BİR GAZ TÜRBİNİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARINDAKİ KANAT TABİİ FREKANSININ VE UYGUN NOZUL SAYISININ TAYİNİ

Mert UĞUR

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR GAZ TÜRBİNİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARINDAKİ KANAT TABİİ FREKANSININ VE UYGUN NOZUL SAYISININ TAYİNİ

Mert UĞUR

0000-0002-5403-9977

Prof. Dr. Osman KOPMAZ

0000-0002-9429-9300

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ / MAKİNE TEORİSİ VE DİNAMİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

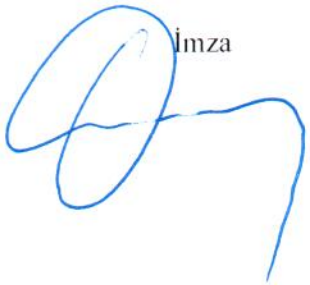
TEZ ONAYI

Mert UĞUR tarafından hazırlanan "BİR GAZ TÜRBİNİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARINDAKİ KANAT TABİİ FREKANSININ VE UYGUN NOZUL SAYISININ TAYİNİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği / Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Başkan : Prof. Dr. Osman KOPMAZ
(0000-0002-9429-9300)
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



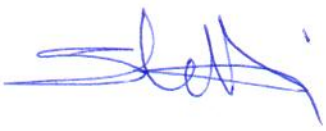
Üye : Prof. Dr. Hakan Gökdağ
(0000-0003-3070-6365)
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN
(0000-0002-3281-9112)
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksen EREN
Enstitü Müdürü
28/11/2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

28/11/2019

Mert UĞUR



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR GAZ TÜRBİNİNİN ÇALIŞMA ŞARTLARINDAKİ KANAT TABİİ FREKANSININ VE UYGUN NOZUL SAYISININ TAYİNİ

Mert UĞUR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Yüksek sıcaklık ve yüksek devirde çalışan türbin kanatlarının doğal frekansları yüksüz durumdaki kanat doğal frekanslarına göre farklılık gösterir. Türbin kanadındaki yüksek sıcaklık malzeme özelliklerine doğrudan etki etmektedir. Ayrıca türbinin rotasyon hızından kaynaklanan merkezkaç kuvvetler kanatta çeki gerilmesi oluştururken, akışkan basıncı kanat üzerinde eğilme gerilmesine sebep olmaktadır. Çeki gerilmesi ve eğilme gerilmesine maruz kalan türbin kanadı üzerinde deformasyon oluşmaktadır. Bu deformasyonlar ve malzemenin sıcaklığa bağlı davranışı, kanat doğal frekanslarında değişikliğe neden olur.

Türbin kanadının doğal frekans tayini yapılırken sonlu elemanlar analiz metodundan istifade edilmiştir. Bu kapsamda yapılan çalışmalar ANSYS Sonlu elemanlar analiz programında gerçekleştirilmiştir. Kanadın çalışma koşulundaki doğal frekans tayini için ön gerilmeli modal analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analiz metodunda ilk olarak kanadın gerilme ve deformasyon tayini yapılmıştır. Elde edilen gerilme ve deformasyon sonuçları modal analizde girdi olarak kullanılmıştır. Böylece çalışma esnasındaki deformasyonların etkisi modal analize eklenmiştir.

Bu tezde incelenen yüklü kanadın birinci doğal frekansının yüksüz duruma göre Inconel 718 için %9,6 ve Inconel 738 Lc için %5,6 mertebesinde daha düşük olduğu bulunmuştur. Birinci doğal frekansta meydana gelen bu düşüş türbin nozul tasarımında önem arz etmektedir.

Anahtar Kelimeler: Türbin kanadı, Doğal frekans, merkezkaç kuvvet

ABSTRACT

MSc Thesis

DEFINE OF BLADE NATURAL FREQUENCY AND PROPER NOZZLE NUMBER OF A GAS TURBINE IN WORKING CONDITIONS

Mert UGUR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineer

Supervisor: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

The natural frequencies of the turbine blade operating at high temperature and high speed differ from the natural frequencies of the unloaded blade. The high temperature directly affects the material properties of turbine blades. In addition, the centrifugal forces due to rotation at very high speeds cause tensile stresses, which is called geometrical stiffening in the literature, while the fluid pressure generates bending stresses on the blade. Subject to this combined loading, i.e. bending + axial stresses, the blade undergoes some deformations. These three factors, high temperature, geometrical stiffening and bending, influence natural frequencies of the blade.

In a finite element software, the ANSYS, a pre-stressed modal analysis was carried out to determine the natural frequencies of the turbine blade. Analyses show that natural frequencies under operating conditions become lower than those found in the unloaded case. Especially, the first natural frequency is as much as 9.6% for Inconel 718 and 5.6% for Inconel 738 LC smaller than that of unloaded cases, which is an important factor in turbine nozzle design.

Key words: Turbine blade, Natural frequency, centrifugal force, geometrical stiffening

TEŞEKKÜR

Üniversite eğitim hayatım ve tez çalışmam boyunca benden yardımlarını esirgemeyen, bana her konuda destek olan ve cesaretlendiren saygıdeğer Prof. Dr. Osman KOPMAZ'a sonsuz şükranlarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman yanımda olan, beni destekleyen ve bugünlere gelmemi sağlayan babam Kazım UĞUR'a ve annem Fatma UĞUR'a teşekkürlerimi sunarım.

Mert UĞUR

24/09/2019

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET v
ABSTRACT vi
TEŞEKKÜR vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ ix
ŞEKİLLER DİZİNİ x
ÇİZELGELER DİZİNİ xi
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 3
3. MATERYAL VE YÖNTEM 10
3.1. Sonlu Elemanlar Metodolojisi 11
3.2. Ağ Eleman Tipleri 12
3.3. Türbin Çark Modeli 15
3.4. Kanat Frekansının Uyarılması 22
3.5. Türbin Çarkının Sonlu Elemanlar Analiz Modeli 23
3.6. Kiriş Modelinin Doğal Frekansı 24
4. BULGULAR ve TARTIŞMA 26
5.SONUÇ 37
KAYNAKLAR 39
ÖZGEÇMİŞ 41

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	**Açıklama**
A	Kesit Alanı
E	Elastisite Modulü
F	Kuvvet
Hz	Hertz
I	Atalet
J	Joule
Kg	Kilogram
L	Kiriş Boyu
U	Akışkanın Hızı
$\dot{m}$	Kütlesel Debi
β	Sınır Koşuluna Bağlı Katsayı
ρ	Yoğunluk
ω_n	Doğal Frekans

Kısaltmalar	**Açıklama**
LC	Low Carbon / Düşük Karbon
LCF	Low Cycle Fatigue / Düşük Çevrim Yorulma
HAD	Hesaplamalı Ekışkanlar Dinamiği
HCF	High Cycle Fatigue / Yüksek Çevrim Yorulma

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Turbojet Motor Yapısı 3
Şekil 2.2. Eksenel Akışlı Türbin ve Nozul Yeleşimi 4
Şekil 2.3. Radyal Akışlı Türbin Nozul Montajı 5
Şekil 2.4. Turboşarj Radyal Akışlı Türbin ve İlgili Nozul Yerleşimi 5
Şekil 3.1. Akış Şeması 10
Şekil 3.2. Solid 185 Ağ Elemanı 13
Şekil 3.3. Solid 186 Ağ Elemanı 14
Şekil 3.4. Solid 187 Ağ Elemanı 14
Şekil 3.5. İncelenen Türbin Çarkı 15
Şekil 3.6. Türbin Çarkı Temel Boyutları 15
Şekil 3.7. Rezonansa Bağlı Optimum Çalışma Bölgesi 16
Şekil 3.8. Inconel 718 Elastisite Modülü - Sıcaklık İlişkisi 18
Şekil 3.9. Inconel 718 Poisson Oranı - Sıcaklık İlişkisi 18
Şekil 3.10. Inconel 738 LC Sıcaklık - Yoğunluk Grafiği 19
Şekil 3.11. Inconel 738 LC Sıcaklık - Termal Genleşme Grafiği 20
Şekil 3.12. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Elastisite Modülü 21
Şekil 3.13. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Poisson Oranı 22
Şekil 3.14. Gaz Türbini Sonlu Elemanlar Ağ Modeli 23
Şekil 3.15. Türbin Kanadı Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı 24
Şekil 3.16. Kiriş Modeli Doğal Frekansı 24
Şekil 4.1. Türbin Sıcaklık Dağılımı 26
Şekil 4.2. Türbin Yapısal Analiz Sınır Koşulları 26
Şekil 4.3. Türbin Eşdeğer Gerilme Dağılımı / Inconel 738 LC 27
Şekil 4.4. Türbin Gerilme Dağılımı / Inconel 718 27
Şekil 4.5. Inconel 738 LC Ön Gerilmeli Modal Analiz Kanat Sonucu 28
Şekil 4.6. Inconel 718 Ön Gerilmeli Modal Analiz Kanat Sonucu 28
Şekil 4.7. Inconel 738 LC Yüksüz Kanat Doğal Frekansı 28
Şekil 4.8. Inconel 718 Yüksüz Kanat Doğal Frekansı 29
Şekil 4.9. Kanada Uygulanan Devir ve Dönme Merkezi 30
Şekil 4.10. Gaz Türbin Kanadı Basınç Dağılımı 30
Şekil 4.11. Inconel 738 LC Tek Kanat Yüklü Modal Analiz Sonucu 30
Şekil 4.12. Inconel 738 LC Tek Kanat Yüksüz Modal Analiz Sonucu 31
Şekil 4.13. Inconel 738 LC Sabit Yoğunluk / Yüklü Modal Analiz Sonucu 31
Şekil 4.14. Türbin Kanadı Campbell Diyagramı 35

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Inconel 718 Malzeme Özellikleri....16
Çizelge 3.2. Inconel 718 Sıcaklığa Bağlı Elastisite Modülü ve Poisson Oranları....17
Çizelge 3.3. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Yoğunluk Değerleri....19
Çizelge 3.4. Inconel 738 LC Sıcaklık - Termal Genleşme Katsayısı....20
Çizelge 3.5. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Elastisite Modülü ve Poisson Oranları....21
Çizelge 3.6. Türbin Ağ Özellikleri....23
Çizelge 3.7. Türbin Kanadı Ağ Özellikleri....24
Çizelge 4.1. Türbin Kanadı Sonuç Tablosu....29
Çizelge 4.2. Inconel 738 LC Tek Kanat Analizleri Özet Tablosu....32
Çizelge 4.3. Ağ Boyutlarına Bağlı Doğal Frekans Sonuçları....32
Çizelge 4.4. Inconel 738 LC Türbin Bütünü - Kanat Karşılaştırması....33
Çizelge 4.5. Kanat Birinci Doğal Frekansının Etkileşim Devirleri....36

1. GİRİŞ

Gaz türbinleri genel olarak hava araçlarındaki itki kuvvetini sağlamak ve enerji santrallerinde güç elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Bir gaz türbini temel olarak kompresör, yanma odası ve türbin bölümlerinden oluşur. Kompresör bölümü havanın sıkıştırılması için kullanılmaktadır. Sıkıştırılan hava, yanma odasında yakıt ile reaksiyona girer ve kızgın hava-yakıt buharı oluşur. Bu buhar nozulda yer alan hava kanalları vasıtasıyla türbin kanatlarına çarptırılır. Türbin kanatlarına ilerleyen buhar kanat yüzeylerine çarparak türbinin dönmesini sağlar. Böylece mekanik enerji oluşur.

Bir gaz türbininin en önemli kısmı türbin kanatlarıdır. Kanatlar turbo makinelerden beklenen itme kuvvetini ve aynı zamanda türbinin dönmesini sağlar. Ayrıca kanat geometrileri türbin verimi üzerinde önemli bir role sahiptir. Bu sebeple gaz türbini kanat tasarımı, büyük önem arz etmektedir.
Türbine ait kanat tasarımı gerçekleştirilirken iki temel parametre;

- Gaz türbininin genel veriminin yüksek tutulması ve
- Türbin kanatlarının yeterince mukavim olması

olarak öne çıkmaktadır.

Türbin kanat tasarımında yer alan bu iki parametre birbirlerini kısıtlamaktadır. Bunun sebebi ise, turbo makine veriminin arttırılması için kanatların daha eğimli olması gerekirken dönme hızı da olabildiğince yüksek tutulmalıdır. Türbin kanat eğiminin artması sonucu oluşan yeni geometride kanat katılığı azalırken modele etkiyen gerilmeler de artış göstermektedir. Ayrıca sistemin dönme hızının arttırılması ile merkezkaç kuvvetler de artış gösterecektir. Buna bağlı olarak türbinin çevrim ömründe kısalma olacağı gibi kanat mukavemetinin karşılanamamasından ötürü kanatlarda çatlak oluşumu gözlenebilir. Bu durumların göz önüne alınması ile türbin veriminden feragat edilerek optimum kanat tasarımı yapılmaktadır.

Gaz türbinlerinin işletiminde meydana gelen genel kanat hataları;

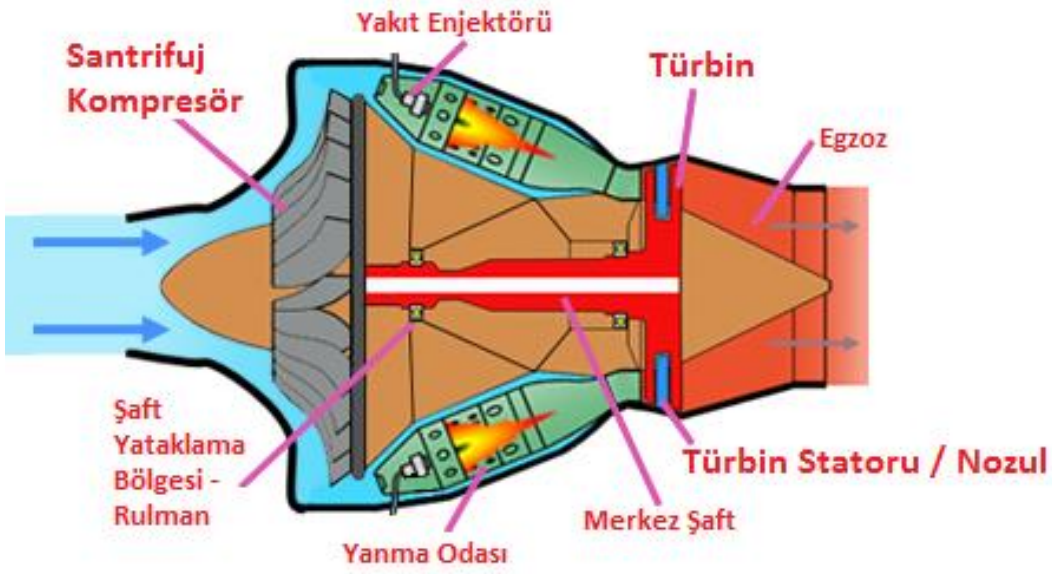
- LCF (Low Cycle Fatigue / Düşük Çevrim Yorulma) hatası
- HCF (High Cycle Fatigue / Yüksek Çevrim Yorulma) hatası
- Kanat doğal frekans modlarından kaynaklanan deformasyonlar (rezonans)
- Creep (Sürünme)

olarak sınıflandırılabilir.

Tez çalışmamızın konusu olan türbinin çalışma koşulundaki kanat doğal frekansları iki farklı süper alaşım için incelenmiştir. Hesaplamalarda kullanılan süperalaşımlar nikel bazlı olup yüksek sıcaklık ve yüksek devir altında çalışma kabiliyetine sahiptir. Türbinin malzeme seçimi literatür araştırması ve mevcut modellerin irdelenmesiyle seçilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

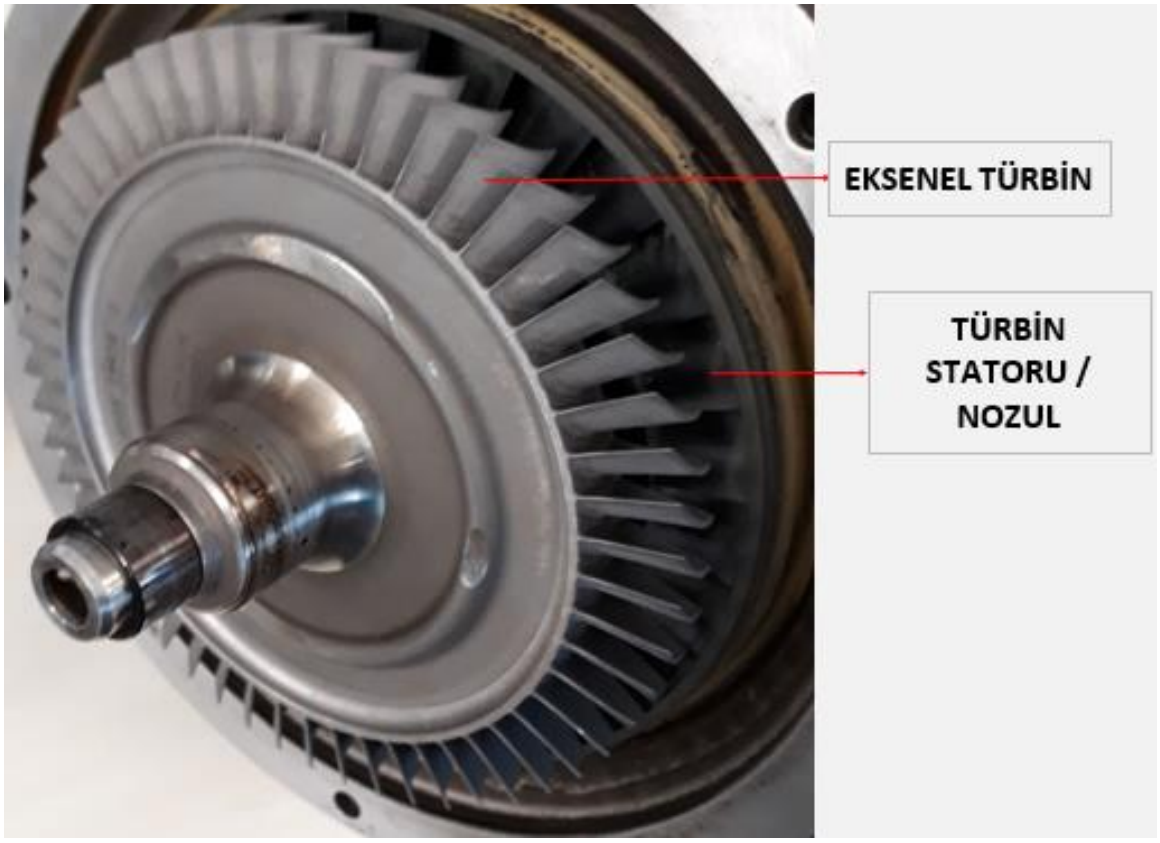
Bu tez çalışmasında bir turbojet motorunun türbini için öngerilmeli modal analizler gerçekleştirilmiştir. Böylece çalışma koşuluna bağlı doğal frekanslar hesaplanarak sistemin çalışma aralığındaki rezonans risk bölgeleri ortaya konulmuştur. Turbojet motorunun şematik gösterimi Şekil 2.1'de yer almaktadır.



Şekil 2.1. Turbojet Motor Yapısı

Turbojet motorunun temeli basit bir yapıya dayanmaktadır. Motorun ön kısmında hava girişi sağlanır. İç kısıma giren hava kompresör kademesinde sıkıştırılır. Sıkıştırma oranına bağlı olarak kompresör kademeleri arttırılabilir. Sıkıştırılan hava yanma odasına kanallar vasıtasıyla iletilir ve bu bölgede yakıt ile reaksiyona girer. Ateşleme için kullanılan üniteler ilgili bölgedeki ilk yanma reaksiyonunu sağlar. Yanma reaksiyonunun oluştuğu odada 1000 ^{0}C'ye ulaşabilen sıcaklıklar mevcuttur. Bu sebepten yüksek sıcaklığa dayanımlı süperalaşımlar yanma odası ve türbin tasarımlarında kullanılmaktadır. Yanma odalarında nikel alaşımlı malzemeler kullanılmaktadır. Sıcak ve basınçlı yakıt hava karışımı türbin statoru olan nozula iletilir. Nozulda bulunan hava kanalları ile sıcak akışkan türbin kanatlarına iletilir. Bu kısımda kullanılan türbinler eksenel veya radyal akışlı olabilir. Eksenel akışlı türbin – nozul yerleşimine örnek olan

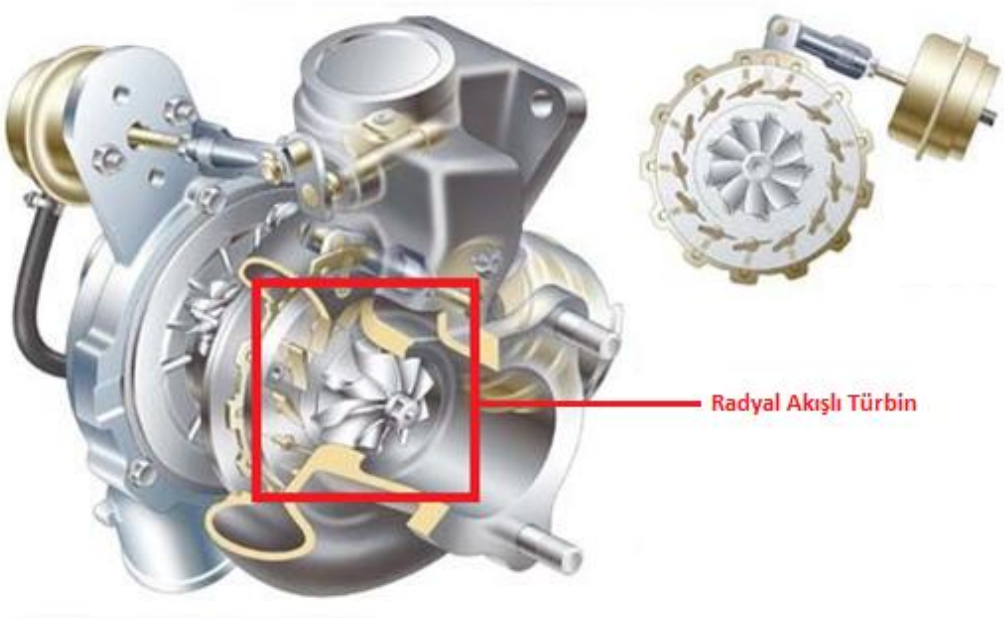
görsel Şekil 2.2'de ve radyal akışlı türbin ise Şekil 2.3'te verilmiştir. Türbine gelen sıcak akışkan daha sonradan egzoz yoluyla dışarıya atılır. Benzer uygulama turboşarj yapılarında da mevcuttur. Bir turboşarjın mekanik yerleşimi ve radyal akışlı türbini ise Şekil 2.4'te sunulmuştur.



Şekil 2.2. Eksenel Akışlı Türbin ve Nozul Yerleşimi



Şekil 2.3. Radyal Akışlı Türbin Nozul Montajı



Şekil 2.4. Turboşarj Radyal Akışlı Türbin ve İlgili Nozul Yerleşimi

Motor, giriş kısmından içerisine aldığı yüksek miktardaki havayı ısıtır ve sıkıştırır. Bu işlem esnasında havanın hızı düşer. Sıkıştırılan havanın yakıt ile reaksiyonu sonucunda elde edilen sıcak akışkanın gücü ise türbinin döndürülmesinde kullanılır. İtki kuvvetinin elde edilmesi için bu işlem gerçekleştirilir.

İtki kuvveti momentum korunumu denklemi tarafından şu şekilde hesaplanır,

$$F = \dot{m}_{ç} \times u_{ç} - \dot{m}_{g} \times u_{g} \quad (2.1)$$

$$\dot{m} = \rho \times u \times A \quad (2.2)$$

Burada ρ: yoğunluk, u: akışkan hızı, A: kesit alanı, $\dot{m}$:kütlesel debi'dir. Elde edilen itki hava aracının hareketi için ihtiyaç duyduğu kuvveti karşılamaktadır.

Tez konusu olan türbin bir turbo jet motor için tasarlanmış olup kanat frekanslarının detaylı tayini ile nozul hava kanal sayısının optimizayonu sağlanmıştır. Gaz türbin kanatlarının hataları ile ilgili olarak literatürde aşağıdaki çalışmalar dikkat çekmektedir:

Bhupendra E. Gajbhiye ve arkadaşlarının (1) gerçekleştirdiği çalışmada yüksek hızda dönen türbin kanatlarının titreşim davranışları sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir. Çalışma sonucunda, türbin kanadı üzerindeki işletimden kaynaklı deformasyonların kanat titreşimi için ihmal edilecek mertebede olduğu ve düşük doğal frekans değerlerinde kanat üzerinde çatlak oluşumunun gözlemlenebileceği (HCF) tespit edilmiştir.

Rajesh M., Tejesh S., ve Mohan Kumar B. (2) tarafından gerçekleştirilen diğer bir çalışmada türbin kanadının sonlu elemanlar analizi çatlak etkisi göz önüne alınarak gerçekleştirilmiş ve çentiğin kanat titreşimine etkisi incelenmiştir. Çalışmada çentik kök bölgesine ne kadar yakın olursa doğal frekansların da o oranda düştüğü tespit edilmiştir.

Cyrus B. Meher-Homji (3) tarafından gerçekleştirilen çalışmada gaz türbini kanatlarında oluşan diğer hasar mekanizmalarının oksidasyon, korozyon, malzeme erozyonu, ani sıcaklık değişimine bağlı termal gerilmeler olduğu belirtilmiştir.

Rezonanstan kaynaklanan kanat hatalarının önüne geçilmesi için tasarım aşamasında uygun analizlerin gerçekleştirilmesi ve tasarım sonunda da ürüne yönelik testlerin

yapılması gerekmektedir. Kanat için optimum çalışma aralıklarının belirlenmesinde modal analiz büyük önem arz eder. Modal analiz ve testler sonucunda bulunan kanat doğal frekanslarına göre çalışma bölgesi tayin edilir.

Doğal frekansların sıcaklık ve çalışma yük değerlerine bağlı olarak değişmesi de gaz türbinli motorun işletimi açısından büyük önem arz eder. Kanat için kullanılan malzemenin sıcaklığa bağlı olarak mekanik özelliklerinde değişim ve çalışma koşullarında meydana gelen deformasyonlar doğal frekanslarda kaymaya sebebiyet vermektedir. Bu sebepten doğal frekansın çalışma koşullarına göre tayin edilmesi gerekmektedir.

Shijie Guo (4) mikro gaz türbinlerinin kanat titreşimleri üzerine gerçekleştirdiği çalışmada elastisite modülünün doğrudan sıcaklıkla ilişkili bağlantısını sunmuş olup sıcaklığın titreşim analizindeki önemine değinmiştir.

R. S. Mohan; A. Sarkar ve A. S. Sekhar (5) bir gaz türbininin sonlu elemanlar analizi ile doğal frekanslarını tayin etmişlerdir. Çalışmada kritik hız değerleri farklı modlar için hesaplanmıştır. Sistemde Campbell diyagramı 0 – 50 Hz olan çalışma frekans aralığında çıkartılmıştır. Ayrıca ele alınan çalışmada farklı ağ tiplerinin türbin kanadına uygulanması ile hesaplanan doğal frekansların yakın değerlerde çıktığı da gösterilmiştir.

Bu tez kapsamında hesaplamaları ve sonlu elemanlar yaklaşımı ile analizleri gerçekleştirilen türbinin;

- akışkan basıncına,
- yüksek sıcaklığa (kanat sıcaklığı ortalama 600^0C, maksimum türbin sıcaklığı 825^0C) ve
- yüksek işletme devrine (105,000 dev/dk)

maruz kaldığı durumdaki modal analizleri iki süper alaşım için de gerçekleştirilmiştir. Bu hesaplamalar ile yüklü durum kanat doğal frekansları yüksüz durumdaki değerler ile

kıyaslanmıştır. Çalışmalar hem türbin bütününde hem de kanat bölgesel analizlerinde detaylıca incelenmiştir.

Gaz türbinleri için malzeme seçimi gerçekleştirilirken göz önüne alınan genel kriterler şöyle sıralanabilir:

- Malzeme Elastisite modülü ve akma mukavemetinin yüksek olması,
- Kırılma dayanımının yüksek olması,
- Malzeme yoğunluğunun düşük olması (merkezkaç kuvvete bağlı çeki gerilmesinin azaltılması için)
- Malzeme termal genleşme katsayısının düşük olması (termal genleşme etkisinin azaltılması)
- Malzemenin sıcak çalışma koşuluna uyumluluğu (700 ^{0}C civarı)
- Sıcak çalışma koşulundaki akma ve kopma mukavemet değerleri
- Yüksek LCF ve HCF yorulma ömürleridir. (6)

Massimo Cavacece ve arkadaşları (7) gerçekleştirdikleri çalışmada, hava aracı motoruna ait türbin kanadına yüksek çevrim yorulma testi uygulamışlardır. Gerçekleştirdikleri testler sonucunda sıcaklığa bağlı olarak kanat doğal frekanslarındaki değişimleri saptamışlardır.

Hava araçlarının tahrikinde kullanılan yüksek devirli gaz türbinlerinde genel olarak nikel alaşım malzemeler kullanılır. Nikel alaşım malzemelerin kullanılmasındaki temel etken, sıcaklığa bağlı çalışma koşulunda dahi malzeme mukavemet özelliklerinin yüksek olmasıdır.

K. Harshavardhan Reddy, D. Raghurami Reddy ve N. Balajiganesh (8) tarafından gerçekleştirilen çalışmada gaz türbin kanadı üç farklı malzeme için (N155, Inconel 625 ve HASTEALLOY X) termal ve mekanik gerilmeler yönünden kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucundan Inconel 625 malzemenin yüksek termal özellikleri ile öne çıktığı görülmüştür.

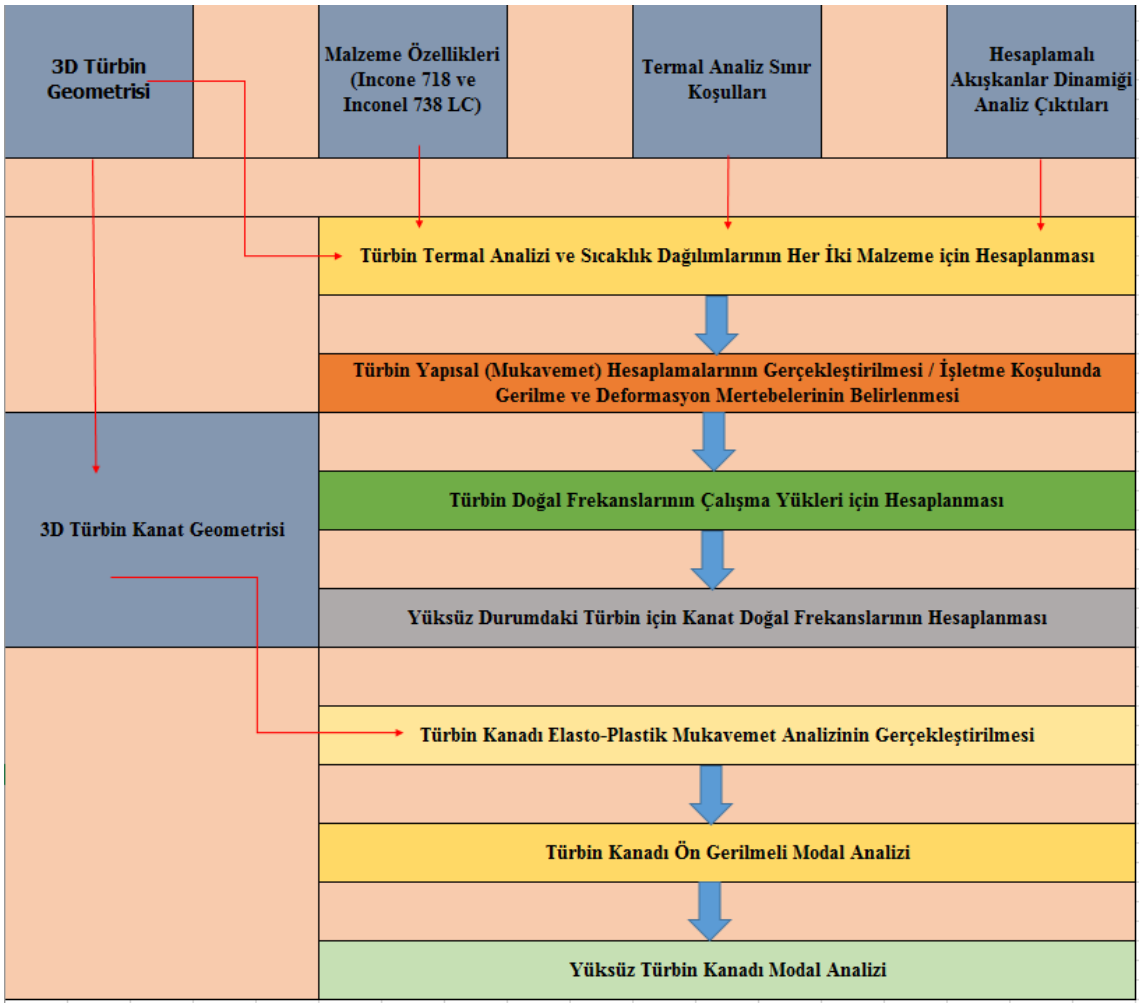
Ikpe Aniekan Essienubong, Owunna Ikechukwu, Patrick. O. Ebunilo ve Ememobong Ikpe (6) tarafından yapılan çalışmada turbojet motorları bünyesinde bulunan türbin kanadı için malzeme seçimi gerçekleştirilmiştir. Türbin kanadının işletim koşulları altında 700 ^{0}C'de çalışması göz önüne alınarak titanyum ve nikel bazlı malzemeler mukayese edilmiştir. Kıyaslama için seçimi gerçekleştirilen malzemelerin yüksek korozif dayanım özelliğine sahip olması kriterlerden biri olarak kabul edilmiştir. Çalışma sonucunda titanyum alaşımların düşük yoğunlukları ile öne çıktığı ancak termal etkiler ile nikel alaşımların malzeme seçiminde ağır bastığı görülmüştür.

P.R.Surve ve arkadaşları (9) gerçekleştirdiği çalışmada, yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta işletilen türbin kanadının sonlu elemanlar metodu ile mekanik gerilmelerini 3 farklı tipte malzeme için incelemişlerdir. Çalışmada alüminyum, titanyum ve magnezyum alaşım malzemeler arasında kıyaslama yapılmıştır. Çalışma sonucunda titanyum alaşımın diğer malzemelere göre üstünlüğü saptanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Türbinin hesaplamaları için uygulanan genel akış şeması Şekil 3.1'de verilmiştir. Çalışma kapsamında 3D tasarımı gerçekleştirilen türbin geometrisi, malzeme özellikleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizinden elde edilen sıcaklık ve basınç dağılımları ile termal analiz sınır koşulları girdi olarak kullanılmıştır.

HAD analizleri ile elde edilen sıcaklık dağılımında sadece türbin kanat ve göbek yüzeylerinin sıcaklık değeri mevcuttur. Mukavemet açısından inceleme yapılabilmesi için türbinin tamamındaki sıcaklık dağılımına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kapsamda akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda elde edilen yüzey sıcaklıklarının girdi olarak kullanılması ile termal analiz gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1. Akış şeması

Termal analiz sonucunda türbin sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Bu sıcaklık dağılımı, akışkanlar dinamiği analizinde hesaplanan basınç dağılımı ile birlikte yapısal analize girdi olarak tanımlanmıştır. Yapısal analiz sonucunda hesaplanan gerilme ve deformasyonlar modal analize eklenerek işletme koşullarındaki kanat doğal frekansları saptanmış ve yüksüz durum kanat doğal frekansları ile karşılaştırılmıştır.

Önceki çalışmalarda kabul edilen malzeme yoğunlığunun sıcaklığa bağlı değişiminin ihmali de bu çalışmada detaylı olarak incelenmiştir. Malzeme yoğunluğunun sabit ve sıcaklığa bağlı bir değişken olarak uygulandığı iki farklı analiz ile kıyaslama yapılmıştır. Böylece süper alaşımlarda malzeme yoğunluğunun sıcaklık ile değişiminin modal özelliklere etkisinin mertebesi ortaya konulmuştur.

3.1. Sonlu Elemanlar Metodolojisi

Sonlu elemanlar metodu bilgisayar teklonojisindeki gelişime bağlı olarak son yıllarda ilerleme hızını oldukça arttıran hesaplama yöntemlerinden birisidir. Metodun temeli, karmaşık geometriye sahip mühendislik problemlerinin ayrıklaştırılmasına dayanmaktadır. İlgili elemanter ayrıklaştırmalar ile kompleks problemlerin çözümleri için geliştirilen iteratif metotlar hesaplamaların yapılmasını sağlamaktadır.

Metot, karmaşık malzeme özelliklerinin sisteme uyarlanmasına, parça geometrisi üzerinde basitleştirmelerin yapılmadan hesaplanma kabiliyeti, zamana bağlı hesaplamaların ve doğrusal olmayan problemlerin çözümünde sunduğu avantajlarla öne çıkmaktadır.

Tez çalışmamıza konu olan türbin ve ilgili kanat geometrisinin doğal frekanslarının hesaplanmasında da sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Gaz türbin kanadının geometrik formu, üzerinde ihtiva ettiği sıcaklık dağılımı, akışkan basıncı tarafından gelen yükler ve işletme devri frekans hesaplamalarını oldukça karmaşık bir hale sokmaktadır. Ayrıca doğal frekans probleminin çözümünde kullanılacak malzeme verilerinin de sıcaklığa bağlı davranışları hesaplamayı zorlaştıran etkenlerden biri olarak öne çıkmaktadır.

Türbin ve ihtiva ettiği kanatların mukavemet ve frekans hesaplamalarında sonlu elemanlar metodundan istifade edilmiştir.İlgili çalışmalarda türbin ve kanatlar elemanlara ayrılarak çözüme gidilmiştir. Bu elemanlandırma işlemi ağ olarak tanımlanmaktadır. Sonlu elemanlar ağ yapısı oluşturulurken ele alınan kriterler temel olarak;

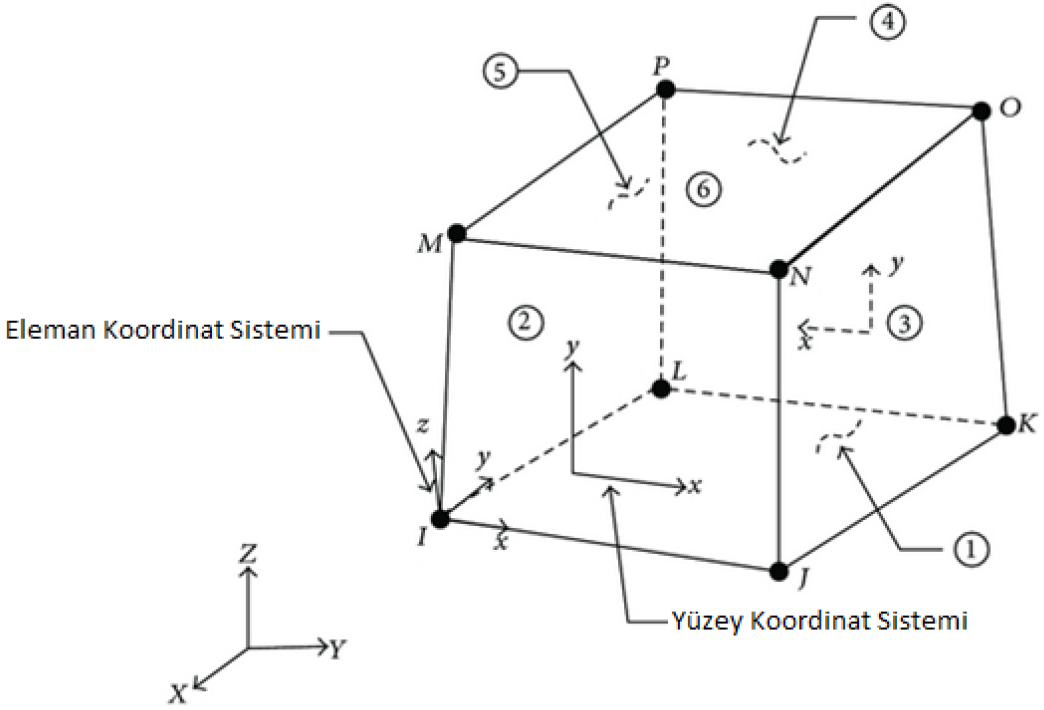
- Uygun ağ eleman tipinin belirlenmesi
- Optimum ağ eleman boyutunun belirlenmesi,
- Maksimum eleman sayısı
- Problem için öngörülen, kabul edilen hata miktarı
- Gerilme yığılma alanları oluşturmayacak eleman tip ve geçişlerinin belirlenmesi olarak tanımlanabilir.

Karmaşık bir mühendislik probleminin çözümünde sonlu elemanlar metodunu kullanmanın diğer bir avantajı ise geometrik forma olabildiğince sadık kalınarak elemanter geçişlerin sağlanabilmesidir. Uygun ağ elemanları sonlu elemanlar yazılımlarında tanımlı olup, farklı tipteki elemanlar aynı problemde kullanılabilmektedir.

3.2. Ağ Eleman Tipleri

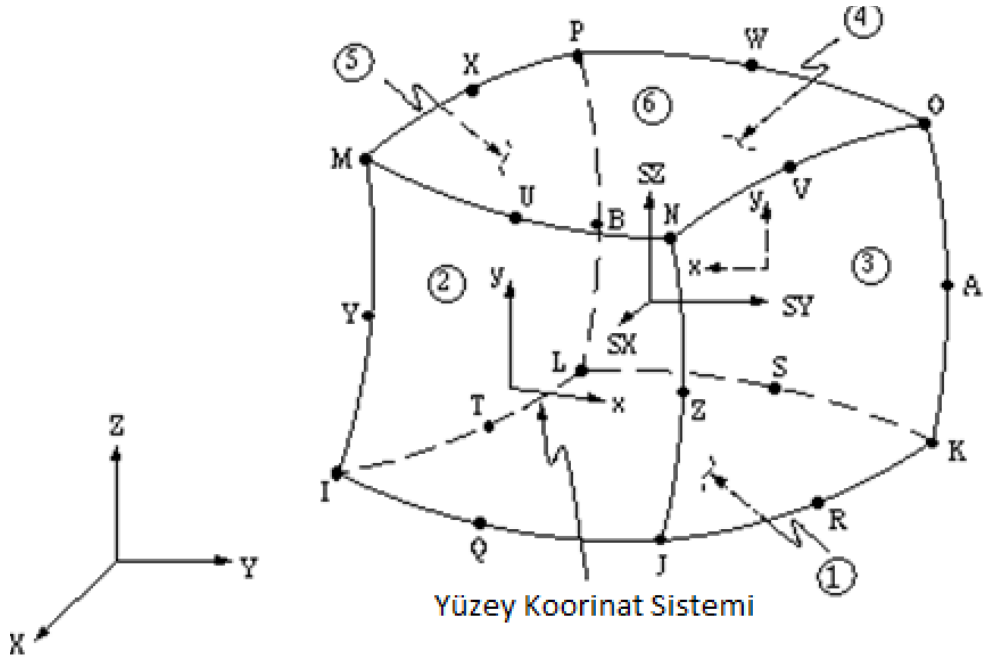
Sonlu elemanlar yönteminde çözümü aranan geometri, çok sayıda küçük elemanlara ayrılır. Bu elemanlar problemin doğası ve ihtiyaç duyulan çözüme bağlı olarak bir, iki veya üç boyutlu olabilir. Her eleman üzerinde ihtiva ettiği düğüm noktaları ile kendinden bir sonraki elemana bağlıdır. Tez çalışmamıza konu olan türbin modelinin sonlu elemanlar modeli oluşturulurken üç boyutlu ağ elemanları kullanılmıştır. Uygulanan elemanlar, sonlu elemanlar metodolojisinde kendi kodları ile adlandırılmaktadır. Bu kapsamda, kullanılan ağ elemanları Solid 185, Solid 186 ve Solid 187'dir.

Solid 185 elemanı 8 düğüm noktalı ve her düğüm noktasında 3 serbestlik derecesine sahip, katı modelleme tekniğinde kullanılan bir elemandır. Her düğüm noktası elastik ve plastik strain davranışlarını iteratif metotlar ile çözümler. Sonlu elemanlar algoritmalarının uyarlanması ile iterasyon metotları özel olarak da seçilebilir. Bu seçim problem dahilinde değişkenlik gösterir. Solid 185 eleman Şekil 3.2'de sunulmuştur.



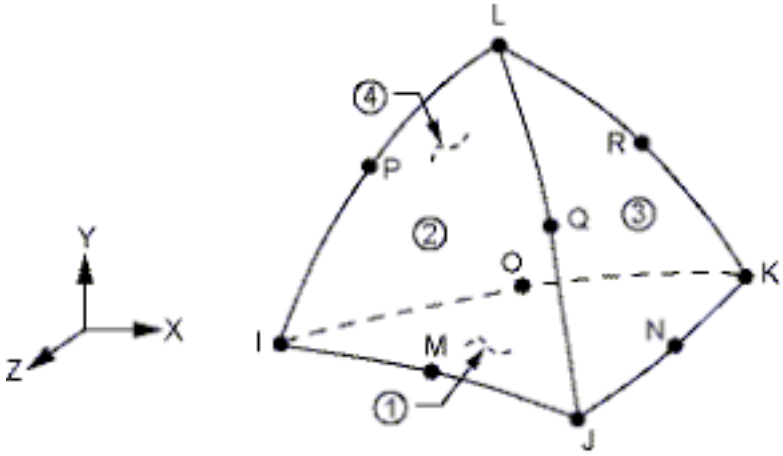
Şekil 3.2. Solid 185 Ağ Elemanı

Solid 186 eleman tipi, 20 düğüm noktası içeren ve her düğüm noktasında üç serbestlik derecesine sahip ağ elemanıdır. Solid 185'ten temel farkı ara düğümleridir. Bu ara düğümler ile elemanlar üzerindeki plastik davranış daha detaylı irdelenebilmekte, sürünme ve hiperelastisite gibi problemlerde çözümler hızla yakınsamaktadır. Ayrıca ara düğüm bağlantıları ile hem piramit yapılı solid 187 eleman tipine hem de solid 185 (8 düğüm noktalı eleman) ağ elemanlarına bağlantı ve çözüm olanağı sağlamaktadır. Bu sayede bir geçiş elemanı olarak da kullanılabilen Solid 186 ile katmanlı modellemelere giriş yapılabilmektedir. İlgili ağ elemanı Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Solid 186 Ağ Elemanı

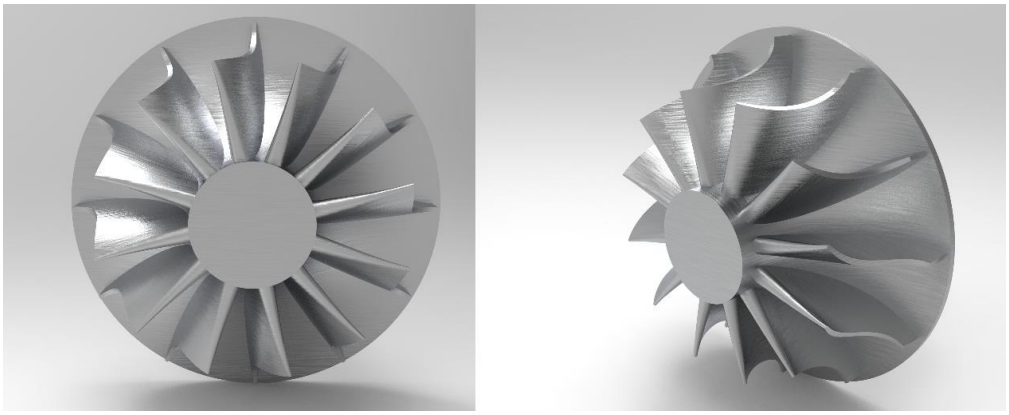
Solid 187 ağ elemanı düzensiz kafes yapılarına sahip modellerin sonlu elemanlar çözümünde kullanılan, üç boyutlu ve 10 düğüm noktalı eleman tipidir. Elastoplastik analizlerde ve hiperelastik malzemelerin deformasyonlarının simulasyonunda yüksek çözüm kabiliyetine sahiptir. Solid 187 ağ elemanı Şekil 3.4'te verilmiştir.



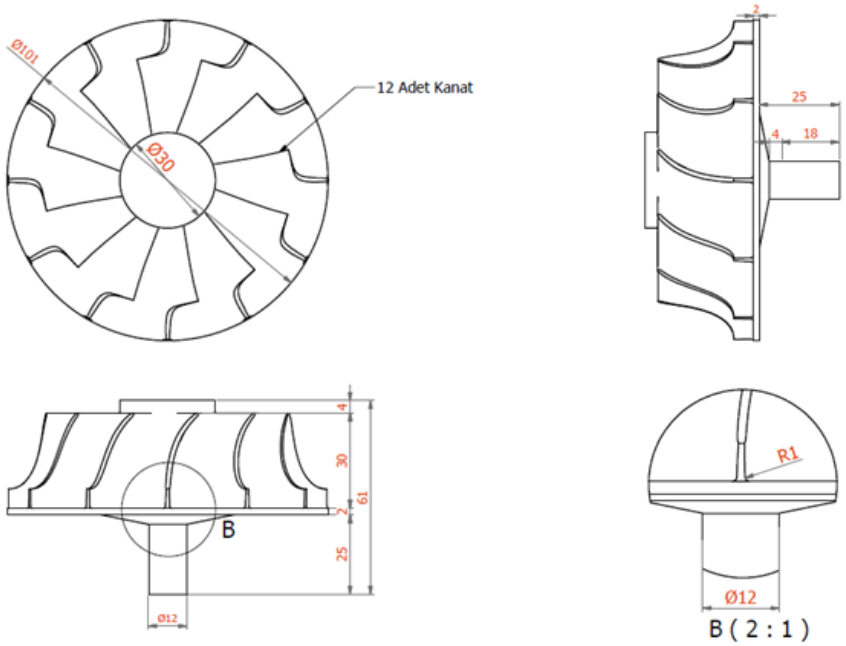
Şekil 3.4. Solid 187 Ağ Elemanı

3.3. Türbin Çark Modeli

Bu tez kapsamında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilen türbin çarkı Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Bu modele ait genel boyutlar ise Şekil 3.6'da yer almaktadır.



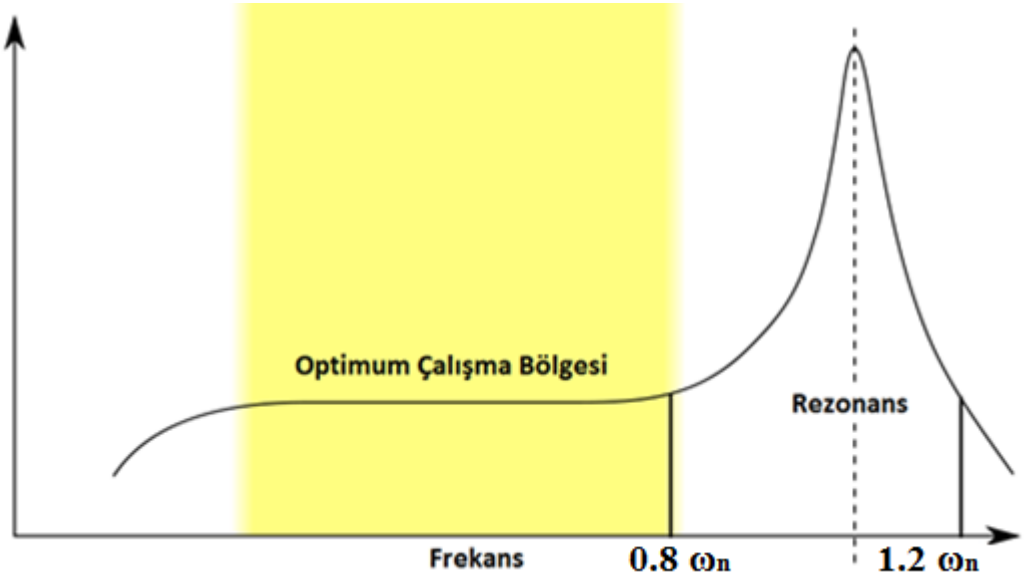
Şekil 3.5. İncelenen Türbin Çarkı



Şekil 3.6. Türbin Çarkı Temel Boyutları

Kanat üzerinde ilgili modal şeklin oluşması için doğal frekans ile bire bir çakışma gerçekleşmesi gerekmez. Doğal frekansa yakın frekans değerlerinde çalışılması durumunda da ilgili modal şekil daha düşük genlik değerleri ile oluşur. Yine de bu titreşimlerden kaynaklı olarak yapı üzerinde yüksek çevrim yorulmaya (HCF) bağlı kanat

hasarları (çatlak) ve kırık oluşumu gerçekleşebilir. Bu sebepten kanat, ilgili doğal frekansın ±%20'sine denk gelen aralıkta çalıştırılmamalıdır. Türbin işletme frekans aralığı Şekil 3.7'de gösterilmektedir.



Şekil 3.7. Rezonansa Bağlı Optimum Çalışma Bölgesi

Bu tez çalışmasında hesaplamaları gerçekleştirilen türbinin malzemeleri nikel alaşım türlerinden olan Inconel 718 ve Inconel 738 LC'dir. Bu malzemelere ait genel özellikler aşağıda sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Inconel 718 Malzeme Özellikleri (22 ^{0}C için)

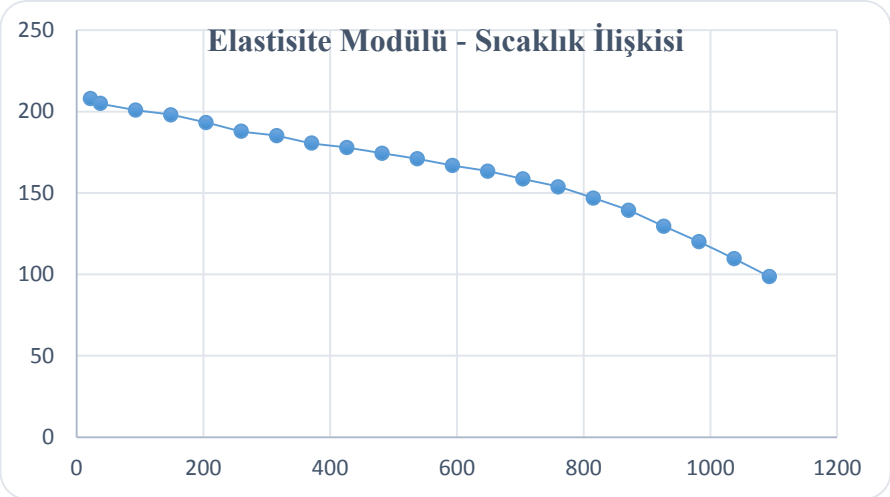
Yoğunluk	8220 kg/m^3
Erime Sıcaklığı	1370-1436 ^{0}C
Özgül Isı	435 J/kg ^{0}C
Elastisite Modülü	208 GPa
Poisson Oranı	0,287
Akma Mukavemeti	1172 Mpa
Kopma Mukavemeti	1407 Mpa

Ancak malzeme özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişim göstermektedir. Hesaplamalar gerçekleştirilirken bu değişim de göz önüne alınmıştır. Inconel 718 için elastisite modülü

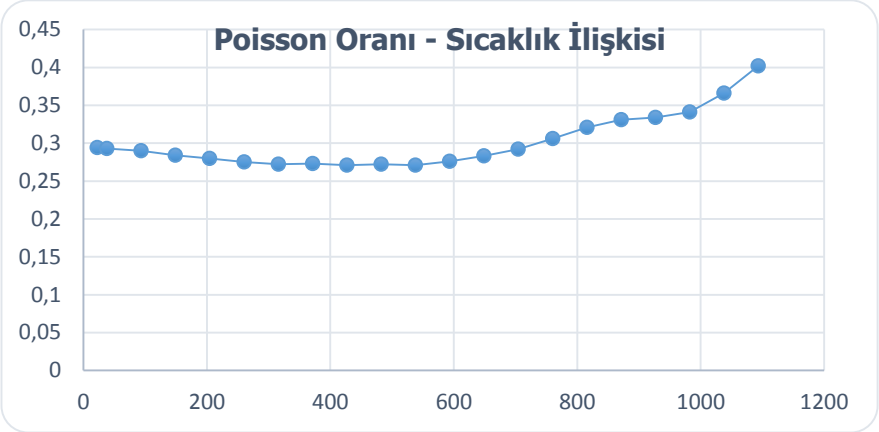
ve poisson oranlarının sıcaklığa bağlı değişimleri Çizelge 3.2'de verilmiş olup değişim davranışları Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da sunulmuştur.

Çizelge 3.2. Inconel 718 Sıcaklığa Bağlı Elastisite Modülü ve Poisson Oranları

Sıcaklık (^{0}C)	**Elastisite Modülü (GPa)**	**Poisson Oranı**
22	208	0,294
37,8	205	0,293
93,3	201	0,29
148,9	198	0,284
204,4	193,3	0,28
260	188	0,275
315,6	185,1	0,272
371,1	180,6	0,273
426,7	177,9	0,271
482,2	174,4	0,272
537,8	171	0,271
593,3	166,9	0,276
648,9	163,4	0,283
704,4	158,6	0,292
760	153,8	0,306
815,6	146,9	0,321
871,1	139,3	0,331
926,7	129,6	0,334
982,2	120	0,341
1037,8	109,6	0,366
1093,3	98,6	0,402



Şekil 3.8. Inconel 718 Elastisite Modülü – Sıcaklık İlişkisi

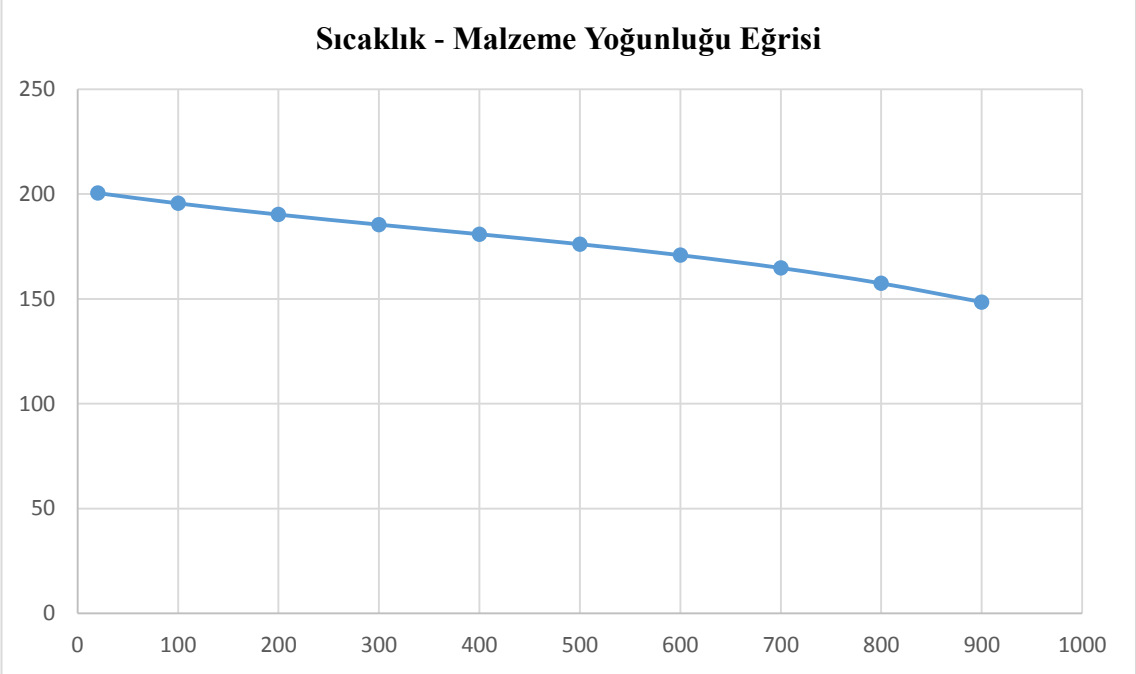


Şekil 3.9. Inconel 718 Poisson Oranı – Sıcaklık İlişkisi

Yüksek sıcaklık, yüksek basınç ve yüksek işletim devirlerine sahip türbinlerin malzemeleri genel olarak süper alaşımlardan seçilir. Bu alaşımlar çoğunlukla nikel içermekte olup yüksek sıcaklıklarda çalışma imkanı sunar. Bu tezde sonlu elemanlar yaklaşımı ile hesaplamaları gerçekleştirilen türbin Incone 738 LC malzemesi için de ayrıca hesaplatılmıştır. Inconel 738 LC süper alaşımı diğer türevlerine oranla karbon oranı düşürtülerek çalışma koşullarında daha mukavim malzeme özelliklerini sağlar. Inconel 738 LC malzemesinin mekanik özellikleri tablolarda gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Yoğunluk Değerleri

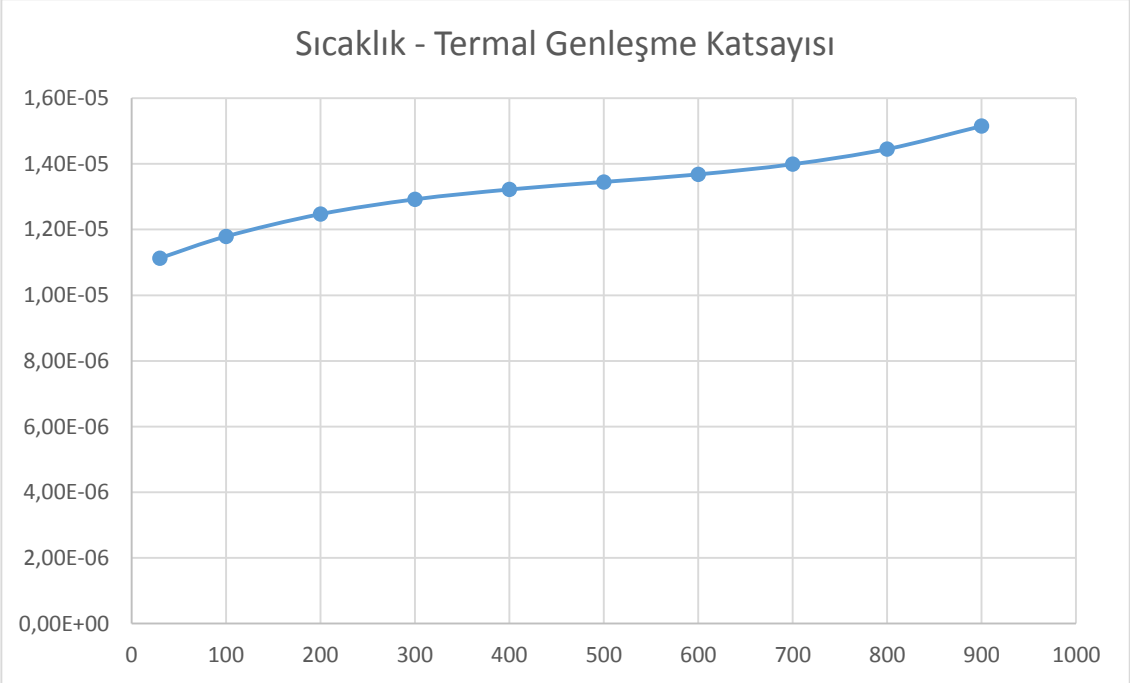
Sıcaklık (^{0}C)	Yoğunluk (kg/m^3)
20	8110
100	8090
200	8060
300	8020
400	7990
500	7950
600	7910
700	7870
800	7790
900	7700



Şekil 3.10. Inconel 738 LC Sıcaklık – Yoğunluk Grafiği

Çizelge 3.4. Inconel 738 LC Sıcaklık – Termal Genleşme Katsayısı

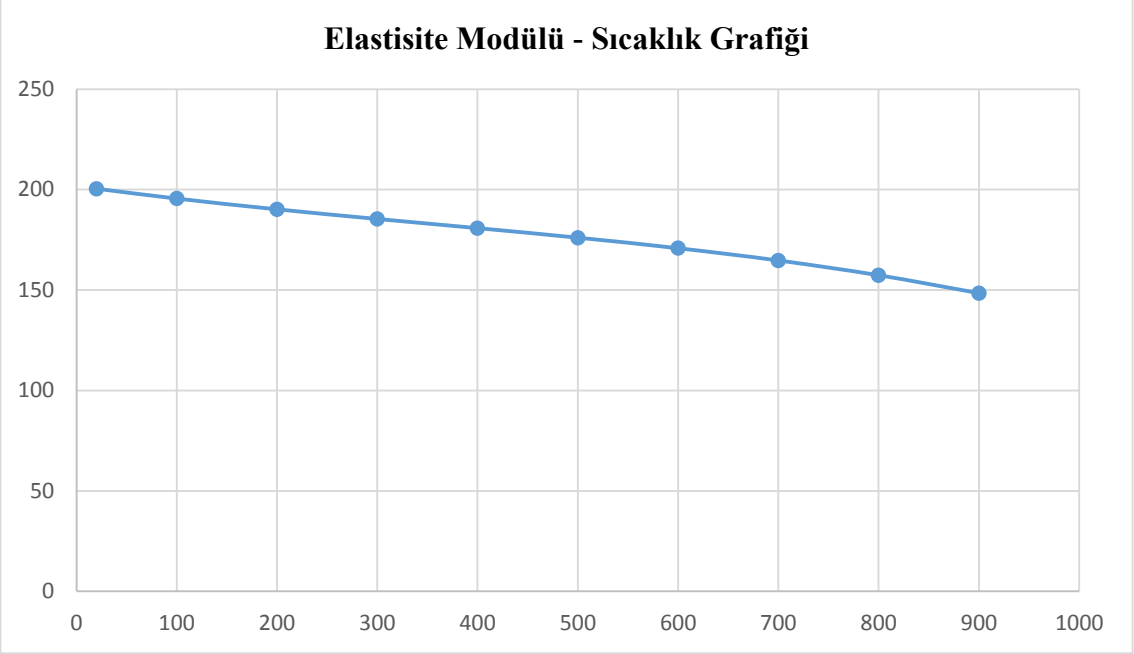
Sıcaklık (C)	Termal Genleşme Katsayısı (1/C)
30	1,113e-5
100	1,179e-5
200	1,247e-5
300	1,292e-5
400	1,322e-5
500	1,345e-5
600	1,368e-5
700	1,399e-5
800	1,445e-5
900	1,515e-5



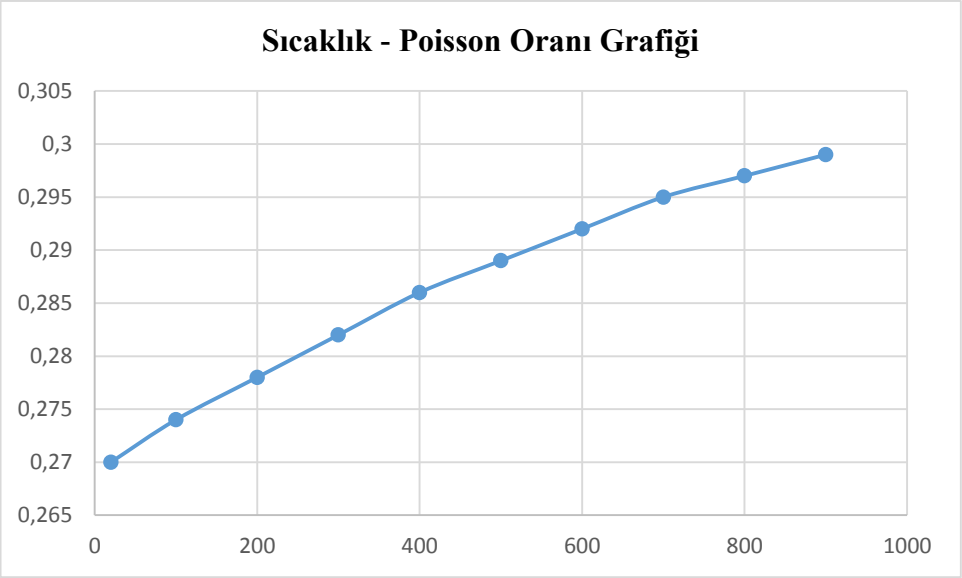
Şekil 3.11. Inconel 738 LC Sıcaklık – Termal Genleşme Katsayısı

Çizelge 3.5. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Elastisite Modülü ve Poisson Oranları

Sıcaklık (^{0}C)	Elastisite Modülü (GPa)	Poisson Oranı
20	200,44	0,270
100	195,52	0,274
200	190,17	0,278
300	185,38	0,282
400	180,81	0,286
500	176,06	0,289
600	170,81	0,292
700	164,71	0,295
800	157,37	0,297
900	148,47	0,299



Şekil 3.12. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Elastisite Modülü



Şekil 3.13. Inconel 738 LC Sıcaklığa Bağlı Poisson Oranı

3.4. Kanat Frekansının Uyarılması

Türbin, yanma odasından gelen sıcak akışkanı hava kanalları vasıtasıyla kanatlara ileten nozulun ortasında bulunur. Türbin kanadı bir tur döndüğünde nozulde yer alan hava kanallarının sayısı kadar aerodinamik kuvvete maruz kalır. Bu aerodinamik kuvvetler kanat frekanslarının uyarılmasına sebebiyet verir, (10). Kanat frekanslarının uyarılması nozulda yer alan hava kanallarının sayısı, akışkan basıncının etkisi ve kanat doğal frekansı ile ilişkilidir.

Genel olarak yüksek hızda çalışan türbin kanadının doğal frekansa bağlı kırılma hasarı 8000 Hz (460000 dev/dk) frekans değerinin üzerinde gerçekleşmektedir. Türbin çarkı 460000 dev/dk'de dönmese de akışkan basıncının kanadı uyarma frekansı 8000 Hz'i geçebilir. Uyarım frekansı:

$$f_{uyarım} = f_{işletim} \times N_{hava\ kanalı} \tag{3.1}$$

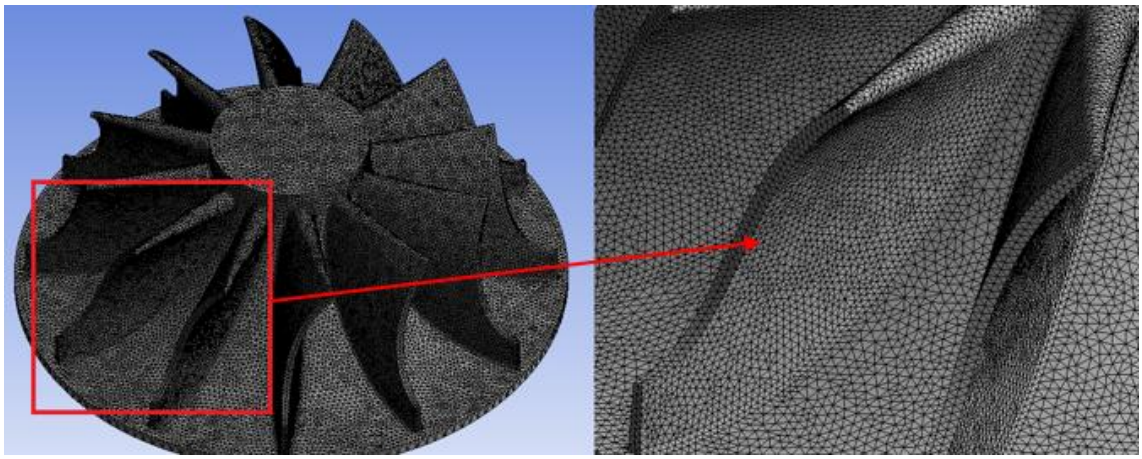
ile hesaplanır. Burada;

$f_{işletim}$: Türbin işletim frekansı, $N_{hava\ kanalı}$: Nozul hava kanalı sayısıdır.

Kanat frekansının uyarılmaması için nozul tasarımının çalışma koşullarına göre optimize edilmesi ve ihtiva ettiği hava kanalı sayısının ayarlanması gerekmektedir.

3.5. Türbin Çarkının Sonlu Elemanlar Analiz Modeli

Gaz türbini sıcaklık dağılımının elde edilmesi için gerçekleştirilen termal analiz için geometriye tetra (piramit yapılı) elemanlardan oluşan ağ yapısı tanımlanmıştır. Ağ yapısı oluşturulurken kanat kalınlığı boyunca minimum üç sıra ağ elemanı uygulanmıştır. Böylece homojen bir ağ yapısı elde edilmiştir. Türbin sıcaklık dağılımı için oluşturulan ağ yapısı **Şekil** Şekil 3.14'te sunulmuş olup bu yapıya ait karakteristik bilgiler Çizelge 3.6'da yer almaktadır.



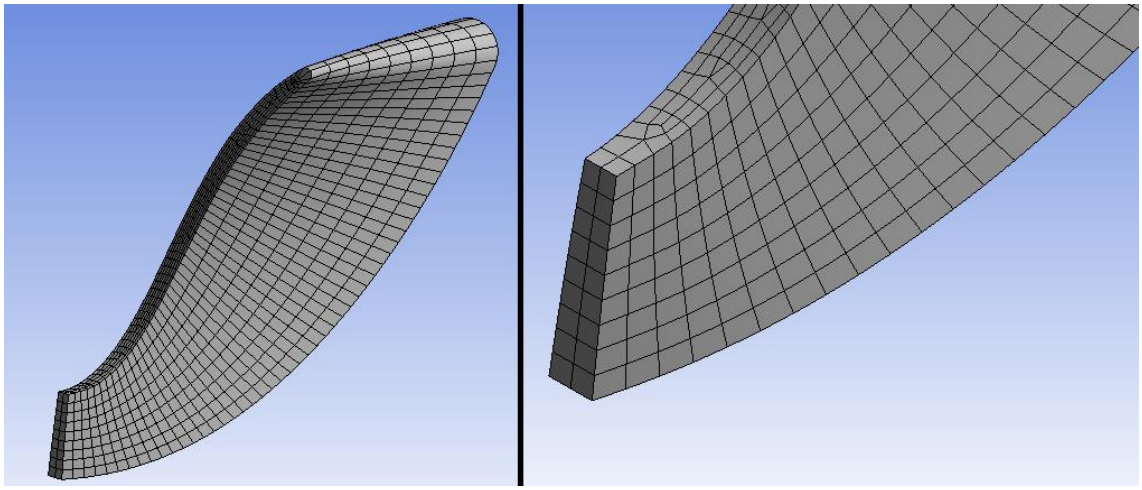
Şekil 3.14. Gaz Türbini Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

Çizelge 3.6. Türbin Ağ Özellikleri

Ağ Özellikleri	
Kullanılan Eleman Tipi	Tetrahedrons Metot
Eleman Sayısı	247529
Node (Düğüm) Sayısı	449224

Termal analiz için kurulan sonlu elemanlar ağ modeli yapısal hesaplamalarda da kullanılmıştır. Türbin kanadının lokal analiz modeli için farklı bir ağ metodu ile ağ yapısı örülmüştür. Sadece türbin kanadının mukavemet ve sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilirken, kanat kökü sabit kabul edilmiştir. Ayrıca tek kanat analizlerinde termal analiz sonucuna bağlı olarak kanat ortalama sıcaklığı okunmuştur. Türbin kanadı

için oluşturulan ağ yapısı Şekil 3.15'te verilmiş olup bu yapıya ait ağ karakteristikleri Çizelge 3.7'dedir.

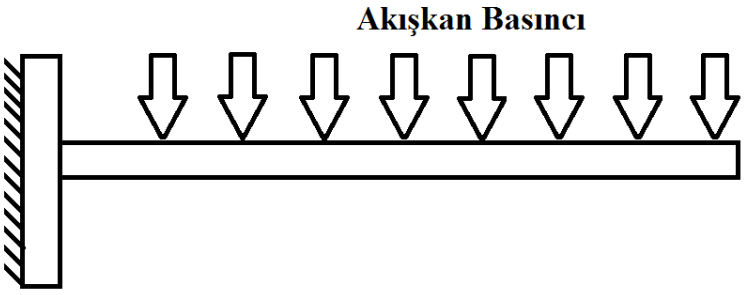


Şekil 3.15. Türbin Kanadı Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı

Çizelge 3.7. Türbin Kanadı Ağ özellikleri

Ağ Özellikleri	
Kullanılan Eleman Tipi	Sweep Metot / Hex Eleman
Eleman Sayısı	3294
Node (Düğüm) Sayısı	15801

3.6. Kiriş Modelinin Doğal Frekansı



Şekil 3.16. Kiriş Modeli Doğal Frekansı

Tek ucu sabit mesnetli, üzerine yayılı kütle etkiyen bir kirişin doğal frekansı

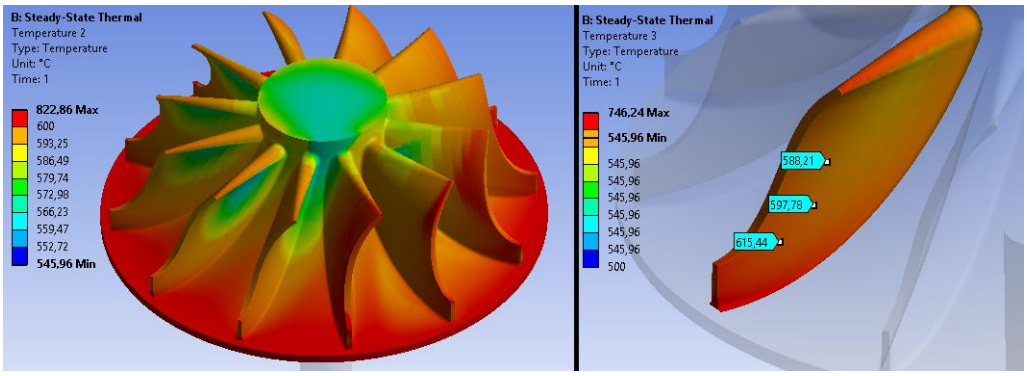
$$\omega_n = \frac{\beta\pi^2}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \tag{3.2}$$

ifadesi ile hesaplanmaktadır. Burada:
E: elastisite modülü, ρ: yoğunluk, L: kiriş uzunluğu, I: atalet momentidir ve β: sınır koşuluna bağlı bir sayıdır. Türbin kanadı da kiriş olarak kabul edilmiş olup formül yaklaşımı ile doğal frekans oranları irdelenmiştir.

Benrebeh Djaıdır ve arkadaşları (11) tarafından gerçekleştirilen çalışmada rotora monte edilen komponentler üzerinde oluşan aşınma veya kütle dağılımındaki değişimlerin doğal frekanslarda değişime yol açtığı görülmüştür. Ayrıca rulman iç ringinde oluşan aşınmaların doğal frekans modlarında kaymaya neden olduğu da araştırmada tespit edilen önemli hususlardan biridir. Gerçekleştirdiğimiz bu çalışmada ise türbin kanadı üzerine herhangi bir aşınmanın mevcut olmadığı kabul edilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

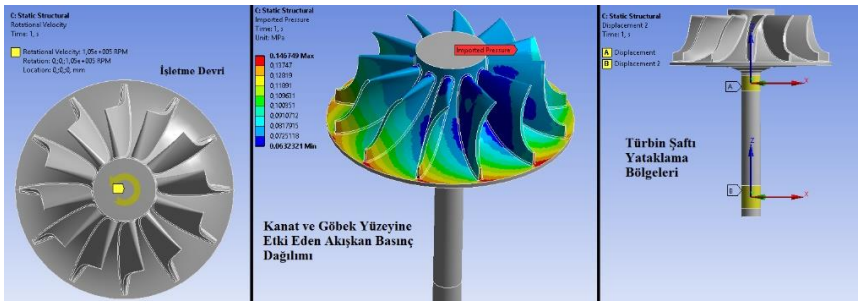
Bu tez kapsamında ele alınan gaz türbininin sonlu elemanlar analizi ile sıcaklık dağılımı HAD analizlerinin girdi verileri vasıtasıyla hesaplanmıştır. İlgili sıcaklık dağılımı Şekil 4.1'dedir. Sıcaklık dağılımına göre türbin üzerinde oluşan maksimum sıcaklık 823 ^{0}C olarak hesaplanmıştır. Türbin kanadı üzerinde oluşan sıcaklık ortalama 600 ^{0}C'dir.



Şekil 4.1. Türbin Sıcaklık Dağılımı

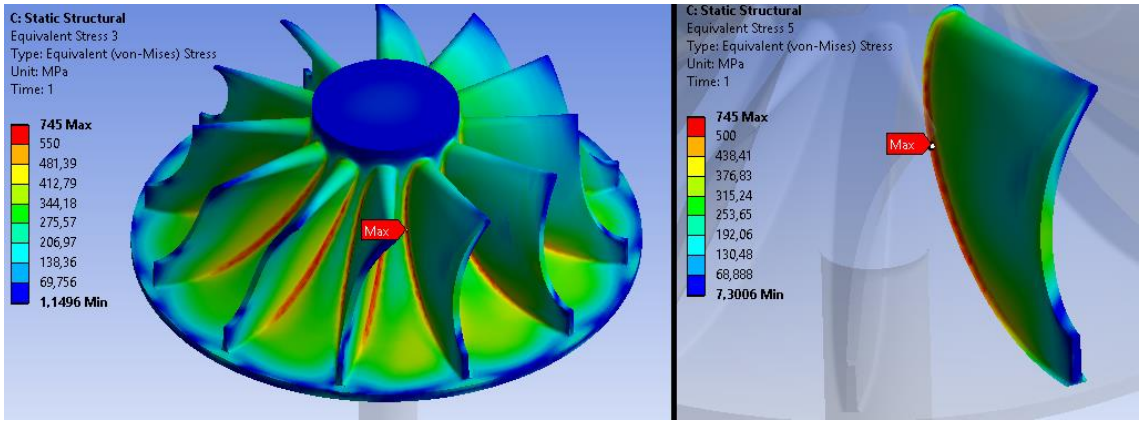
Inconel 718 ve Inconel 738 LC malzemelerinin termal iletkenlik katsayıları ve bu katsayının sıcaklığa bağlı değişimleri arasında neredeyse fark yoktur. Bu sebepten iki malzeme için de sıcaklık dağılımı değişiklik göstermemektedir.

Termal analiz sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı mukavemet ve titreşim hesaplamalarında girdi olarak kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde uygulanan sınır şartları Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinden elde edilen basınç dağılımında maksimum basınç 1,44 Bar ve minimum basınç ise 0,65 Bar olarak tayin edilmiştir.

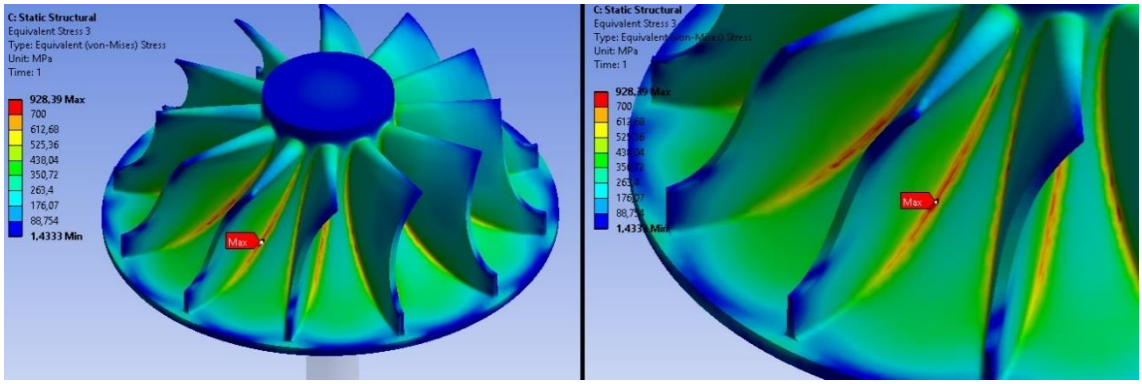


Şekil 4.2. Türbin Yapısal Analiz Sınır Koşulları

Inconel 738 LC malzemesi için ilgili sınır koşullarının uygulanması ile elde edilen eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 4.3'tedir. Inconel 718 malzemesine ait gerilme dağılımı ise Şekil 4.4'te yer almaktadır. Inconel 738 LC için maksimum eşdeğer gerilme 745 Mpa olarak hesaplanmışken, bu değer Inconel 718 için 920 Mpa'dır. Her iki malzeme için de uygulanan mukavemet analizleri sonucunda oluşan maksimum eşdeğer gerilme (Von – Mises) kanat kök radyusunda oluşmaktadır.

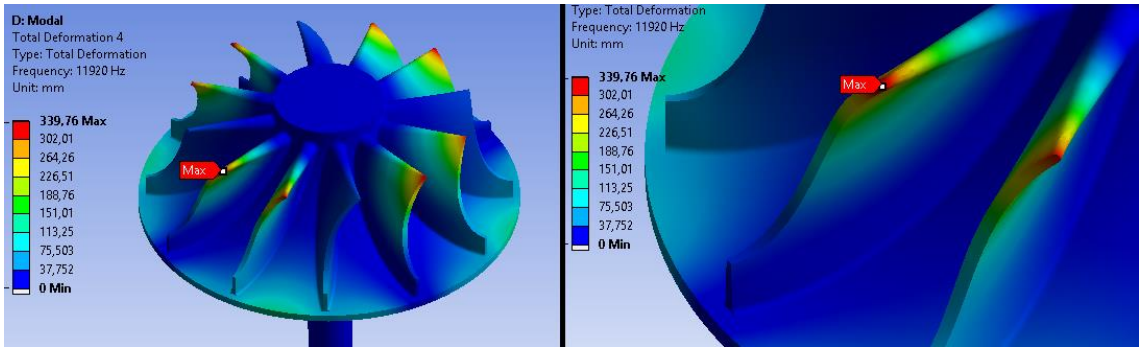


Şekil 4.3. Türbin Eşdeğer Gerilme Dağılımı / Inconel 738 LC

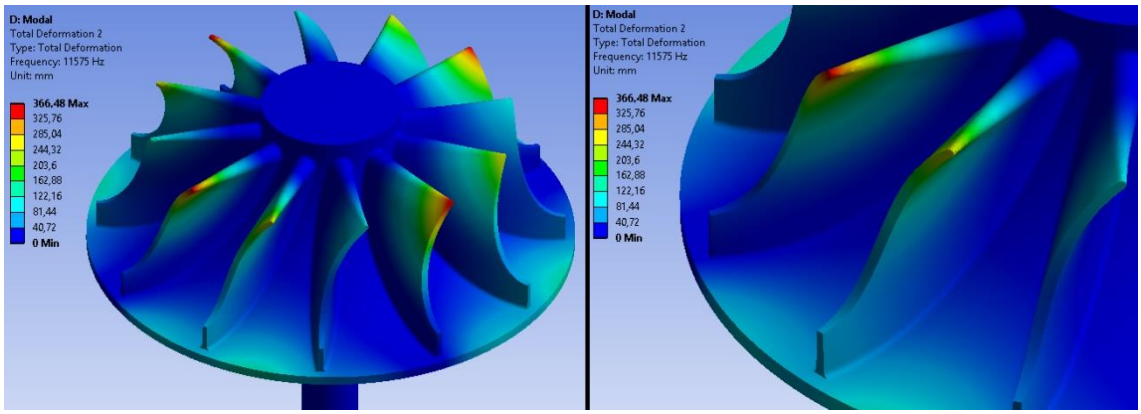


Şekil 4.4. Türbin Gerilme Dağılımı / Inconel 718

Hesaplanan sıcaklık dağılımı ve deformasyon sonuçlarının modele eklenmesi ile titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler her iki malzeme için de uygulanmış olup kanat doğal frekansları hesaplatılmıştır. Inconel 738 LC için kanat doğal frekansı Şekil 4.5'te ve Inconel 718 için kanat doğal frekansı Şekil 4.6'da ayrı ayrı sunulmuştur.

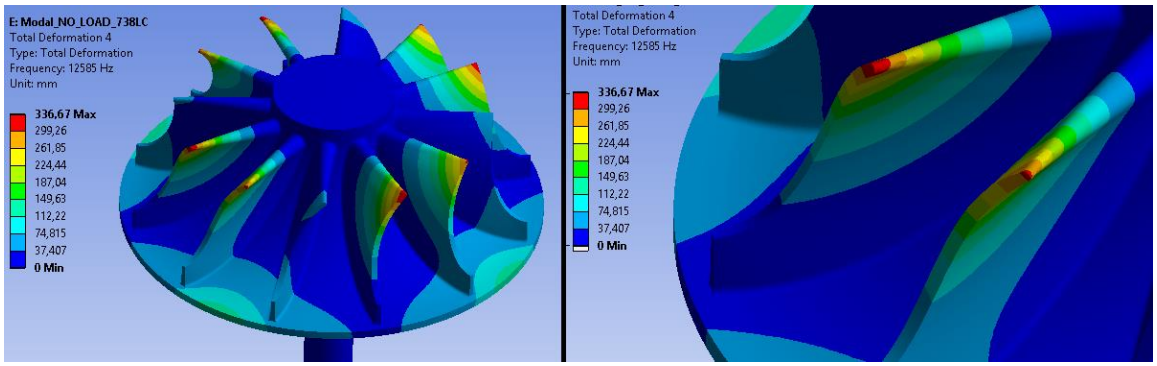


Şekil 4.5. Inconel 738 LC Ön Gerilmeli Modal Analiz Kanat Sonucu (11920 Hz)

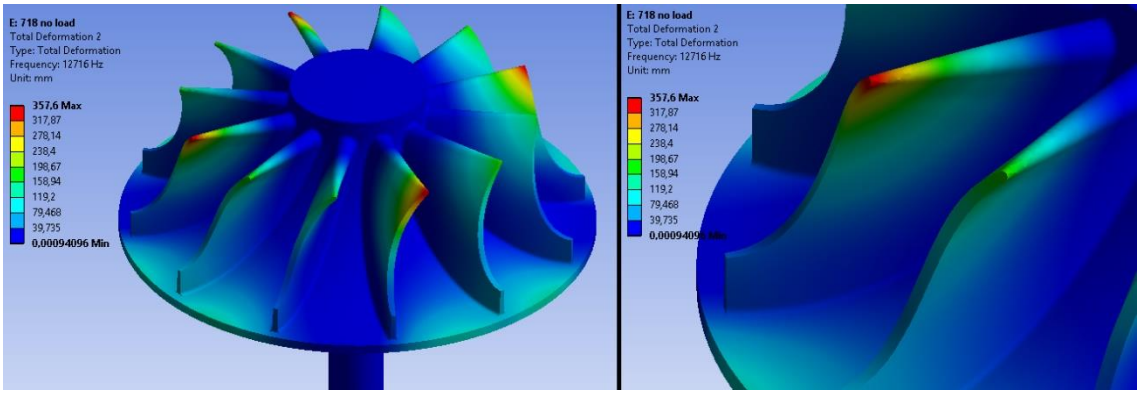


Şekil 4.6. Inconel 718 Ön Gerilmeli Modal Analiz Kanat Sonucu (11575 Hz)

Her iki malzeme için de yüksüz durumdaki doğal frekans analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu durumda elde edilen kanat frekansları ve ilgili mod şekilleri Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de sunulmuştur.



Şekil 4.7. Inconel 738 LC Yüksüz Kanat Doğal Frekansı (12585 Hz)



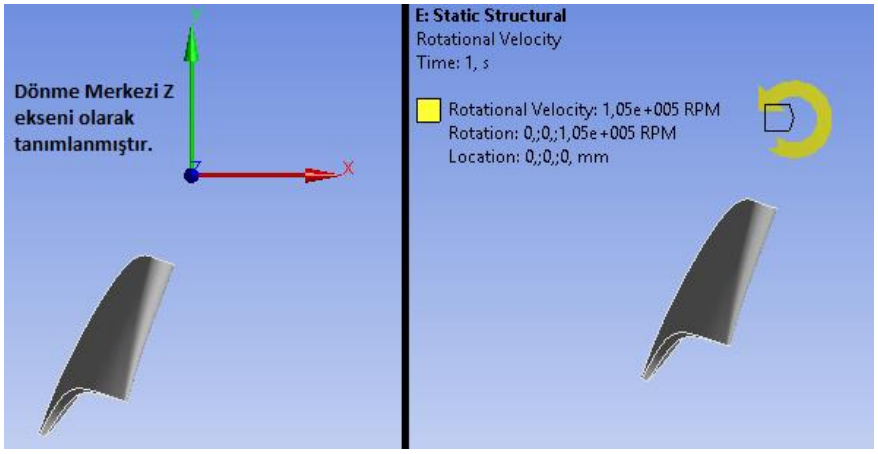
Şekil 4.8. Inconel 718 Yüksüz Kanat Doğal Frekansı (12716 Hz)

Türbin bütününden elde edilen analiz sonuçları Çizelge 4.1'de verilmiştir.

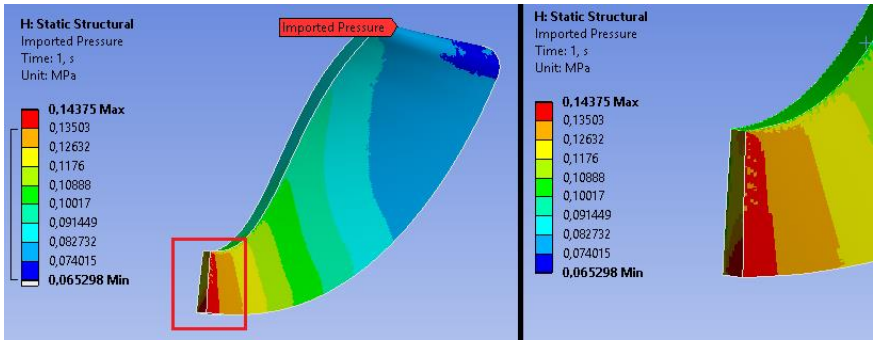
Çizelge 4.1. Türbin Kanadı Sonuç Tablosu

Malzeme	Çalışma Yüklerine Bağlı Kanat Doğal Frekansı (Hz)	Yüksüz Durum Kanat Doğal Frekansı (Hz)	% Fark
Inconel 738 LC	11920	12585	%5,58
Inconel 718	11575	12716	%9,86

Literatürde yer alan bazı çalışmalarda türbin kanatlarının doğal frekans analizleri gerçekleştirilirken kanat, göbek yüzeyinden ayrılarak lokal olarak analiz edilmektedir. Bu tez kapsamında da aynı hesaplama metotları incelenmiş ve türbin kanadı için lokal analizler uygulanmıştır. Lokal türbin kanadı analizi için 105000 dev/dk işletme devri, kanat basınç dağılımı ve sıcaklık dağılımı uygulanmıştır. Türbin kanadının kesildiği göbek yüzeyinden hareket serbestliği kısıtlanmıştır. İlgili analiz sınır koşulları şekillerde sunulmuştur.

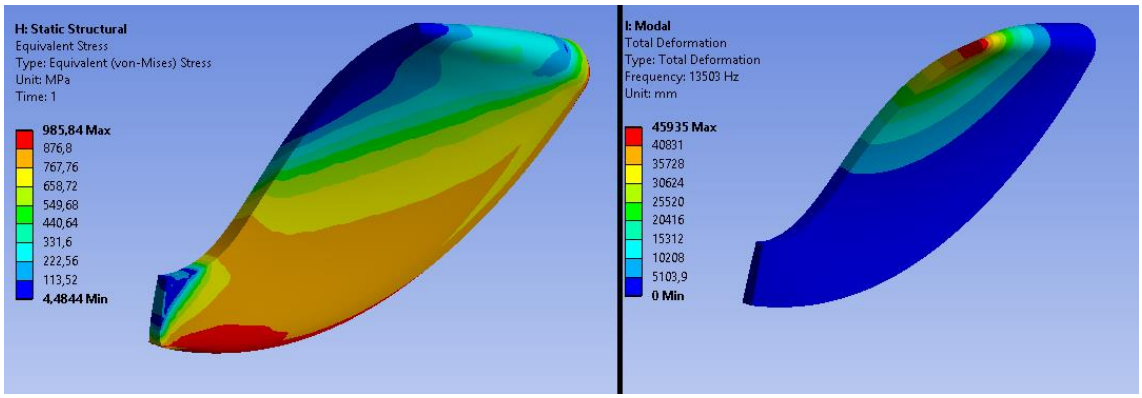


Şekil 4.9. Kanada Uygulanan Devir ve Dönme Merkezi



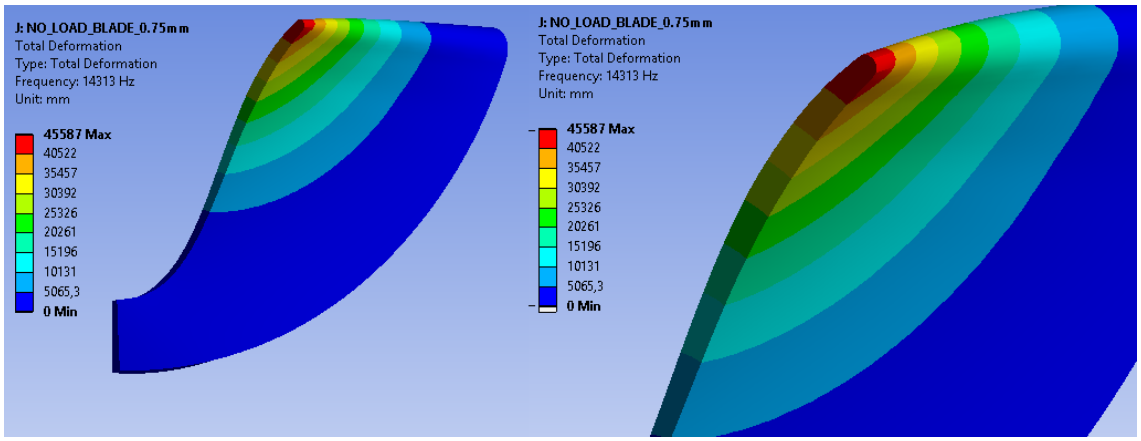
Şekil 4.10. Gaz Türbin Kanadı Basınç Dağılımı

Inconel 738 LC için uygulanan sınır koşulları doğrultusunda türbin kanadı doğal frekansı 13503 Hz bulunmuştur. İlgili modal form Şekil 4.11'de verilmiştir.



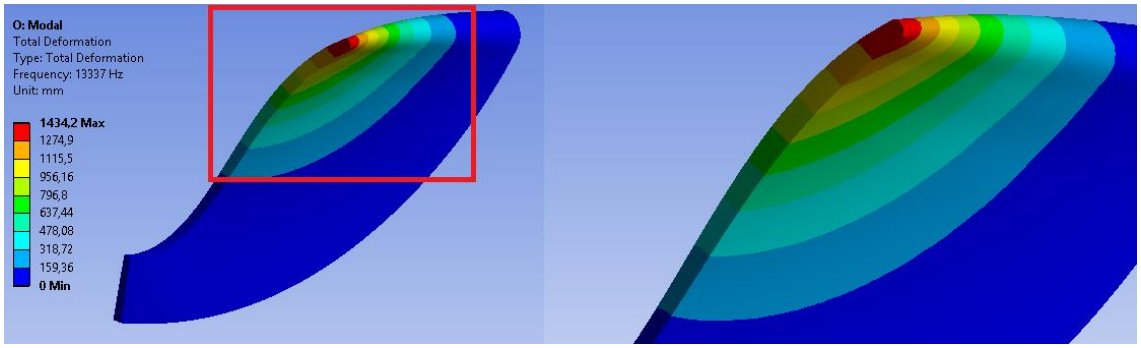
Şekil 4.11. Inconel 738 LC Tek Kanat Yüklü Modal Analiz Sonucu

Inconel 738 LC için tek kanat yüksüz modal analiz sonucunda kanat doğal frekansı 14313 Hz hesaplanmıştır. İlgili modal şekil ve deformasyon davranışı Şekil 4.12'de gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Inconel 738 LC Tek Kanat Yüksüz Modal Analiz Sonucu

Literatürde yer alan bazı çalışmalarda malzeme yoğunluğunun sıcaklığa bağlı değişimi hesaplamalara katılmamıştır. Tez çalışmasında yer alan analizlerde ise malzeme yoğunluğunun sıcaklığa bağlı etkisi analizlere eklenmiştir. Ancak malzeme yoğunluğunun analizlere etkisinin saptanması açısından, sabit yoğunluk değeri ile kanat analizleri tekrarlanmıştır. Bu durumda kanat doğal frekansı 13337 Hz olarak tayin edilmiştir. İlgili modal deformasyon Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Türbin tek kanadı için uygulanan analizler Çizelge 4.2'de özetlenmiştir.



Şekil 4.13. Inconel 738 LC Sabit Yoğunluk / Yüklü Modal Analiz Sonucu

Çizelge 4.2. Inconel 738 LC Tek Kanat Analizleri Özet Tablosu

Inconel 738 LC Tek Kanat Analizleri	**Doğal Frekans (Hz)**
Kanat Yüklü Modal Analizi	13503
Sabit Yoğunlukta Kanat Yüklü Modal Analizi	13337
Kanat Yüksüz Modal Analizi	14313

Kanat yoğunluğunun sıcaklık ile değişimi hesaba katıldığı zaman tek kanat doğal frekans analiz sonucunda %1,23'lük fark hesaplanmıştır. Yüklü ve yüksüz kanatların modal analiz sonucunda ise %5,66'lık fark mevcuttur.

Gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerinde Ağ yoğunluğu da detaylıca kanatlar özelinde irdelenmiş, analizler farklı ağ eleman boyutları ile tekrarlanmıştır. Ağ özelliklerine bağlı frekans sonuçları Çizelge 4.3'de sunulmuştur.

Çizelge 4.3. Ağ Boyutlarına Bağlı Doğal Frekans Sonuçları

Ağ Eleman Boyutu (mm)	Eleman Sayısı	Düğüm (node) Sayısı	Kanat Doğal Frekansı (Hz)
0,4	20352	90207	14312
0,5	10790	48916	14312
0,75	3294	15801	14313

Türbin geneli ve lokal kanat modeli için gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizlerinde kanat frekansları birbirinden farklı değerlerde hesaplanmıştır. Inconel 738 LC için türbin bütününden elde edilen kanat doğal frekansı çalışma koşulunda 11920 Hz ve yüksüz koşulda 12585 Hz'dir. Lokal kanat analizinde ise yüklü durum kanat freknası 13503 Hz ve yüksüz kanat doğal frekansı 14313 Hz olarak tayin edilmiştir. İlgili değerler Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Inconel 738 LC Türbin Bütünü – Kanat Karşılaştırması

Inconel 738 LC Analizleri	**Türbin Bütünü Kanat Frekans Sonucu (Hz)**	**Tek Kanat Doğal Frekans Sonucu (Hz)**	**% Fark (Türbin Bütünü – Tek Kanat)**
Çalışma Yükleri Analizi	11920	13503	%13,28
Yüksüz Durum Analizi	12585	14313	%13,73
% Fark	%5,58	%6	-

Türbin bütününden elde edilen kanat doğal frekans değeri ile tek kanat modelinden elde edilen frekans sonuçlarında hem yüklü hem de yüksüz koşul için %13,5 mertebesinde frekans farklılığı mevcuttur. Bu farklılığın nedeni türbin bütününde bulunan diskin stiffnessının varlığı ile tek kanat çözümünde kanat kökünün rijit kabulündendir. Türbin diskinin belirli bir katılık ile hesaplamalara dahil edildiği türbin bütünü analizinde frekanslar daha alt mertebede hesaplanırken, tek kanat çözümlerinde frekanslar daha üst mertebelerde bulunmuştur.

Türbin bütünü için yüklü ve yüksüz durum arasındaki frekans farkı %5,58 olarak hesaplanmışken bu farklılık tek kanat analizlerinde %6 olarak tayin edilmiştir.

Inconel 718 için gerçekleştirilen analizlerde ise türbin bütünü işletim koşulu kanat doğal frekansı 11575 Hz ve yüksüz durumda 12716 Hz olarak hesaplanmıştır. Yüklü ve yüksüz durumda hesaplanan doğal frekans %9,86 farklılık göstermektedir.

Türbin kanadının kiriş olarak kabul edildiği formül yaklaşımı Inconel 738 LC için incelenecek olursa;

Türbin kanadı üzerinde oluşan ortalama sıcaklık 600 ^{0}C olarak kabulü yapıldığında, Inconel 738 LC malzemesinin oda sıcaklığındaki elastisite modülü 200,44 Gpa ve 600 ^{0}C'deki elastisite modülü 170,81 GPa olarak hesaplamalara dahil edilir. Oda sıcaklığındaki malzeme yoğunluğu 8110 kg/m^3 ve 600 ^{0}C'deki yoğunluk 7910 kg/m^3'tür.

Malzeme üzerinde oluşan elastik ve plastik deformasyonların atalete etki etmediği kabul edildiği takdirde doğal frekansların birbirlerine oranı

$$\frac{\omega_{22C}}{\omega_{600c}} = \sqrt{\frac{\frac{E_{22}}{\rho_{22}}}{\frac{E_{600}}{\rho_{600}}}} \tag{4.1}$$

İfadesi ile elde edilir. Burada:
ω_{22C} : 22 ^{0}C'deki doğal frekans, ω_{600C} : 600 ^{0}C'deki doğal frekans, E_{22}: 22 ^{0}C'deki Elastisite modülü, E_{600}: 600 ^{0}C'deki Elastisite modülü, ρ_{22}: 22 ^{0}C'deki yoğunluk ve ρ_{600}: 600 ^{0}C'deki yoğunluktur.

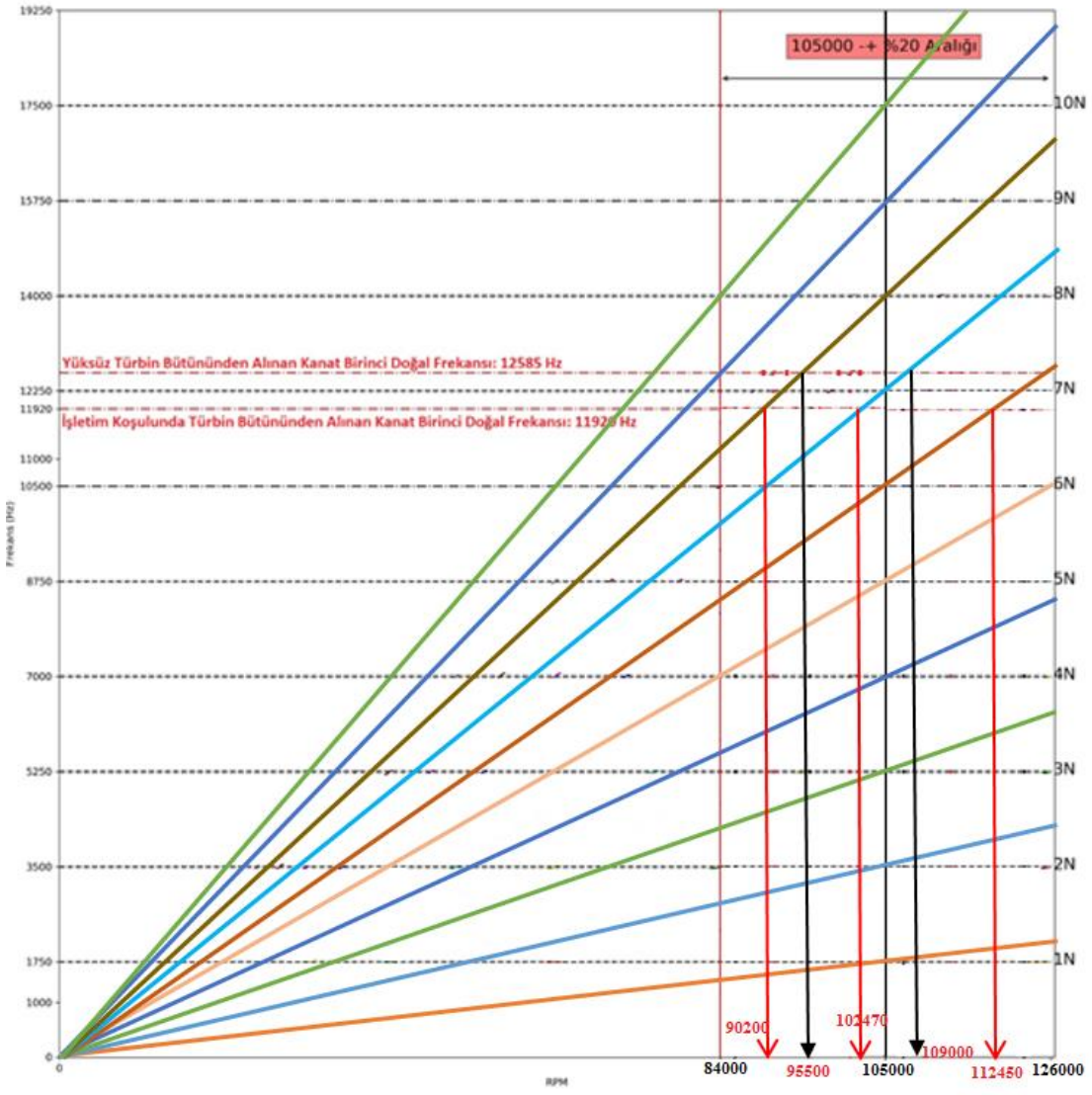
İlgili hesaplama yapıldığında Inconel 738 LC için yüksüz durum kanat doğal frekansının, yüklü duruma oranı; 6,98 olarak hesaplanmaktadır. Bu değer türbin bütünü analiz sonucunda % 5,58 ve tek kanat modelinde % 6 olarak hesaplanmıştır. Aynı hesaplama Inconel 718 için yapıldığında elde edilen farklılık %11,7 olarak bulunmaktadır. Sonlu elemanlar yaklaşımında bu değer %9,86 olarak hesaplanmıştır.

Sonlu elemanlar ile formül yaklaşımı arasındaki farklılıklar oldukça küçüktür. Formül yaklaşımında sabit bir sıcaklık ve ataletin değişmediği kabul edildiğinden küçük farklılıklar mevcuttur. Malzeme yoğunluğunun sıcaklık ile değişmediği kabulü yapılan Inconel 738 LC tek kanat analizinde ise %1,23'lük farkın oluştuğu önceden belirtilmiştir.

Inconel 738 LC için Sonlu elemanlar yaklaşımı ile hesaplanan kanat birinci doğal frekansına ait Campbell Diyagramı Şekil 4.14'te gösterilmiştir. İşletme devrinin ±%20 aralığına denk gelen bölge incelenmiştir. Diyagrama göre yüksüz durumdaki kanat, 7 hava kanalına sahip nozulda 109,000 dev/dk'de, 8 hava kanallı nozulda ise 95,500 dev/dk'de birinci doğal frekansa yakın çalışmaktadır.

Çalışma koşuluna göre yapılan incelemede ise 6 hava kanalına sahip tasarımda 112,450 dev/dk, 7 hava kanalına sahip tasarımda 102,470 dev/dk ve 8 hava kanalına sahip tasarımda 90,200 dev/dk'de kanat birinci doğal frekansı etkileşime geçmektedir. Bu tasarımlardan özellikle 7 hava kanalına sahip nozul, işletme devrine (105,000 dev/dk)

yakın bölgedeki rezonans frekansı sebebiyle büyük risk faktörüdür. Çalışma koşulu için yapılan incelemede 9 hava kanalına sahip nozulun risk faktörü oluşturmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.14. Türbin Kanadı Campbell Diyagramı

Inconel 738 LC için incelenen türbin kanadında yüksüz durumdaki birinci doğal frekans modunun etkileşime geçebilmesi için 7 ve 8 hava kanalına sahip tasarım riskliyken, çalışma koşulu doğal frekans durumuna göre 6 hava kanallı nozul tasarımı da risk arz eder. Kanadın birinci tabii frekansını uyaran devir sayıları Çizelge ’da verilmiştir.

Çizelge 4.5. Kanat Birinci Doğal Frekansının Etkileşim Devirleri

Nozulun Hava Kanalı Sayısı	**Yüksüz Durumdaki Birinci Doğal Frekans Devri**	**Çalışma Koşulundaki Birinci Doğal Frekans Devri**
6	**125,000 dev/dk – sınır**	112,450 rpm
7	109,000 dev/dk	102,470 rpm
8	95,500 dev/dk	90,200 rpm
9	**84,000 dev/dk - sınır**	-

Yapılan çalışmalar sonucunda türbin kanadının yüklü ve yüksüz durumları için doğal frekans ve titreşim açısından tehlikeli devirleri hesaplanmıştır. Çalışma koşuluna bağlı olarak devirlerin değiştiği Şekil 4.14'te detaylıca paylaşılmıştır. İlgili türbinin nozul (stator) geometrisinde 6, 7, 8 ve 9 hava kanalı içeren tasarımların riskli olduğu ortaya konmuştur.

5. SONUÇ

Tez çalışması sonucunda elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir:

1. İşletim yükleri altında model üzerinde oluşan deformasyonlar; atalete ve dolayısıyla model katılığına, çalışma sıcaklığı ise malzemenin mekanik özelliklerine etki eder. Türbinin için yapılan hesaplamalar neticesinde işletim yüklerindeki kanat doğal frekansı, yüksüz duruma göre Inconel 718'de %9,86, Inconel 738 LC'de %5,58 daha düşüktür. Bu farklılık elastisite modülü ve yoğunluğun sıcaklık ile ilişkisine ve sistem üzerinde oluşan deformasyonlara bağlıdır. Elastisite modülünün sıcaklık ile azalması sistem katılığını azaltmaktadır. Bu da ilgili doğal frekansı aşağı çeker. Ancak malzeme yoğunluğunun sıcaklık ile azalması da doğal frekansın artmasını sağlar. Formül yaklaşımı da sonlu elemanlar çalışması ile oldukça yakın sonuçları bizlere sunmaktadır.
2. Kanadın sonlu elemanlar incelemesi gerçekleştirilirken, türbinin bir bütün olarak ele alınmaması durumunda büyük frekans farklılıkları ile hesaplamaların yapıldığı saptanmıştır. Türbin kanadının alt yüzeyinde bulunan disk katılığının hesaplara dahil edilmediği durumda %13,5 mertebesinde frekansların birbirinden farklılık gösterdiği her iki malzeme için de otaya konmuştur. Oldukça büyük olan bu farklılığın giderilmesi için türbin bir bütün olarak ele alınmalı ve kanat kökü rijit kabul edilmemelidir.
3. Inconel 738 LC için yapılan hesaplamada, malzeme yoğunluğunun sıcaklığa bağlı davranışı doğal frekans analiz sonucunu %1,23 etkilemiştir. Detaylı hesapların yapıldığı havacılık ve savunma sanayii çalışmalarında bu farklılık ihmal edilmemelidir. Bu sebepten analiz çalışmaları malzeme yoğunluğunun sıcaklık davranışı hesaplara eklenmelidir.
4. Türbin kanadı doğal frekanslarının çalışma koşullarına bağlı değişimi göz önüne alınarak nozul tasarımları gerçekleştirilmelidir. Aksi durumda doğal frekansa bağlı yüksek çevrim yorulma (HCF) gerçekleşip kanat üzerinde çatlak meydana gelebilir. Çalışma aralığına göre nozul üzerinde yer alan hava kanal sayılarının optimize edilmesi gerekmektedir.

5. Türbin işletme devrinden kaynaklanan santrifuj kuvvetler, kanat doğal frekanslarını daha büyük değerlere öteler. Zira merkezkaç kuvvetler kanatları radyal doğrultuda uzatmaya çalışmakta, bu suretle kanatlar izafi olarak katılaşmakta ve eğilmeye karşı direnç artmaktadır. Bu da kendisini ilgili moddaki tabii freekansın artması şeklinde göstermektedir. Bu durum merkezkaç katılığı olarak adlandırılır.

Gaz türbinlerinin işletim koşullarındaki kanat doğal frekansları ile yüksüz kanat doğal frekansları arasındaki önemli bir fark oluştuğu bu çalışmada detaylıca gösterilmiştir. Hem analitik yaklaşım hem de sonlu elemanlar metodu ile hesaplanan farklar ihmal edilemeyecek mertebededir.

KAYNAKLAR

Bhupendra E. Gajbhiye, Kapil B. Salve ve Sachin V. Bhalerao. January 2014. *Vibration Analysis of Gas Turbine Blade Profile Using FEM Technique and Tool.* International Journal of Research in Advent Technology, s. 182-189.

Mohan Kumar B., Rajesh M. Bangalore, ve Tejesh S. November 2014. *Finite Element Analysis and Vibration Aspects of Rotating Turbine Blade with Known Stress Concentration Factors.* International Journal of Scientific and Research Publications.

Meher-Homji, Cyrus B., 1995. *Blading Vibration and Failures in Gas Turbines Part A: Blading Dynamics and The Operating Environment.* Houston, Texas : The American Society of Mechaical Engineers.

Guo, Shijie, 2007. *Investigations on the Blade Vibration of a Radial Inflow Micro Gas Turbine Wheel.* Hindawi Publishing Corporation International Journal of Rotating Machinery.

A. Sarkar, A. S. Sarkar ve R.S.Mohan, 2014. *Vibration Analysis of a Steam Turbine Blade.* Melbourne, Inter.Noise 2014.

Essienubong, Ikpe Aniekan 2016. *Material Selection for High Pressure (HP) Turbine Blade of Conventional Turbojet Engines* 1-9: American Journal of Mechanical and Industrial Engineering.

Cavacece, Leonardo, Massimo, Pies Paolo, Valentini, 2007. *An investigation on fatigue failure of turbine blades of aircraft engines by high cycles fatugue test* 4, Casine, Italy : *Int. J. Computer Applications in Technology*.

D.Raghurami Reddy, K.Harshavardhan Reddy ve N.Balajiganesh. September 2017, *Structural and Thermal Analysis of a Gas Turbine Blade.* International Journal of Engineering and Innovative Technology, s. 34-42.

P.R.Surve, 2017. Structural Analysis of Gas Turbine Blade. *International Research Journal of Engineering and Technology*, s. 419-422.

Achim Klein, Marc Gugau ve Tom Heuer, 2008. *An Analytical Approach to Support High Cycle Fatigue Validation for Turbocharger Turbine Stages.* Berlin, Germany : Proceedings of ASME Turbo Expo 2008.

Djaıdır Benrabeh, Hafaıfa Ahmed ve Kouzou Abdallah, 2017. 2, *Faults Detection in Gas Turbine Rotor Using Vibration Analysis Under Varying Conditions.* Warsaw : *Journal of Theoretical and Applied Mechanics.*

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mert Uğur
Doğum Yeri ve Tarihi : Üsküdar / İstanbul 28.08.1993
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Mustafa Saffet Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi / Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.

İletişim (e-posta) : 501510016@ogr.uludag.edu.tr