 17 kademeden oluşmaktadır. Art arda sıralanan kademeler her adımda basıncın daha da artırarak türbinin istenen basınç oranına ulaşmasını sağlamaktadır.

Aslında her bir kademedeki basınç artışı o kademedeki entalpi artışıyla ifade edilebilir. Buradaki entalpi artışı çevresel hız ve teğetsel hızların farkıyla ilişkili olduğu anlaşılmaktadır.

Günümüz motorlarında iki tip kompresör kullanılmaktadır. Bunlar radyal ve eksenel tip kompresörlerdir. Radyal olanlar 4 veya daha düşük kademeli kompresörlerde alüminyum

alaşımli malzemeden imal edilmektedir. F tipi gaz türbinlerinin kompresörleri daha yüksek basınç oranları gereksiniminden dolayı nikel bazlı alaşımlar kullanılarak imal edilmektedir. Bu durum daha fazla ivmelenme sağlamasına neden olmaktadır. Bu tip kompresörler havacılıkta kullanılan kompresörlere nazaran daha ağır ve yüksek basınca sahiptir. Diğer taraftan radyal kompresörler yatayda daha az yer kaplarlar. Fakat eksenel kompresörler daha fazla yer kaplamaktadır. Bununla en büyük nedeni bu kompresörlerin yerde çalışması ve herhangi bir alan kısıtının bulunmamasıdır.

Gaz türbinleri tasarlanırken kompresör tasarımı büyük bir önem arz etmektedir. Tasarım aşamasında kompresörün verimi, kademe sayısı, gerilme sınırları, mekanik etkenler, sıcaklık gibi pek çok etken arasında ortak değerler oluşturulur. Daha az kademe demek motorun daha kısa, daha hafif ve daha az maliyetli olması demektir. Fakat çoğu zaman bu değerler istendiği gibi olmayabilir. Çünkü tasarım sırasında motorun tipi ve gücü daha çok ön plana çıkmaktadır. Bu tip motorlar endüstriyel tip oldukları için öncelik verime ve buna paralel olarak güce verilmektedir. Ağırlık ve büyüklük ikinci plana itilmektedir. Kompresör tasarımı komple motorun çevrim analiziyle başlar. Burada dönüş hızı, dış çapı, gücü, basınç oranı, kademe sayısı gibi parametreler kararlaştırıldıktan sonra tek boyutlu akış yönü üzerindeki her kademenin ortalama hızı, sıcaklığı ve basıncı gibi parametreler tespit edilir. Daha sonra radyal denge denklemi kullanılarak disk açıklıkları boyunca değerlerin dağılımı elde edilir. Her kademedeki değerler birbirinden kesinlikle farklı olacaktır. Çünkü kompresörler boyut olarak en maksimum ölçüde başlar ve son kademe en minimum boyuta iner. Yani çapı daha çok daralan bir geometri haline gelmektedir. Bu durum basıncı artırır. Kanatlar tasarlanırken belirlenen bu tasarım kriterlerine en uygun geometri belirlenir. Bu bağlantılar sayesinde her bir kademedeki akış, giriş-çıkış açıları ile geometrik açıların büyüklükleri ilişkilendirilir. Şekil 6.2’de görüldüğü gibi hava türbin içindeki geometriye göre yol almaktadır.



Şekil 6.2. Akışkan akışı ve tasarım.

Bu parametreler belirlendikten sonra bilgisayar destekli tasarım programları kullanılarak 3 boyutlu modellemeler yapılır. Genel olarak SolidWorks, UniGrafik gibi katı modelleme programları çokça kullanılan etkili tasarım programlarıdır. Tasarımı yapılan kanatların ve diğer komponentlerin analizleri gene bilgisayar destekli programlar sayesinde yapılmaktadır. Bu analizlerde özellikle kanatlarda aerodinamik analizler sonucu çıkan değerlere bağlı olarak iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bu analizler sayesinde akış için en iyi geometri çıkarılmaya çalışılır.

Kanatların bu şekilde tasarımları yapıldıktan sonra kompresörün konsept (prototip) tasarımına geçilir. Bu ön tasarımda kanatların disklerle olan bağlantıları incelenir ve gerekli analizler yapılır. Bu analizler neticesinde kanadın bağlı olduğu disklerin yarıçapları belirlenir. Bu esnada gerektiğinde kanatlarda gerekli geometrik değişiklikler yapılabilir. Yapılan analizlerde en uygun malzemede ayrıca tespit edilerek gerekli değerler ortaya çıkarılır.

7. TASARIM İÇİN GEREKLİ PARAMETRELER

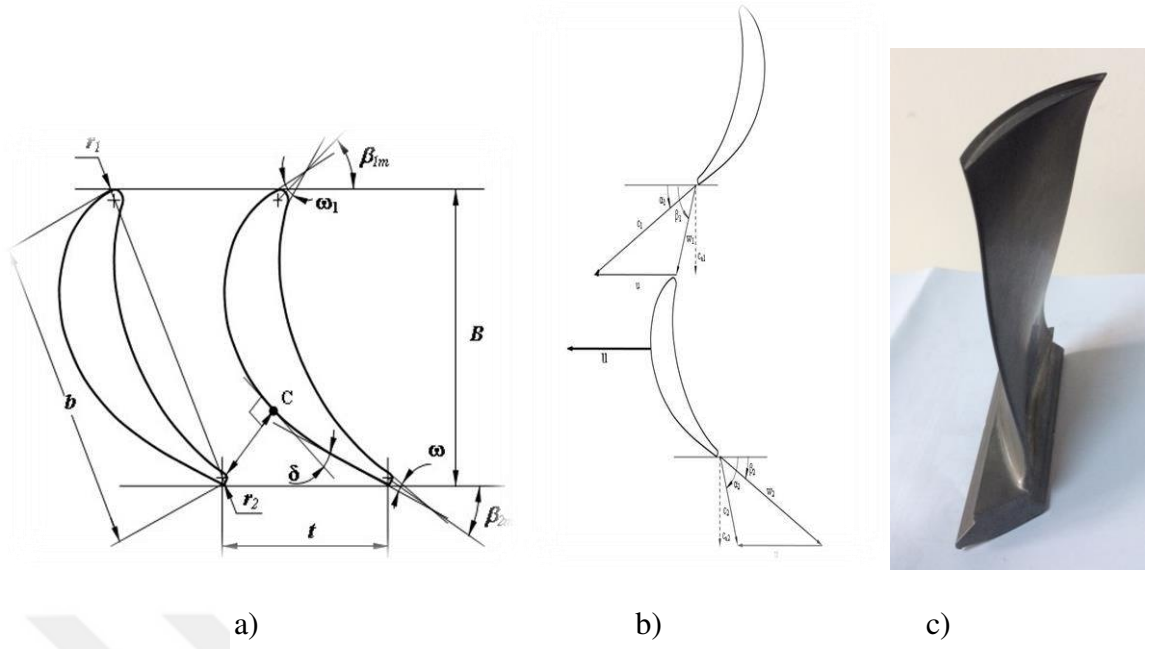
Boyut, performans, verim, geometri gibi parametreler tasarımın başında karar verilen noktalardır. Bunların en önemlisi kademe basınç oranıdır. Bu oranla kompresörün ne kadar uzunlukta olacağı ve kaç kademeli olacağı ortaya çıkarılır. Bunu formülize edecek olursak:

$$\Pi_{kademe} = \left[\frac{\Psi}{2} \eta_{is} \cdot \left(\frac{U_m}{\sqrt{T_1}} \right)^2 \cdot \frac{1}{c_p} + 1 \right]^{\left(\frac{\gamma}{(\gamma-1)} \right)} \quad (7.1)$$

Formülde de görüleceği gibi çevresel hızın (U_m) artmasına paralel olarak kademe basınç oranı da artış göstermektedir.

7.1. EULER EŞİTLİĞİ

Bütün dönel esaslı makinalar Euler'in 18. Yüzyılda ortaya atmış olduğu temel prensiplere göre çalışır. Burada esas olan Newton'un ikinci kanunundaki kuvvet ve ivme bağıntısıdır. Burada benzer bir bağıntıyı tork ve açısal momentlerde kurmak mümkündür. Tork açısal momentin zamana bağlı değişimiyle tanımlanabilir. Bu bağıntı gaz türbinlerinde şu şekilde kurulmaktadır: Akışkan belli bir r_1 açısıyla cu_1 tanjant hızına girer ve r_2 açısı cu_2 tanjant hızıyla ayrılır. Şekil 7.1'de bunu geometrik olarak türbinin kanatları üzerine uygulamamız mümkündür.



Şekil 7.1. Hız ve diğer parametreler a) Hız b) Açılar c) Kanat şekli.

Sürekli ve stabil bir akışta Tork değerini aşağıdaki şekilde olduğu gibi formüle edebiliriz

$$T = \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (7.2)$$

Zamana bağlı yapılan iş ise tork T ile açısal hızın ω çarpımından elde edilmektedir.

$$N = T\omega = \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1})\omega = \dot{m}(r_2 \omega c_{u2} - r_1 \omega c_{u1}) = \dot{m}(U_2 c_{u2} - U_1 c_{u1}) \quad (7.3)$$

Burada kanat hızı

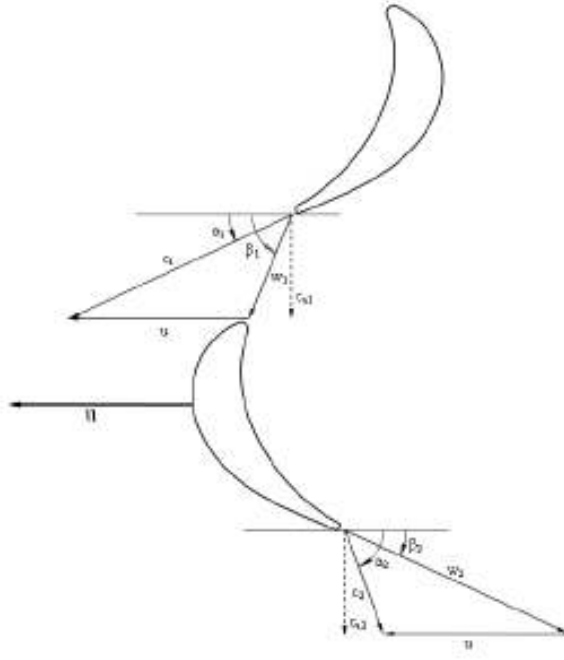
$$U = r\omega \quad (7.4)$$

Eğer (7.1.1) denklemi (7.1.2) denkleme bölersek spesifik olarak yapılan işi bulabiliriz. [1]-[10].

$$w = \frac{N}{\dot{m}} = (U_2 c_{u2} - U_1 c_{u1}) \quad (7.5)$$

7.2. HIZ ÜÇGENİ

Türbinlerdeki kanatların çalışma sırasında maruz kaldıkları hızları tespit ederken üçgen hızlarla sık sık karşılaşırız. Bu hızı tespit etmek için kullandığımız parametrelerden bir tanesidir. Akışkan yani hava ilk olarak türbine girdiği zaman stator üzerinde bulunan belli açıdaki kanatlara çarparak rotor üzerinde bulunan hareketli kanatlara yönlendirilir. Bu sırada kademeye bağlı olarak havanın hızlanması sağlanır. Hareketli kanatlara yönlendirilen hava belli bir açıda olan kanatlara çarparak rotorun hareketlenmesi yani dönmesi için yüzeyde belli bir kuvvet yaratır. Şekil 7.2’de hızın kanatlar üzerinde oluşturmuş olduğu hız üçgenini görmek mümkündür.



Şekil 7.2. Hızın kanatlar üstünde oluşturduğu hız üçgeni.

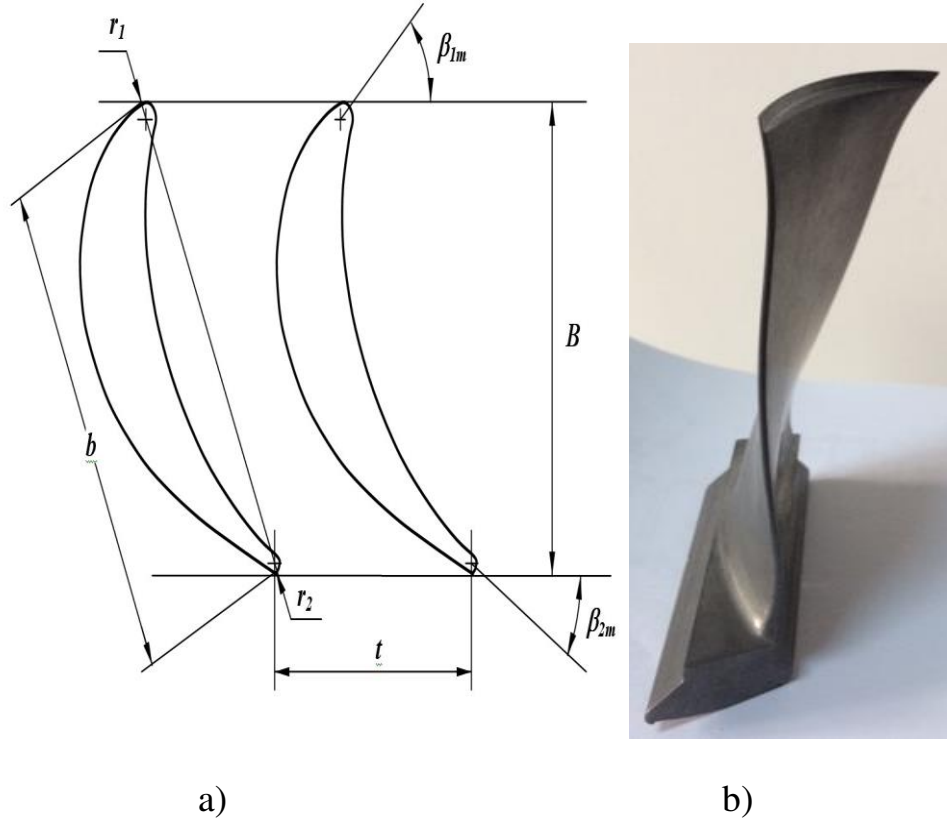
Burada kanat hızını ve vektörel hızı toplarsak mutlak vektörel hızı elde etmiş oluruz.

$$\vec{C} = \vec{U} - \vec{W} \quad (7.6)$$

Şekil 7.2’de de görüleceği gibi aksiyal hız bütün rotor kademesi boyunca sabittir. Bu da öngörülen bir durumdur. Çünkü bir kademeli hız değişimleri rotor üzerinde ekstra vibrasyonlara neden olabilmektedir. Kademeler arasındaki geçişlerde sıkıştırma olayından dolayı hızda değişimler olmaktadır.

7.3.KANAT GEOMETRİSİ

Yukarda belirtilen parametrelere bağılı olarak bu kısımda kanat geometrisi incelenecektir. Aşağıda Şekil 7.3’de bir kanadın temel geometrisi görünmektedir. Şunu da unutmamak gerekir ki butür geometrilerin oluşması yıllar süren uzun Ar-Ge çalışmaları ve saha çalışmalarından elde edilmiştir. Teknoloji geliştikçe bu geometride daha da iyi iyileştirmeler elde edilmektedir. Şekil 7.3’de kanat geometrisini görebilirsiniz.



Şekil 7.3. Kanat geometrisi a) Geometrik gösterim b) Kanat şekli.

Burada kanat ile akış hızı arasındaki açı farkı olay olarak isimlendirilir ve değeri:

$$i = \beta_{1m} - \beta_1 \text{ ve } \zeta = \beta_{2m} - \beta_2 \quad (7.7)$$

7.4.TEMEL PARAMETRELER

Gaz türbinlerinin gerek kanat geometrileri hesaplamalarında gerek her bir kademedeki entalpi, kuvvet, yük gibi hesaplamalarında aşağıda belirtilen parametreler sıklıkla kullanılmaktadır.

Her bir kademedeki yükler entalpi değişiminin birim kanat alanındaki hıza bölümüyle elde edilir. Bu ise:

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} \quad (7.8)$$

Aşağıda belirtilen hız oranı formülü genel olarak türbinlerde kademelerin üzerindeki yükün hesaplanmasında kullanılır. Bu ise kanat hızının entalpi değişiminin iki katının kareköküne bölünmesiyle elde edilir. Yani:

$$v_{ss} = \frac{U}{\sqrt{2\Delta h_{ss}}} \quad (7.9)$$

Akış verimi ise aksiyal mutlak hızın kanat hızına bölünmesiyle elde edilir:

$$\phi = \frac{c_a}{U} \quad (7.10)$$

Akış kapasitesi ise akış kütlelerinin toplam sıcaklık değerinin kareköküyle çarpımının toplan basınca bölünmesiyle elde edilir:

$$Akış\ Kapasitesi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{p_0} \quad (7.11)$$

Her bir kademedeki reaksiyon entalpi değeri ise:

$$\Lambda_h = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{kade me}} \quad (7.12)$$

Her bir kademelik basınç ise:

$$\Lambda_h = \frac{\Delta p_{rotor}}{\Delta p_{kade me}} \quad (7.13)$$

Izentropik prosesler için (7.5) ve (7.6) nolu denklemler eşittir[14]-[16]. Bu durum Gibbs eşitliğiyle sağlanabilir. Yani: $Tds=0$ de $dh=vd p$. Denklem (7.12)'i kullanırsak sabit spesifik hacim (ve sabit spesifik yoğunluk

$$\Lambda_h = \frac{dh_{rotor}}{dh_{kade me}} = \frac{vd p_{rotor}}{vd p_{kade me}} = \frac{dp_{rotor}}{dp_{kade me}} = \frac{\Delta p_{rotor}}{\Delta p_{kade me}} = \Lambda_p \quad (7.14)$$

Birimsiz olarak verilen Laval sayısı veya hızı, hızların birbirine bölünmesiyle elde edilir. Yani

$$\lambda = \frac{c}{c_{cr}} \quad (7.15)$$

Sabit ve stabil bir durumda akış enerji denklemi:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (7.16)$$

İdeal gas ve sabit c_p değeri için (7.9) denklemi yeniden yazılacak olursa:

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (7.17)$$

Hız ifadesi şu şekilde ifade edilir

$$c = \sqrt{2c_p(T_0 - T)} = \sqrt{\frac{2\kappa R_s}{\kappa - 1}(T_0 - T)} \quad (7.18)$$

Kritik hız Mach sayısı ile birlikte ifade edildiğinde:

$$c_{cr} = \sqrt{\kappa R_s T_{cr}} \quad (7.19)$$

Bu kritik hız ayrıca (7.18) ve (7.19) nolu denklemler birlikte ifade edildiğinden

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2\kappa R_s}{\kappa - 1}(T_0 - T_{cr})} = \sqrt{\kappa R_s T_{cr}} \quad (7.20)$$

denklemi daha basit hale getirecek olursak:

$$\frac{T_{cr}}{T_0} = \frac{2}{1 + \kappa} \quad (7.21)$$

Buradan T_{cr} çözüp (7.19) nolu denklemde yerine koyacak olursak

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2\kappa R_s T_0}{1 + \kappa}} \quad (7.22)$$

Bölgesel hızın kritik hıza oranı Laval sayısı olarak adlandırılmakta ve ayrıca karakteristik Mach sayısı olarak da bilinmektedir[4]-[7].

İkinci birimsiz Mach sayısı bölgesel hızın ses hızına bölünmesiyle elde edilir:

$$M_a = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa R_s T}} \quad (7.23)$$

Bunun sonucunda sıcaklık denklemi aşağıdaki gibi yeniden ifade edecek olursak:

$$\frac{T_0}{T} = \left[\frac{p_0}{p} \right]^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \quad (7.24)$$

(7.15), (7.16) nolu denklemleri (7.17) nolu denklemde yerine koyacak olursak:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \quad (7.25)$$

(7.24) nolu denklemin sağ tarafını (7.23) nolu denklemde yerine yazacak olursak:

$$Ma_{is} = \sqrt{\left[\left[\frac{p_0}{p} \right]^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} - 1 \right] \frac{2}{\kappa-1}} \quad (7.26)$$

(7.26) nolu denklemde bulunan Mach sayısı kanat yüzeylerindeki hızın bulunması çalışmalarında kullanılmaktadır. İzentropik sayısı da aynı şekilde bu çalışmalarda sık sık kullanılmaktadır. İzentropik sınır bölgelerindeki sürtünme, viskozite ve ısı transferleri genel olarak ihmal edilmektedir.

7.5. TASARIM SIRASINDA TEMEL ALINAN DİĞER ÖZELLİKLER

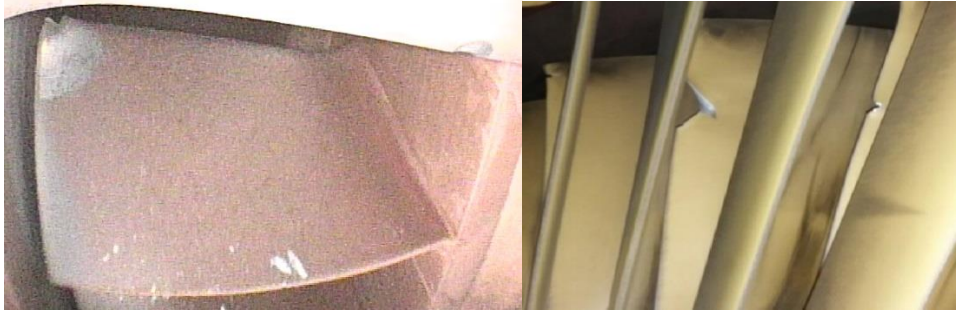
Her ne kadar yukarda belirtmiş olduğumuz kriterler basit bir bileşen olarak ele alınsa da, bu kriterlerin yanında mühendislik açısından önemli olan mukavemet, dinamik, termal ve diğer hususlarda önem arz etmektedir. Son kademedeki artan sıcaklık burada oluşabilecek termal gerilmeleri de beraberinde getirmektedir. Temel olarak kanatların görevi akışı uygun açıda yakalayarak üstünde bir kuvvet oluşturarak rotorun dönmesini sağlamaktır. Bu durum kompresörde bir sıkıştırma işlemiyle enerji harcanmasına neden olmaktadır. Sıkıştırma işlemine tabi tutulan akışkan stator ve rotorda bulunan kanatlara ihtiyaç duymaktadır. Dolayısıyla kanat tasarımında ön önemli kriter tüm çalışma koşullarını sağlayarak en uygun geometriyi elde etmektir. Bu esnada kanadın ekonomik üretimi ve malzeme özelliklerinin iyi seçilmiş olmasına göz önüne alınmaktadır. Tüm bu kısıtlar tasarlanırken kanat tasarımı sırasında aşağıdaki hususlarda ele alınmalıdır:

1. Aşırı gerilmelerden dolayı kanatta hasarlar oluşmamalıdır,
2. Titreşim frekansları kontrol altında olmalı ve bundan dolayı oluşabilecek yorulmalar çatlama engellenmelidir,
3. Termal gerilmelerden kaynaklanan problemler bertaraf edilmeli, malzeme seçimleri

buna göre yapılmalıdır,

4. Yüksek sıcaklık ve sabit gerilmelerden dolayı malzeme üstünde ilerleyen distorsiyonlar ve deformasyonlar engellenmelidir.
5. Kanatların aşırı termal gerilmeleri sonucu oluşan yorulmalar ve uzama kısılma toleransları iyi belirlenmeli ve mühendislik hesaplamaları teknolojik imkanlar dahilinde iyi hesaplanmalıdır. Aksi taktirde kanatlar aşırı ısınarak uzar ve türbinin case dediğimiz dış çeperlerine sürtünürler,

Tasarım parametreleri belirlenirken hiç bir zaman belirlenen parametrelerin sabit kalacağı düşünülmemelidir. Motor ilk çalışma anından durana kadar çok değişken yüklere maruz kalmaktadır. Dolayısıyla yük değişimleri, termal sıcaklıklar, basınçlar, havadaki nem ve akışkan yoğunluğu her zaman değişmektedir. Bazı durumlarda F tipi türbin 150 MW da çalışırken bazı zamanlarda ise 280 MW yükte çalışmaktadır. Dolayısıyla bu süre zarfında belirtilen parametreler değer olarak değişkenlik göstermektedir. Bu durumda motor çalışma parçalarının bozulmaması için parça üzerindeki malzeme gerilmelerinin statik dayanım, akma dayanım kriterleriyle karşılaştırılması gerekir. Eğer parça üzerinde çok fazla plastik deformasyon olursa zamanla parçalarda kırılmalar meydana gelecektir. Bunu dışında parçada oluşabilecek çatlaklar yüzünden zamanla statik yükler dolayısıyla ilerlemeler olur ve Şekil 7.4'de de görüldüğü gibi hasarlar meydana gelir.



a)

b)

Şekil 7.4. Farklı yükler altında malzeme deformasyonu a) Kompresör b) Igv.

Görüldüğü gibi türbin tasarımları yapılırken birbiriyle çalışan bütün parçaların tasarım parametreleri iyi hesaplanmalı ve bunlar hiçbir zaman birbirinden bağımsız olarak değerlendirilmemelidir. Parçaların birbiriyle uyumlu bir şekilde çalışması gerekmektedir.

7.6. ÇALIŞMA SIRASINDA KANADA GELEN YÜKLER

Normal türbin çalışması sırasında aşağıda belirtilen kuvvetler kanatlara etki etmektedir. Bunlar:

- Akışkan kütlelerinden dolayı kanatlar üstünde oluşan merkezci kuvvet,
- Akışkanın (havanın) momentumu ve basıncından kaynaklı eğilme momenti,
- Kanadın disk ile bağlantı kısmında oluşan ağırlıktan dolayı aynı merkezde olmamasından kaynaklanan eğilme momenti,
- Akışkanın basıncı etkisiyle oluşan merkezkaç kuvveti dolayısıyla oluşan burulma ve buna bağlı kayma yükleri,
- Termal gerilmelerden dolayı oluşan çeşitli yükler (uzama, gerilme...vb),

Kanatlar üstünde oluşan merkezkaç kuvveti ve gerilme malzeme dayanımının yaklaşık % 45-85'ni oluşturmaktadır. Oluşan merkezci kuvvet:

$$CF = m \cdot r_{cg} \cdot \omega^2 \quad (7.27)$$

Şeklinde formüle edilebilir. Eğer belirtilen kütleyi yoğunluk ve hacim cinsinden ifade edersek;

O zaman

$$CF = \rho \cdot A \cdot h \cdot r_{cg} \cdot \omega^2 \quad (7.28)$$

İfadesini elde etmiş oluruz. (7.28) nolu formülde belirtilen h kanat boyu ve A ise kanat kesitidir. Eğer kanadımızın kesiti sabit ise meydana gelen radyal gerilme

$$\sigma_{CF} = \rho \cdot h \cdot r_{cg} \cdot \omega^2 \quad (7.29)$$

Şeklinde ifade edilir. Herhangi bir r yarıçapındaki merkezci kuvvet ve merkezci gerilme:

$$CF = \rho \omega^2 \int_{r_1}^{r_0} A r dr = \frac{1}{2} \rho A \omega^2 (r_0^2 - r_i^2) \quad (7.30)$$

$$\sigma_{CF} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_0^2 - r_i^2) \quad (7.31)$$

Olarak hesaplanabilir.

Eğer kanadın daralma açısını küçültürsek kanat dibine gelen gerilme düşecektir. Aerodinamik açıdan bakıldığında kanat sırasını geçen akışkan (hava) hızı değişeceğinden dolayı yani momentumun değişmesi kanadın üzerine bir kuvvet etkisi yaratacaktır. Bu durumda aynı

zamanda basınç değişiminden dolayı da kanat üzerinde bir yüklenme yaratacaktır. Oluşan bu kuvvet kompresörü ileriye doğru itmeye çalışacaktır. Fakat bu durum türbin kısmında tam tersi olup geriye doğru bir itme sağlayacaktır. Eğer kanadın çeşitli bölgelerinde kesit alınıp bu kısımlara gelen kuvvet hesaplanırsa kanat üzerine etki eden toplam kuvvet ortaya çıkacaktır. Bunun yanında eğer basınç dağılımı biliniyorsa kanadın her bölgesine gelen basınç değeri kolaylıkla hesaplanabilir. Aerodinamik yüklerden kaynaklanan eğilme momenti:

$$F = \frac{d(\text{momentum})}{dt} = \text{kütle} \frac{d(\text{hız})}{dt} \quad (7.32)$$

$$M_v = \sum \text{kütle} \cdot dV \cdot r \quad (7.33)$$

İfadeleriyle elde edilir [5]-[11]. Basınç değişimleri toplam dairesel alan içinde ele alınırsa yeterli bir yaklaşım olabilir. Bundan dolayı toplam dairesel kesit içine etki eden kuvvet

$$F = \Delta p \pi (r_0^2 - r_i^2) \quad (7.34)$$

olarak elde edilir [8]-[9].

Buradaki ifade kanat sayısına bölündüğü zaman elde edilecek eğilme momenti:

$$M_P = \sum \Delta p \pi \left(r_{\frac{3}{4}}^2 - r_{\frac{1}{2}}^2 \right) r \quad (7.35)$$

Elde edilir. Eğer biz tekrar kanat kesitini bir kiriş gibi düşünüp ele alırsak:

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma}{Y} \quad (7.36)$$

Formülüne ulaşırız. Buradaki en büyük problem kanadın ekseni ile motorun ekseninin çakışmaması. Bu nedenle teğetsel ve aksenal momentlerin kanat kesitinin eksenine dönüştürülmesi gerekmektedir. Buradan:

$$M_{xx} = M_T \cos \theta + M_A \sin \theta \quad (7.37)$$

İfadesi elde edilir. M_{xx} eğilme momenti sonucunda ortaya çıkan gerilmeler:

$$\sigma = \frac{(M_T \cos \theta + M_A \sin \theta)}{I_{MN}} Y_{LE} \quad (7.38)$$

Ve

$$\sigma = \frac{(M_T \cos \theta + M_A \sin \theta)}{I_{MN}} Y_{TE} \quad (7.39)$$

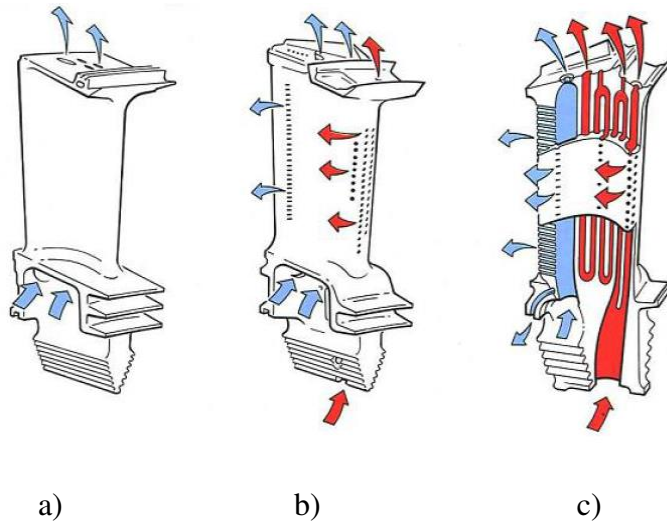
dir.

7.7. ÇALIŞMA SIRASINDA KANATTA OLUŞAN TİTREŞİMLER

Kanatlar ince bir yapıda tasarlanıp imal edildikleri için yorulma daha fazla meydana gelmekte ve buna bağlı olarak hasarlar ve titreşimler oluşmaktadır. Türbin ilk çalışma ve durma anında rezonansla karşılaşabilir fakat tasarım gereği normal çalışma durumunda hiçbir şekilde rezonansa ulaşmaz.

Yapılan deneyler ve hesaplamalar sonucunda kanatların doğal frekansı bulunabilir. Tasarımın başlangıç aşamasında çeşitli metotlar (enerji metodu, analitik metot, sonlu elemanlar metodu vb.) kullanılarak bulunur. Bu metotlar sayesinde kanadın geometrisi de ortaya çıkmaktadır. Genel olarak kompresörün ön kademelerinde kanatların daha büyük olmasından dolayı çok fazla bir frekansa sahip olmazken son kademelerde kanatların daha ince bir geometriye sahip olmaları dolayısıyla daha fazla bir titreşime sahip olmaktadır.

Frekans aynı zamanda sıcaklıktan da etkilenmektedir. Makinanın sıcak bölgelerinde (türbin kısmı) bulunan soğutmalı kanatlarda sıcaklığında etkisiyle çok fazla bir titreşim oluşmamaktadır. Çünkü bu bölümde bulunan kanatlar Şekil 7.5'te de görüldüğü gibi kompresör kısmından gelen havayla soğutulmakta ve dolayısıyla iç ve dış denge sağlanmaktadır.



Şekil 7.5. Türbin kanatlarının a) Şekli b) Soğutma delikleri c) Soğutma şekli.

Deneyisel metotta kanatlar sanki motor üzerinde çalışıyormuş gibi bir test düzeneği hazırlanır. Bu düzende motorda mevcut olan parametreler sağlanarak tüm veriler incelenir. Motorların ilk tasarım yıllarında bu metotlar biraz daha basitken günümüzde kullanılan gerek bilgisayar, gerek kamera ve fotoğraf yöntemleriyle daha sağlıklı ve gerçekçi sonuçlar elde edilmektedir.

7.8. DOĞAL FREKANSIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ANALİZ EDİLMESİ

Bir sistemin serbest titreşimi:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0 \quad (7.40)$$

Formülüyle hesaplanır. Bu formülün çözümü ise:

$$x(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) \quad (7.41)$$

Buradan anlaşılacağı gibi frekansta zaman, çevresel hız ve geliş açıları ön plana çıkmaktadır.

Buradan katılık matrisi yani k :

$$k^0 = k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.42)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Bu denklemi hızlarla birlikte ifade edecek olursak:

$$k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ mg - m\ddot{u} \end{pmatrix} \quad (7.43)$$

Fonksiyonu elde edilir. Eğer kuvvet dengesinden f_1 yerine koyarsak

İfadesi elde edilir. Buradan

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{pmatrix} + k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ mg \end{pmatrix} \quad (7.44)$$

Sınır şartlarını da yerine koyarak çözüme ulaşılmış oluruz. Eğer tek serbestlik dereceli sistem yerine çok serbest dereceli katılık matrisi yazılacak olursa:

$$[M](\ddot{U}) + [K](U) = (f) \quad (7.45)$$

Eşitliği elde edilebilir. Bu durumda çok serbestlik dereceli bir sistemin serbest titreşimi:

$$[M](\ddot{U}) + [K](U) = 0 \quad (7.46)$$

Denklemleri elde edilir. Buradan:

$$U_i(t) = A_i \sin(\omega t + \phi) \quad (7.47)$$

Denklemleri kullanılarak (ω_i) doğal frekansına ulaşılabilir. Bulunan bu değerler denklem (7.8.9) te yerine koyarsak A_i genliklerinin oranı bulunur. Eğer sınır şartlarını da kullanacak olursak her bir frekans için ayrı bir $U_i(t)$ denklemi elde edilmiş olur.

Dolayısıyla sistemin çözümü her frekans için elde edilen $U_i(t)$ eşitliklerinin toplamıdır. Bu da:

$$\ddot{U}_i(t) = \sum_{j=1}^N A^{(f)} \sin(w_j t + \phi_j) \quad (7.48)$$

Şeklinde sadeleştirilebilir. Buradan da anlaşılacağı gibi kütle matrisi diagonal bir matristir ve tek noktada yoğun bir halde bulunur. Mühendislikte Lagrange Metodu sürekli sistemler için kullanılmaktadır. Eğer bir yapı üzerinde küçük bir bölge alırsak buradaki kinetik enerji:

$$dT = \frac{1}{2} \rho (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx dy dz \quad (7.49)$$

İfadesiyle elde edilir. Her bir parça için şekil değiştirmeler interpolasyon yöntemiyle bulunur:

$$\begin{aligned} u(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z) u_i(t) = N(u) \\ v(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z) v_i(t) = N(v) \\ w(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z) w_i(t) = N(w) \end{aligned} \quad (7.50)$$

Bir eleman için kinetik enerji:

$$\begin{aligned} T^{(e)} &= \frac{1}{2} \iiint \left((\dot{u}^T) [N]^T [N] (\dot{u}) + [\dot{v}]^T [N]^T [N] (\dot{v}) + \right. \\ &\quad \left. [\dot{w}]^T [N]^T [N] (\dot{w}) \right) \rho dV^{(e)} \end{aligned} \quad (7.51)$$

Olacaktır.

$$\dot{\delta} = \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \end{Bmatrix} \quad (7.52)$$

Formülü kullanılarak kinetik enerji ve kütle matrisi elde edilir. Bu da :

$$T^{(e)} = \frac{1}{2} \{ \dot{\delta}^{(T)} \} [m^{(e)}] \{ \dot{\delta} \} \quad (7.53)$$

İşlemi biraz daha ilerletirsek:

$$[m^{(e)}] = \iiint \begin{bmatrix} N^T [N] & & \\ & N^T [N] & \\ & & N^T [N] \end{bmatrix} \rho dV^{(e)} \quad (7.54)$$

İki ifade elde edilir. Eğer toplam enerjinin minimum olmasını istiyorsak:

$$E = \frac{1}{2} \{ \dot{q}^{(T)} \} [m^{(e)}] \{ \dot{q} \} + \frac{1}{2} \{ q^{(T)} \} [K] \{ q \} - (q)^T f \quad (7.55)$$

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_t} \frac{\partial \dot{q}_t}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial q_i} \frac{\partial q_i}{\partial t} \quad (7.56)$$

Burada da

$$[M](\ddot{q}) + [K](q) = (F) \quad (7.57)$$

Eşitliğine ulaşılır. Eğer nodal yükler yoksa sistemin doğal frekansı:

$$-w^2[M] + [K] = 0 \quad (7.58)$$

Eşitliğiyle bulunur [2]-[8]. Modal matris kullanarak birebir normalizasyon yapılırsa ve (A) modal matris olmak üzere:

$$(q) = [A](p) \quad (7.59)$$

Ve buna

$$[M][A](\ddot{p}) + [K][A](p) = (F) \quad (7.60)$$

Değişkeni uygulanırsa ve $(A)^T$ ile çarpılırsa:

$$[I](\ddot{p}) + [A^T][K][A](p) = (F) \quad (7.61)$$

Ortogonal prensibi doğrultusunda bulunur. Sonuç olarak bütün bu ifadelerden:

$$[I](\ddot{p}) + [w^2](p) = [A^T](F) \quad (7.62)$$

Denkliği elde edilmiş olur.

7.9. ANSYS PROGRAMI

ANSYS Programı sonlu elemanlar metodunu kullanarak çeşitli fiziksel problemleri çözmek amacıyla geliştirilmiş günümüzde yaygın bir kullanım alanı bulunan ticari bir yazılımdır. Bu projede gerekli analizleri sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilirken ANSYS programından faydalanılmıştır.

Sonlu elemanlar metodunda tasarım üzerindeki yükler simule edilerek tasarımın bu yüklere vereceği cevabı belirlemek üzerine geliştirilmiş bir metottur. Yapı her bir parçanın yüklere vereceği cevabı kesin olarak hesaplayarak tasarımın toplam cevabının her bir parçanın ayrı ayrı cevabını toplayarak kesin bir sonuç olarak bize sunmaktadır. Tek başına ele alınan her bir eleman sonlu sayıda bilinmeyen parametreye sahiptir. Dolayısıyla sonsuz sayıda bilinmeyene sahip olan fiziksel bir eleman ancak yakın sonlu sayıda bilinmeyen elemanlarla temsil edilebilir.

Sonlu Elemanlar Metodu analizinde analizi yapılacak olan sonlu eleman modelinin en yakın fiziksel sistemi ifade edecek şekilde tasarlamak gerekmektedir. Bu yöntemde ilk olarak tüm yükler, çevre elemanlar, malzemeler ve bağlantılar ayrıntılı bir şekilde belirlenmelidir. Eğer bazı yükler bilinmiyorsa da varsayımlar, tahminler veya sadeleştirmeler yapılması gerekmektedir. Daha sonraki adım ise tanımlanan sistem için kullanılacak elemanın analiz çeşidi ve analize yönelik modelin saptanmasıdır. Çözüm zamanını kısaltmak için mümkün olan en basit şekilde, gereksiz görülen tüm ayrıntılar ihmal etmek mümkündür. Bununla birlikte tekliği ortadan kaldırmaya yönelik değişiklikler de saptanmalıdır. Örneğin ağ yapısının oldukça sıkı olmasına sebep olacak küçük deliklerin gereksizse modelden temizlenmesi, uygun olan yerlerde simetrik ya da eksenel simetrik model kullanılması veya temas yüzeylerinin farklı analiz seçenekleriyle temsil edilmesi çözüm zamanını oldukça azaltacaktır. Bu adım henüz model hazırlanmadan önce ele alınarak kararlaştırılmalıdır. Bundan sonraki adım kararlaştırılan tüm ihmallerin, varsayımların ve sadeleştirmelerin ışığında geometrik modelin hazırlanmasıdır. Geometrik model bilgisayar destekli tasarım programı vasıtasıyla hazırlanabileceği gibi doğrudan sonlu elemanlar analiz programında oluşturulabilir. Eğer bilgisayar destekli bir CAD programında hazırlanmışsa bunun sonlu elemanlar analiz programına aktarılması gerekmektedir. Bundan sonraki adım malzeme özellikleri saptanarak geometrik parçalara aktarılır ve kararlaştırılan elemana ait seçenekler analiz edilir. Bu adımda belirlendikten sonra ağ yapısının oluşturulmasına geçilir. Bu adımda elemanın büyüklüklerine göre kritik bölgelerde sık bir ağ yapısı oluşturulmaya özen gösterilir. Eleman ve düğüm sayıları doğrudan çözüm zamanını ve bellek gereksinimini etkilediği için

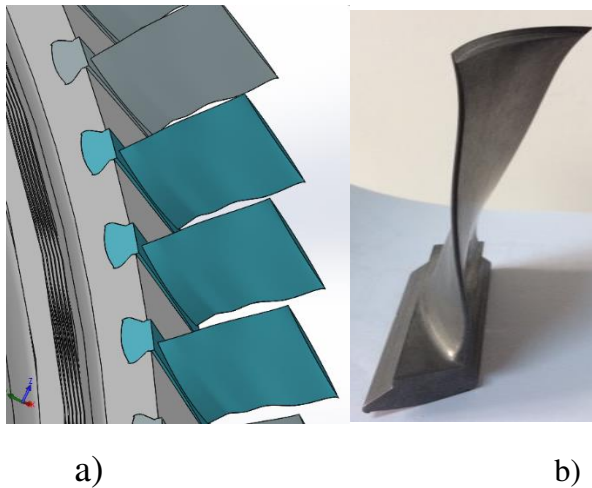
en uygun ağ yapısı oluşturulmaya çalışılır. Formülasyonlar elemanın standart bir biçimi için oluşturulduğundan, standart sapmalar hatalı sonuç üretmelerine sebep olabilir. Bu nedenle ağ yapısı devamlı kontrol altına alınmalıdır. Bundan sonraki adım belirtilen yükler ve sınır şartları uygulanır, temas yüzeyleri modellenir ve uygulanması gereken hareket kısıtları modele aktarılır. Eğer birden fazla yük adımı varsa sistemin bu açıdan da değerlendirilmesi gerekmektedir. Sonraki adım çözüm sonuçların değerlendirilmesi adımıdır. Bu analiz programı sayesinde gerilme değerleri ve şekil değiştirmeler görsel olarak incelenebilir. Programdan sağlanan tepki kuvvetleri çıktısıyla uygulanan kuvvetlerin kontrolü ve genel gerilme dağılımının beklenen dağılımla uyumlu olması analizin doğruluğunun kontrolü açısından önemlidir.



8.YAPISAL ANALİZ METODUNUN BELİRLENMESİ

Yapısal analizleri gerçekleştirilecek olan pal ve kanatlar bir F tipi gaz türbininin 15. ve son kademe yüksek basınç kompresörünün parçalarıdır. Bilindiği gibi türbinlerde son kademe kanatları en yüksek basınca, hıza ve sıcaklığa ulaşılır. Dolayısıyla yapacağımız çalışma F tipi gaz türbininin son yani 15. kademe kanatları ve pali olacaktır. Genellikle rotor dinamiği söz konusu olduğunda tek bir son kademe değil bütün bileşenlerin bir arada göz önüne alınması gerekmektedir. F tipi gaz türbinlerinde rotor palleri (diskler) birbirine tie rod dediğimiz uzun cıvatalarla sabitlenir. Dolayısıyla yekpare tek bir rotor üstünde bütün kademeler birbirine bağlanmıştır. Her bir kademeye denk gelen sıcaklık, hız ve basınç birbirinden farklıdır. Son kademede en yüksek hıza, sıcaklığa ve basınca ulaşılır. Son kademede maruz kalınan yükler daha fazladır.

Bu çalışma öncesinde pal geometrisi direk olarak mevcut türbinin geometrisinde alınmıştır. Yapılacak olan değerlendirme türbinin saha çalışma şartlarındaki değerleri alınarak yapılacaktır. Dolayısıyla kanadın ve palin direkt olarak saha çalışma değerleriyle değerlendirmesi yapılacaktır. Şekil 8.1’de gerçek kanat ve palin CAD geometrisiyle oluşturulmuş modeli bulabilirsiniz..

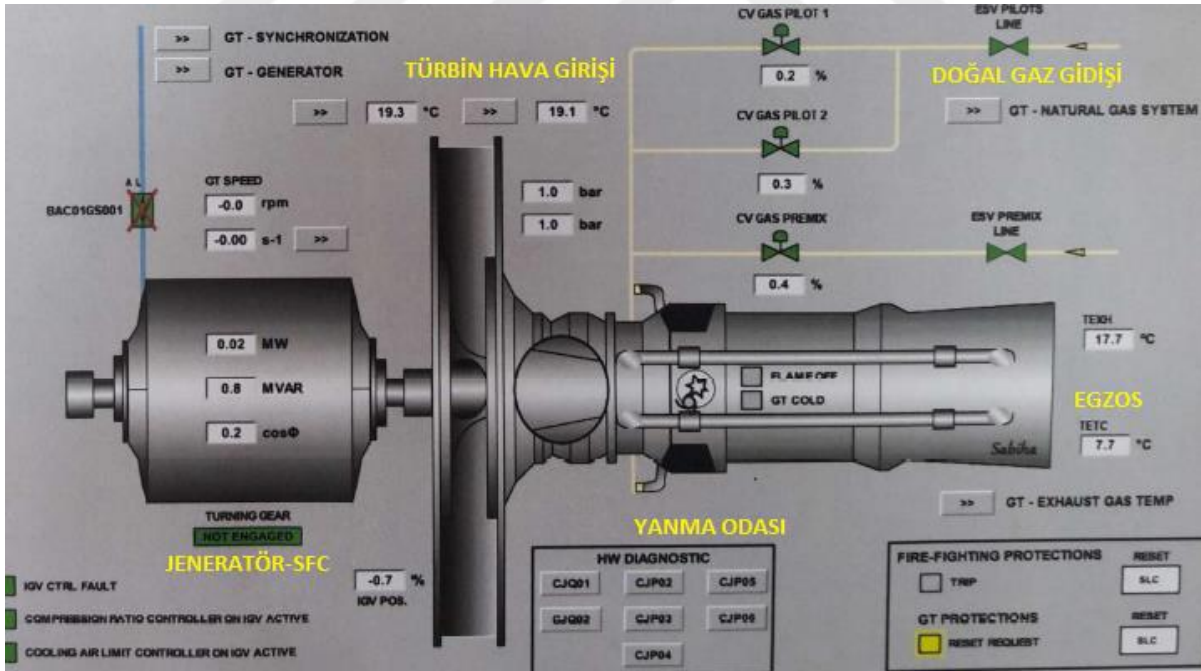


Şekil 8.1. Kesit Profillerinden a) Kanat pal bağlantısı b) Kanat şekli.

8.1. SAHA DEĞERLERİNİN TESPİT EDİLMESİ

Analiz sırasında kullanacağımız değerler türbin çeşitli MW'larda (Mega Watt) çalışırken DCS sisteminden alınmıştır. DCS sistemi Siemens T3000 tesis işletme programı olup bu programda sahadaki enstrümanlardan alınan değerler direkt olarak kontrol odasındaki programa aktarılmaktadır. Kontrol odasında bulunan operatörler bu değerleri anlık olarak takip etmektedir. Sahadan genel olarak sıcaklık, basınç, güç, vana açıklıkları, akış değerleri ve diğer parametreler dijital olarak DCS sistemine aktarılmaktadır. Şekil 8.2'de DCS ekran görüntüsünü bulabilirsiniz. Bu sayede tesisin kontrolü çok kolay hale gelmektedir. Aşağıdaki tabloda saha değerleri yaklaşık bir aylık periyotta takip edilip kaydedilmiştir. Çeşitli güçlerdeki değerler alınarak daha sağlıklı sonuçlar elde edilmiştir.

Analizimizde kompresörün son kademesinin termal analizi yapılırken kompresör çıkış sıcaklığı ortalama olarak ele alınacaktır. Yapısal analizde ise sıcaklık, devir ve basınç parametreleri ele alınacaktır. Türbin devri genel olarak 3000 rpm alınacaktır. Aşağıdaki tablo Çizelge 8.1'de saha değerlerini bulabilirsiniz.



Şekil 8.2. Türbin dcs görünümü.

Çizelge 8.1. Gaz türbini termodinamik değerleri.

F SINIFI GAZ TÜRBİNİ NORMAL ÇALIŞMA SIRA SINDAKİ TERMODİNAMİK DEĞERLERİ																					
Test No	Bağıl Nem %	Çevre Sıcaklığı T1 °C	Kompresör Çıkış Sıcaklığı T2 °C	Yanma Odası Sıcaklığı T3 °C	Egzos Sıcaklığı T4 °C	Çevre Basıncı P1 bar	Kompresör Basıncı P2	Yanma Odası Çıkış Basıncı P3	Egzos Basıncı P4	Çevresel Entalpi h1	Kompresör Entalpi h2	Yanma Odası Entalpi h3	Egzos Entalpi h4	Kompresörde Yapılan İş W12 Q23	Yanma Odasında Yapılan İş W12 Q23	Türbinde Yapılan İş W34	Net İş Wnet	Verim Wnet/Q23	Basınç Oranı r	Elde Edilen Enerji P(MW)	Düzeltilmiş Çıkış Gücü(MW)
1	40.84	153	362.12	1212	557	0.962	18.24	0.239	0.434	2	370.42	1345.14	583.25	-372.42	974.72	761.89	1134.31	1.16	0.55	256	263
2	48.43	166	367	1227	556	0.963	18.51	0.239	0.376	2	373.15	1362.14	580.47	-375.15	988.99	781.67	1156.82	1.17	0.64	261	268
3	47.62	567	337	1236	540	0.96	16.32	0.199	0.266	5.08	345.04	1373.04	563.11	-350.12	1028	809.93	1160.05	1.13	0.75	216	219
4	93.36	518	371.9	1234	561	0.956	17.05	0.219	0.311	5.01	380.04	1371.06	586.13	-385.05	991.02	784.93	1169.98	1.18	0.70	242	244
5	66.73	216	382.97	1228	564	0.977	18.8	0.252	0.417	2	393.04	1362.04	589.14	-395.04	969	772.9	1167.94	1.21	0.60	260	273
6	70.59	356	386.04	1215	559	0.982	16.8	0.222	0.365	3.12	397.01	1348.2	584.89	-400.13	951.19	763.31	1163.44	1.22	0.61	228	239
7	52.94	388	404	1237	559	0.978	18.66	0.224	0.417	4.01	415.03	1376.04	584.89	-419.04	961.01	791.15	1210.19	1.26	0.54	265	276
8	74.59	878	359.83	1232	568	0.972	16.09	0.164	0.162	8.15	367.03	1371.4	594.86	-375.18	1004.37	776.54	1151.72	1.15	1.01	216	221
9	36.27	1758	391.56	1240	574	0.97	15.13	0.191	0.252	17.09	403.05	1378	600.89	-420.14	974.95	777.11	1197.25	1.23	0.76	207	209
10	80.89	93	401.71	1231	567	0.967	16.32	0.216	0.412	9.02	404.01	1361.01	595	-413.03	957	766.01	1179.04	1.23	0.52	226	230
11	38.15	1856	363.66	1227	576	0.966	12.09	0.165	0.189	18.42	373.05	1361.14	603	-391.47	988.09	758.14	1149.61	1.16	0.87	142	146
12	74.73	725	416.05	1225	566	0.969	18.61	0.215	0.364	7.05	430.04	1360	591.26	-437.09	929.96	768.74	1205.83	1.30	0.59	266	274
13	88.25	475	414.43	1230	565	0.965	18.77	0.213	0.37	5.02	429.02	1366.66	590.67	-434.04	937.64	775.99	1210.03	1.29	0.58	270	278
14	83.36	937	369.89	1231	520	0.963	12.42	0.194	0.261	9.12	377.06	1367	541.16	-386.18	989.94	825.94	1212.02	1.22	0.74	161	162
15	61.22	935	372.85	1227	567	0.968	14.5	0.183	0.229	9.1	380.04	1361.04	595	-389.14	981	766.04	1155.18	1.18	0.80	191	195
16	32.74	1611	390.55	1229	572	0.969	14.85	0.182	0.232	16.5	401.06	1365	598.34	-417.56	963.94	766.66	1184.22	1.23	0.78	202	203
17	71.12	934	379.05	1230	567	0.976	15.42	0.19	0.237	9.08	388.05	1366	595	-398.13	976.95	771	1169.13	1.20	0.80	208	214
18	84.24	563	390.34	1237	562	0.973	17	0.206	0.298	5.23	402.05	1374.44	587.36	-407.28	972.39	787.08	1194.36	1.23	0.69	238	247
19	42.48	1653	391.42	1234	573	0.973	15.05	0.177	0.225	16.35	401.08	1371.99	598	-417.43	970.91	773.99	1191.42	1.23	0.79	206	206
20	90.23	779	390.56	1239	565	0.973	16.65	0.214	0.316	8.05	400.09	1377.87	590.67	-408.14	977.78	787.2	1195.34	1.22	0.68	232	239
21	55.61	1335	394.88	1224	571	0.973	15.88	0.215	0.312	13.25	405.01	1358	597.2	-418.26	952.99	760.8	1179.06	1.24	0.69	221	224
22	50.31	1664	383.58	1226	574	0.971	14.45	0.189	0.235	16.08	392.04	1361	598.87	-408.12	968.96	762.13	1170.25	1.21	0.80	193	194
23	41.48	1152	388.38	1228	568	0.967	15.73	0.189	0.245	11.25	398.04	1364.74	593.56	-409.29	966.7	771.18	1180.47	1.22	0.77	214	218
24	54.84	1337	414.48	1234	572	0.957	17.48	0.213	0.316	13.2	422.06	1371.56	598.64	-435.26	949.5	772.92	1208.18	1.27	0.67	254	254
25	38.17	1653	411.29	1236	573	0.96	16.88	0.187	0.229	16.08	423.01	1373	599.56	-439.09	949.99	773.44	1212.53	1.28	0.82	242	246
26	53.16	92	394.54	1227	569	0.967	17.62	0.165	0.187	9.05	403.15	1364.74	595.74	-412.2	961.59	769	1181.2	1.23	0.88	248	254
27	53.19	1114	396.63	1237	568	0.973	16.04	0.208	0.298	11.08	409.14	1374	593.56	-420.22	964.86	780.44	1200.66	1.24	0.70	222	228
28	33.08	1709	408.98	1239	574	0.97	16.66	0.203	0.257	17.56	419.16	1378	600.89	-436.72	958.84	777.11	1213.83	1.27	0.79	235	236
29	23.04	2487	423.73	1226	580	0.964	16.35	0.217	0.315	24.07	435.18	1361.75	607.27	-459.25	926.57	754.48	1213.73	1.31	0.69	229	243

Tabloda ayrıca çalışma sırasında kompresörde yapılan iş, yanma odasında yapılan iş ve diğer tüm termodinamik değerler otomatik olarak hesaplanmıştır.

8.2. KANAT VE PALDE KULLANILAN MALZEMELER

İlk kademe dönen pal ve kanatlarda sıcaklığa bağlı etkiler çok yüksek değildir. Fakat kademe ilerledikçe sıcaklık ve diğer etkenler pal ve kanat üzerinde büyük etkiler yaratmaktadır. Bu sıcaklık genel olarak malzeme yapısından dolayı ve türbinin sıcak bölgesi olmaması dolayısıyla malzemenin uzamasında çok büyük bir etki yaratmamaktadır. İlk kademe kanatlarda nispeten uzun olmalarından kaynaklanan yüksek merkezci gerilmeler mevcuttur. Kompresör kısmının son kademe yani 15. kademe kanatları kısa olmasına dolayı oluşan yüksek basınç ve sıcaklık merkezci gerilmelerin oluşmasına neden olmaktadır. Bu etkiler hesaba katılarak genel olarak kanat ve pal malzemesi Titanyum esaslı alaşımlardan yapılmaktadır. Kanat ve pal malzeme olarak Ti-6Al-4V alaşımından imal edilmektedir. Yüksek mekanik dayanıma sahip olan Ti-6Al-4V malzemesi aynı zamanda yüksek sıcaklığa da dayanımlıdır. Yorulma karakteristiği açısından belirli avantajlara sahiptir. Bu malzemeye genel olarak Paladyum ve rutenyum katılarak korozyona karşı direnci artırılmaktadır. Alaşımın teknik özellikleri aşağıdaki Çizelge 8.2’de mevcuttur.



Çizelge 8.2. Ti-6al-4v alaşımasının malzeme özellikleri.

İçeriği ağırlık yüzdesi olarak:	Al 5.5 - 6.75 C Max 0.08'den az Fe Max 0.4'den az H Max 0.015'den az N Max 0.05'den az O Max 0.2'den az Ti 87.6 – 91 V 3.5 - 4.5.
Yoğunluk	4420 kg/m ³
Elastik Modülü	105-120 Gpa
Poisson Oranı	0.3
Maksimum Çekme Dayanımı	985 Mpa
Akma Çekme Dayanımı	885 Mpa
Kayma Modülü	41-45
Genleşme Katsayısı	9 µm/m-°C (20 °C) - 9.4 µm/m (250 °C)
Özgül Isı Kapasitesi	0. 586 J/g-°C
Termal İletkenlik	6.6 W/m-K
Kaynama Noktası	1674 °C

8.3. YAPISAL ANALİZ (ANSYS ANALİZİ)

Tasarım aşamasında pal ve kanat geometrisinin belirlenmesi tekrarlanan pek çok analize dayanmaktadır. Bu analizlerin sadece üç boyutlu sonlu elemanlar kullanılarak gerçekleştirilmesi oldukça zordur ve bunun yanında özel programların da kullanılması gerekmektedir. Genel olarak ilk tasarım sırasında boyutların belirlenmesi açısından yukarıdaki çalışmaların yapılması zorunludur. Fakat bizim bu çalışmamızda biz mevcut bir yapının saha çalışma koşullarını inceleyeceğimizden yeni bir tasarım yapmıyacağız. Mevcut tasarım üstünde çalışmalarımızı sürdüreceğiz. Bu çalışmada ilk olarak mevcut iki boyutlu teknik resmi olan parçalar üç boyutlu CAD programı (SolidWorks) kullanılarak çizilmiştir. Bu sayede analiz yapılırken eksenel simetrik bir analiz ile ne derecede doğru olarak temsil edilebileceği incelenmiştir. Bu sayede gerçek saha şartlarındaki çalışma koşullarının pal ve kanat üzerindeki etkileri de görülmüştür. Bu çalışmada ayrıca tersine bir mühendislik durumu da hesaba katılmıştır. Saha çalışma şartlarındaki bir türbinin kanat ve pal geometrisindeki durumu detaylı olarak incelenmiştir.

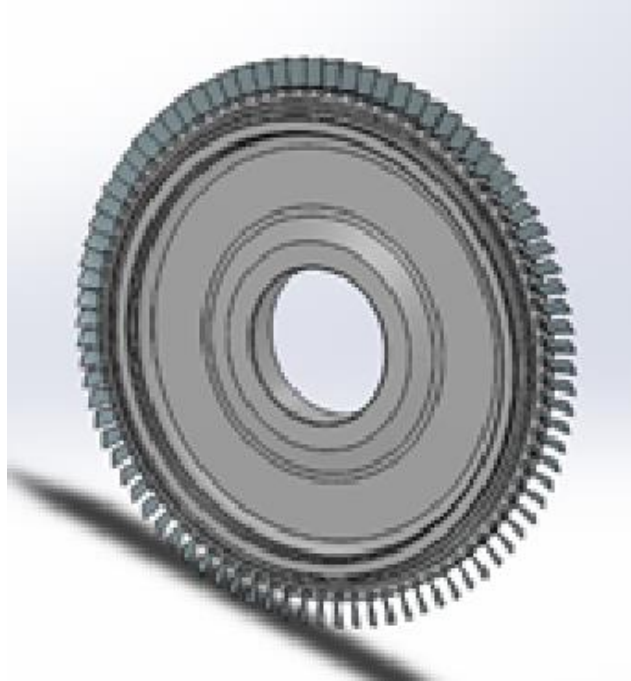
Pal analizi sırasında analiz sürelerini kısaltmak amacıyla yalnızca merkezci kuvvet göz önünde bulundurulmuştur. Bu kuvvet pal kanatlarının bağlı olduğu kısımdan uygulanmıştır. Bu durumda iki boyutlu eksenel simetrik modelde kanatların pal geometrisi üzerinde etkisi yalnızca kanadın tabanındaki merkezci kuvvete bağlı gerilmelerden kaynaklanacaktır. Kanat geometrileri kaldırılarak, kanatlardan doğan merkezci kuvvet dönel bir şekilde kanat taban yüzeyine yayıldığı takdirde istenen iki boyutlu analiz seçeneği uygulanabilmektedir. Analiz çalışmalarını ANSYS programı kullanılarak yapılmıştır. ANSYS programı özellikle bu tür analizlerin sağlıklı sonuçlarını elde etmede çok etkilidir. Özellikle havacılık sektöründe bu program geniş bir kullanım alanına sahiptir. Yapısal analiz yapılırken aşağıdaki metotlar tek tek uygulanmıştır.

8.4. YAPISAL ANALİZ İÇİN GEOMETRİNİN OLUŞTURULMASI

Analiz yapabilmemiz için öncelikle bir CAD programı yardımıyla geometrinin oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışmamızda geometri oluşturmak için SolidWorks programı kullanılmıştır. Analizimize öncelikle kanatlarımızın takılı olduğu pal kısmını incelemekle başlayacağız. Pal kısmında önce yapısal, daha sonra termal analiz yapacağız. Yapacağımız analizde mevcut uzamaların türbin üzerinde herhangi bir olumsuz durum oluşturup oluşturmadığı incelenecektir. Bilindiği gibi rotor ve stator kısmının birbirleri arasında belli bir mesafe bulunmaktadır. Biz buna aradaki mesafe diyoruz. Bu mesafe ne kadar az ise motorun verimi o kadar yüksektir. Mesafe azlığından dolayı hava kaybımız o kadar az olmakta ve verimimiz artmaktadır. Dolayısıyla pal ve kanatlarda oluşabilecek uzamalar rotorun direkt olarak statora teması olacak ve bundan dolayı motorda hasarlar oluşacaktır.

Pal analizinde sonra kanat analizi de yapılarak bu clearancerler incelenerek gerçek saha şartları değerlerinin türbindeki etkileri değerlendirilecektir.

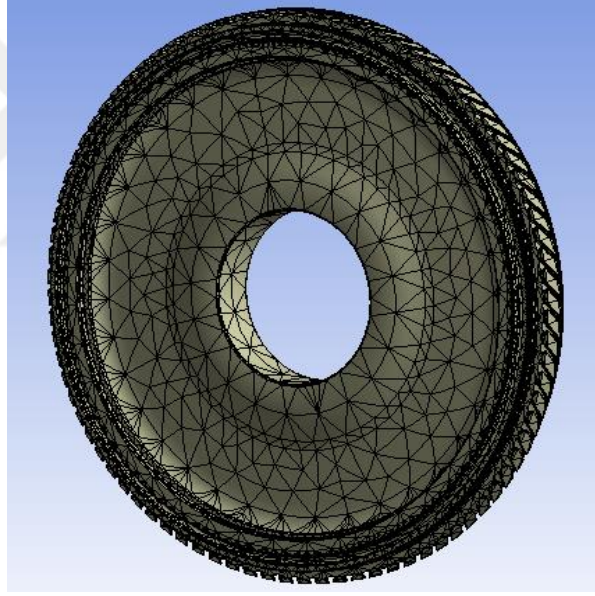
Aşağıdaki şekilde SolidWorks CAD programında oluşturmuş olduğumuz geometriyi Şekil 8.3'te bulabilirsiniz.



Şekil 8.3. Pal ve kanat bağlantı cad geometrisi.

9. COMPRESÖR PAL'I YAPISAL VE TERMAL ANALİZİ

İlk önce ANSYS programında malzemenin Static Structural komutuyla çalıştırılması sağlanmıştır. Bu kısımda bulunan Model komutundan Geometri CAD olarak açılmıştır. Yapısal ve termal analize başlamadan önce geometrinin ANSYS programı yardımıyla Mesh'lenmesi gerekmektedir. Meshin amacı, karmaşık bir hacmi, simülasyonunun yürütüleceği küçük parçalara ayırmaktır. Tanım gereği, Mesh hücrelerden ve noktalardan oluşan bir ağıdır. Herhangi bir boyutta hemen hemen her şekle sahip olabilir. Kısmi Diferansiyel Denklemleri çözmek için kullanılır. Mesh kalitesinin yüksek olması bizim yapısal ve termal analiz sonuçlarımızın daha iyi çıkmasına neden olacaktır. ANSYS programında yapmış olduğumuz Mesh Şekil 9.1'de görülmektedir.



Şekil 9.1. Pal'e mesh yapılması.

Geometrimizin teknik özellikleri aşağıdaki Tablo 9.1'de belirtilmiştir.

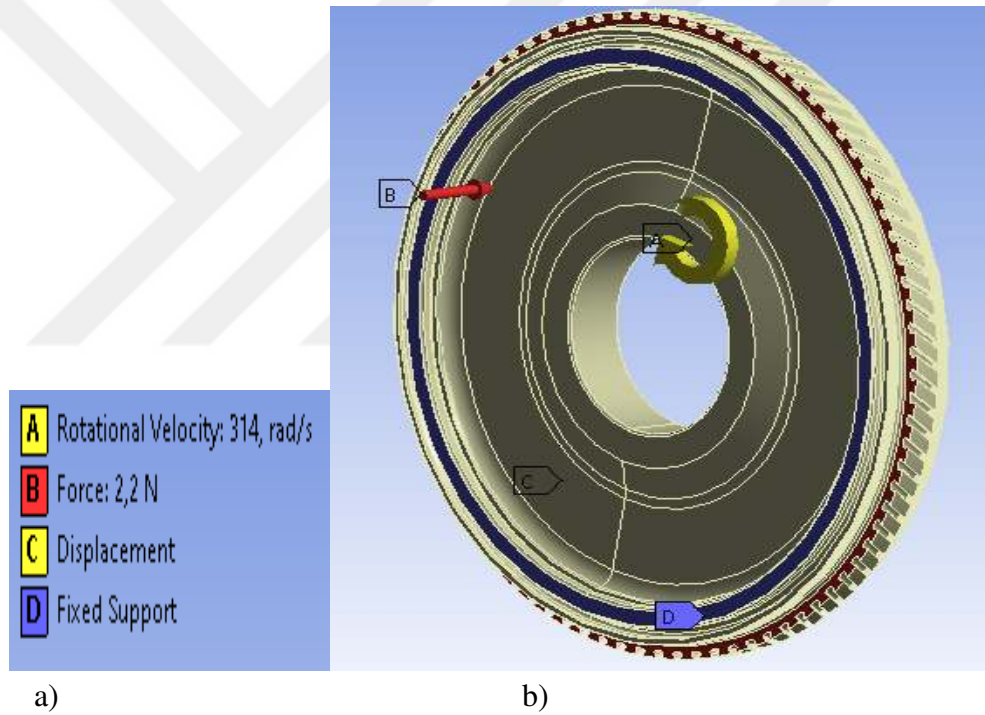
Çizelge 9.1 Model özeti.

Noktalar	450880
Kütle	1000,9 kg
Alanlar	1
Hacimler	2,1664e8 mm ³
Düğüm Noktaları	Yaklaşık 450880
Elemanlar	Yaklaşık 259102
Eleman Çeşitleri	PLANE 1

9.1 YAPISAL ANALİZİN YAPILMASI

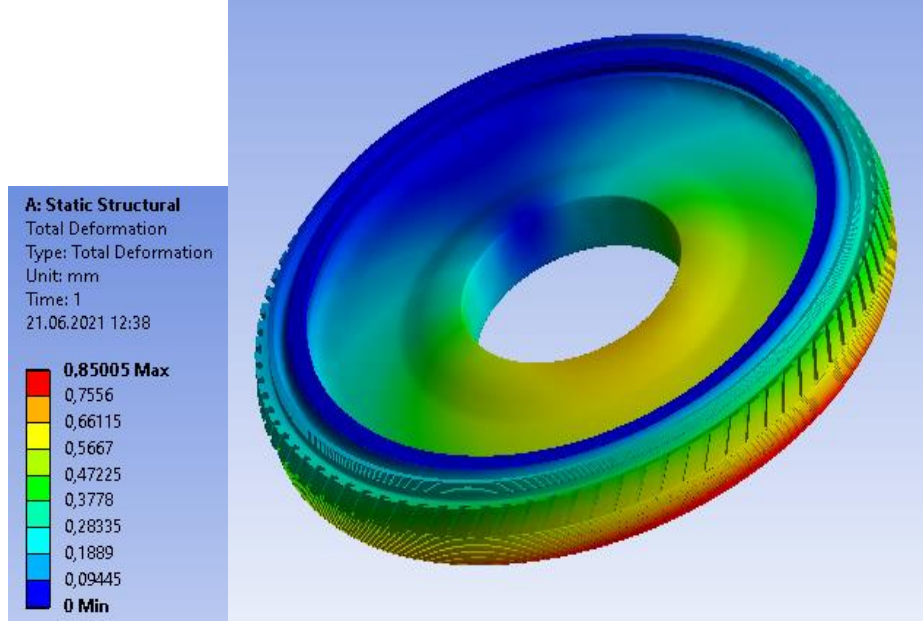
Geometriye mesh yapıldıktan sonra yapısal analize geçmemiz mümkündür. Daha öncede belirttiğimiz gibi başarılı bir analiz çalışmasının yapılabilmesi için Mesh kalitemizin çok iyi olması gerekmektedir. Mesh çalışması yapıldıktan sonra yaptığımız analizde kalitenin çok iyi olduğu ve yapısal analize geçebileceğimizi öngördük. Yapısal analizde pal üzerine etki eden ve analizi etkileyen parametreler tek tek belirlenmiştir. Bu parametrelerin değerleri gerçek saha çalışma değerlerinden elde edilen Tablo 8.1'den alınmıştır. Bu tablodaki değerler DCS programından alınmıştır.

Yapısal analiz için ortam basıncı, dönüş yönü ve hızı, pal sabitleme noktası ve pal destekleme noktası değerleri ve bölgeleri belirlenmiştir. Dönüş değeri 3000 rpm olup bu değer 314 rad/s'ye denk gelmektedir. Normal ortam basıncı 17 bar olmasına rağmen emniyet açısından 22 bar alınmıştır. Şekil 9.2'de pal üzerine etki eden parametreleri bulabilirsiniz.



Şekil 9.2. Yapısal analiz parametreleri a) Parametre değerleri b) Değerlerin gösterimi.

Parametrelerin pal üzerine doğru bir şekilde atanmasından sonra yapısal analize geçilmiştir. Yapısal analizde toplam deformasyon, parçada oluşan stress ve elastik uzama parametreleri incelenmiştir. Şekil 9.3'de de görüleceği üzere toplam deformasyon keskin kenar ve bir kısım soğutma delikleri tarafında oluşmaktadır.



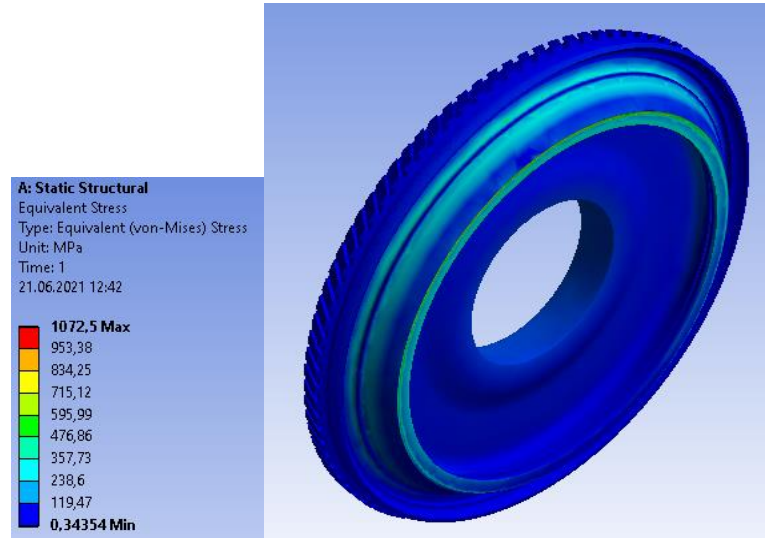
a)

b)

Şekil 9.3. Toplam deformasyon a) Değerler b) Gösterim.

Yukarıdaki sonuçtan da görüleceği gibi pal üzerine uygulanan değişkenler ancak 0,85005 mm'lik bir deformasyona neden olmaktadır. Sonuç kısmında da belirtileceği üzere bu değerler herhangi bir olumsuzluk oluşturmamaktadır.

Toplam deformasyondan sonra parçada oluşacak stressler de analiz edilmiştir. Aşağıdaki Şekil 9.4'te de görüleceği gibi parçada oluşan stress minimum düzeydedir.

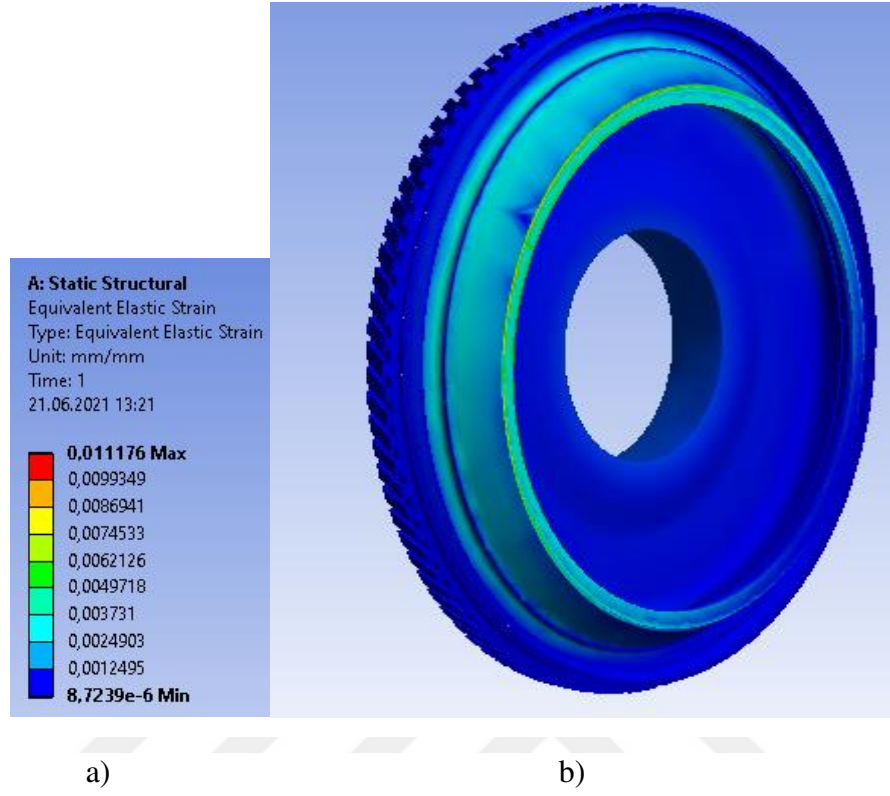


a)

b)

Şekil 9.4. Parçada oluşan stress a) Değerler b) Gösterim.

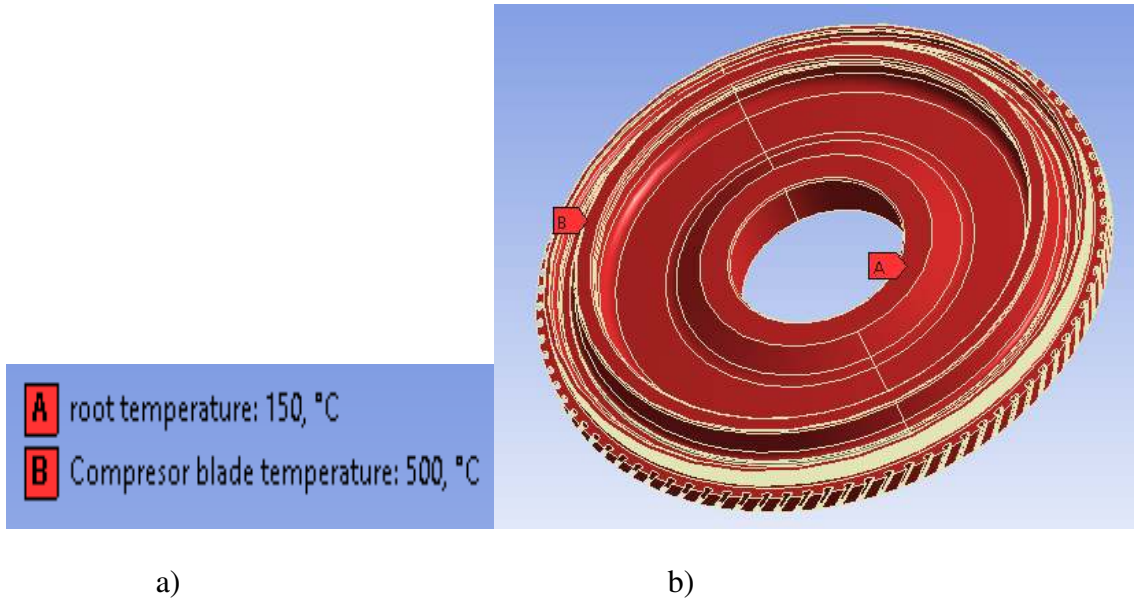
Parçada oluşabilecek elastik gerilemeler Şekil 9.5'te görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere elde ettiğimiz değer minimum düzeydedir.



Şekil 9.5. Elastik gerilme a) Değerler b) Gösterim.

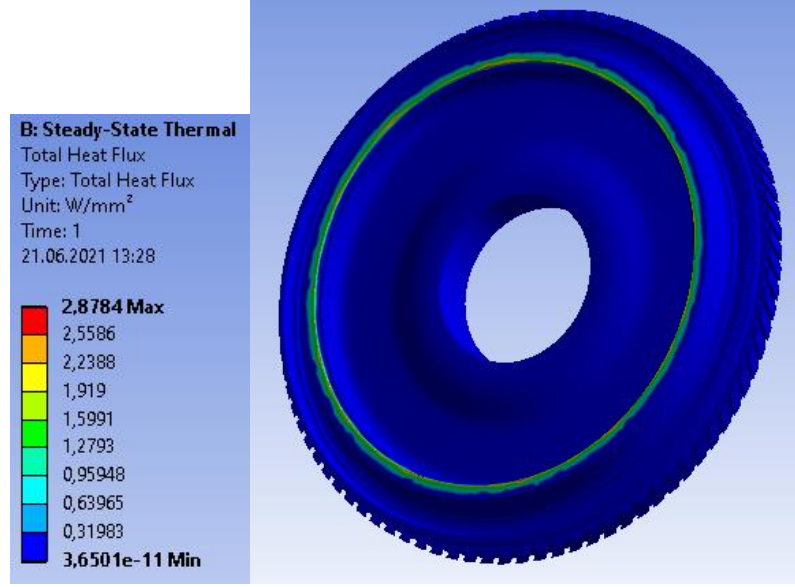
9.2.TERMAL ANALİZİN YAPILMASI

Kompresörün 6. Kademesinden gelen nispeten soğuk hava son kademe pal'lerin soğutulmasında kullanılmaktadır. Dolayısıyla palin termal analizinin yapılması gerekmekte ve bu analiz sonucu direkt olarak etki etmektedir. Termal analiz yapılırken iki tür sıcaklık değeri parametre olarak kullanılacaktır. Bunlardan ilki ana soğutma havası ve bu değer 150 °C olarak alınmıştır; diğeri ise kompresörün dış kısmına gelen sıcaklık ve bu değerde 500 °C olarak alınmıştır. Şekil 9.6'de bu iki değerin etki ettiği bölgeler gösterilmektedir.



Şekil 9.6. Termal sıcaklık bölgeleri a) Değerler b) Gösterimi.

Termal analiz yapılırken 3 tane parametre esas alınarak incelenmiştir. Bunlar: toplam ısı değişimi, ısı değişimi yönü ve sıcaklıktır. Bu parametrelerin etki bölgeleri analiz edilmiştir. Aşağıdaki Şekil 9.7'de toplam ısı değişimi değerlerini ve etki bölgesini bulabilirsiniz. Buradan da anlaşılacağı üzere ısı değişimi pal üzerinde minimum bir etkiye sahiptir. Buda palimizin ne kadar emniyetli bir şekilde tasarlandığını göstermektedir. Birim olarak W/mm² esas alınmıştır.



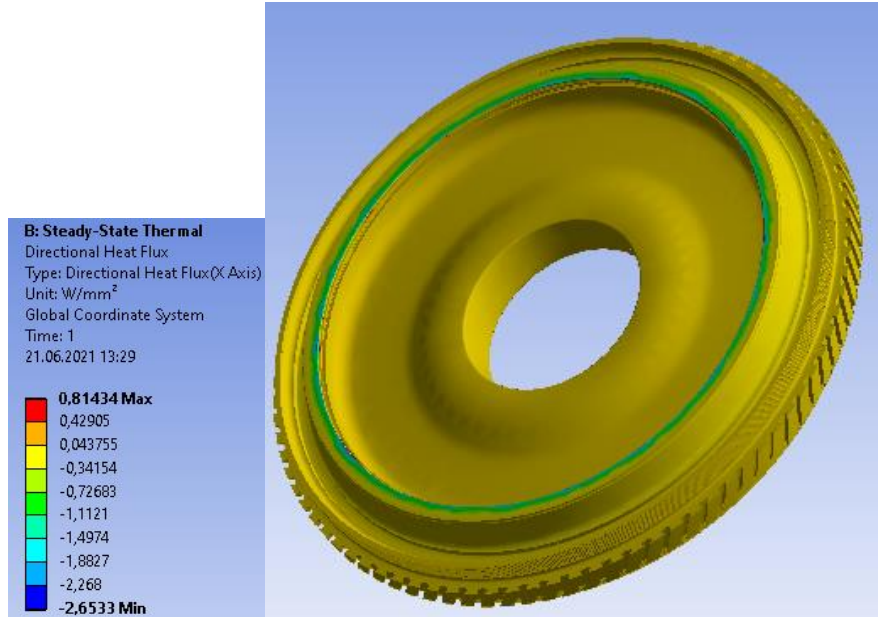
a)

b)

Şekil 9.7. Toplam ısı değişimi a) Değerler b) Gösterimi.

Şekilden de anlaşılacağı üzere en büyük etki leading edge bölgesinde oluşmaktadır. Bu oluşan değerde minimum düzeydedir.

Termal analizde inceleyeceğimiz bir diğer değişken Isı değişim bölgelerinin yönüdür. Bu durumda ısının en çok değişken gösterdiği bölgeler incelenecektir. Aşağıda Şekil 9.8’de görülen ısı değişim yönü ve bölgesi görünmektedir. Birim olarak W/mm² esas alınmıştır.

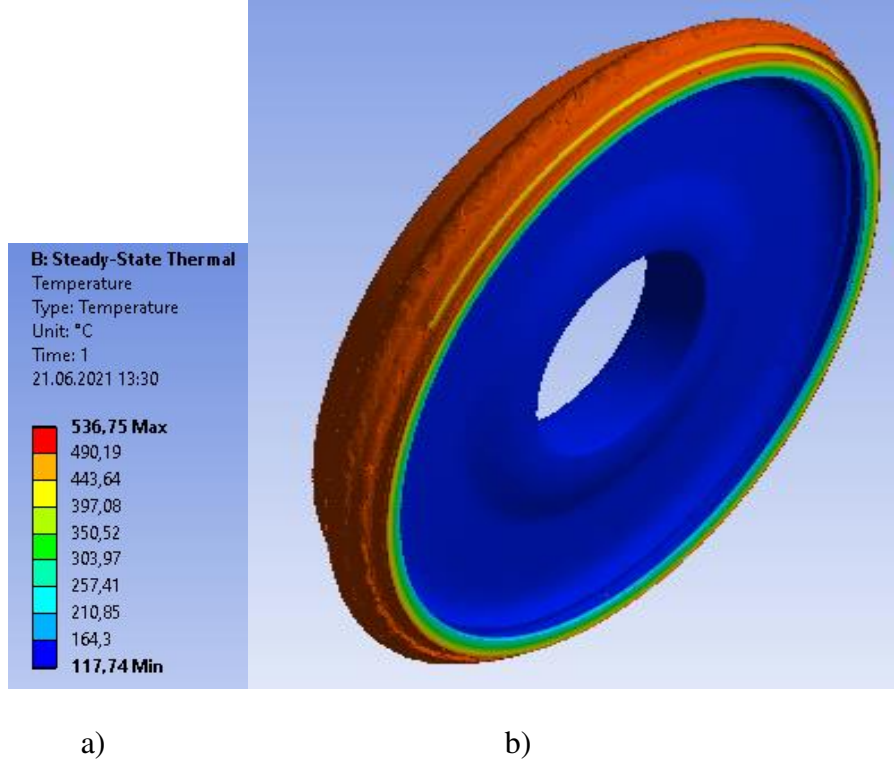


a)

b)

Şekil 9.8. Isı değişim bölgesi yönü a) Değerler b) Gösterimi.

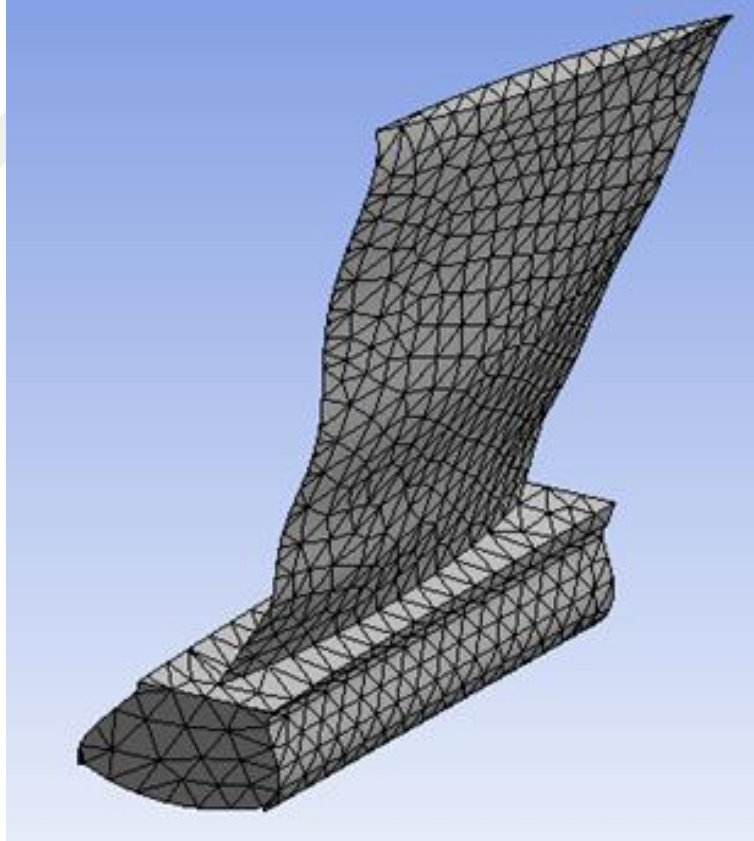
Termal analizde en son inceleyeceğimiz parametre sıcaklığın pal üzerindeki etkisidir. Bilindiği gibi artan sıcaklık Pal üzerinde belli deformasyonlara neden olabilir. Aşağıda Şekil 9.9’da sıcaklığın pal üzerindeki etkisi görülmektedir. Burdanda anlaşılacağı gibi pal sıcaklık parametresinden çok fazla etkilenmemektedir. Burada birim olarak $^{\circ}\text{C}$ esas alınmıştır.



Şekil 9.9. Sıcaklık etkisi a) Değerler b) Gösterimi.

10.KOMPRESÖR KANADININ YAPISAL ANALİZİ

Pal analizinde yaptığımız gibi ilk önce ANSYS programında malzemenin Static Structural komutuyla çalıştırılması sağlanmıştır. Bu kısımda bulunan Model komutundan Geometri CAD olarak açılmıştır. Analizi yapabilmemiz için parçanın 3 boyutlu geometrisinin CAD ortamında açılması gerekmektedir. Yapısal analize başlamadan önce geometrinin ANSYS programı yardımıyla Mesh'lenmesi gerekmektedir. Meshin amacı daha önce belirttiğimiz gibi karmaşık bir hacmi, simülasyonunun yürütüleceği küçük parçalara ayırmaktır. Tanım gereği, Mesh hücrelerden ve noktalardan oluşan bir ağıdır. Herhangi bir boyutta ve hemen hemen her şekle sahip olabilir. Kısmi Diferansiyel Denklemleri çözmek için kullanılır. Mesh kalitesinin yüksek olması bizim yapısal analiz sonuçlarımızın daha iyi çıkmasına neden olacaktır. ANSYS programında yapmış olduğumuz Mesh Şekil 10.1'deki gibidir.



Şekil 10.1. Kanat mesh şekli.

Yapmış olduğumuz Mesh'in teknik özellikleri Çizelge 10.1'de verilmiştir.

Çizelge 10.1. Model özeti.

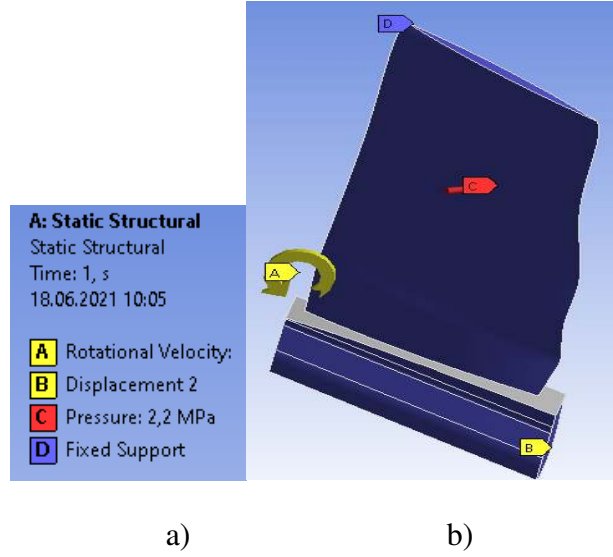
Noktalar	10140
Kütle	0,24271 kg
Alanlar	1
Hacimler	52534 mm ³
Elemanlar	Yaklaşık 5625
Eleman Çeşitleri	PLANE 1

Diğer taraftan kanat kısmında sadece yapısal analiz yapılacaktır. Parçanın termal analizinin yapılmasına gerek yoktur. Çünkü parça üzerine etki eden sadece ortam sıcaklığıdır. Parçanın dışardan herhangi bir soğutma sıcaklığı bulunmamaktadır.

10.1. YAPISAL ANALİZİN YAPILMASI

Benzer şekilde pal kısmında yapmış olduğumuz analiz adımlarını kanat kısmında tekrarlamamız gerekmektedir. Geometriye Mehs yapıldıktan sonra yapısal analize geçmemiz mümkündür. Daha öncede belirttiğimiz gibi başarılı bir analiz çalışmasının yapılabilmesi için Mesh kalitemizin çok iyi olması gerekmektedir. Mesh çalışması yapıldıktan sonra yaptığımız analizde kalitenin çok iyi olduğu ve yapısal analize geçebileceğimizi öngürdük. Parça özerinde Mesh'ten sonra kesit alındır ve kanadın ker kesitinde hexagonal yapıların hemem hemen eşit olduğu tespit edilmiştir. Bu durum bizim Mesh kalitemizin yüksek olduğunu göstermektedir. Yapısal analizde kanat üzerine etki eden ve analizi etkileyen parametreler tek tek belirlenmiştir. Bu parametrelerin değerleri gerçek saha çalışma değerlerinden elde edilen Çizelge 8.1'den alınmıştır. Bu tabloda kompresör son kanadına etki eden basınç ve sıcaklık değeri alınmıştır. Bu tablodaki değerler DCS programından alınmıştır.

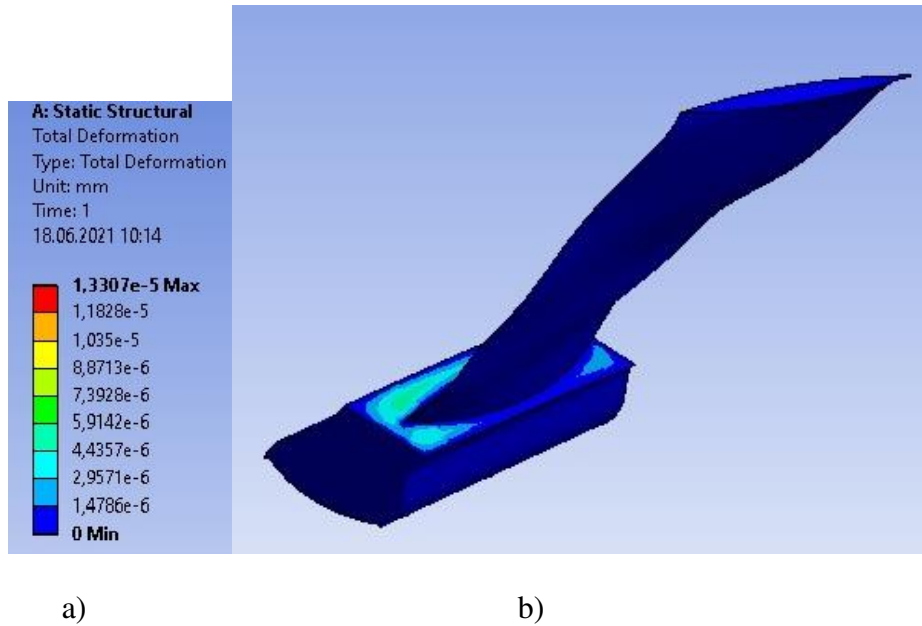
Yapısal analiz için ortam basıncı, dönüş yönü ve hızı, kanat sabitleme noktası ve kanat destekleme noktası değerleri ve bölgeleri belirlenmiştir. Dönüş değeri 3000 rpm olup bu değer 314 rad/s'yeye denk gelmektedir. Normal ortam basıncı 17 bar olmasına rağmen emniyet açısından 22 bar alınmıştır. Şekil 10.2'de kanat üzerine etki eden parametreleri görebilirsiniz.



Şekil 10.2. Kanat üzerine etki eden parametreler a) Değerler b) Gösterimi.

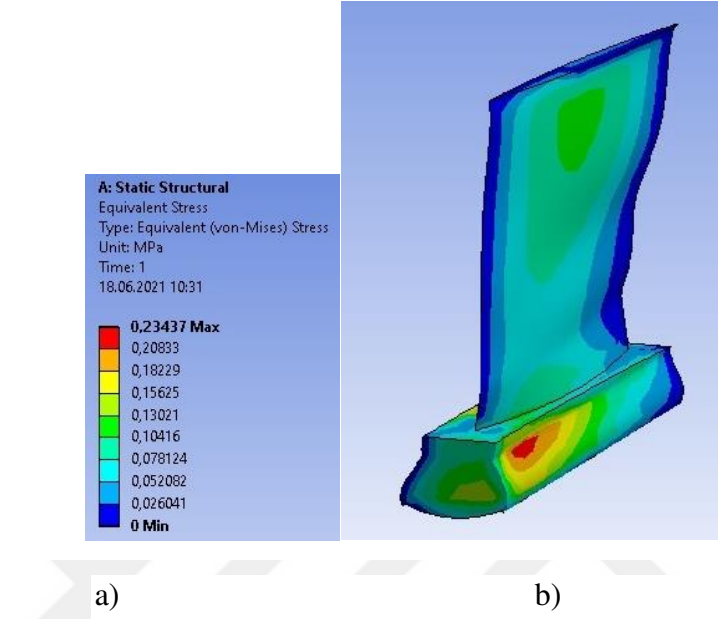
Kanat üzerine etki eden parametreler doğru bir şekilde atandıktan sonra yapısal analize geçilmiştir. Kanat üzerine dönüş hızı ve yönü, kuvvet, kanat sabitleme noktaları ve kanat kayma yüzeyi parametreleri etki etmektedir. Yapısal analizde toplam deformasyon, parçada oluşan stress ve elastik uzama parametreleri incelenmiştir.

Şekil 10.3’de de görüleceği üzere yapmış olduğumuz analizde toplam deformasyonyonda sadece en yüksek 1.33 mm’lik bir durum oluşuyormuş gibi görünmesine rağmen geometrimiz üzerinde bu değer gerçekte oluşmamaktadır. Dolayısıyla parçamız herhangi bir deformasyona uğramamaktadır.



Şekil 10.3. Toplam deformasyon a) Değerler b) Gösterimi.

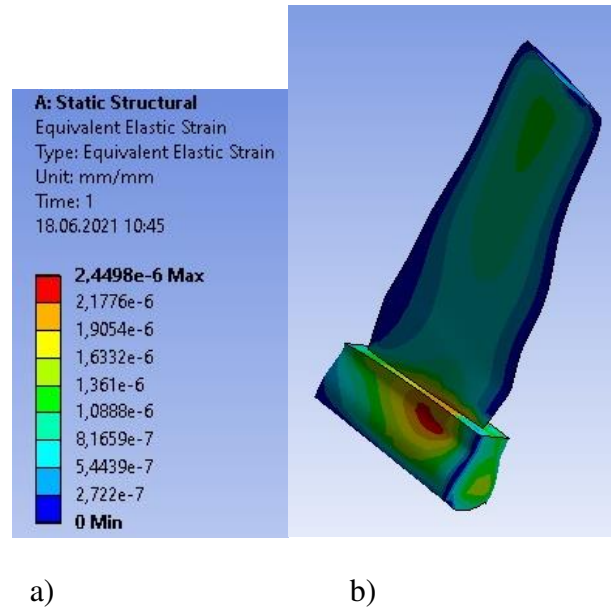
Yapılması gereken bir diğer analiz parçada oluşan sitieslerdir. Toplam deformasyondan sonra parçada oluşacak sities'lerde analiz edilmiştir. Aşağıdaki Şekil 10.4'dede görüleceği gibi parçada oluşan sities minimum düzeydedir.



Şekil 10.4. Kanatta sities oluşumu a) Değerler b) Gösterimi.

Analiz sonucunda da görüleceği gibi kanadımız üzerinde sadece tutma noktalarında bir sities oluşmaktadır.

Parçada oluşabilecek elastik gerilmeler Şekil 10.5'te açıkça görülebilmektedir.

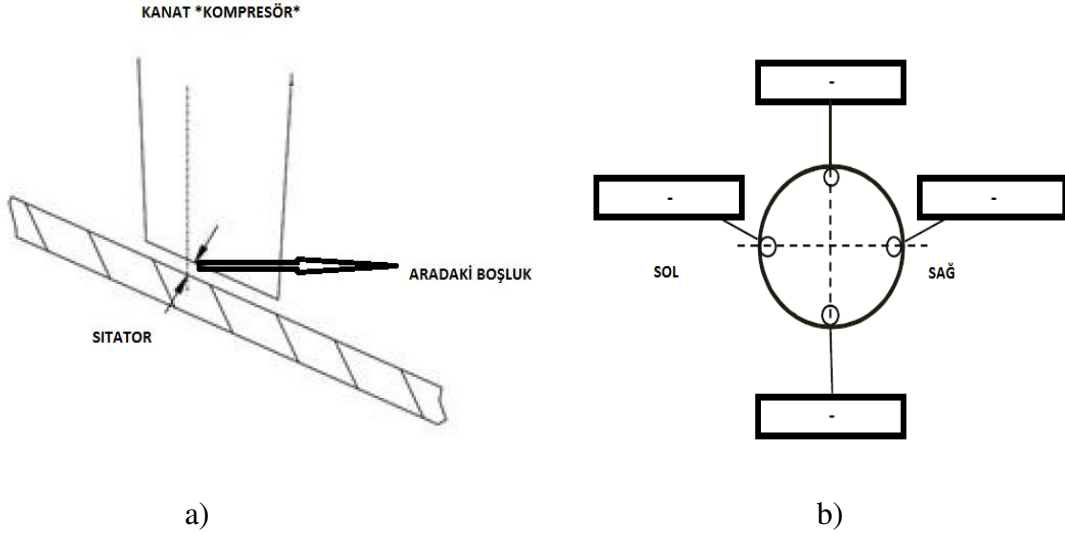


Şekil 10.5. Elastik gerilme a) Değerler b) Gösterimi.

11. ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

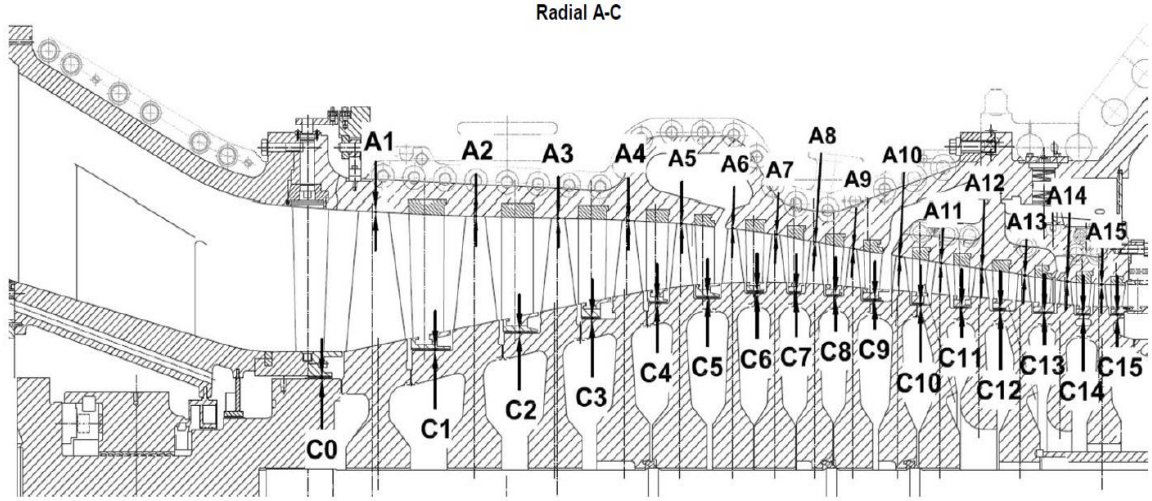
Analiz sonuçlarını türbinimizde bulunan stator ve rotor arasındaki mesafeleri ölçerek değerlendirebiliriz. Bu sonuçlarda kanatlarımız ve palde oluşabilecek uzamaların stator kısmına değip değmeyeceğini kontrol ederek doğrulayabiliriz. Eğer bu uzamalar bizim stator ve rotor arasındaki mesafeden küçükse yapmış olduğumuz çalışmanın doğruluğu ispatlanmış olur.

F sınıfı gaz türbinlerinin standart ölçü parametrelerinde aşağıdaki Şekil 11.1’de görüldüğü gibi türbin durmuşken dört noktadan ölçüm yaparak değerler kayıt altına alınır.



Şekil 11.1. Stator ve rotor arasındaki boşluk ölçme a) Boşluk b) Ölçüm yeri.

Bu ölçme işlemi bütün kademeler için gerçekleştirilmektedir. Yapılan saha ölçümleri daha sonra türbin imalatçısı olan firmanın mühendislik birimiyle paylaşılarak ölçüm değerlerinin istenen sınırlar dahilinde olup olmadığı kontrol edilir. Eğer mühendislik bu değerleri istenen sınırlar içinde olduğunu teyid ederse saha değerleri gerçek kayıtlar altına alınarak müşteriye rapor olarak sunulmaktadır. Bu değerler aynı zamanda daha sonra yapılacak olan bakımlarda da referans olarak alınmaktadır. Bu tezimiz için sahadan aldığımız değerler aşağıdaki Şekil 11.2’de görülmektedir. Burada kompresörün son kademe değerleri referans olarak alınacaktır. Çünkü bildiğiniz gibi biz son kademe kanat ve pal’in analizini gerçekleştirdik. Dolayısıyla referans ve karşılaştırma yapacağımız kademe son kademedir.



Şekil 11.2. Ölçüm noktaları.

Şekil 11.1’de de görüleceği gibi normal saha şartlarında almış olduğumuz ölçümler ve noktalar resim üzerinde tek tek belirtilmiştir. Bu şekilde A ile belirtilenler kompresör ve statör arasındaki boşluklar, C ile gösterilenler statör sabit kanatlarıyla kompresör arasındaki boşlukları temsil etmektedir. Bizim burada referans alacağımız A15’tir. Çünkü kompresörün son kademesidir. Çizelge 11.1’de sahadan almış olduğumuz değerleri göstermektedir.

Çizelge 11.1. Ölçüm değerleri.

Measurement point	Left		Right		Rated value	Measurement point	Left		Right		Rated value
	Input	Output	Input	Output			Input	Output	Input	Output	
A1	1,55 mm	-	1,55 mm	-	- mm	C0	1,15 mm	0,90 mm	1,20 mm	1,30 mm	- mm
A2	2,35 mm	1,80 mm	2,00 mm	1,55 mm	- mm	C1	1,40 mm	1,05 mm	1,15 mm	1,10 mm	- mm
A3	1,90 mm	-	1,55 mm	-	- mm	C2	0,75 mm	0,95 mm	0,50 mm	0,80 mm	- mm
A4	2,15 mm	-	1,70 mm	-	- mm	C3	0,95 mm	0,85 mm	0,95 mm	0,95 mm	- mm
A5	2,40 mm	3,50 mm	1,80 mm	3,05 mm	- mm	C4	1,30 mm	1,40 mm	1,35 mm	1,35 mm	- mm
A6	2,70 mm	4,00 mm	2,10 mm	3,45 mm	- mm	C5	1,70 mm	1,90 mm	1,30 mm	1,25 mm	- mm
A7	2,50 mm	3,50 mm	1,15 mm	2,85 mm	- mm	C6	1,30 mm	1,50 mm	1,15 mm	1,20 mm	- mm
A8	2,00 mm	2,65 mm	1,20 mm	2,15 mm	- mm	C7	1,70 mm	1,40 mm	1,05 mm	1,15 mm	- mm
A9	1,80 mm	-	0,85 mm	-	- mm	C8	1,55 mm	1,40 mm	0,75 mm	0,60 mm	- mm
A10	1,70 mm	-	3,85 mm	-	- mm	C9	1,15 mm	1,10 mm	0,75 mm	0,55 mm	- mm
A11	1,40 mm	-	3,60 mm	-	- mm	C10	0,65 mm	0,45 mm	2,85 mm	2,65 mm	- mm
A12	1,60 mm	-	3,75 mm	-	- mm	C11	0,85 mm	0,75 mm	3,20 mm	3,10 mm	- mm
A13	1,70 mm	-	3,80 mm	-	- mm	C12	0,60 mm	0,55 mm	2,80 mm	2,75 mm	- mm
A14	1,65 mm	-	3,80 mm	-	- mm	C13	0,60 mm	0,65 mm	2,80 mm	2,40 mm	- mm
A15	2,00 mm	-	4,00 mm	-	- mm	C14	0,60 mm	0,75 mm	2,40 mm	2,50 mm	- mm
						C15	1,10 mm	1,10 mm	3,05 mm	3,35 mm	- mm
						C16 (*)	-	-	-	-	- mm
						C17 (*)	-	-	-	-	- mm

(*) Value calculated by diameter measurements

Ölçüm değerlerini kontrol ettiğimizde görüleceği üzere bizim A15 kompresör ile sítator arasındaki mesafe sol tarafta 2 mm ve sağ tarafta 4 mm'dir.

Bizim daha önce yapmış olduğumu analizde de görüleceği gibi normal çalışma koşulları sırasında kanadımızda maximum 0,0000001457 mm'lik bir uzama gerçekleşmektedir. Pal de ise bu uzama 0,85mm'dir. Yani hem pal hem kanattaki toplam uzama 0,8500001457 mm'dir. Buda bizim saha ölçüm değerinden çok küçüktür.

Bu sonuçlardan anaşılacağı üzere bizim yapmış olduğumuz analiz sonuçları doğru ve istenen limitler dahilindedir.

12. KAYNAKLAR

- [1] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers ve H. Cohen, “*Gas turbine theory*,” Pearson Education, 2001.
- [2] I. Aslanidou, V. Zaccaria ve E. Pontika, “Teaching gas turbine technology to undergraduate students in Sweden,” *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers*, c. 51128, ss 710-800, 2018.
- [3] R. K. Mishra, J. Thomas, K. Srinivasan, V. Nandi ve R. R. Bhatt, “Failure analysis of an un-cooled turbine blade in an aero gas turbine engine.” *Engineering Failure Analysis* c. 79, ss. 836-844, 2017.
- [4] E. Toklu, M. Gerengi ve F. Polat, “F class gas turbine blade cooling calculation.” *Journal of Engineering Research and Applied Science* c. 82, ss. 1248-1256, 2019.
- [5] B. Deepanraj, P. Lawrence ve G. Sankaranarayanan, “Theoretical analysis of gas turbine blade by finite element method.” *Scientific world* c. 9, ss. 29-33, 2011.
- [6] S. K. Kim, D. Kim ve D. J. Cha, “Finite element analysis of self-excited instabilities in a lean premixed gas turbine combustor,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c.120, ss. 350-360, 2018.
- [7] H. P. Singh, A. Rawat, A. R. Manral ve P. Kumar, “Computational analysis of a gas turbine blade with different materials” *Materials Today: Proceedings* c.44, ss. 63-69, 2021.
- [8] Y. Bazilevs, K. Takizawa, M. C. Wu, T. Kuraishi, R. Avsar, Z. Xu ve T. E. Tezduyar, “Gas turbine computational flow and structure analysis with isogeometric discretization and a complex-geometry mesh generation method.” *Computational Mechanics*, c. 67.1, ss. 57-84, 2021.
- [9] W. Maktouf ve S. Kacem, “An investigation of premature fatigue failures of gas turbine blade.” *Engineering Failure Analysis*, c.47, ss. 25-30, 2005.
- [10] Carter, Tim J. “Common failures in gas turbine blades,” *Engineering Failure Analysis*, c. 12, ss. 237-247, 2005.
- [11] R. E. Dundas, “Engineering and metallographic aspects of gas turbine engine failure investigation: identifying the causes,” *Flight Saf Found–Aviat Mech Bullet* ss. 1-20, 1994.
- [12] D. Ziegler, M. Puccinelli, B. Bergallo ve A. Picasso, “Investigation of turbine blade failure in a thermal power plant,” *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, c. 13, ss. 192-199, 2013.
- [13] T. Madhusudhan, H. Maheshappa, ve K. R. Amchandra, “Need for analysis of stress concentration factor in inclined cutouts of gas turbine blades,” *Proceeding of Advances in Mechanical Engineering*, Jawaharlal Nehru National College of

Engineering Shimoga, Karnataka, India, c. 15, ss. 510-540, 2004.

- [14] L. Houck, D. Sewell, M. Burke ve G. Vogel, “A fully coupled aero, thermal, and structural lifetime model for root cause failure analysis and robust redesign of an industrial f class gas turbine blade.” *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers*, c. 56765, ss. 1250-1300, 2015.
- [15] Y. Song, G. Chun-wei, ve J. Xing-xing, “Development and validation of a full-range performance analysis model for a three-spool gas turbine with turbine cooling.” *Energy*, c. 89, ss. 545-557, 2015.
- [16] X. Lv, X. Liu, C. Gu, ve Y. Weng, “Determination of safe operation zone for an intermediate-temperature solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid system.” *Energy*, c 99, ss. 91-102, 2016.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mustafa GERENGİ

Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makina Müh.	Düzce Üniversitesi	2021
Lisans	Makina Müh.	Gazi Üniversitesi	1999
Lise	Fen Bilimleri	Fen Lisesi	1994

YAYINLAR

E. Toklu, M. Gerengi, F. Polat, “F Class Gas Turbine Blade Cooling Calculation”,

Journal of Engineering Research and Applied Science, c. 8 ,ss. 1248-1237, 2019

E. Toklu, M. Gerengi, “Energy Overview Of Turkey”,

Journal of Engineering Research and Applied Science, c. 8, ss. 1229-1237, 2019