

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

RÜZGAR TÜRBİNİ PERVANE GÖBEĞİ TASARIMI

AHMET OĞUZHAN YAĞMUR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ÖZGEN ÜMİT ÇOLAK**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RÜZGAR TÜRBİNİ PERVANE GÖBEĞİ TASARIMI

Ahmet Oğuzhan YAĞMUR tarafından hazırlanan tez çalışması 07/07/2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet EKERİM

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Atilla BOZACI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu alışma, Sanayi ve Ticaret Bakanlığınca desteklenen 00453 STZ.2009-2 numaralı SANTEZ projesi kapsamında yapılmıştır.

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında yardımlarını, hoşgörüsünü ve yol göstericiliğini esirgemeyen değerli tez danışmanım Konstrüksiyon Anabilim Dalı Başkanı Sayın Prof. Dr. Özgen Ümit Çolak'a, bilgi birikimiyle ufkumu genişleten Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölüm Başkanı Sayın Prof. Dr. Ahmet Ekerim'e, desteğinden dolayı Araştırma Görevlisi Sayın Dr. Özkan Şen'e, çalışma boyunca maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyen değerli eşim ve meslektaşım Makine ve Matematik Mühendisi Özge Yağmur'a teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs, 2011

Ahmet Oğuzhan YAĞMUR

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Orijinal Katkı.....	4
BÖLÜM 2	
DÜNYADA ve TÜRKİYEDE RÜZGAR ENERJİSİ POTANSİYELİ	5
2.1 Dünyada Rüzgar Enerjisinin Durumu	5
2.2 Türkiyede Rüzgar Enerjisi ve Potansiyeli	7
BÖLÜM 3	
RÜZGAR TÜRBİNİ TEKNOLOJİSİNİN TARİHSEL GELİŞİMİ ve GÜNÜMÜZDEKİ DURUMU .	12
3.1 Rüzgar Türbini Teknolojisinin Tarihsel Gelişimi	12
3.2 Türkiyede Kurulu Rüzgar Türbini Kapasitesi	15

BÖLÜM 4

RÜZGAR TÜRBİNİ YAPISI ve TÜRBİN BİLEŞENLERİ	17
4.1 Tipik Bir Rüzgar Türbininin Genel Yapısı	17
4.2 Rüzgar Türbini Çeşitleri	18
4.2.1 Rotor Ekseninin Konumuna Göre Rüzgar Türbinleri	18
4.2.2 Çalışma Hızı Durumuna Göre Rüzgar Türbinleri.....	23
4.3 Rüzgar Türbini Bileşenleri	24
4.3.1 Kanatlar	25
4.3.2 Rotor Göbeği	27
4.3.3 Kanat Döndürme Mekanizması (Pitch Control)	28
4.3.4 Fren	29
4.3.5 Düşük Hız Şaftı.....	29
4.3.6 Dişli Kutusu (Redüktör)	30
4.3.7 Yüksek Hız Şaftı	30
4.3.8 Jeneratör	31
4.3.9 Kontrol Ünitesi	31
4.3.10 Anemometre ve Kuyruk Kanadı Grubu	31
4.3.11 Yönlendirme Mekanizması ve Motoru.....	32
4.3.12 Kule.....	32

BÖLÜM 5

TEORİK RÜZGAR GÜCÜ ve RÜZGAR TÜRBİNİ KANATLARINA ETKİ EDEN YÜKLER.....	33
5.1 Rüzgar Türbini Teknolojisinin Tarihsel Gelişimi	33
5.1.1 Güç Katsayısı (c_p) ve Türbin Gücü ile İlişkisi.....	36
5.1.2 Tork Katsayısı (c_q) ve Türbin Gücü ile İlişkisi.....	39
5.2 Rüzgar Türbini Rotoruna Etkiyen Yükler	40
5.2.1 Aerodinamik Kuvvetler.....	40
5.2.2 Kanat Ağırlıkları	42
5.2.3 Atalet Kuvvetleri.....	43
5.2.4 Jirokobik Kuvvetler	43
5.2.5 Frenleme Kuvveti	44

BÖLÜM 6

2MW GÜCÜNDE BİR RÜZGAR TÜRBİNİ İÇİN ROTOR GÖBEĞİ TASARIMI.....	45
6.1 Maksimum Dayanım Durumunda İtme Kuvveti ve Momenti	46
6.2 Maksimum İşletme Durumunda İtme Kuvveti ve Momenti	48
6.3 Sürme Momenti	49
6.4 Kanat Ağırlıkları.....	49
6.5 Santrifüj Çekme Kuvveti	50

BÖLÜM 7

ROTOR GÖBEĞİNİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA ÜÇ BOYUTLU PARAMETRİK TASARIMI ve SONLU ELEMENLAR MODELİNİN KURULMASI 52

7.1 Üç boyutlu Modelin Bilgisayar Ortamında Parametrik Tasarımı	52
7.2 Sonlu Eleman Modelinin Kurulması ve Analiz Parametrelerinin Tanımlanması.....	56
7.2.1 Sonlu Eleman Ağının Kurulması ve Eleman Kalite Optimizasyonu	56
7.2.2 Analiz Modelinin Kurulması	63
7.3 Modal Analiz	66
7.3.1 Modal Analiz Sonuçları.....	69
7.4 Maksimum Dayanım Durumu Analizi	73
7.4.1 Maksimum Dayanım Durumu Analizi Sonuçları.....	74
7.5 Maksimum İşletme Durumu Analizi.....	75
7.5.1 Maksimum İşletme Durumu Analizi Sonuçları	77
7.6 Topoloji Analizi.....	79
7.6.1 Topoloji Analizi Sonuçları	83

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER 87

KAYNAKLAR..... 88

EK-A

TOPOLOJİ ANALİZİ ARA İTERASYONLARI..... 89

ÖZGEÇMİŞ..... 94

SİMGE LİSTESİ

λ	Uç hız oranı
α	Hücum açısı
M	Moment
ω	Rotor açısal hızı
P	Güç
m	Kütle
u,v	Rüzgar akış hızı
U	Kinetik enerji
ρ	Hava yoğunluğu
x	Rüzgar paketi kalınlığı
A	Rüzgar türbininin süpürme kesit alanı
β	Kanat pitch açısı
u_c	Başlangıç rüzgar hızı
u_B	Mücadele edilebilir maksimum rotor hızı için rüzgar hızı
u_R	Orantısal rüzgar hızı
u_F	Koruma için türbinin durdurulduğu rüzgar hızı
c_p	Güç katsayısı
c_q	Tork katsayısı
R	Rotor yarıçapı
L	Gövde uzunluğu
b	Kanat genişliği
F_L	Kaldırma kuvveti
F_D	Sürüklenme kuvveti
I	Yayıllı itme kuvvetinin indirgenme noktasının göbek eksenine uzaklığı
I_g	Kanadın ağırlık merkezinin göbek eksenine uzaklığı
F_{dyn}	Dinamik kuvvet
T	İtme kuvveti
T_i	Kanat başına düşen itme kuvveti
z	Kanat sayısı
M_T	İtme momenti
M_d	Döndürme momenti
M_g	Ağırlık eğilme momenti
F_c	Santrifüj çekme kuvveti

KISALTMA LİSTESİ

EİE	Elektrik İşleri Etüt İdaresi
REPA	Rüzgar Enerjisi Potansiyel Atlası
GFRP	Cam Fiber Takviyeli Plastik Matrisli Kompozit Malzeme
CFRP	Karbon Fiber Takviyeli Plastik Matrisli Kompozit Malzeme
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Rüzgar türbinlerinde enerji dönüşümü..... 3
Şekil 2. 1	2007 yılı sonunda Dünya'da kurulu rüzgar enerjisi kapasitesi..... 6
Şekil 2. 2	Bazı ülkelerin toplam kurulu kapasiteleri ve 2007 yılı eklenen kapasiteler... 7
Şekil 2. 3	Ülkelerin 2007 yılı içerisinde gerçekleştirdikleri kapasite artırımları..... 8
Şekil 2. 4	Türkiye rüzgar enerjisi potansiyeli atlası..... 11
Şekil 3. 1	2009 yılı itibariyle Türkiye’de toplam kurulu rüzgar gücü 15
Şekil 3. 2	Türkiye'de kurulu rüzgar santralleri 16
Şekil 4. 1	Dikey eksenli rüzgar türbini 18
Şekil 4. 2	Yatay eksenli üç kanatlı bir rüzgar türbini..... 21
Şekil 4. 3	Yatay eksenli iki kanatlı bir rüzgar türbini..... 22
Şekil 4. 4	Üç kanatlı yatay eksenli bir rüzgar türbininin bileşenleri 24
Şekil 4. 5	Bir rüzgar türbini kanadı çevresinde oluşan akış ve basınç gradyanı 27
Şekil 4. 6	Pitch kontrol mekanizması..... 29
Şekil 4. 7	Anemometre ve kuyruk kanadı..... 31
Şekil 5. 1	Bir rüzgar türbininden geçen rüzgar pakedinin profili..... 34
Şekil 5. 2	Rüzgar hızına göre shaft gücü, rotor hızı ve güç katsayısının değişimi 35
Şekil 5. 3	Güç katsayısının tepe hız oranı ile ilişkisi 38
Şekil 5. 4	c_p 'nin tepe hız oranı ve pitch açısına göre değişimi 39
Şekil 5. 5	Tork katsayısının tepe hız oranına göre değişimi..... 40
Şekil 5. 6	Bir airfoil etrafında hava akış rejimi ve yüksek-alçak basınç bölgeleri 41
Şekil 5. 7	Kanat profili üzerine etki eden kuvvetler..... 42
Şekil 7. 1	CATIA yazılımında parametrik olarak tasarlanan modelin izometrik görünümü..... 53
Şekil 7. 2	CATIA yazılımında parametrik olarak tasarlanan modelin önden görünümü..... 54
Şekil 7. 3	CATIA yazılımında parametrik olarak tasarlanan modelin yandan görünümü..... 55
Şekil 7. 4	Üç boyutlu CAD modelin ".stp" formatında Hypermesh yazılımında açılması..... 56
Şekil 7. 5	İki boyutlu sonlu eleman ağı 57
Şekil 7. 6	Kalite endeksi testi sonucunda geometrik olarak uygun olmayan elemanların tespiti 59
Şekil 7. 7	Düğüm noktası optimizasyonu ile iyileştirilecek elemanlar 60

Şekil 7. 8	Düğüm noktası optimizasyonu sonrası kalite endeksi testi.....	61
Şekil 7. 9	Tetrahedron elemanlarla doldurulmuş üç boyutlu sonlu eleman ağı detayları	62
Şekil 7. 10	Tetrahedron elemanlarla oluşturulan sonlu eleman yapısı.....	63
Şekil 7. 11	Analiz parametre grupları	64
Şekil 7. 12	Malzeme fiziksel ve mekanik özellikleri	65
Şekil 7. 13	Malzeme özelliklerinin girilmesi	65
Şekil 7. 14	Ön yatakta tanımlanan sınır koşulları	67
Şekil 7. 15	Düşük hız şaftı yatağında tanımlanan sınır koşulları.....	67
Şekil 7. 16	Sınır koşulları detayı.....	68
Şekil 7. 17	Modal analiz sonuçları	72
Şekil 7. 18	Maksimum dayanım durumu için güncellenen analiz modeli	73
Şekil 7. 19	Kanatları simüle eden giriş elemanlar.....	74
Şekil 7. 20	Maksimum dayanım durumu analizi sonuçları.....	75
Şekil 7. 21	Maksimum İşletme Şartları Analizinde Sınır Koşulları	76
Şekil 7. 22	Maksimum İşletme Şartları Analizi sonucu elde edilen gerilme dağılımı	78
Şekil 7. 23	Topoloji Analizi kapsamında tanımlanan sabit bölgeler	80
Şekil 7. 24	Topoloji Analizi kapsamında tanımlanan tasarım hacmi	81
Şekil 7. 25	Topoloji analizi için uygun biçimde ayrılmış sabit bölgeler ve tasarım hacmi.....	82
Şekil 7. 26	Topoloji analizi çalışması için oluşturulan analiz kontrol ağacı.....	83
Şekil 7. 27	Topoloji analizi iterasyon-1	84
Şekil 7. 28	Topoloji analizi iterasyon-14 (Son).....	85

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1	Tükenebilirliğine göre enerji kaynaklarının sınıflandırılması 2
Çizelge 2.1	EİE rüzgar enerji gözlem istasyonları aylık ortalama hızları 10

RÜZGAR TÜRBİNİ PERVANE GÖBEĞİ TASARIMI

Ahmet Oğuzhan YAĞMUR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK

Bu tezin amacı SANTEZ projesi kapsamında geliştirilmesi ve imal edilmesi planlanan yerli rüzgar türbininin pervane göbeğini tasarlamak ve gerekli analizlerini yapmak üzerinedir.

Bu çalışmada rüzgar enerjisi, Türkiye'nin rüzgar enerjisi potansiyeli, rüzgar türbini yapısı ve bileşenleri hakkında bilgi verilmiştir. Türbin kanatlarına ve rotor göbeğine etki eden kuvvetler ve momentler belirlenip hesapları yapılmıştır.

Tasarım sürecinde bilgisayar destekli mühendislik araçları kullanılmıştır. Pervane göbeği parametrik olarak modellenip bilgisayar ortamında sonlu elemanlar metodu ile statik ve dinamik durumlar için gerekli analizler yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rüzgar, Türbin, Pervane, Göbek, CAD, CAE

DESIGN of WIND TURBINE ROTOR HUB

Ahmet Oğuzhan YAĞMUR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK

The purpose of this thesis is to design a rotor hub for the SANTEZ domestic wind turbine project and perform the necessary finite element method analyses.

This study gives information about wind energy, the wind energy potential in Turkey, wind turbine structure and turbine components. Forces and moments which are loaded on turbine blades and rotor hub were determined and calculated.

Computer aided engineering tools are used during the whole design process. The rotor hub was designed according to parametric design method. The necessary finite element analyses were applied for both static and dynamic cases.

Key words: Wind, Turbine, Rotor, Hub, CAD, CAE

1.1 Literatür Özeti

Fosil yakıtların sürekli kullanım sonucu yakın tarihlerde tükeneyeceği bilinmektedir. Bir yandan sonsuz olmayan bir enerji kaynağı olması, diğer yandan da bu enerji kaynağının küresel boyutlardaki zararının önemli bir seviyeye gelmesi, çevreye zararı fosil ve fosil türevi yakıtlara göre çok daha az olan alternatif enerji kaynaklarının kullanımına olan ilgiyi arttırmıştır. Rüzgar enerjisinden elektrik enerjisi üretimi, çevreye vermiş olduğu zararın çok az olması ve sonsuz enerji kaynağı olması nedeniyle, alternatif enerji kaynakları arasında oldukça önemli bir yer tutmaktadır.

Enerji, dünyanın varolma süresi referans alınarak; tükenebilen ve tükenmeyen enerji olmak üzere iki ana grupta incelenebilir. Tükenmeyen enerji kaynakları ise kendi içinde güneş kaynaklı, dünya kaynaklı ve ay kaynaklı enerjiler olmak üzere üç gruba incelenebilmektedir. Bu ayrıma göre rüzgar enerjisi, güneş kaynaklı yenilenebilir enerji olarak tanımlanabilmektedir.

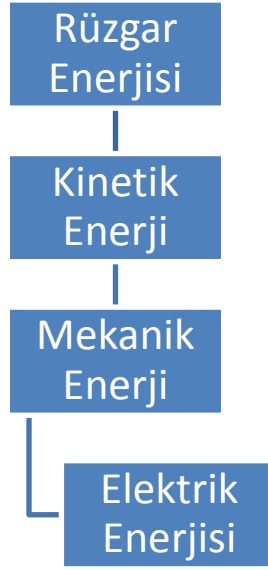
Çizelge 1.1 Tükenebilirliğine göre enerji kaynaklarının sınıflandırılması [1]

Tükenebilen Enerji Kaynakları	Tükenmeyen (Yenilenebilir) Enerji Kaynakları
Kömür, Petrol, Doğalgaz, Nükleer...vb kaynaklardan elde edilen enerji	Su (Hidrolik), Güneş, Rüzgar, Jeotermal, bioenerji...vb kaynaklardan elde edilen enerji
Çevreyi kirletirler ve dünyanın varolma sürecinde tükenirler.	Çevreye olumsuz etkileri çok azdır ve dünya varoldukça tükenmezler.

Rüzgar, yeryüzünün güneş tarafından eşit olmayacak şekilde ısıtılması ve soğuması sonucu ortaya çıkan kuvvetlerin etkisi ile oluşan hava hareketidir. Hava kütlelerinin bu hareketleri küresel doğa olayları, jet akımları şeklinde olabileceği gibi, bölgesel doğa olayları şeklinde de olabilmektedir. Bölgesel olaylar, orografik şartlar, alanın yüzeysel yapısı ve küresel olaylara bağlı olarak hesaplanabilmektedir.

Rüzgar hızı yere olan yüksekliğe ve yerel şartlara bağlı olarak değişim göstermektedir. Rüzgar türbinlerinde rotor seviyesindeki rüzgar hızı ve yönü farklı yüklemelere neden olabilmektedir. Yer yüzeyinin engebeli olması nedeniyle yüzeye yakın kısımlarda türbülanslıdır. Rüzgar hızı, yönü ve akış rejimi bir çok etken tarafından belirlenmektedir. Projemizde, bu değerler üniform kabul edilerek analitik hesaplar ve nümerik analizler yapılmıştır.

Rüzgar türbinleri, rüzgar enerjisini yer yüzeyi yakınlarında kullanıp yararlı iş üreten sistemlerdir. günümüzde rüzgar enerjisi elektrik enerjisi elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Rüzgar türbinleri, rüzgar enerjisini Şekil 1.1’de de gösterildiği gibi çeşitli enerji dönüşümleri sonucunda elektrik enerjisine dönüştürmektedir.



Şekil 1.1 Rüzgar türbinlerinde enerji dönüşümü

1.2 Tezin Amacı

Bilindiği gibi rüzgar enerjisinden yararlanma çalışmaları, varolan enerji kaynaklarının rezervleri göz önüne alınarak büyük hız kazanmıştır. Günümüzde daha yüksek kapasiteli, daha verimli ve daha güvenli rüzgar türbinlerinin geliştirilebilmesi amacıyla gelişmiş ülkeler büyük yatırımlar yapmaktadır. Türkiye, kurulu rüzgar gücü açısından son yıllarda dünyada en büyük ilerleme kaydeden ülkelerden biridir. Böylesine hızlı bir gelişim gösteren bu teknolojiyi kullanmak ve daha da önemlisi geliştirmek konusunda Türkiye aktif bir rol oynamalıdır. Böylece rüzgar enerjisi teknolojisinde dışa bağımlılığın önüne geçilmesinin yanı sıra, teknoloji ihracatı vasıtasıyla ülkemize yüksek katma değer kazandırılabilir.

Tez çalışmamızın amacı, 2MW güç kapasiteli yatay eksenli üç kanatlı bir rüzgar türbini için pervane göbeği tasarlamak ve Uluslararası Rüzgar Türbini Tasarım Gereksinimleri'ne uygun olarak, bilgisayar ortamında simüle ederek yapılacak testler öncesi optimum tasarımı elde etmektir. Gerek tasarım, gerekse analiz evresinde bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarından yararlanılmıştır.

1.3 Orijinal Katkı

Rüzgar türbini pervane göbeği, rüzgar türbininin diğer temel bileşenleri olan kanatlar, dişli kutuları ve jeneratörlerin aksine, standardize ve kategorize edilmemiş elemanlardır. Her üretici farklı konstrüktif yaklaşımlar sonucu oldukça farklı geometrilere sahip pervane göbekleri tasarlamaktadır. Bu nedenle literatürde rüzgar türbini pervane göbeği konstrüksif tasarımına yönelik akademik bir çalışma henüz bulunmamaktadır. Tez çalışmamız, yatay eksenli üç kanatlı bir rüzgar türbininin pervane göbeği tasarımı konusunda sistematik bir yaklaşım sunmaktadır. Projemiz bu özelliğiyle takip eden veya benzer çalışmalar için referans niteliğindedir.

DÜNYADA VE TÜRKİYEDE RÜZGAR ENERJİSİ POTANSİYELİ

2.1 Dünyada Rüzgar Enerjisinin Durumu

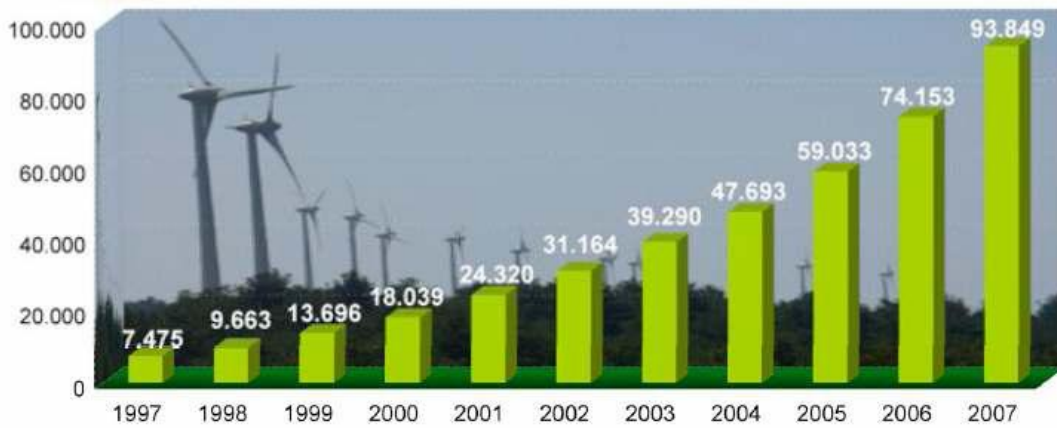
Rüzgar enerjisinden elde edilebilen teorik enerji potansiyeli tartışılmaktadır. Rüzgar enerjisi potansiyeli dünya genelinde bol miktarda rüzgar kaynağının olduğunu göstermiştir. Örnek olarak Matthiies ve Garrad'ın çalışmaları Avrupa sularındaki kullanılabilir offshore potansiyelinin yalnız başına 2500 TWh/yıl olduğunu göstermiştir [2].

Rüzgar enerjisi kaynağı çalışmalarında halihazırdaki rüzgar enerjisi verilerinin kalitesi, teknoloji hakkındaki tahminler ve mevcut boşluk üzerinde durulmaktadır. Böylesi çalışmalar sadece rüzgar enerjisi potansiyeline bir yaklaşım sağlayabilir. Farklı bölgelerde rüzgar enerjisi potansiyelinin değişken olduğunu tespit etmek oldukça büyük önem arz etmektedir.

Rüzgar enerjisi teknolojisi tüm dünyada çok hızlı bir şekilde ilerlemektedir. 1989 sonunda 300kW kapasiteli ve 30m rotor çapına sahip rüzgar türbinleri kullanılmaktaydı. Sadece on yıl sonra 1500kW kapasiteli ve 70m rotor çapına sahip rüzgar türbinleri bir çok üretici tarafından imal edilmeye başlanmıştır. 2000'li yılların başında 2MW kapasiteli 74m rotor çapına sahip rüzgar türbini projeleri gerçekleştirilmeye başlanmıştır. 2001 yılından itibaren 5MW kapasiteli rüzgar türbinlerinin geliştirilmesi çalışmaları başlamıştır.

Bu hızlı teknoloji ve pazar artışı, rüzgar enerjisinden elektrik üretimindeki araştırmaları ve profesyonel çalışmaları da beraberinde getirmiştir. Dünya genelinde kurulu rüzgar enerji kapasitesinin %80'i Almanya, Amerika Birleşik Devletleri, Danimarka, Hindistan ve İspanya'da bulunmaktadır. Rüzgar enerjisi teknolojisi, diğer alanlara göre bu ülkelerde çok daha hızlı bir şekilde ilerlemektedir. Bu ilerlemenin ana kaynağı, bu ülkelerde uzun zaman boyunca oluşan bilgi birikimidir. Bu kompleks teknolojinin 3000 yıllık geçmişinin olduğunun unutulmaması gerekmektedir. Rüzgar enerjisi teknolojisini aerodinamik, yapısal dinamik, mekanik ve elektrik mühendisliği disiplinlerinin ortak bir çalışması olarak ele alabiliriz [2].

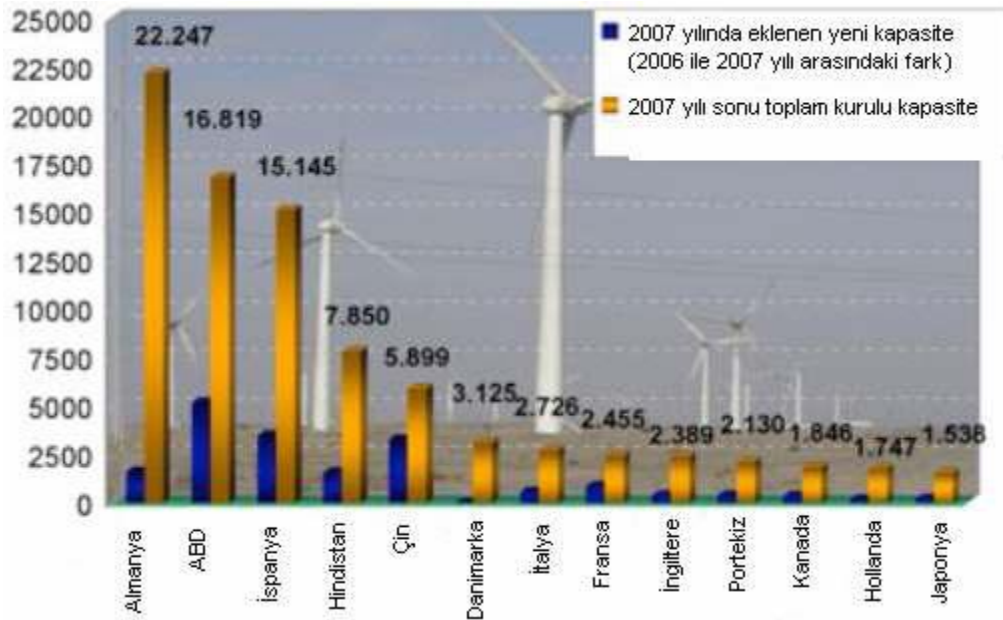
Dünya enerji birliğinin 21 Şubat 2008'de açıkladığı rapora göre, rüzgar enerjisinden elde edilen enerji üretimi, global enerji üretiminin % 1'ine ulaşmış durumdadır. 2007 yılında 19696 MW'lık kapasite büyümesi ile toplam kapasite 2007 Aralık ayı itibariyle 93849 MW'a ulaşmış bulunmaktadır. 2006 yılındaki % 25,6 değerindeki büyümeden sonra 2007 yılında % 26,6'lık bir büyüme gözükmemektedir.



Şekil 2.1 2007 yılı sonunda Dünyada toplam kurulu rüzgar enerjisi kapasitesi [3]

Toplam kurulu kapasitede, 2006 yılındaki 15.120 MW'lık artış ile 2007 yılındaki artışı karşılaştırdığımızda, 2007 yılında bu konuda yeni bir rekor kırıldığını görürüz. ABD 5216 MW yeni kapasite artırımı ile bu sene de başı çeken ülkeler arasındadır. İspanya 3515 MW kapasite artırımı ile önden gitmektedir ve Çin 3.313 MW kapasite artırımı ile ilk üç ülke arasındaki yerini almış bulunmaktadır. Dünyada rüzgar enerjisini yaygın olarak

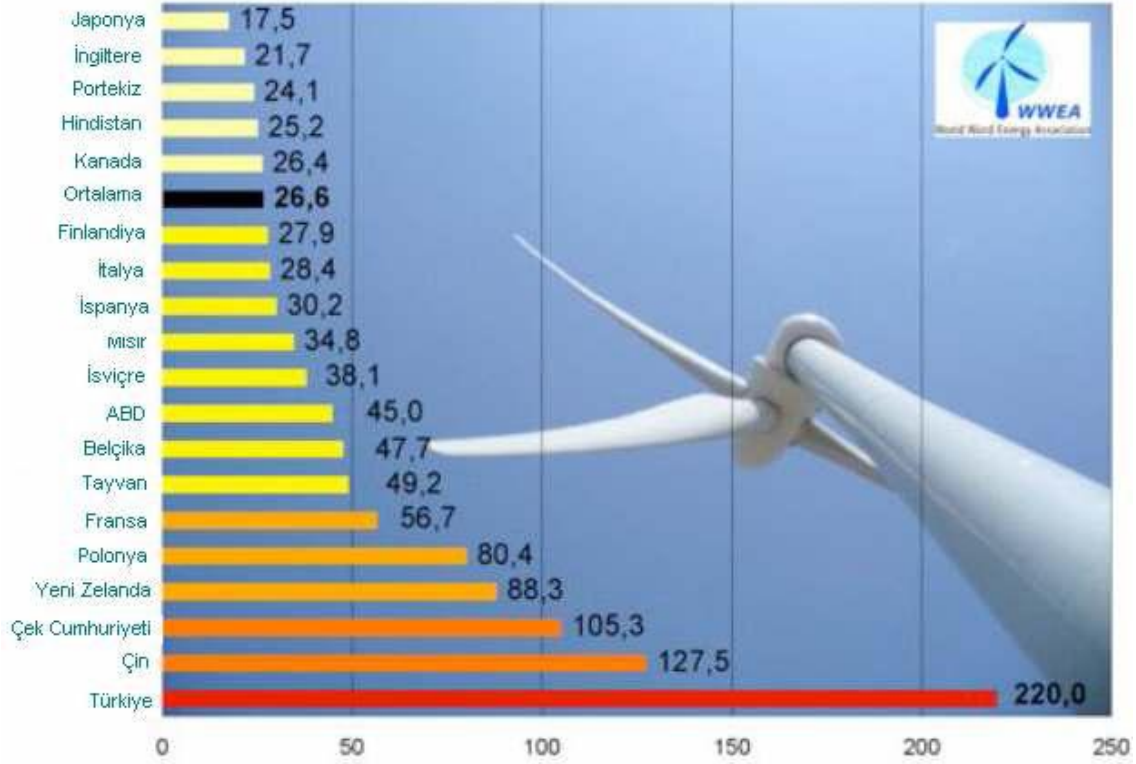
kullanan ilk beş ülke arasında Çin % 127,5 kapasite artırımla bu ülkeler arasındaki en iyi performansı göstermiştir. Almanya 22.274 MW toplam kurulu kapasitesi ile dünyada rüzgar enerjisinden en çok faydalanan ülke konumundadır. 2007 yılındaki 1625 MW yeni ek kapasitesiyle bu öncülüğünü devam ettirmeye kararlı gözükmektedir. Hindistan 1580 MW yeni kapasite artırımla ilk beş ülke arasındaki konumunu korumaktadır. Bu ilk beş ülke dışındaki ülkeler arasında büyük kapasite artırımlarına pek rastlanmamaktadır. Sadece iki ülke 500 MW'ın üzerinde kapasite artırımına gitmiştir. Fransa 888 MW kapasite artırımla toplam kapasitesinde % 56,7 artış sağlayarak 2455 MW kurulu kapasiteye ulaşmıştır. İtalya 603 MW kapasite artırımla % 28,4 büyümeye sağlayarak 2726 MW toplam kurulu kapasiteye sahip olmuştur [3].



Şekil 2.2 Bazı ülkelerin toplam kurulu kapasiteleri ve 2007 yılı eklenen kapasiteler

2.2 Türkiyede Rüzgar Enerjisi ve Potansiyeli

Dünyada rüzgar enerjisinden yararlanmada büyük ilerleme kaydetmiş ülkelerden sonra, rüzgar enerjisi konusunda en dinamik ülkelerden biri de Türkiyedir.



Şekil 2.3 Ülkelerin 2007 yılı içerisinde gerçekleştirdikleri kapasite artırımları

Ülkemizde rüzgar enerjisi sistemlerinden yararlanmaya yönelik ilgi giderek artmaktadır. Konu ile ilgili olarak bir çok kurum, kuruluş ve üniversitelerde çalışmalar yürütülmektedir. Rüzgar enerjisinden yararlanabilmek için var olan potansiyelin belirlenmesi ve bu potansiyel baz alınarak gerçekçi hedeflerin saptanması gerekmektedir.

Ülkemizde rüzgar hızı ve yönü ile ilgili ölçümler Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü tarafından yapılmaktadır. Rüzgar enerjisinden yararlanmaya ilişkin olarak yapılan çalışmalarda kullanılan dataların son derece sağlıklı olması gerekmektedir. Gerçekte Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü istasyonlarından alınan datalar çeşitli sahalarda ve çeşitli yaklaşım yöntemleri ile kullanılabilir. Ancak rüzgar enerjisinden yararlanılacak sahalarda doğrudan rüzgar datası elde etmek, en sağlıklı seçim olacaktır. Bu nedenle EİE İdaresi, ülkemizin rüzgar enerjisi potansiyelinin belirlenmesi ve rüzgar enerjisi dönüşüm sistemlerinin kurulabileceği sahaları saptamak amacıyla birçok bölgede rüzgar ölçümleri yapmaktadır.

Rüzgar enerjisinden yararlanmak amacıyla sürdürülen çalışmaların ilkinin potansiyel belirleme çalışmaları oluşturmaktadır. Bu amaçla, Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğüne ait ölçüm istasyonlarının 1970-1980 yılları arasındaki kayıtları değerlendirilmiş ve ülke genelindeki doğal rüzgar enerjisi dağılımları genel olarak belirlenebilmiştir. Ancak, rüzgardan elektrik enerjisi üretimine yönelik çalışmalarda ayrıntılı rüzgar potansiyel değerlendirme çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaç doğrultusunda ilk aşamada belirlenmiş olan ve rüzgar enerjisi yönünden umut verici yerlerde yapılan etüdler ile rüzgardan enerji üretimine elverişli olabilecek mevkilerde “Rüzgar Enerjisi Gözlem İstasyonları” kurulup veri toplanmaya başlanmıştır. Bu istasyonlarda düşük güçlü mikro işlemci kontrollü veri toplama sistemleri kullanılmaktadır. Ölçümler 10 standart yükseklikte alınmaktadır. Veriler birer saatlik periyotlarla toplanmakta ve yazılım kullanılarak işlenmektedir. Elde edilen aylık rüzgar istatistik raporları; özet hız istatistikleri, ortalama rüzgar hızları grafikleri, frekans dağılım çizelgesi, rüzgar yönleri ortalama türbülans yoğunluğu ve rüzgar gücünü içeren bu veriler ve değerlendirmeler bilgisayar ortamında veya yazılı çıktı olarak kurum ve kuruluşlara ücret karşılığında verilebilmektedir.

Elektrik İşleri Etüt İdaresinin ölçüm istasyonlarından elde edilen bu ortalama hızlar, bu bölgelerin birçoğunun rüzgar enerjisi uygulamaları için elverişli olduğunu göstermektedir. Bu sonuçlar, bazı firmaları rüzgar enerjisi tarlaları kurmak konusunda cesaretlendirmiş ve Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı’na Yap-İşlet-Devret ve Otoprodüktör statüsünde fizibilite başvuruları yapmaya teşvik etmiştir. (Türkiye Elektrik Kurumu dışındaki kuruluşların elektrik üretimi, iletimi, dağıtımı ve ticareti ile görevlendirilmesi hakkındaki 3096 sayılı kanunun 4. Maddesi ve bu kanunun uygulamasına yönelik ilgili yönetmelikler gereği) Kasım 1997 itibariyle Bakanlığa yapılan başvuruların 20 adedi Yap-İşlet-Devret, 2 adedi ise otoprodüktör statüsündedir. Başvuruların toplam kurulu güç kapasitesi 700MW civarındadır. Bu başvuruların çoğunluğu fizibilite hazırlama veya değerlendirme aşamasında olup, ilk uygulamaların başarısına göre kurulu kapasitenin 1380MW mertebelerine çıkartılması öngörülmektedir [4].

Çizelge 2.1 EİE rüzgar enerji gözlem istasyonları aylık ortalama hızları [1]

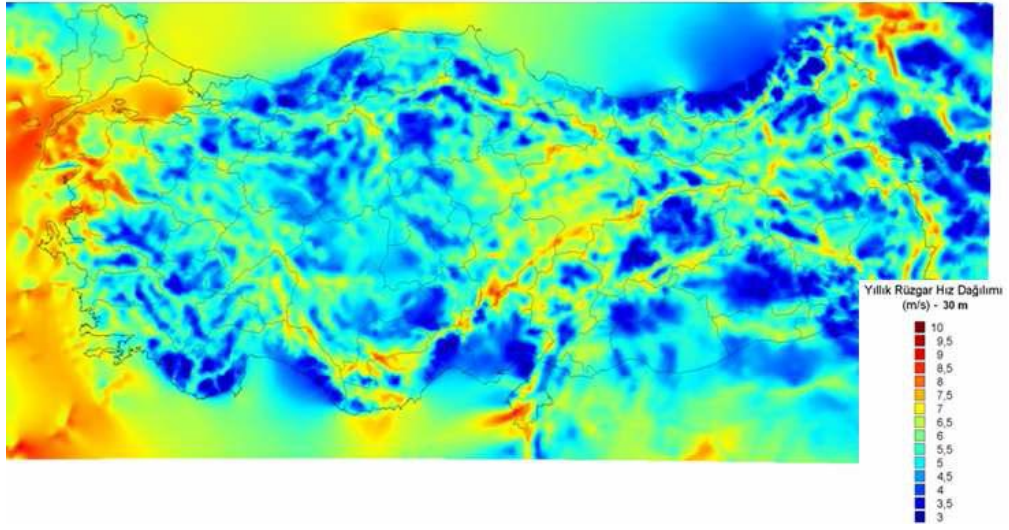
İstasyon	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Foça	5,1	4,8	5,3	4,4	4,7	5,7	7,8	5,5	4,1	4,6	4,0	6,1
Belen	5,0	5,8	5,3	5,4	5,4	7,8	8,8	9,1	6,0	-	-	-
Akhisar	5,2	4,3	5,3	5,3	6,1	7,2	6,0	6,2	3,8	4,3	-	5,4
Didim	5,0	3,3	3,9	4,1	3,5	4,3	3,8	4,3	3,3	3,4	2,9	4,7
Kocadağ	8,0	7,7	8,0	7,0	7,0	8,6	8,6	6,5	7,2	5,3	7,1	-
Datça	5,4	4,0	5,0	5,5	5,4	5,4	6,2	7,0	4,9	4,6	3,5	5,1
Bandırma	6,1	6,2	7,4	6,4	7,0	6,2	5,2	6,1	-	-	-	7,0
Gelendost	4,2	4,3	5,0	4,9	4,7	4,6	4,7	4,5	3,7	4,0	4,1	4,3
Bababurnu	5,1	4,9	6,0	5,0	4,8	6,3	5,0	5,6	4,2	5,0	4,3	6,4
Yumurtalık	-	-	-	-	3,2	4,1	3,7	3,8	3,5	3,5	3,5	5,3
Sinop	3,6	4,1	-	-	3,4	4,4	3,5	3,5	3,3	4,1	3,5	4,8
Yalıkavak	-	-	-	-	-	-	5,1	5,7	4,9	4,6	4,5	6,4

Rüzgar kaynaklarının ve rejiminin uzun periyottaki davranışları da önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu konuda çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların ışığında Petersen, 20 yıllık periyotta güç çıktısındaki standart değişimin %10 veya daha az olacağını belirtmiştir.

TÜRKİYE RÜZGAR ENERJİSİ POTANSİYEL ATLASI

Rüzgar Hızı Haritası

50 m Yükseklikte Yıllık Ortalama



Şekil 2.4 Türkiye rüzgar enerjisi potansiyeli atlası (REPA, 2007)

RÜZGAR TÜRBİNİ TEKNOLOJİSİNİN TARİHSEL GELİŞİMİ ve GÜNÜMÜZDEKİ DURUMU

3.1 Rüzgar Türbini Teknolojisinin Tarihsel Gelişimi

Rüzgar enerjisi geçtiğimiz 3000 yıldır kullanılmaktadır. 20. Yüzyılın başlarına kadar rüzgar enerjisi su pompalamak için kullanılmıyordu. Modern endüstrinin başlangıcında devamlı enerji sağlayan fosil türevli yakıtlı makineler ve elektrik üniteleri, rüzgar enerjisine tercih edilmiştir. Rüzgar enerjisinden faydalanma, neredeyse insanlık tarihi kadar eski olmasına rağmen, rüzgar türbinleri, ciddi manada 19.yüzyıl ortalarında so pompalama işlemlerinde kullanılmaya başlanmıştır. 1970'lerin başlarında, ilk defa petrol krizi ile beraber rüzgar enerjisine olan ilgi tekrar artmıştır. Rüzgar enerjisinden elektrik enerjisi sağlama, mekanik enerji sağlamadan daha önemli hale gelmiştir.

Rüzgar enerjisinden elektrik üretimi 20. Yüzyılın başlarında gerçekleşmiştir. Teknoloji, 1970'li yıllara kadar adım adım geliştirilmiş, 1990'lı yılların sonunda rüzgar enerjisi en çok talep edilen enerji kaynaklarının başında yer almıştır. Son on yılda dünya genelinde kurulu bulunmakta olan rüzgar enerjisi kapasitesi her üç yılda bir ikiye katlanmaktadır. Rüzgar enerjisinden elektrik enerjisi üretme maliyeti, 1980'li yılların başına nazaran 1/6 oranında düşmüştür ve bu gelişmenin devam edeceği öngörülmektedir.

İlk yel değirmenleri düşey eksenli değirmenlerdir. Bu yel değirmenleri basit sürüklenme etkili makineler olarak tarif edilebilmektedir. Afganistanın yüksek bölgelerinde M.Ö. 7. Yüzyıldan itibaren tahıl öğütme amaçlı kullanılmışlardır.

Yatay eksenli rüzgar türbinleri ile ilgili ilk detaylar M.S. 1000 yıllarında İran, Çin ve Tibet'te bulunmuştur. Bu yel değirmeni çeşidinin yatay bir şaftı ve bir düzlemde dönebilen kanatları vardı. Yatay eksenli yel değirmenleri İran ve Ortadoğu'dan Akdeniz ülkeleri üzerinden Avrupa'ya geçmiştir. İlk yatay eksenli yel değirmeni İngiltere'de 1150, Fransa'da 1180, Finlandiya'da 1190, Almanya'da 1222, Danimarka'da ise 1259'da kullanılmaya başlanmıştır. Bu hızlı gelişim Haçlıların yel değirmeni bilgilerini İran'dan alarak Avrupanın birçok bölgesine yayması ile gerçekleştirilmiştir.

Avrupa'da yel değirmeni performansları 12. ve 19. Yüzyıllar arasında adım adım gelişmiştir. 19. Yüzyıl sonlarında tipik Avrupa yel değirmenlerinin gövde yükseklikleri 30m, rotor çapları ise 25m idi. Yel değirmenleri sadece tahıl öğütmek amacıyla değil, göl ve bataklıklardan su pompalamak için de kullanılmıştır. 1800 lü yıllarda sadece Fransa'da 20000 adet modern Avrupa tipi yel değirmeni kullanılmakta idi. Hollanda'da ise endüstride kullanılan gücün %90'ı yel değirmenlerinden elde edilmekteydi. 1904'te Alman endüstrisinin ihtiyacı olan enerjinin %11'i, 18000 kurulu ünite ile yel değirmenlerinden elde edilmiştir. Endüstrileşme süreci, yel değirmenlerinin sayısında kademeli bir azalmaya neden olmuştur.

Zamanla Avrupa yel değirmenleri yavaş yavaş azalmış, Kuzey Amerika'da göçmenler tarafından kullanılmaya başlanmıştır. Su pompalama amaçlı kullanılmaya başlanan yel değirmenleri zamanla popüler hale gelmiştir. Bunlar Amerikan yel değirmeni olarak da bilinir. Amerika'da yel değirmenlerinin popüleritesi 1920 ve 1930 yılları arasında 600000 ünite ile en yüksek noktaya ulaşmıştır. Amerikan yel değirmenlerinin çeşitli türleri halen tarım sektöründe kullanılmaktadır [2].

1891'de Danel Poul LaCour elektrik üreten ilk rüzgar türbinini imal etmiştir. 1. ve 2. Dünya Savaşı sırasında enerji sıkıntısını gidermek için Danimarkalı mühendisler teknolojiyi geliştirmiştir. Danimarka firması F.L. Smith 1941-1942 yıllarında modern rüzgar türbini sayılabilecek ilk rüzgar türbinini üretmiştir. Smith türbinleri aerodinamik bilgilere dayanan ilk airfoillerin (kanat profillerinin) kullanıldığı türbinlerdir. Aynı dönemde American Palmer Putnam Amerikan firması Morgan Smith için 53 m rotor çapına sahip bir rüzgar türbini üretmiştir. Bunun sadece boyutları değil tasarım psikolojisi ve mekanizması da çok farklıdır. Danimarka tasarımı ön rüzgar rotoru ve

durma kontrolü ile düşük rüzgar hızında çalışmaktadır. Putnam tasarımı arka rüzgar rotorlu ve değişken açı kontrolü üzerine kuruludur. Putnam tasarımı fazla başarılı olamamıştır ve 1945'te sökülüştür.

2. Dünya Savaşı'ndan sonra Johannes Juul Danimarka tasarım ekolünü geliştirmiştir. Onun türbini Danimarka Gedser'e kurulmuştur ve 1956-1967 yılları arasında 2200 milyon Wh üretim gerçekleştirmiştir. Türbin gövde üzerinde iki yana dönebilen rotor göbeğine bağlı iki ince fiberglas kanat içermektedir.

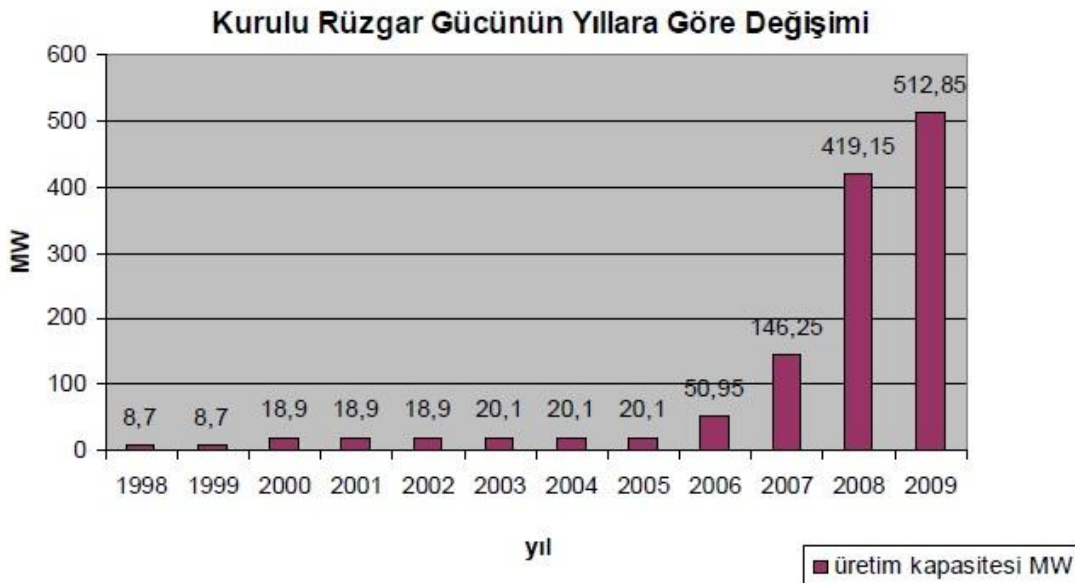
Rüzgar türbinlerinden geniş çaplı enerji üretimi 2. Dünya Savaşı'ndan sonra gerçekleştirilmiştir. Düşük kapasiteli rüzgar türbinleri bu dönemde küçük bölgelerin enerji ihtiyacı veya batarya şarjı amacıyla kullanılmıştır. 1970'lerin başında çıkan petrol krizi rüzgar enerjisi üretimine olan ilgiyi tekrar doğurmuştur. Sonuç olarak araştırma geliştirme çalışmalarına finansal destek verilmiştir. Almanya, Amerika ve İsviçre gibi ülkeler MW mertebesinde yüksek kapasiteli üretim yapan prototipleri desteklemiştir. Bununla ilgili ilk önemli tasarı 1978 yılı Kasım'ında Amerikan Kongresi'nden geçmiştir. Bu tasarıyla başkan Carter ve Amerikan Kongresi yabancı petrol kaynaklarına bağımlılığın azalmasını amaçlamıştır. Bu tasarı (PURPA) tarihte yenilenebilir enerjiyi teşvik amaçlı ilk tasarıdır. Tasarıyla birlikte San Francisco'nun doğusundaki dağlar boyunca ve Los Angeles kuzeyinde geniş rüzgar tarlaları kurulmuştur. Bu rüzgar tarlalarının ilki 50 kW'lık rüzgar türbinlerinden oluşmaktadır. Bunu takip eden yıllarda, 1980'lerin sonunda rüzgar türbinlerinin tipi 200 kW'a kadar çıkarılmıştır. Türbinlerin birçoğu Danimarka'dan ihraç edilmiş olup bunlar LoCour ve Johannes Juul'un tasarımlarındaki gibi üst rüzgar türbini ve durma kontrollüdür. 1980'lerin sonunda California'da 1500 MW kapasiteli 15000 rüzgar türbini bulunmaktaydı [5].

Günümüzde rüzgar türbini teknolojisi oldukça ilerlemiştir ve bu ilerleme, endüstrinin gittikçe artan enerji ihtiyacı doğrultusunda artan bir hızla devam etmektedir. Sahip olunan rüzgar türbini teknolojisi ile çok büyük ölçekli rüzgar türbinleri tasarlanıp imal edilebilmektedir. Bunun yanı sıra, çok büyük bir hızla gelişen bilgisayar ve simülasyon teknolojilerinin yardımıyla rüzgar türbinlerinin toplam verimi artmış, geliştirme süreçlerinde büyük azaltmalar sağlanmış, aşırı mühendislik çözümlerinden optimum mühendislik çözümlerine yaklaşılmış ve bu ölçüde maliyetler düşürülebilmektedir.

Projemizin temeli olan bilgisayar destekli mühendislik ve tasarım metodolojilerinin rüzgar türbini tasarımı ve geliştirilmesinde şüphesiz büyük önemi vardır. Bu yeni nesil yaklaşım ve teknolojiler, dünyanın en büyük endüstrilerinde (otomotiv, uçak, inşaat, gemi...vb) kullanılmakta ve çok önemli iyileştirmelere olanak sağlamaktadır.

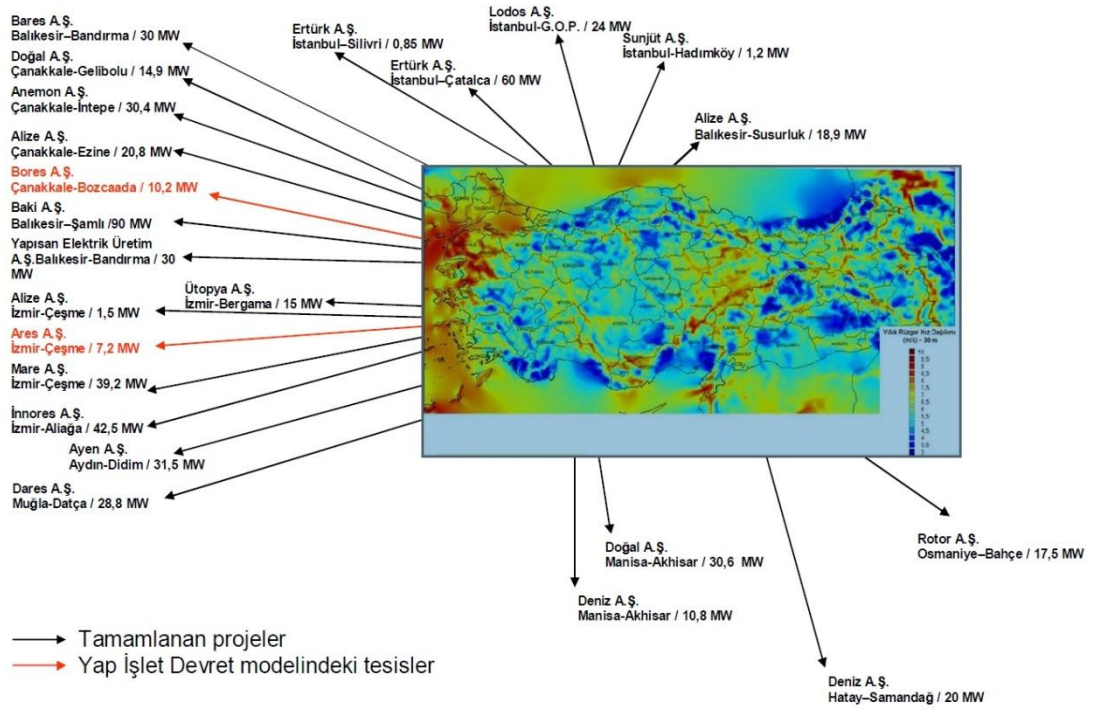
3.2 Türkiyede Kurulu Rüzgar Enerjisi Kapasitesi

Türkiye, rüzgar enerjisinden yararlanmada en büyük ilerleme kaydeden ülkelerin başında gelmektedir. Her ne kadar rüzgar enerjisini kullanma konusunda dünyanın önde gelen ülkelerine göre geri kalınmış olsa da, son yıllarda yapılan yatırımlarla rüzgar enerjisi, ülkemizde endüstrinin ihtiyaç duyduğu toplam enerji içerisindeki payı ile önemli bir seviyeye ulaşma yolunda mesafe katedilmiştir. Şekil 3.1’de Türkiye genelinde toplam kurulu rüzgar enerjisi kapasitesinin yıllara göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.1 2009 yılı itibariyle Türkiyede toplam kurulu rüzgar gücü

Ülkemizde toplam kurulu rüzgar gücü kapasitesi 2007 yılından itibaren büyük ilerleme kaydetmiştir. 2006 sonunda 56 MW olan toplam kurulu güç, 2007 yılında yaklaşık % 200 büyümeye göstererek 146MW’a, 2008 yılında yaklaşık %185 artışla 420 MW’a ve 2009 yılı itibariyle yaklaşık 513 KW seviyesine ulaşmış bulunmaktadır.



Şekil 3.2 Türkiye'de kurulu rüzgar santralleri [6]

RÜZGAR TÜRBİNİ YAPISI ve TÜRBİN BİLEŞENLERİ

4.1 Tipik Bir Rüzgar Türbininin Genel Yapısı

Rüzgar türbinleri, rüzgarın kinetik enerjisini mekanik enerjiye, daha sonra da bu mekanik enerjiyi elektrik enerjisi ya da başka türlü enerjilere çeviren sistemlerdir.

Rüzgar türbini rotoru bir jeneratöre bağlıdır. Jeneratör çıkışı, istenen gerilim değerini takip etmek için kontrol edilebilmektedir. Rüzgar türbinleri, rüzgarlardan elde edilen aerodinamik gücü kontrol etmek için eğimli kanatlara sahiptir. Düşük hız mili, aerodinamik güç üreten türbin kanatları tarafından sürülmektedir. Yüksek hızlı şaft ise elektrik jeneratöründe oluşturulan elektromanyetik indüksiyondan kaynaklanan manyetik alan etkisinde yüklenmektedir.

Temel olarak rüzgar türbinleri üç birimden meydana gelmektedir:

- Türbin Kulesi
- Makine Dairesi
- Rotor

Türbin kulesi, kule ve kule temelinden meydana gelmektedir. Makine dairesi, içerisinde rotorda oluşturulan kinetik enerjiyi ve dönme hareketini jeneratöre ileten düşük hız şaftı, redüktör, yüksek hız şaftı, fren, kavrama ve jeneratörden barındırmaktadır. Rotor ise türbin tipine göre iki veya üç adet kanat ve bu kanatlarda oluşan aerodinamik gücü düşük hız şaftına ileten rotor göbeğinden meydana gelmektedir.

4.2 Rüzgar Türbini Çeşitleri

Rüzgar türbinleri çeşitli kıstaslara göre sınıflandırılabilir. Rüzgar türbinleri çeşitli kıstaslara göre sınıflandırılabilir.

4.2.1 Rotor Ekseninin Konumuna Göre Rüzgar Türbinleri

4.2.1.1 Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri

Dönme eksenini, rüzgar akış yönüne dik olan türbinlerdir. Başlıca örnekleri Darrieus ve Savonius tipi rüzgar türbinleridir. Şekil 4.1’de tipik bir dikey eksenli rüzgar türbini görülmektedir.



Şekil 4.1 Dikey eksenli rüzgar türbini

Kanatlar, yaklaşık olarak türbin mili uzun eksenli olan bir elips oluşturacak biçimde yerleştirilmişlerdir. Kanatların içbükey ve dışbükey yüzeyleri arasındaki çekme kuvveti farkı nedeniyle dönme hareketi oluşur. Yapısı gereği Darrieus tipi rüzgar türbinlerinde, devir başına iki kere en yüksek tork elde edilir. Rüzgarın tek yönden estiği düşünülürse; türbinin verdiği güç, sinus şeklinde bir eğri oluşturur. Dikey eksenli rüzgar türbinleri her istikametlidirler ve değişen rüzgar yönlerinde dönerler. Böylece rüzgarı her bir yönden kabul ederler. Dönüşün dikey eksen, sürücünün toprak seviyesine dahi yerleştirilmesine izin vermektedir. Bu tipteki rüzgar türbinlerinin güç katsayısı 0,15'ten azdır. Bu nedenle güç üretiminde tercih edilmezler.

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin bir olumsuz yanı ilk hareket esnasında hızını alamaması, diğeri ise veriminin daha düşük olmasıdır. Yükseklik arttıkça rüzgar hızı arttığından dolayı, türbinin yere daha yakın olan kısımları, daha düşük hıza sahip olan hava akışı ile temas etmekte ve böylece daha küçük lift oluşturmaktadır.

4.2.1.2 Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri

Dönme eksen, rüzgarın akış yönüne paralel olan, en çok kullanılan ve kabul gören rüzgar türbini çeşididir. Yatay eksenli rüzgar türbinleri, temel olarak bir adet kule ve bu kule üzerine kurulmuş olan makine dairesinden meydana gelmektedir. Makine dairesi içerisinde rotor göbeği, dişli kutusu, düşük hız mili ve jeneratör bulunmaktadır.

Yatay eksenli rüzgar türbinleri, sabit rotor sistemine sahip ya da değişen rüzgar yönüne uyum sağlayacak şekilde hareketli rotor sistemine sahip olacak şekilde dizayn edilmektedir. Bu, rüzgardan sürekli olarak maksimum güç elde etmeyi sağlamaktadır. Küçük kapasiteli yatay eksenli rüzgar türbinlerinde rotor oryantasyonu, rotor ve makine dairesinin arka tarafına konumlandırılan kuyruk kanadı vasıtasıyla sağlanmaktadır. Büyük kapasiteli yatay eksenli rüzgar türbinlerinde ise rotor oryantasyonu, kuleye entegre edilmiş elektronik kontrollü yönlendirici ile sağlanmaktadır. Bu türbinlerin verimi yaklaşık %45'dir [3].

Yatay eksenli rüzgar türbinleri muhtelif sayıda kanada sahip olacak şekilde geliştirilebilmektedir. İki veya üç kanatlı yatay eksenli rüzgar türbinleri genellikle elektrik üretimi amacıyla kullanılmaktadır. Bu türbinler yüksek uç hız oranına ve düşük

ilk hareket momentine sahiptir. Yüksek uç hız oranı, rotor şaftında yüksek açısal hıza ulaşmayı sağlamakta, bu da jeneratörde manyetik indüksiyon ile daha fazla elektrik enerjisi üretimini mümkün kılmaktadır. Rüzgar akış hızının, kanat ucunun çizgisel hızına oranı “uç hız oranı” olarak tanımlanır ve rüzgar türbini tasarımındaki temel parametrelerden biridir. Uç hız oranının aldığı değere göre kanat sayıları belirlenmektedir. Şekil 4.2’de tipik bir yatay eksenli üç kanatlı rüzgar türbini görülmektedir.

Uç hız oranı ile kanat sayıları arasındaki ilişki;

- $\lambda = 1-5$ Çok kanatlı rotor
- $\lambda = 6-8$ Üç kanatlı rotor
- $\lambda = 9-15$ İki kanatlı rotor
- $\lambda > 15$ Tek kanatlı rotor

olarak verilebilir.



Şekil 4.2 Yatay eksenli üç kanatlı bir rüzgar türbini

Yirmi veya daha fazla kanada sahip yatay eksenli rüzgar türbinleri ise düşük uç hız oranına ve yüksek ilk hareket momentine sahiptirler. Bu tip türbinler genellikle su pompalama işlerinde kullanılmaktadır.

İki kanatlı rüzgar türbinlerinde kule üstü ağırlığı daha düşük olmakta bu da maliyeti kısmen düşürmektedir.



Şekil 4.3 Yatay eksenli iki kanatlı bir rüzgar türbini

Üç kanatlı yatay eksenli rüzgar türbinlerinde ise rotor ataleti daha kolay kontrol edilebilmekte ve gürültü seviyesi, kanat frekansı daha yüksek olduğundan dolayı iki kanatlı yatay eksenli rüzgar türbinlerine göre daha düşüktür. Ayrıca estetik açısından da üç kanatlı yatay eksenli rüzgar türbinlerinin avantajı bulunmaktadır

Bu değerlendirmeler neticesinde günümüz rüzgar enerjisi endüstrisinde, üç kanatlı yatay eksenli rüzgar türbinleri tercih edilmektedir.

4.2.2 Çalışma Hızı Durumuna Göre Rüzgar Türbinleri

4.2.2.1 Sabit Hızlı Rüzgar Türbinleri

Sabit hızlı rüzgar türbinlerinde elektrik jenaratörü direkt olarak şebekeye bağlıdır. Bu nedenle rotor hızında sadece küçük değişimlere müsaade edilebilmektedir. Sabit hızlı rüzgar türbinlerinde sistemin performansı, sistemi oluşturan elemanların mekanik performansına doğrudan bağlıdır. Oluşan türbülans ve kule gölgeleri, rüzgar akışında dalgalanmalara neden olmaktadır.

Dalgalanmalar, enerji ve yük dengesizliklerine neden olmaktadır. Bu değişkenlikler, türbinden elde edilen enerji kalitesini ve verimliliğini düşürdüğü ve sistemde fazladan mekanik gerilmelere neden olduğu için minimum düzeyde tutulmalıdır. Diğer yandan, sabit hızlı rüzgar türbinlerinde optimum tepe hız oranının elde edildiği bir rüzgar hızı vardır ve türbinler genellikle bu hızda çalıştırılmaktadır. Bu noktada ise rüzgardan maksimum enerji elde edilememektedir. Bu nedenle elektrik üretiminde tercih edilme

4.2.2.2 Değişken Hızlı Rüzgar Türbinleri

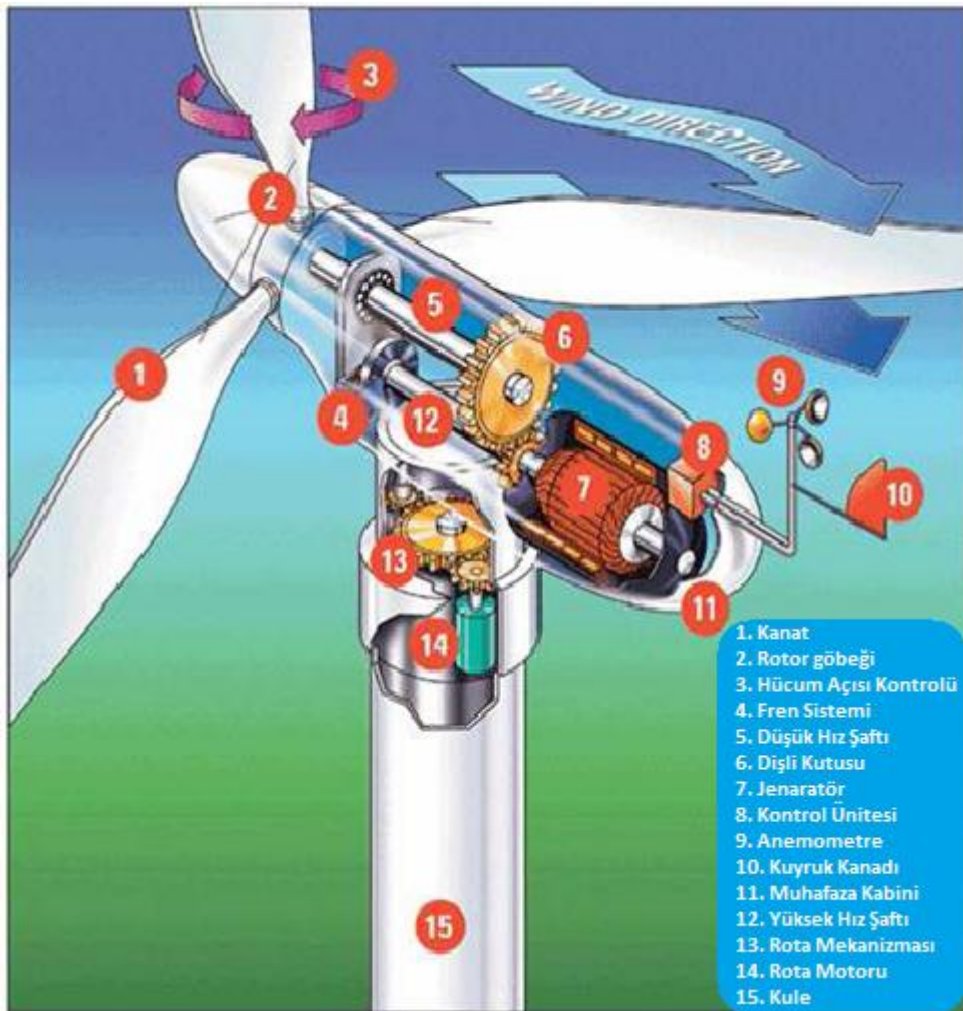
İkinci tip olan değişken hızlı rüzgar türbinlerinde ise jenaratör, doğrudan şebekeye bağlı olmayıp, jenaratör ile şebeke arasında elektronik konverterler bulunmaktadır. Bu sayede, şebekede elde edilen elektrik enerjisi rotor hızından bağımsız olmakta ve rotorun herhangi bir hızda dönmesine olanak sağlanmaktadır. Değişken hız konfigürasyonları, rotor hızı kontrolü sağlar ve böylece türbinin sabit bir tepe hız oranında çalıştırılmasına olanak verir. Şebekedeki elektrik enerjisine uyum sağlandığı için mekanik gerilmeler de azaltılmış olmaktadır. Enerjideki dalgalanmalar, rotor ataletiyle sönmülenerok rotor torkundaki dalgalanmaların önüne geçilir. Yüksek hızı sahip olan bir rüzgar paketi türbine ulaştığında, rotor hızının kontrollü artışı sağlanırken şebekeye de sabit güç verilmeye devam edilir. Böylece son kullanım noktalarında voltaj dalgalanmaları önlenmiş olur. Değişken hızda, zaman sabiti daha uzun olabilir ve böylelikle pitch kontrol karmaşıklığı azaltılabilir.

Yerleşim yerlerine uygunluk açısından, değişken hızlı rüzgar türbinleri, sabit hızlı türbinlere göre daha sessiz çalışmaktadırlar. Her ne kadar değişken hızlı rüzgar

türbinlerinde ek maliyetler ve karmaşık güç dönüştürücülerin gerekliliği dezavantaj gibi görünse de bahsi geçen avantajları nedeniyle değişken hızlı rüzgar türbini kullanımı artmaktadır.

4.3 Rüzgar Türbini Bileşenleri

Geçmişten günümüze kadar çok çeşitli tasarımlara sahip rüzgar türbinleri geliştirilmiştir. Rüzgar türbinlerinin tasarım ve konstrüksiyonlarındaki bu büyük ve çok sayıdaki çeşitliliğe rağmen, günümüzde modern rüzgar türbinlerinin konstrüksiyonları genel anlamda benzerdir. Şekil 4.4'te tipik üç kanatlı yatay eksenli rüzgar türbininin bileşenleri görülebilmektedir.



Şekil 4.4 Üç kanatlı yatay eksenli bir rüzgar türbininin bileşenleri

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi türbin şu parçalardan oluşmaktadır.

1. Kanatlar
2. Rotor göbeği
3. Kanat döndürme mekanizması (Rotor göbeği içerisinde yer almaktadır)
4. Fren
5. Düşük hızlı şaft
6. Dişli kutusu
7. Jeneratör
8. Kontrol ünitesi
9. Anemometre
10. Kuyruk kanadı
11. Makine muhafazası
12. Yüksek hız şaftı
13. Yönlendirme mekanizması
14. Yönlendirme motoru
15. Kule

4.3.1 Kanatlar

Kanatlar rüzgar türbinlerinin temel elemanlarıdır. Rüzgarın sahip olduğu enerji, kanatların aerodinamik tasarımı vasıtasıyla kinetik ve mekanik enerjiye dönüştürülür. Bu nedenle kanadın aerodinamik tasarımının başarısı, türbinin toplam verimini birinci derecede ve çok büyük seviyelerde etkilemektedir.

Rüzgar enerjisi teknolojisi üzerine yapılan toplam araştırmalar içinde kanatların aerodinamik tasarımının mükemmelleştirilmesine yönelik çalışmalar önemli bir yer teşkil etmektedir. Rüzgar akışının yeryüzüne yakın kısımlarda türbülanslı oluşu, yer

yüzü şekillerinin rüzgar akışına olan etkilerinin konvansiyonel yöntemlerle kesin olarak belirlenememesi, değişken, öngörülemeyen termal ve çevresel etkiler ve kanat yapısındaki nonlineerlik nedeniyle kanat aerodinamiğini mükemmelleştirme çalışmaları ancak gelişen bilgisayar ve simülasyon teknolojisi yardımıyla gerçekleştirilebilmektedir. Bu simülasyon ve bilgisayar destekli nümerik analiz yaklaşımları çok yüksek doğrulukta sonuçlar verebilmektedir. Yüksek doğrulukta sonuçlar elde edebilmek için simüle edilmek istenen olayın, bilgisayarda gerçeğe mümkün olduğunca benzer şekilde modellenmesi gerekmektedir.

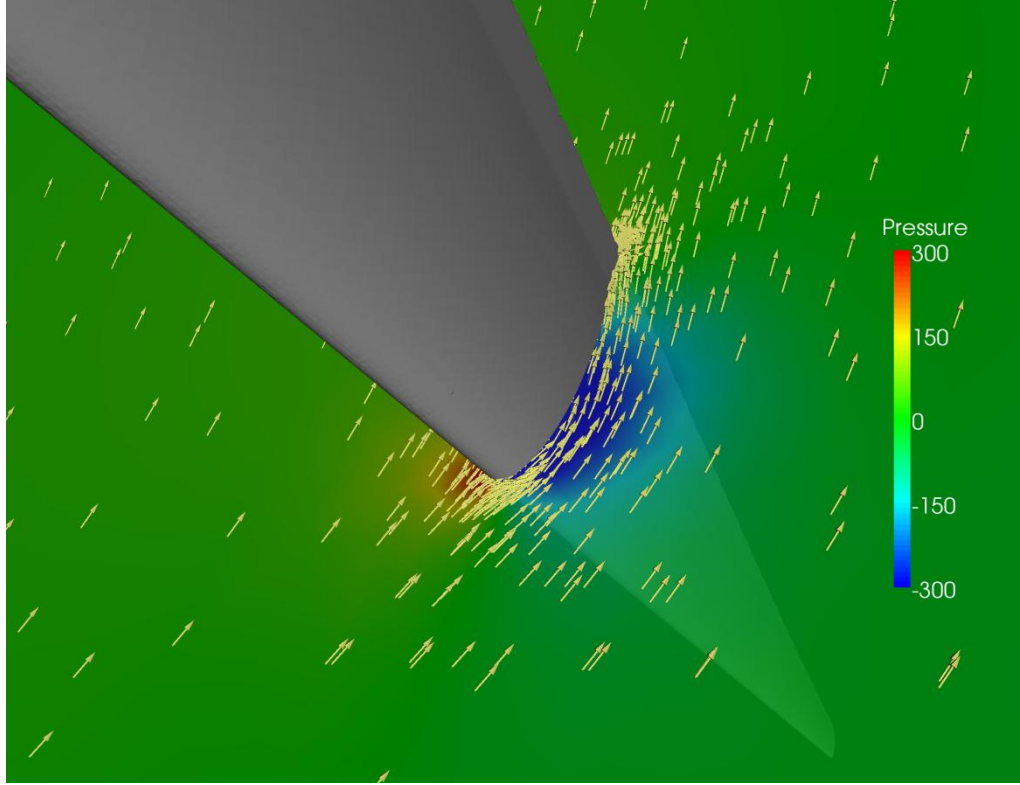
Rüzgar türbini kanatları ile ilgili olarak en önemli konulardan biri de kanat malzemeleri ve bu malzemelerin performanslarıdır. Rüzgar türbini kanatlarının imalatında başlıca kullanılan malzemeler olarak,

- Cam fiber takviyeli plastik matrisli kompozit malzeme (GFRP)
- Karbon fiber takviyeli plastik matrisli kompozit malzeme (CFRP)
- Ahşap Epoksi
- Alüminyum

sayılabilir. Bu malzemeler içinde en yüksek kullanım oranı plastik matrisli kompozit malzemelere aittir. Bununla birlikte, çelikten imal edilmiş olan kanatlara sahip rüzgar türbinleri de mevcuttur.

Rüzgar türbini konstrüksiyonlarında yeterince dikkate alınmadığı takdirde sonuçlarının çok ağır olabileceği unsur, en fazla dayanımın gerektiği eleman olan rotorun üretimidir. Yüksek rüzgar hızlarında türbin kulesinde ve özellikle kanatlarda mukavemet problemleri ortaya çıkmakta, sonuç olarak türbin elemanlarının deformasyonu hatta kırılması söz konusu olabilmektedir. Kuleyi zorlayan yük, kule ve özellikle rotora etki eden rüzgar kuvvetinden kaynaklanmaktadır. Kanatlara ise, hem rüzgar kuvveti hem de kanatların dönmesinden kaynaklanan atalet kuvvetlerinin teğetsel ve normal bileşenleri etki etmektedir. Bu kuvvetler, kule ve kanatlarda dinamik karakterli eğilme gerilmeleri ile normal gerilmeler oluşturmakta, bu gerilmelerin kullanılan malzemeye özgü güvenli gerilme sınırını aşması durumunda da kırılma oluşmaktadır. (Onat, Kepçeler ve Orgül).

Kanat (profil) seçimindeki en önemli etken Reynolds sayısıdır. Çünkü en uygun hücum açısını (α) bulmak performans belirlemesi için gerekli bir husustur. Kaldırma ve sürüklenme katsayısı hem kanat kesitine hem de Reynolds sayısına bağlıdır. Modern türbinlerde kullanılan kanatların kiris ölçüleri MegaWatt büyüklüğündeki türbinlerde 2 m'ye kadar ulaşmaktadır [7].



Şekil 4.5 Bir rüzgar türbini kanadı çevresinde oluşan akış ve basınç gradyanı

4.3.2 Rotor Göbeği

Rotor göbeği, kanatları taşıyan ve kanatlarda oluşturulan mekanik enerjiyi aktarma organlarına ileten elemandır. Rotor göbeği, pozisyonu ve görevi gereği büyük ve karmaşık gerilmelere maruz kalmaktadır. Pitch kontrolüne sahip olan rüzgar türbinlerinde rotor göbeği üzerinde kanatların kanat boyunca olan ekseninde dönebilmelerini sağlayan yataklar yer almaktadır. Yine pitch kontrolüne sahip olan rüzgar türbinlerinde pitch kontrol mekanizmaları da rotor göbeğinin iç kısmına konumlandırılmaktadır.

Rüzgar türbinlerinde kullanılmakta olan oldukça çeşitli tasarıma sahip rotor göbekleri bulunmaktadır. Muhakkak her üretici kendi bilgi birikimi ışığında rotor göbeği dizayn

etmekte ve kullanılmaktadır. Kanat tasarımının aksine, rotor göbeği tasarımında serbest parametre sayısı oldukça fazladır. Bu nedenle rotor göbeği geometrileri üretici firmaya göre büyük değişim göstermektedir.

Rotor göbeği tasarımında dikkat edilecek husus, serbest parametreleri mümkün olduğunca kaliteli bir şekilde kontrol edebilmektir. Rotor göbeği tasarımı yapılırken, göbeğin görev ve pozisyonu gereği belli olan bazı geometri ve boyutları haricinde, serbest parametrelerce kontrol edilebilecek büyük bir topoloji bulunmaktadır. Tasarımda aşırı mühendislikten kaçıp optimum mühendislik yaklaşımlarıyla hareket edilerek, bu parametrelerin kontrol ettiği topolojinin optimize edilmesi amaçlanmaktadır. Bu sayede hammadde ve ağırlık kazancı sağlanabilmekte, dolayısıyla da maliyetlerde önemli ölçüde azalmalara ulaşılabilmektedir.

4.3.3 Kanat Döndürme Mekanizması (Pitch Control)

Pitch kontrollü türbinlerde kanatlar, göbeğe sabit bir açı ile sabitlenmiş değildirler. Kanat, pitch kontrol mekanizması sayesinde rüzgar hızına göre eksen etrafında döndürülebilmektedir. Bu türbinler, nominal hız üzerinde sabit güç üretimi sayesinde daha kaliteli bir güç çıkışı sağlamaktadırlar. Bu sistem ile bütün hızlarda kullanılarak elde edilen enerjinin arttırılması sağlanabilir ya da sistemde aşınmayı azaltmak için sadece nominal hızın üzerinde güç kontrolü için kullanılabilir. Pitch kontrollü türbinlerden elde edilecek performans artışı temel olarak kullanılan pitch mekanizmalarının hızına ve hassasiyetine bağlıdır. Bu makineler sahip oldukları pitch sistemleri sebebiyle yüksek hızlarda yapısal sorunlara gebedirler. Ancak gelişen teknolojiyle bu sorunlar en aza indirilmektedir [3].



Şekil 4.6 Pitch kontrol mekanizması [3]

4.3.4 Fren

Rüzgar türbinleri, belirli rüzgar hızlarında ve hava koşullarında çalıştırılmaktadır. Rüzgar türbini maksimum işletme şartlarının ötesinde çalıştırılmamalıdır. Rüzgar akış hızı türbinin devre dışı kalması gereken seviyeye (cut-out speed) ulaştığında ya da çevre koşulları rüzgar türbininin çalıştırılmasına engel teşkil edecek duruma geldiğinde, rüzgar türbinini mekanik olarak sabitlemek amacıyla fren sistemleri kullanılmaktadır. Rüzgar türbinlerinde hidrolik disk frenler kullanılmaktadır. Fren mekanizması, rüzgar türbinlerinin yüksek hız şaftı üzerinde yer almaktadır. Böylece daha düşük frenleme kuvvetiyle türbinin durdurulması sağlanmakta ve fren mekanizmasının boyutları küçük tutulabilmektedir. Tahmin edileceği üzere, rotor göbeğinden düşük hız şaftına aktarılan çok yüksek sürme torku, dişli kutusunda redüksiyona uğramakta ve tork azaltılarak hız arttırılmaktadır.

4.3.5 Düşük Hız Şaftı

Düşük hız şaftı, rotorlarda oluşturulan sürme torkunu dişli kutusuna ileten rüzgar türbini elemanıdır. Düşük hız şaftı ile rotor göbeği arasında herhangi bir redüksiyon bulunmamakta ve adından da anlaşılabilirceği üzere, çok yüksek moment taşıdığı için düşük bir hızla dönmektedir.

Rüzgar türbini tasarımlarında, düşük hız şaftının sadece moment taşıyacak şekilde dizayn edilmesine önem gösterilmeli, düşük hız şaftının herhangi bir eğilme gerilmesine maruz kalmasının önüne geçilmelidir.

4.3.6 Dişli Kutusu (Redüktör)

Dişli kutuları, rüzgar türbinlerinin en önemli elemanlarından biridir. Dişli kutusunun görevi, rotorda üretilip düşük hız şaftı boyunca taşınan gücü, elektrik üretimine uygun olacak şekilde dönüştürerek jenaratöre iletmektir. İdeal durumda,

$$P = F \cdot v \quad (4.1)$$

Şeklinde ifade edilebilen güç denklemi, dönme hareketi yapan sistemler için,

$$P = M \cdot \omega \quad (4.2)$$

Haline getirilebilir. Burada M moment ve ω ise açısal hızdır. Mekanik kayıplar ihmal edildiğinde dişli kutuna giren güç dişli kutusundan çıkan güce eşittir.

$$P_1 = P_2 \quad (4.3)$$

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2 \quad (4.4)$$

Dişli kutusunun giriş milindeki (düşük hız şaftı) ω_1 hızı türbin rotorunun hızına eşittir. Dişli kutusunun çıkış milinin (yüksek hız şaftı) hızı, jenaratörde manyetik indüksiyonla elektrik üretimi açısından uygun bir frekansın (50-60Hz) elde edilebileceği ω_2 hızına eşittir.

4.3.7 Yüksek Hız Şaftı

Yüksek hız şaftı, dişli kutusunun çıkış mili durumundadır. Oldukça yüksek bir hızda çalışır ve düşük seviyede moment taşımaktadır. Yüksek hız şaftının görevi dişli kutusunda elektrik üretimi için uygun şartların kazandırıldığı mekanik gücü jenaratöre iletmektir. Önceden de belirtildiği gibi, yüksek hız şaftı, üzerinde mekanik fren diskini taşımaktadır.

4.3.8 Jenaratör

Rüzgar türbinlerinin en önemli elemanlarından biri de jeneratörlerdir. Jeneratörler, bilindiği üzere mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren sistemlerdir. Senkron ve asenkron olmak üzere iki türü kullanılır. Senkron jeneratörler şebeke frekansında çalışırlar. Şebekeden reaktif güç çekmezler. Fakat pahalıdırlar. Çalışmaya başlamaları için şebekeye bağlı olmaları gerekir. Asenkron jeneratörler basit ve ucuzdurlar. Şebeke frekansından biraz yüksek frekansta çalışırlar. Ancak şebekeden reaktif güç çekerler.

4.3.9 Kontrol Ünitesi

Elektronik kontrolcü, rüzgar türbininin şartlarını sürekli olarak takip eden ve rota mekanizmasını (yaw) kontrol eden bir bilgisayar bulundurur. Herhangi bir bozukluk (dişli kutusu veya jeneratörün aşırı ısınması gibi) durumunda türbini otomatik olarak durdurur ve türbin operatörü bilgisayara modem hattı ile çağrı mesajı gönderir.

4.3.10 Anemometre ve Kuyruk Kanadı Grubu

Anemometre, rüzgarın hızını ölçmeye yarayan sistemlerdir. Rüzgar türbinlerinin kontrolünde ve işletilmesinde anemometreden alınan çıktılar değerlendirilmektedir.

Kuyruk kanadı ise rüzgarın yönünü belirlemek amacıyla kullanılmaktadır. Kontrol ünitesi, türbinin çalıştırılmasına, durdurulmasına ve yönlendirilmesine anemometre ve kuyruk kanadından gelen dataya göre karar vermektedir.



Şekil 4.7 Anemometre ve kuyruk kanadı [3]

4.3.11 Yönlendirme Mekanizması ve Motoru

Rota mekanizması, rüzgar vanasını kullanarak rüzgar yönünü belirleyen elektronik kontrolcü tarafından işletilir. Rüzgardan azami derecede faydalanabilmek için kanatların yönü daima rüzgara dik olmalıdır. Rüzgar yönü değiştiği zaman rota mekanizması devreye girerek türbin kanatlarını en uygun duruma getirir. Bu genelde birkaç derecelik bir açı değişimi ile sağlanabilir. Bu rota motorunun döndürme etkisiyle olur. Bazen de, çok yüksek rüzgar hızlarında kanatların dönüşünün yavaşlaması hatta durması istenebilir. Bu gibi durumlarda rota mekanizması ters yönde çalıştırılabilir.

Yeni nesil türbinlerde yaw mekanizması hidrolik fren sistemiyle birlikte takılmaktadır. Hidrolik fren rotor dönüşündeki pürüzleri düzelttiği gibi, rüzgara göre uygun konum yakalandığında rotoru sabitlemektedir.

4.3.12 Kule

Rüzgar türbini kulesinin temel görevi, türbin rotorunu ve makine dairesini taşımaktır. Kule konstrüksiyonu genellikle tüp ya da kafes sistem şeklindedir. Kulenin mümkün olduğunca yüksek olması, rüzgar türbininin genel işletme verimi açısından tercih edilmektedir. Kulenin maruz kaldığı en büyük yüklemeler rüzgarın itme yükü ve ani yanal yüklerden meydana gelmektedir.

BÖLÜM 5

TEORİK RÜZGAR GÜCÜ ve RÜZGAR TÜRBİNİ KANATLARINA ETKİ EDEN YÜKLER

5.1 Teorik Rüzgar Gücü

En ideal durumda kütlesi m , akış hızı u olan bir rüzgar paketinin kinetik enerjisi

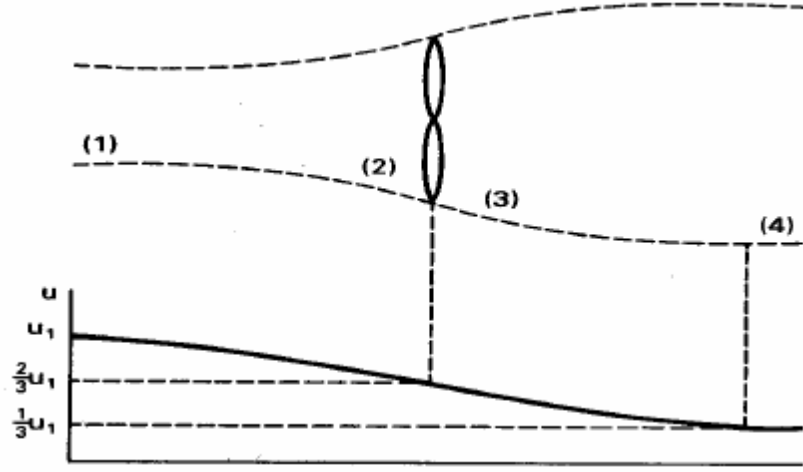
$$U = \frac{1}{2}mu^2 = \frac{1}{2}(\rho Ax)u^2 \quad (5.1)$$

olarak verilebilmektedir. Burada A rüzgar türbininin süpürme kesit alanı, ρ hava yoğunluğu, x rüzgar paketinin kalınlığıdır. Elde edilebilir toplam güç için kinetik enerji denkleminin zamana göre türevi alınır

$$P_w = \frac{dU}{dt} = \frac{1}{2}\rho Au^2 \frac{dx}{dt} = \frac{1}{2}\rho Au^3 \quad (5.2)$$

bulunur.

İdeal şartlarda rüzgar türbinine yaklaşmakta olan rüzgar pakedinin profili Şekil 5.1'deki gibidir.



Şekil 5.1 Bir rüzgar türbininden geçen rüzgar paketinin profili [8]

Rüzgar pakedinin kesit alanı ve rüzgar hızı arasındaki ilişki aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilmektedir.

$$u_2 = u_3 = \frac{2}{3}u_1 \quad (5.3)$$

$$u_4 = \frac{1}{3}u_1 \quad (5.4)$$

$$A_2 = A_3 = \frac{3}{2}A_1 \quad (5.5)$$

$$A_1 = \frac{1}{3}A_4 \quad (5.6)$$

Burada, A_1 , A_2 , A_3 ve A_4 sırasıyla 1, 2, 3 ve 4 noktalarındaki kesit alanlarıdır. Enerjinin korunumu yasalarına göre, rüzgar, türbin kanatlarından geçerken, türbinden elde edilen güce eşit bir güç kaybedecektir. O halde,

$$P_{m,ideal} = P_1 - P_4 \quad (5.7)$$

$$P_{m,ideal} = \frac{1}{2}\rho(A_1u_1^3 - A_4u_4^3) \quad (5.8)$$

Bu eşitlikte,

$$u_4 = \frac{1}{3} \cdot u_1 \text{ ve } A_4 = 3 \cdot A_1 \text{ eşitlikleri yerlerine konulursa,}$$

$$P_{m,ideal} = \frac{1}{2}\rho \left[A_1u_1^3 - (3A_1) \left(\frac{1}{3}u_1 \right)^3 \right] \quad (5.9)$$

$$P_{m,ideal} = \frac{1}{2}\rho A_1u_1^3 \left(1 - \frac{3}{27} \right) \quad (5.10)$$

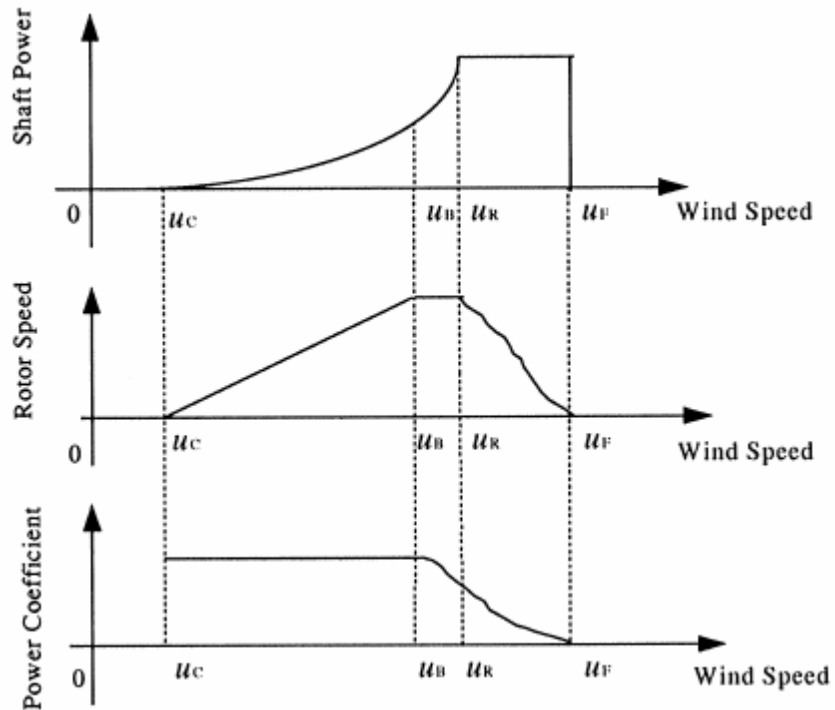
$$P_{m,ideal} = \frac{1}{2} \rho A_1 u_1^3 \frac{8}{9} \quad (5.11)$$

Bu denklem verilen bir hava akış alanı için, ideal bir türbinin rüzgardan elde edilebilir gücün $8/9$ 'unu aldığını gösterir. Hava akışının kesit alanı fiziksel olarak ölçülemediğinden, elde edilen güç için kabul edilen uygun kesit alanı rüzgar türbininin kesit alanının aksine A alanı olarak belirtilen rüzgar türbini süpürme alanı A_2 olarak ifade edilecektir. Bu durumda

$$P_{m,ideal} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{8}{9} \left(\frac{2}{3} A_2 \right) u_1^3 \right) = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{16}{27} A_2 u_1^3 \right) = \frac{16}{27} \left(\frac{1}{2} \rho A_2 u_1^3 \right) = 0,59 P_w \quad (5.12)$$

elde edilebilir gücün denklemi çıkarılmış olur. Bunun anlamı türbinin rüzgar türbini süpürme alanına eşdeğer yayılı olmayan hava tüpündeki toplam gücün %59 dan fazlasını çıkartamadığıdır. Bu durum **Bertz Teoremi** olarak bilinir ve bütün rüzgar türbinleri için verimliliğin %59 dan fazla olamayacağı bir sınırdır.

Düşük rüzgar hızlarında yüksek güç çıktısına ulaşabilmek için rüzgar türbininin rotor hızı, rüzgar hızına göre sürekli şekilde kontrol edilmeli ve ayarlanmalıdır.



Şekil 5.2 Rüzgar hızına göre şaft gücü, rotor hızı ve güç katsayısının değişimi [8]

5.1.1 Güç Katsayısı (c_p) ve Türbin Gücü İle İlişkisi

Rüzgar türbinlerinin güç performanslarını değerlendirmek için, öncelikle rüzgar türbininin her bir tepe hız oranı ve kanat pitch açısı için $c_p(\lambda, \beta)$ eğrisi elde edilmelidir.

ω : rotor açısal hızı

β : kanat pitch açısı

u : rüzgar hızı

u_c : başlangıç rüzgar hızı

u_B : müsaade edilebilir maksimum rotor hızı için rüzgar hızı

u_R : orantısız rüzgar hızı

u_F : koruma için türbinin durdurulduğu rüzgar hızı

olmak üzere, bazı durumlarda kullanışlı $c_p(\lambda, \beta)$ verisi olmadığında, herhangi bir pitch açısı için güç katsayısının iyi bir tahmini, aşağıdaki eşitlik kullanılarak yapılabilir.

$$c_p = c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m}{u} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u} - 1 \right)^3 \right] u_c \leq u \leq u_R \quad (5.13)$$

$$c_p = c_{pR} \left[\frac{u_R^3}{u^3} \right] u_R \leq u \leq u_F \quad (5.14)$$

F ve G katsayılarını bulmak için sınır şartlarından yararlanılabilir.

$$c_p(u_c) = 0 = c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m}{u_c} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u_c} - 1 \right)^3 \right] \quad (5.15)$$

$$c_p(u_R) = c_{pR} = c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m}{u_R} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u_R} - 1 \right)^3 \right] \quad (5.16)$$

Bu iki denklemin çözümü ile F ve G nin çözümleri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$0 = c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m}{u_c} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u_c} - 1 \right)^3 \right] \quad (5.17)$$

$$c_{pR} = c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m}{u_R} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u_R} - 1 \right)^3 \right] \quad (5.18)$$

$$F \left(\frac{u_m}{u_c} - 1 \right)^2 + G \left(\frac{u_m}{u_c} - 1 \right)^3 = 1 \quad (5.19)$$

$$F \left(\frac{u_m}{u_R} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u_R} - 1 \right)^3 = 1 - \frac{c_{pm}}{c_{pR}} \quad (5.20)$$

Denklemlerde düzenlemeler yapılırsa,

$$\begin{bmatrix} ((u_m/u_c) - 1)^2 & ((u_m/u_c) - 1)^3 \\ ((u_m/u_R) - 1)^2 & ((u_m/u_R) - 1)^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F \\ G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 - c_{pR}/c_{pm} \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

Eğer (5.23) ve (5.14) denklemlerinde verilen c_p denklem (5.12)'de yerine konulursa,

$$P_m = c_p P_w = c_p \left(\frac{1}{2} \rho A u^3 \right) \quad (5.22)$$

$$= c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m}{u} - 1 \right)^2 - G \left(\frac{u_m}{u} - 1 \right)^3 \right] \left(\frac{1}{2} \rho A u^3 \right) \quad (5.23)$$

$$= \frac{1}{2} \rho A c_{pm} \left[1 - F \left(\frac{u_m^2}{u^2} - 2 \frac{u_m}{u} + 1 \right) - G \left(\frac{u_m^3}{u^3} - 2 \frac{u_m^2}{u^2} + \frac{u_m}{u} - \frac{u_m^2}{u^2} + 2 \frac{u_m}{u} - 1 \right) \right] u^3 \quad (5.24)$$

$$= \frac{1}{2} \rho A c_{pm} [u^3 - F u_m^2 u + 2 F u_m u^2 - F u^3 - G u_m^3 + 2 G u_m^2 u - G u_m u^2 + G u_m^2 u - 2 G u_m u^2 + G u^3] \quad (5.25)$$

$$= \frac{1}{2} \rho A c_{pm} [(1 - F + G)u^3 + (2F - 3G)u_m u^2 + (3G - F)u_m^2 u - G u_m^3] \quad (5.26)$$

elde edilir. Orantısal güç ifadesi aşağıdaki şekilde tanımlanırsa

$$P_R = c_{pR} \left(\frac{1}{2} \rho A u_{pR}^3 \right) \quad (5.27)$$

Bu durumda, rüzgar hızının $u_c \leq u \leq u_R$ aralığı için mekanik güç aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$P_m = P_R \left[\frac{c_{pm}}{c_{pR} u_{pR}^3} \right] [(1 - F + G)u^3 + (2F - 3G)u_m u^2 + (3G - F)u_m^2 u - G u_m^3] \quad (5.28)$$

Rüzgar hızının $u_R \leq u \leq u_F$ aralığı için mekanik güç ise

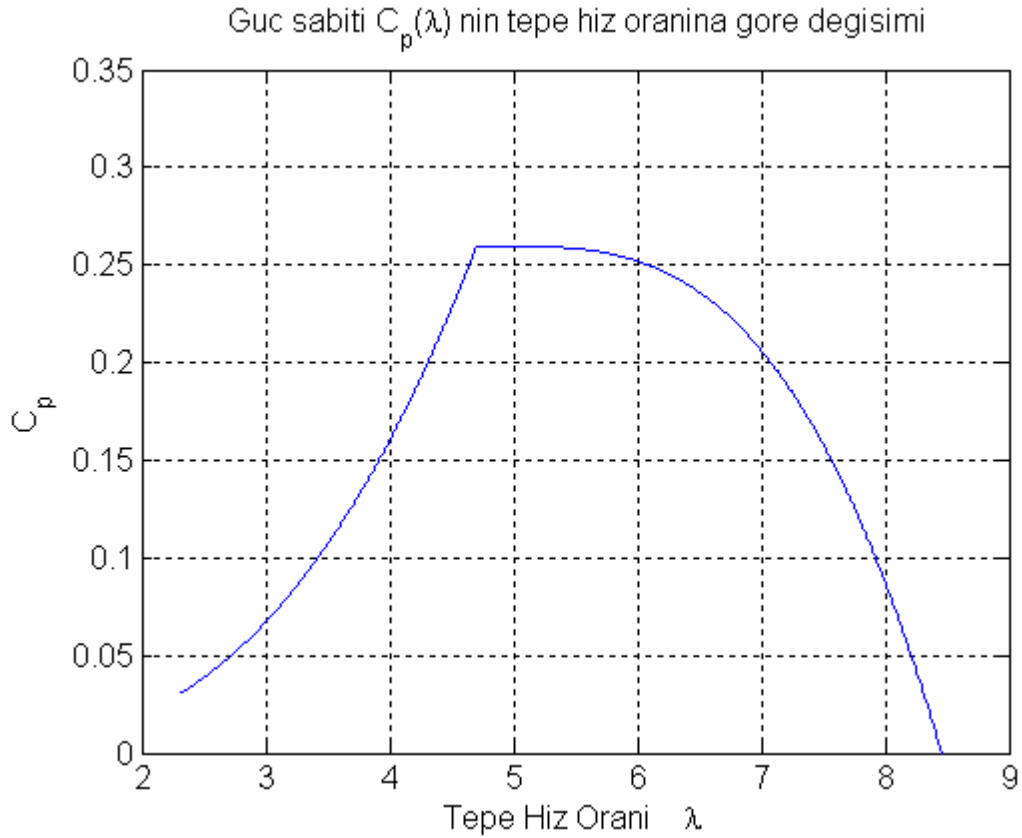
$$P_m = c_p \left(\frac{1}{2} \rho A u^3 \right) \quad (5.29)$$

$$= c_{pR} \left(\frac{u_R^3}{u^3} \right) \left(\frac{1}{2} \rho A u^3 \right) \quad (5.30)$$

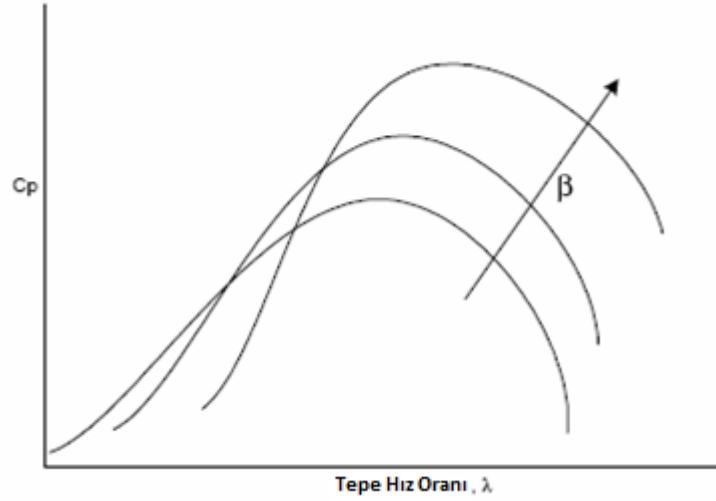
$$= c_{pR} \left(\frac{1}{2} \rho A u_R^3 \right) \quad (5.31)$$

olarak ifade edilebilir.

Her bir pitch açısı için bu yaklaşımın uygulanabilmesi için $u_c, u_R, c_{pR}, c_{pm}, P_R$ parametrelerinin verilmesi gerekmektedir. Şekil 5.3'teki grafik, bu parametreler ışığında yukarıdaki denklemler sonucunda Matlab programında elde edilmiş olup güç katsayısının tepe hız oranına göre değişimini, Şekil 5.4 ise güç katsayısının tepe hız oranı ve pitch açısına göre göstermektedir.



Şekil 5.3 Güç katsayısının tepe hız oranı ile ilişkisi [8]



Şekil 5.4 c_p 'nin tepe hız oranı ve pitch açısına göre değişimi

5.1.2 Tork Katsayısı (c_q) ve Türbin Gücü İle İlişkisi

Rüzgar türbini performansı, tork katsayısı c_q 'nin bir fonksiyonu olarak da değerlendirilebilir. Aşağıdaki eşitlikteki gibi, tork katsayısı c_q ile güç katsayısı c_p arasında bir bağıntı yazılabilir.

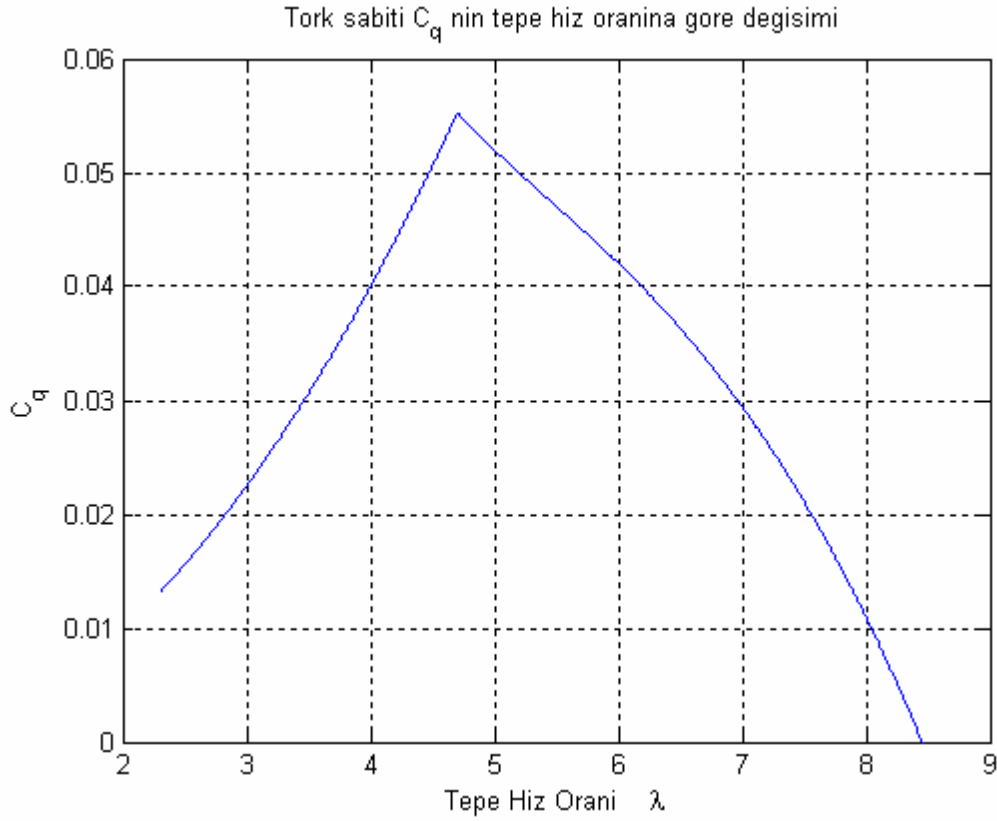
$$c_p(\lambda, \beta) = \lambda c_q(\lambda, \beta) \quad (5.32)$$

Bu denklem ışığında, tork katsayısının bağlı olduğu λ ve β parametrelerindeki değişimin türbinden elde edilecek gücü de değiştireceği görülebilmektedir.

Mekanik güç çıkışı ile tork katsayısı arasındaki ilişki, mekanik güç denkleminin yeniden düzenlenmesi ile ifade edilebilir. Bu durumda mekanik güç ifadesi,

$$P_m = \frac{1}{2} \rho A R c_q(\lambda, \beta) u^2 \quad (5.33)$$

Şeklini alır. Şekil5.5, gerekli parametreler tanımlanarak Matlab programında elde edilmiştir ve tork katsayısı c_q 'nin tepe hız oranı λ ile ilişkisini göstermektedir.



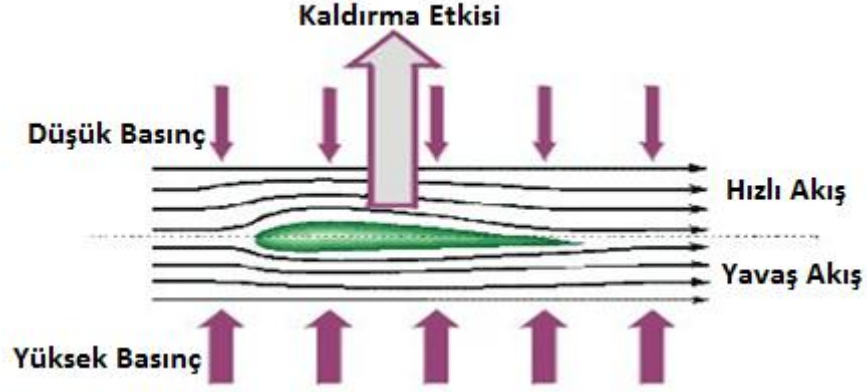
Şekil 5.5 Tork katsayısının tepe hız oranına göre değişimi [8]

5.2 Rüzgar Türbini Rotoruna Etkiyen Yükler

5.2.1 Aerodinamik Kuvvetler

Rüzgar türbinleri aerodinamik sistemlerdir. Türbin kanatlarına temas eden rüzgar pakedi, türbin kanatları üzerinde aerodinamik itme ve aerodinamik kaldırma kuvvetleri oluşturmaktadır. Eski rüzgar türbinlerinde ve dikey eksenli rüzgar türbinleri aerodinamik itme prensibine göre çalışmaktadır. Yapılan araştırmalar ve testler, aerodinamik kaldırma kuvvetinden yararlanılarak enerji üretiminin çok daha verimli ve ekonomik olduğunu göstermiştir. Modern rüzgar türbinleri aerodinamik kaldırma prensibine göre çalışmaktadır. Bilindiği gibi bu prensip, uçak ve helikopterlerin de temel prensibidir.

Aerodinamik profillerin temel prensibi, profilin alt ve üst yüzeylerinde basınç farkı meydana getirmektir. Şekil 5.6'da bir aerodinamik profil etrafındaki akış rejimi ve basınç bölgeleri görülmektedir.



Şekil 5.6 Bir airfoil etrafında hava akış rejimi ve yüksek-alçak basınç bölgeleri

R: rotor yarıçapı

B: pitch açısı

ω_t : Açısal hız

L: Gövde uzunluğu

b: Kanat genişliği

c: Rüzgar kış hızı

ρ : hava yoğunluğu

olmak üzere,

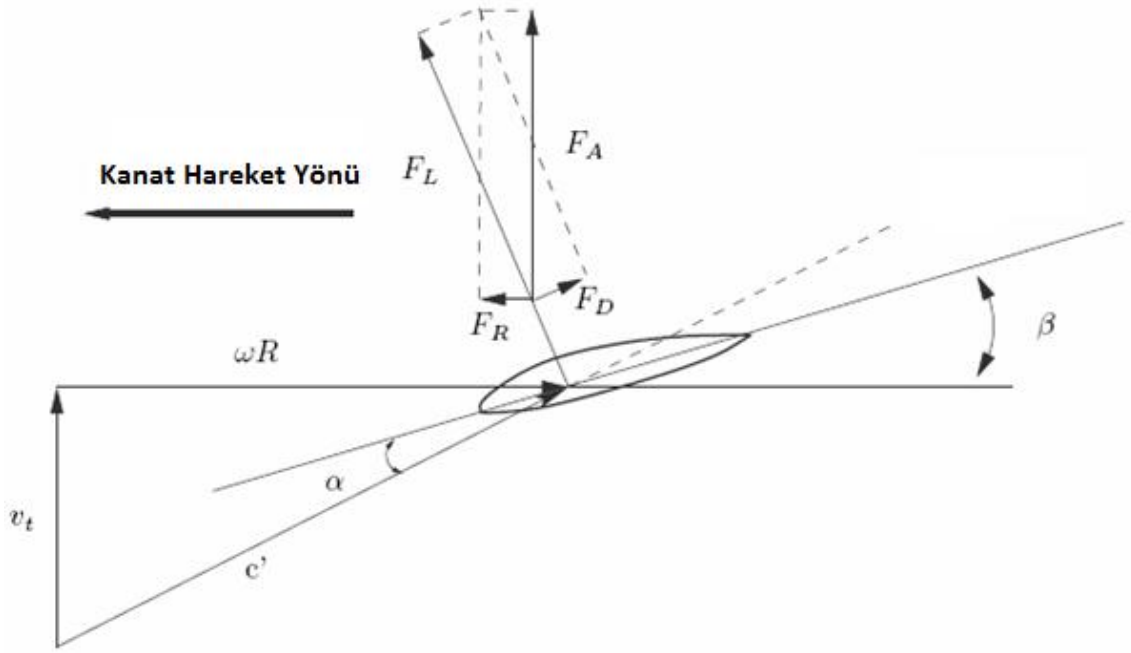
$$F_L = c_L(\alpha) \frac{\rho}{2} c^2 L b \quad (5.34)$$

$$F_D = c_D(\alpha) \frac{\rho}{2} c^2 L b \quad (5.35)$$

eşitlikleri yazılabilmektedir.

F_L ile gösterilen kaldırma kuvveti modern rüzgar türbinlerinin temel çalışma prensibini oluşturmakta ve rüzgar akış yönüne dik yönde meydana gelmektedir.

F_D ile gösterilen sürüklenme kuvveti ise rüzgar kış yönü ile aynı yöndedir. Eski rüzgar türbinlerinde sürüklenme kuvveti ile yararlı iş elde edilmekteydi.



Şekil 5.7 Kanat profili üzerine etki eden kuvvetler

Verilen bir profil için kaldırma $c_L(\alpha)$ ve sürtünme $c_D(\alpha)$ katsayıları rüzgar tüneli testleri ile, analitik formülasyonlara dayanarak ya da bilgisayar destekli hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) metodlarıyla taarruz açısının bir fonksiyonu olarak hesaplanabilirler.

$c_L(\alpha)$ ve $c_D(\alpha)$ eğrileri, kanat boyu ve rüzgar akış hızı ile ilişkili Reynold sayısına bağlıdır:

$$Re = 68460 \cdot c \cdot L \quad (5.35)$$

İdeal bir rüzgar türbininde, kaldırma ve sürtünme vektörleri eksenel F_A ve radyal F_R kuvvetleri türbin şaftı boyunca olan eksene ve türbin yarıçapı boyunca olan eksene taşınır. Rüzgar türbinlerini kontrol etmek için iki yol vardır. Bunlar:

- Taarruz açısı α yi değiştirmek
- Pitch açısı β yi değiştirmek ya da diğer bir deyişle türbin hızını kontrol etmektir.

5.2.2 Kanat Ağırlıkları

Kanatlar, ağırlıklarından dolayı eğilme momentlerine maruz kalırlar. Bu eğilme momentleri dinamiktir ve sinüsoidal değişim göstermektedir. Kanat ağırlığından kaynaklanan bu eğilme momentleri, maksimum değerlerine kanadın yatay pozisyonunda ulaşır ve kolayca anlaşılacağı üzere, kanadın bir sonraki yatay

pozisyonunda (yarım tur sonra) işaret değiştirir. Bu özelliğiyle, kanat ağırlığı, kanat yorulmasının ana nedenidir.

Maksimum ağırlık momenti,

$$\int_r^R m(r)rdr \quad (5.36)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.

5.2.3 Atalet Kuvvetleri

Dönmekte olan bir rüzgar türbini kanadı üzerinde, santrifüj kuvvetleri, bir çeki yükü oluşturur. Bu çeki yükü,

$$\omega^2 \int_r^R m(r)rdr \quad (5.37)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.

Kanada etki eden kuvvetlerden meydana gelen dalgalı gerilmeler her zaman çeki yükü oluşturma eğilimindedir. Santrifüj kuvvetler, azımsanamayacak değerlerde çeki yüklerine neden olmaktadır. Öyle ki, 30d/d hızda dönen bir kanada etkiyen santrifüj kuvvet, kanat kökünde, kanat ağırlığının yedi katı kadar bir yük oluşturabilmektedir.

İtme kuvveti (thrust), esnek kanatlarda rüzgar akışı yönünde bir deplasmana neden olabilmektedir. Bu durumun sonucunda, kanatlar ideal rotor düzleminden ayrılıp, dönme düzlemi dışında, itme kuvvetine karşı moment oluşmaktadır. İtme kuvvetinden kaynaklanan, momentteki bu düşüş “Santrifüj rahatlama” (Centrifugal Relief) olarak tanımlanmaktadır. Bu non-lineer bir durumdur ve çözümü için iterasyon teknikleri yaklaşımları uygulamak gereklidir. Daha yüksek santrifüj rahatlama, rotora koniklik verilmesiyle sağlanabilmektedir. Böylece rotor öncelikle rüzgar akış yönünde bir miktar yatabilecektir.

5.2.4 Jirokobik Kuvvet

Dönmekte olan kanatlar, jirokobik etkiden dolayı, dönme eksenini sabit tutmaya çalışırlar. Bu nedenle, özellikle rotor, rüzgar akış yönüne tam olarak dik hale gelmek üzere sapma (yawing) yaptığı sırada, jirokobik yüklere maruz kalmaktadır.

5.2.5 Frenleme Kuvveti

Rüzgar türbinlerinin yüksek hız şaftında, aşırı rüzgar hızlarında türbin çalışmasını durdurmak için, acil durumlar için, pitch kontrolünün yeterli olmadığı durumlarda veya bakım zamanlarında rotorun dönmesini engellemek için bir disk fren bulunmaktadır. Fren aktif hale getirildiğinde kısa bir süre için tüm rotor ve güç aktarma organlarına büyük yükler etki etmektedir.

2 MW GÜCÜNDE BİR RÜZGAR TÜRBİNİ İÇİN ROTOR GÖBEĞİ TASARIMI

Proje kapsamında tasarımı yapılmakta olan rüzgar türbini göbeği, iki ekstremum durum için yeterli dayanımı sağlayacak özellikte olmalıdır. Bu ekstremum durumlar:

- “Maksimum Dayanım Durumu” şeklinde tanımladığımız, kasırga sırasında meydana gelen durum olup, bu durumda rüzgar türbini çalıştırılmamaktadır.
- Rüzgar türbininin, çalışmasına izin verilen maksimum rüzgar hızına maruz kaldığı “Maksimum İşletme Şartları” olarak tanımladığımız durumdur.

Maksimum dayanım durumunda, rüzgar türbininin kasırganın meydana getirdiği yüklemeye dayanması gerekmektedir. Uluslararası standartlarda bu hız 70m/s olarak belirlenmiştir [9].

Maksimum işletme şartları durumunda, rüzgar akış hızı, türbinin devreden çıkış hızı olan 25m/s’dir.

Proje kapsamında tasarım hesaplamalarında yukarıda belirtilen referans rüzgar hızı değerleri kullanılmıştır.

Her hareketli sistemde olduğu gibi, tasarımı yapılan parçanın doğal frekansının, sistem frekansı ile çakışmaması gerekmektedir. Aksi takdirde, doğal frekansın sistemin çalışma frekansı ile çakışmasıyla sistem titreşim genlikleri sonsuza gitme davranışı göstermekte ve sonuçta sistemin görev yapamayacak duruma gelmesine neden olacak hasarlara yol açabilmektedir. Bu nedenle proje kapsamında tasarımı yapılan rotor göbeğinin modal analiz kapsamında da incelenmesi gerekmektedir.

6.1 Maksimum Dayanım Durumunda İtme Kuvveti ve Momenti

Yüklerin hesaplanmasında ortak olarak kullanılabilen, dinamik kuvvet (F_{dyn}) parametresi tanımlanmıştır:

$$F_{dyn} = \frac{\rho}{2} \pi R^2 v^2 \quad (6.1)$$

ρ : hava özgül ağırlığı [kg / m^3]

R : rotor yarıçapı (kanat uzunluğu) [m]

v : rüzgar akış hızı [m / s]

olup, rüzgar akış hızı v için, aşağıdaki değerler seçilmiştir:

$v=13m/s$ normal işletme şartlarında nominal rüzgar akış hızı

$v=25m/s$ normal işletme şartları üst sınırında rüzgar akış hızı

$v=70m/s$ türbinin dayanması gereken en yüksek rüzgar akış hızı

$\rho=1,2 kg / m^3$

$R=39m$ [10]

$$T = F_{dyn} \cdot c_T(\lambda) \quad (6.2)$$

λ : “tepe hız oranı” olup, kanat ucundaki çizgisel hızın, normal işletme şartlarında nominal rüzgar akış hızına oranıdır. Rüzgar türbinlerinin aerodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi açısından oldukça önemli bir parametredir.

$$\lambda = \frac{\omega R}{v} \quad (6.3)$$

ω : rüzgar türbininin açısal hızı [rad/s]

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (6.4)$$

n : maksimum güç eldesinde rüzgar türbini rotor devir sayısı [d/d]

n : 17d/d seçilmiştir.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 17}{30} \quad (6.5)$$

$$\omega = 1.78 \text{ rad / s}$$

$$\lambda = \frac{1.78 \cdot 39}{13} \quad (6.6)$$

$$\lambda = 5.34$$

$c_T(\lambda)$: belli bir tepe hız oranına sahip bir rüzgar türbini kanadı için itme katsayısı

$$c_T(\lambda) = 0.73 \quad (\lambda = 5.34 \text{ için})$$

Rüzgar türbini rotorunun itme kuvvetinden kaynaklanan eğilme momentine dayanabilmesi için, üst dayanım noktasında kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle rüzgar akış hızı $v=70\text{m/s}$ seçilmiştir.

$$F_{dwyh} = \frac{1.2}{2} \pi 39^2 70^2 \quad (6.7)$$

$$F_{dwyh} = 14048386 \text{ N}$$

$$T = 14048386 \cdot 0.73$$

$$T = 10255322 \text{ N}$$

olup, toplam itme kuvvetini kanat sayısına bölerek, her bir kanada etkiyen itme kuvvetini hesaplayabiliriz.

$$T_i = \frac{T}{z} \quad (6.8)$$

z : kanat sayısı olup, projemizde $z=3$ tür.

$$T_i = \frac{10255322}{3}$$

$$T_i = 3418441 \text{ N}$$

$$M_T = T_i \cdot l \quad (6.9)$$

l : yayılı itme kuvvetinin indirgenme noktasının göbek eksenine uzaklığı olup,

$$l = \frac{1}{3}R \quad (6.10)$$

$$l = \frac{1}{3}39$$

$$l = 13m$$

$$M_T = 3418441.13$$

$$M_T = 44439733Nm$$

6.2 Maksimum İşletme Durumunda İtme Kuvveti ve Momenti

Maksimum dayanım durumundan farklı olarak, maksimum işletme durumunda itme kuvveti hesaplamasında rüzgar hızı $v=25m/s$ olarak kullanılmaktadır. Bu durumda

$$F_{dwyne} = \frac{1,2}{2} \pi 39^2 \cdot 25^2 \quad (6.11)$$

$$F_{dwyne} = 1791886N$$

$$T = 1791886.0,73$$

$$T = 1308077N$$

olup, toplam itme kuvvetini kanat sayısına bölerek, her bir kanada etkiyen itme kuvvetini hesaplayabiliriz:

$$T_i = \frac{T}{z} \quad (6.12)$$

$$T_i = \frac{1308077}{3}$$

$$T_i = 436026N$$

$$M_T = T_i \cdot l \quad (6.13)$$

$$l = 13m$$

$$M_T = 436026.13$$

$$M_T = 5668338Nm$$

6.3 Sürme Momenti

Rüzgar türbininin gücü 2MW idi.

$$P = M_d \cdot \omega \quad (6.14)$$

olup, güç ifadesi, döndürme momenti ile açısal hız parametrelerine bağlanabilir. Bu halde,

$$M_d = \frac{P}{\omega} \quad (6.15)$$

Eşitliğinden, rotor göbeğinin taşıdığı sürme momenti hesaplanabilir. Eşitlikte görüleceği gibi, sürme momentinin alacağı değer, rüzgar türbini rotorunun açısal hızına göre değişim göstermektedir. Sürme momenti, maksimum işletme durumunda yapılacak olan analiz için girdi olarak kullanılacaktır. Bu durumda rüzgar türbinin maksimum devir sayısında taşıdığı moment

$$M_d = \frac{2000000}{1,78}$$

$$M_d = 1123596Nm$$

olarak hesaplanır.

6.4 Kanat Ağırlıkları

Kanat ağırlıklarından kaynaklanan eğilme momenti, rüzgar türbinlerinde karşılaşılan yorulma hasarlarının en büyük etkenlerinden biridir. Tahmin edilebileceği gibi, kanat ağırlıklarından kaynaklanan yerçekimi kuvveti, göbek ekseninde dönme hareketi yapan kanatlar üzerinde dinamik bir karaktere sahiptir ve kanat hareketi süresince, kanadın herhangi bir kesitine sürekli basma-çekme modunda etkimektedir.

Piyasada, projemizdeki rüzgar türbini boyutlarındaki diğer türbinlerde, önceki bölümlerde hesaplamalarımıza dahil ettiğimiz üzere, yaklaşık 39-40 metre boyunda kanatlar kullanılmaktadır. Projede, herbir kanadın ağırlığı 6500kg alınmıştır [10].

Bu durumda, kanat ağırlıklarından kaynaklanan dinamik eğilme momenti:

$$M_g = m \cdot g \cdot l_g \quad (6.16)$$

$$m = 6500 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

l_g : kanadın ağırlık merkezinin göbek eksenine olan uzaklığı [m]

$$l_g = \frac{1}{3} R \quad (6.17)$$

$$l_g = \frac{1}{3} 39$$

$$l_g = 13 \text{ m}$$

$$M_g = 6500 \cdot 9,81 \cdot 13$$

$$M_g = 828945 \text{ Nm}$$

olarak hesaplanır.

6.5 Santrifüj Çekme Kuvveti

İşletme sırasında, göbek eksenine etrafında dönme hareketi yapan kanatlar üzerinde meydana gelen santrifüj etkiden kaynaklanan çekme kuvveti oluşmaktadır. Santrifüj çekme kuvveti olarak adlandırabileceğimiz bu kuvveti,

$$F_c = m \cdot l_g \cdot \omega^2 \quad (6.18)$$

$$m = 6500 \text{ kg}$$

$$l_g = \frac{1}{3}R \quad (6.19)$$

$$l_g = \frac{1}{3}39$$

$$l_g = 13m$$

$$\omega = \frac{\pi.17}{30} \quad (6.20)$$

$$\omega = 1.78rad / s$$

$$F_c = 6500.13.1,78^2$$

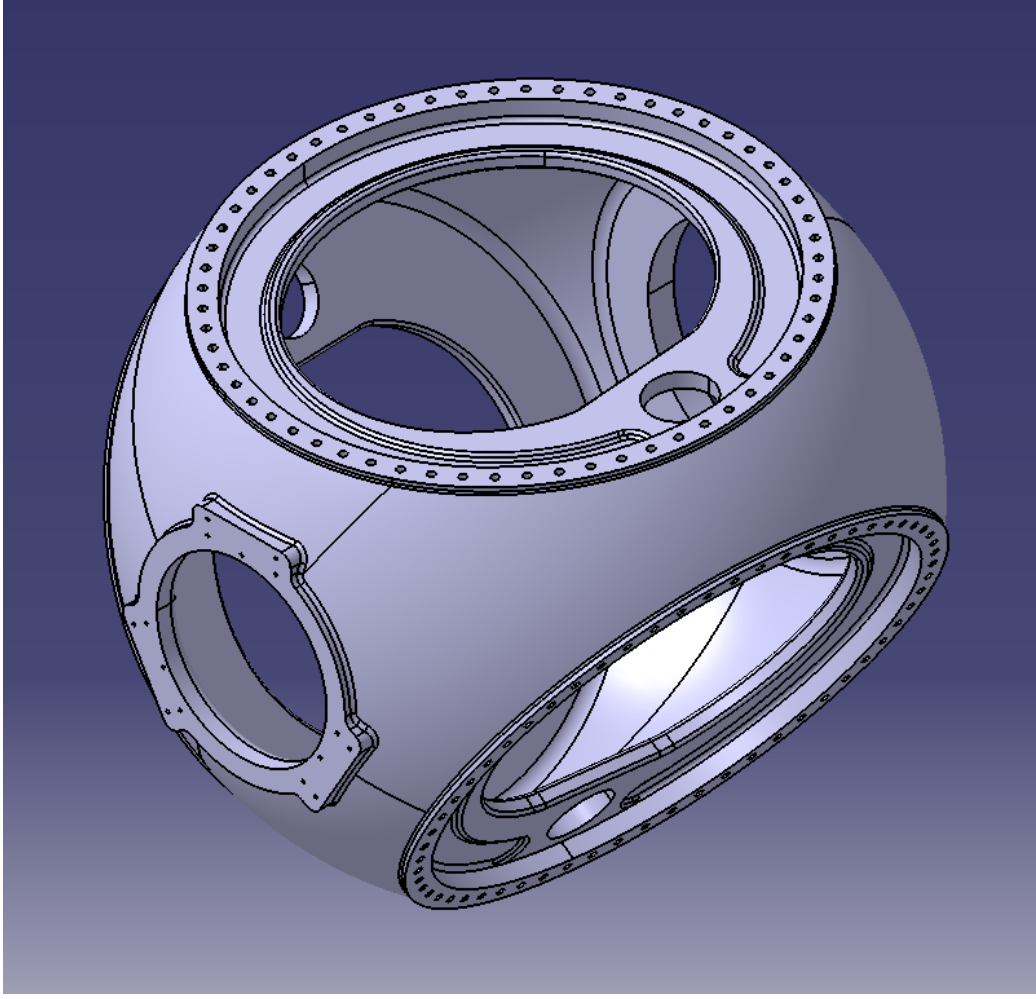
$$F_c = 267730N$$

olacak şekilde hesaplanır.

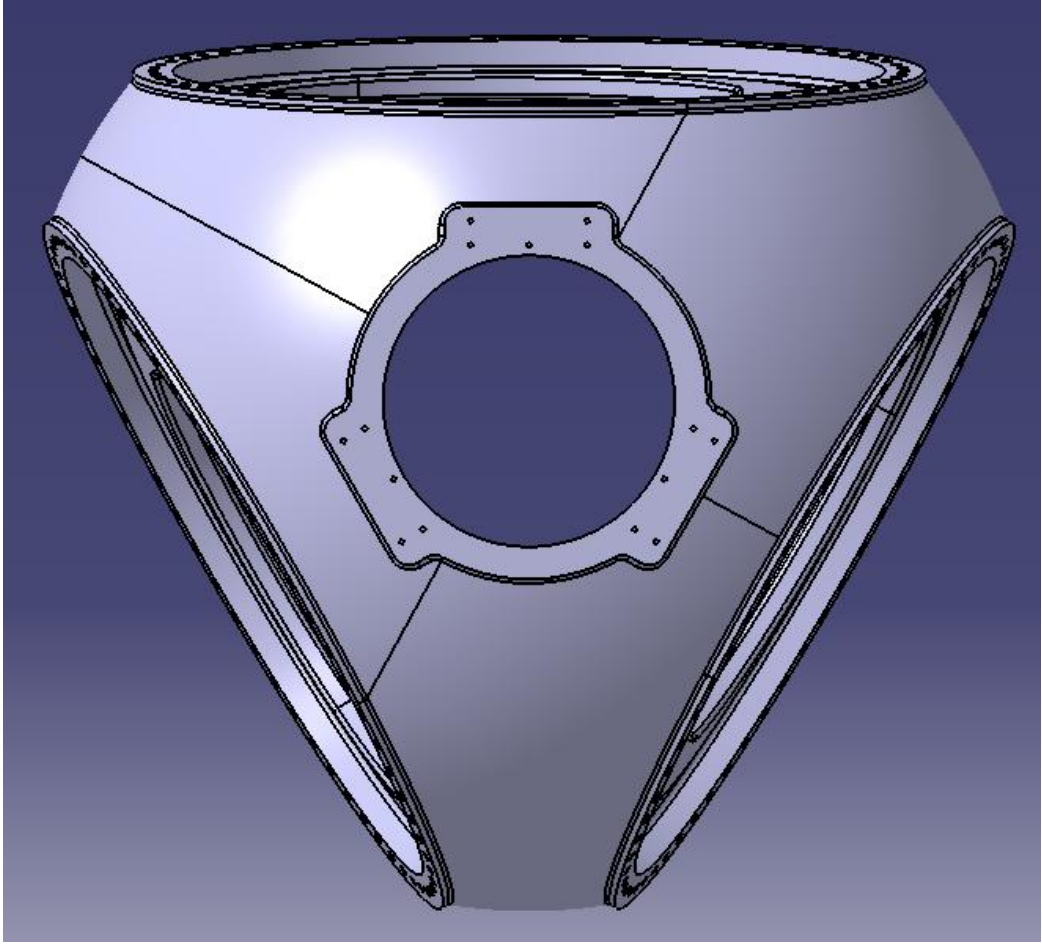
ROTOR GÖBEĞİNİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA ÜÇ BOYUTLU PARAMETRİK TASARIMI ve SONLU ELEMENLAR MODELİNİN KURULMASI

7.1 Üç Boyutlu Modelin Bilgisayar Ortamında Parametrik Tasarımı

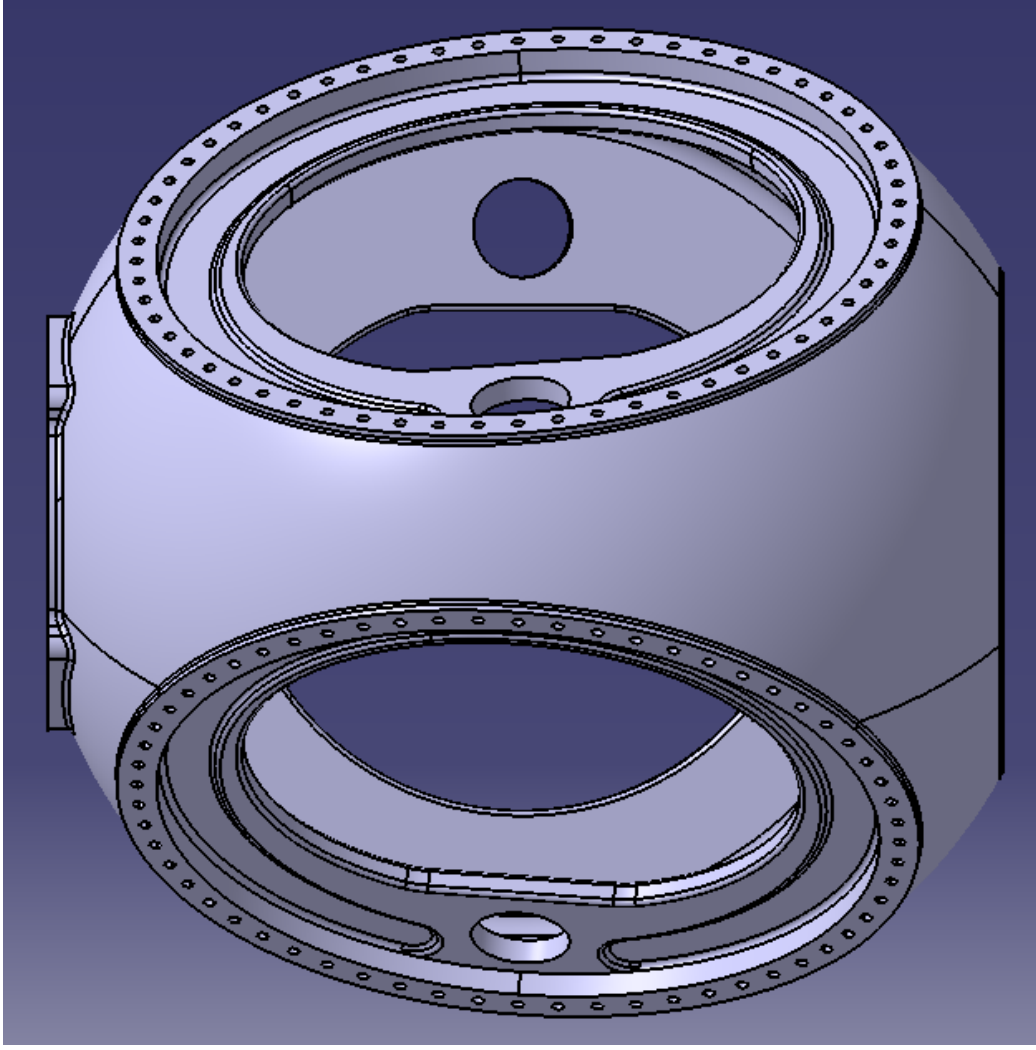
Proje kapsamında 2MW rüzgar türbini rotor göbeği tasarımı CATIA (Computer Aided Three-Dimensional Interactive Applications) yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. CAD ortamında tasarım yapılması, tasarımı yapılan parçaların üç boyutlu geometrilerine daha tasarım aşamasında hakim olunmasını sağlamakta ve daha da önemlisi, gerekli tasarım değişikliklerinin ve rötuşların hızlı bir biçimde gerçekleştirilmesini mümkün kılmaktadır. Yalnız CAD ortamının bu avantajlarından yararlanabilmek için, tasarımın sistematik bir disiplin içerisinde yapılması gerekmektedir. Bu düşünce ile yapılmayan tasarımların geliştirilmesi çok daha uzun zaman alabilmektedir ve kuşkusuz bu durum, bilgisayar destekli tasarım ve mühendisliğin temel amaçları ile uyuşmamaktadır. Bu yüzden CAD ortamında yapılan sistematik tasarımlarda “Parametrik Tasarım” metodlarının uygulanması şarttır. Proje kapsamında tasarımını yapmış olduğumuz rotor göbeğinin üç boyutlu geometrisi de parametrik tasarım özelliklerine sahiptir.



Şekil 7.1 CATIA yazılımında parametrik olarak tasarlanan modelin izometrik görünümü



Şekil 7.2 CATIA yazılımında parametrik olarak tasarlanan modelin önden görünüşü

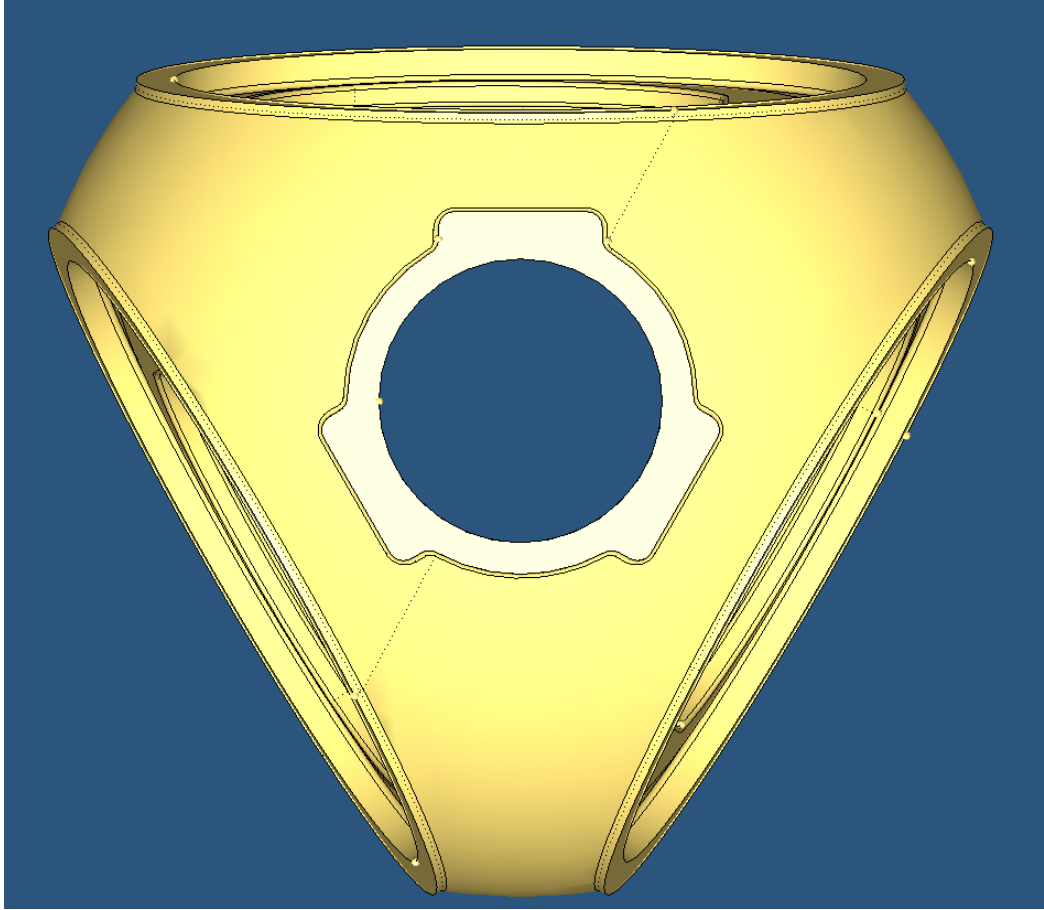


Şekil 7.3 CATIA yazılımında parametrik olarak tasarlanan modelin yandan görünüşü

7.2 Sonlu Eleman Modelinin Kurulması ve Analiz Parametrelerinin Tanımlanması

7.2.1 Sonlu Eleman Ağı'nın Kurulması ve Eleman Kalite Optimizasyonu

Bilindiği gibi sonlu elemanlar yöntemi analizleri, analiz yapılacak olan parçanın (üç boyutlu geometri) sonlu sayıda elemana bölerek uygun metodlarla yaklaşım yapmak temeline kurulu bir nümerik analiz tipidir. Dolayısıyla sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerin güvenilir olabilmesi için uygun nitelikte ve üç boyutlu geometriyi temsil edebilecek sayıda eleman olması gerekmektedir. Bu nedenle sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapılmadan önce, üç boyutlu geometrinin analize uygun hale getirilmesi gerekmektedir.



Şekil 7.4 Üç boyutlu CAD modelinin “.stp” formatında Hypermesh yazılımında açılması

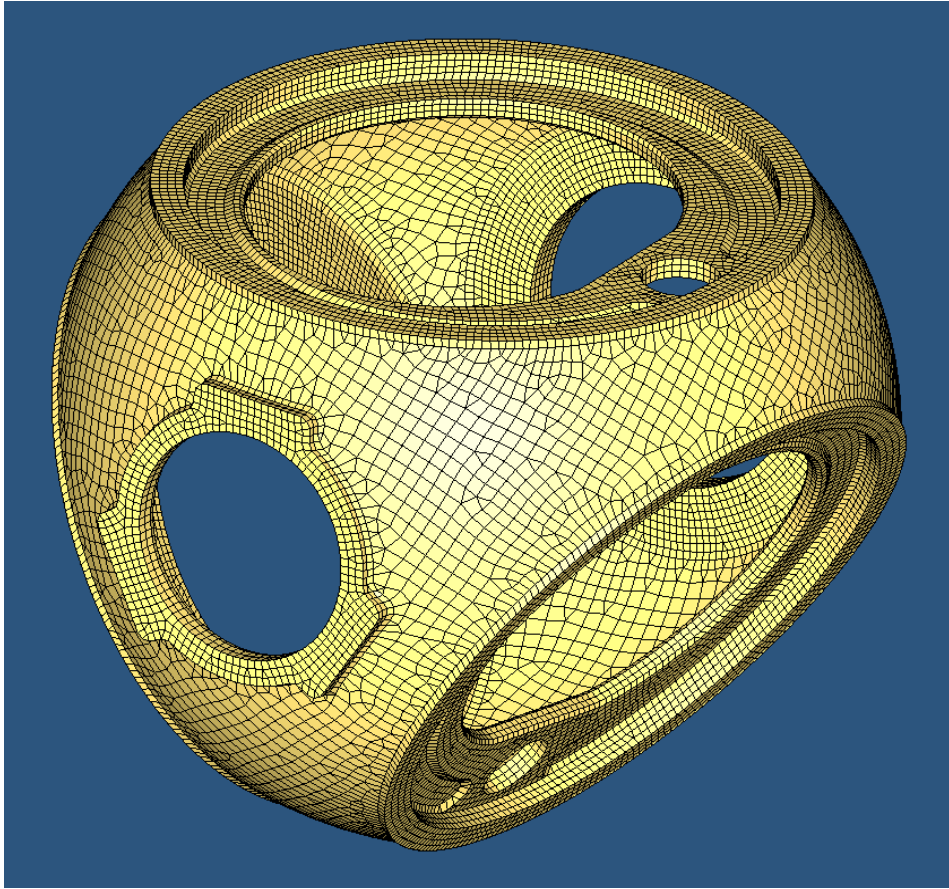
Üç boyutlu CAD modelinin sonlu eleman analizine uygun hale getirilmesi için öncelikle format dönüşümünden kaynaklanan geometri hatalarının olup olmadığı kontrol edilmelidir. Format dönüşümleri sırasında üç boyutlu geometride genellikle yüzey

hataları meydana gelmekte ve bu durum sonlu eleman ağının örülmesi sırasında problemlere neden olmaktadır.

Geometrideki gereksiz süreksizlikler de genel eleman kalitesini etkileyen bir unsurdur. Şekil 7.4'te noktalı çizgiler, bu süreksizliklerin düzeltildiği sınırları göstermektedir.

İkinci adımda, sonlu eleman ağının örülmesi işlemi gerçekleştirildi. Bir boyutu diğer iki boyutuna göre çok küçük olmayan parçalarda üç boyutlu sonlu eleman ağı, yüzey eleman ağını referans alarak oluşmaktadır. Bu nedenle öncelikle parçanın kabuk halindeki dış yüzeylerine iki boyutlu sonlu eleman ağı örülmüştür. İki boyutlu sonlu eleman ağı üç adımda örülmektedir.

- Kaba (coarse) ağı örülmesi
- Kritik ve karmaşık bölgelerde hassas (fine) ağı örülmesi
- Sonlu eleman ağı düğüm optimizasyonu



Şekil 7.5 İki boyutlu sonlu eleman ağı

İki boyutlu kaba eleman ağı örüldükten sonra, parça için kritik olan ve daha gerçekçi bir şekilde temsil edilmesi gereken bölgelerde hassas eleman ağı örülmüştür. Proje kapsamımızdaki rotor göbeği için bu bölgeler

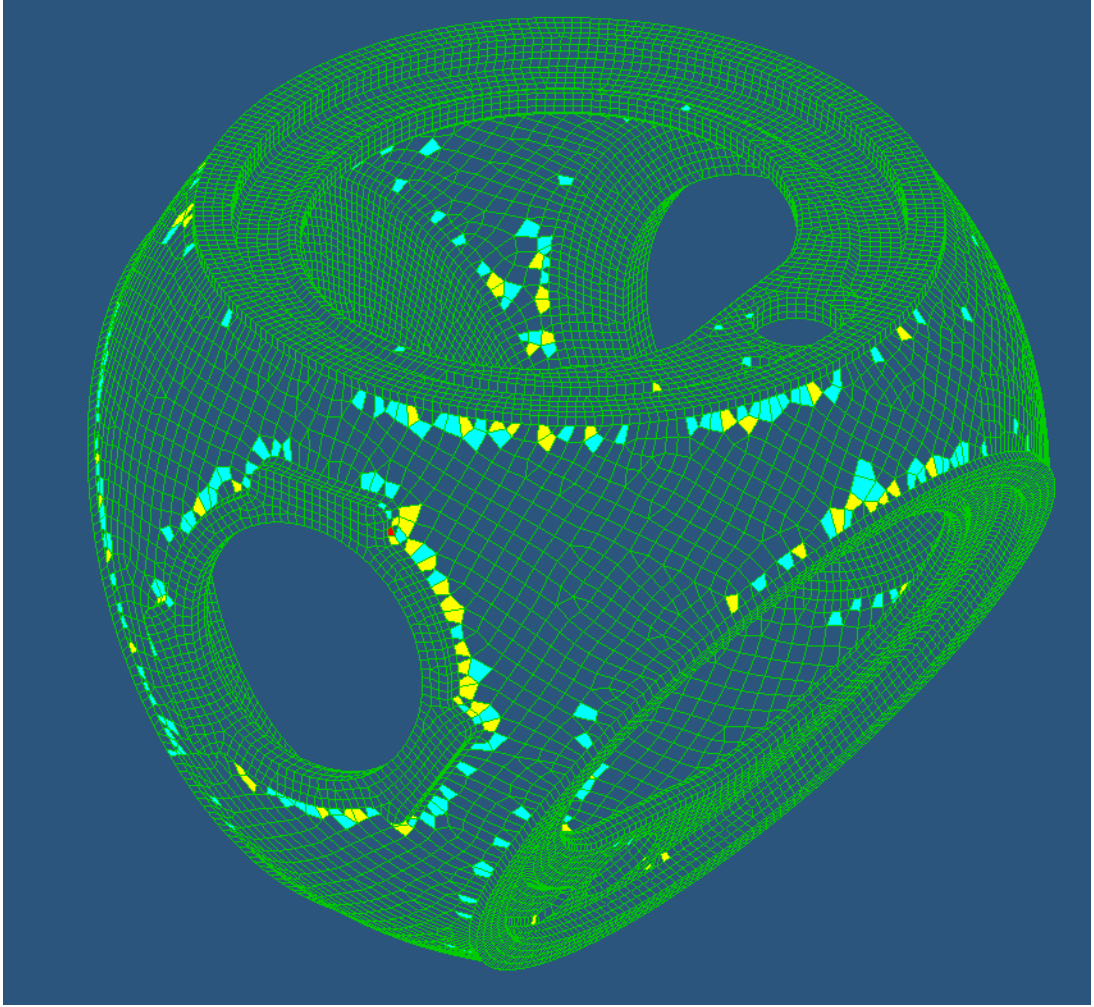
- Kanat flanşları
- Pitch mekanizması yatakları
- Ön flanş ve yataklama bölgesi
- Düşük hız şaftı flanşı ve arka yataklama bölgesi

olarak belirlenmiştir. Gerilmelerin bu bölgelerde kritik değerlere ulaşabileceği tahmin edilmekte ve bu bölgelerin geometrisinin mümkün olan en iyi biçimde sonlu eleman ağı tarafından temsil edilebilmesi gerekmektedir.

İki boyutlu eleman ağı örüldükten sonra “quality index” testine sokuldu. Bu kalite endeksi testinde, elemanların geometrik nitelikleri ölçülmektedir. Analiz sonuçlarında kaliteli çıktıların elde edilebilmesi açısından, elemanların bu niteliklerinin belirli değerlerin dışına çıkmaması gerekmektedir. Elemanların sahip olması gereken geometrik nitelikler şunlardır:

- Maksimum kenar ölçüsü
- Minimum kenar ölçüsü
- Boy oranları
- Eleman kenar açıları

Şekil 7.6’da kalite endeksi testine sokulaniki boyutlu sonlu eleman ağı görülmektedir.

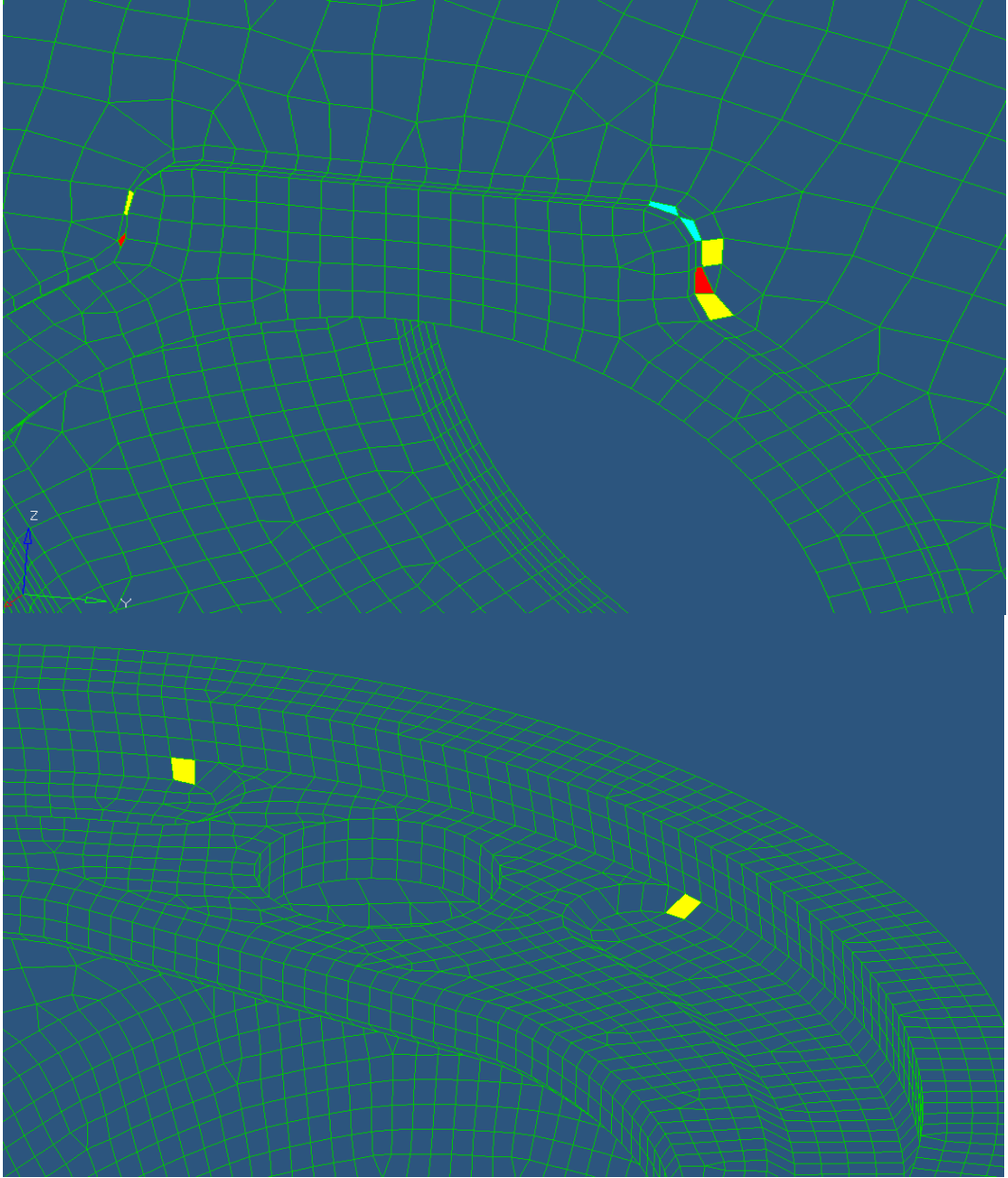


Şekil 7.6 Kalite endeksi testi sonucunda geometrik olarak uygun olmayan elemanların tespiti

Kalite endeksi testi sonucunda

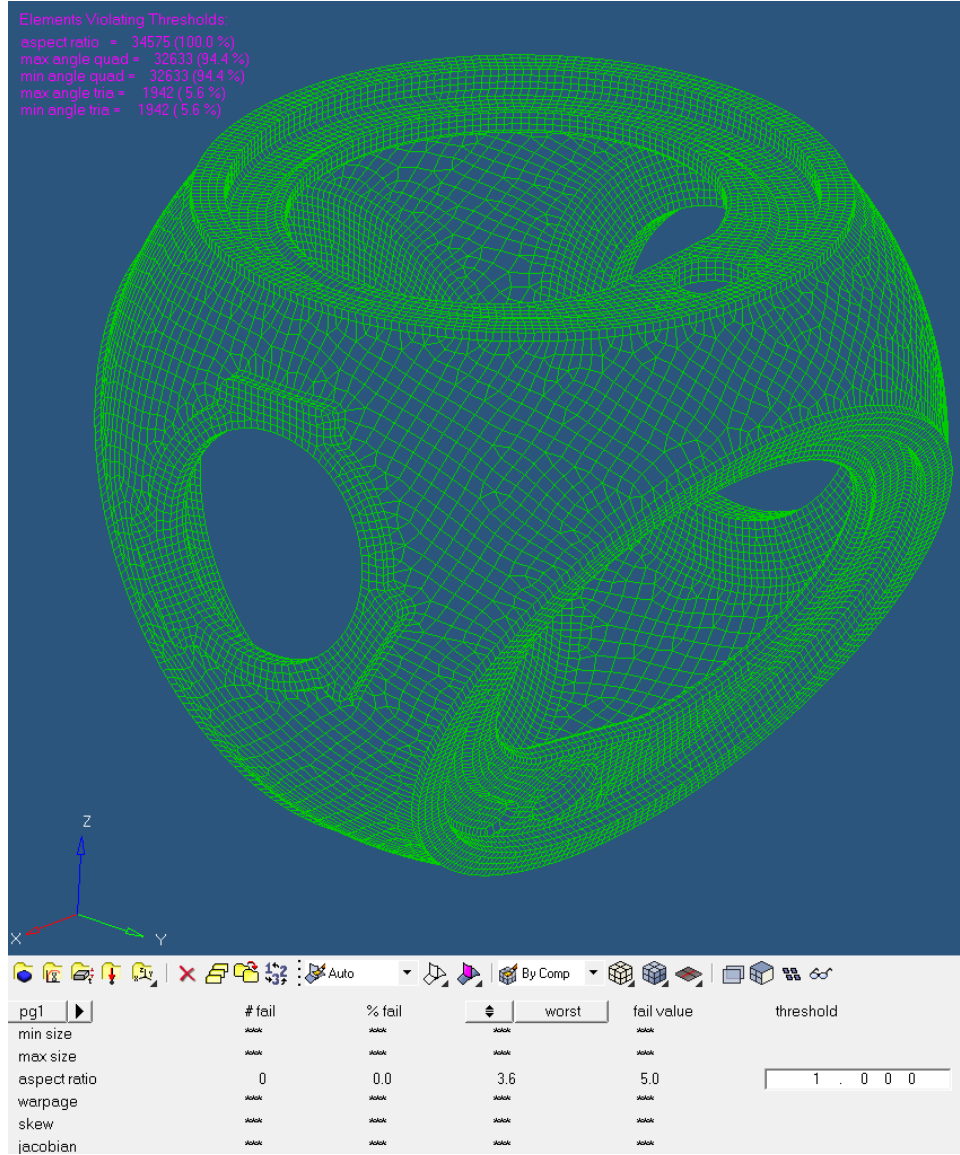
- Renksiz elemanlar: Uygun
- Mavi ile gösterilen elemanlar: Sınırdadır
- Sarı ile gösterilen elemanlar: Kullanılması tavsiye edilmez
- Kırmızı ile gösterilen elemanlar: Uygun değil, kullanılmamalıdır.

şeklinde çıktı elde edilmektedir. Bu çıktı datası sonucunda mümkün olan tüm elemanların testten başarıyla geçmelerini sağlayabilmek amacıyla, iki boyutlu sonlu eleman ağı örme işleminin son aşaması olan düğüm noktası optimizasyonu işlemi yapılmaktadır. Şekil 7.7’de düğüm noktası optimizasyonu işlemi sırasında ön flanş ve kanat flanş bölgelerindeki kalitesiz elemanlar görülmektedir.



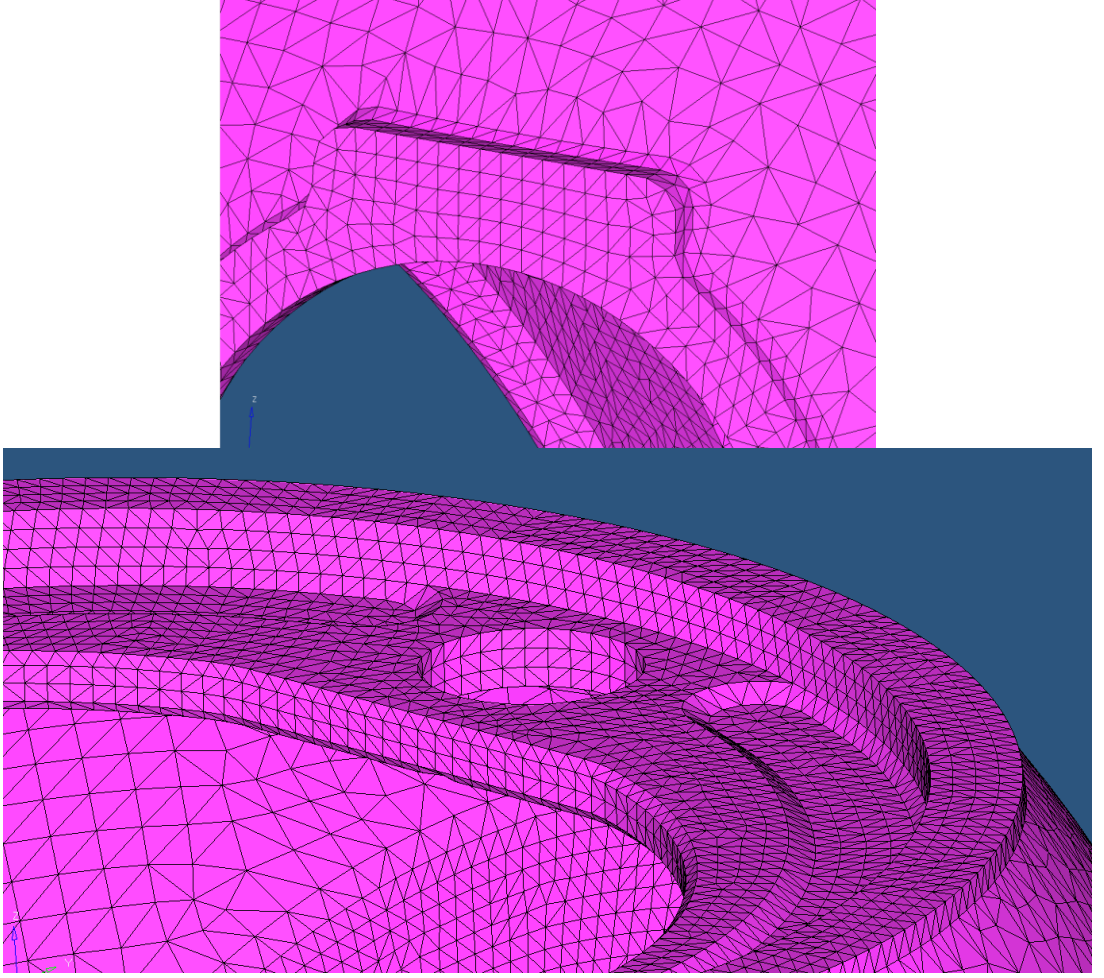
Şekil 7.7 Düğüm noktası optimizasyonu ile iyileştirilecek elemanlar

Şekil 7.8 düğüm noktası optimizasyonu sonrası tekrar kalite endeksi testine sokulan iki boyutlu sonlu eleman ağını göstermektedir. Düğüm noktası optimizasyonundan sonra bütün elemanların kalite endeksi testinden başarıyla geçtikleri görülmektedir.

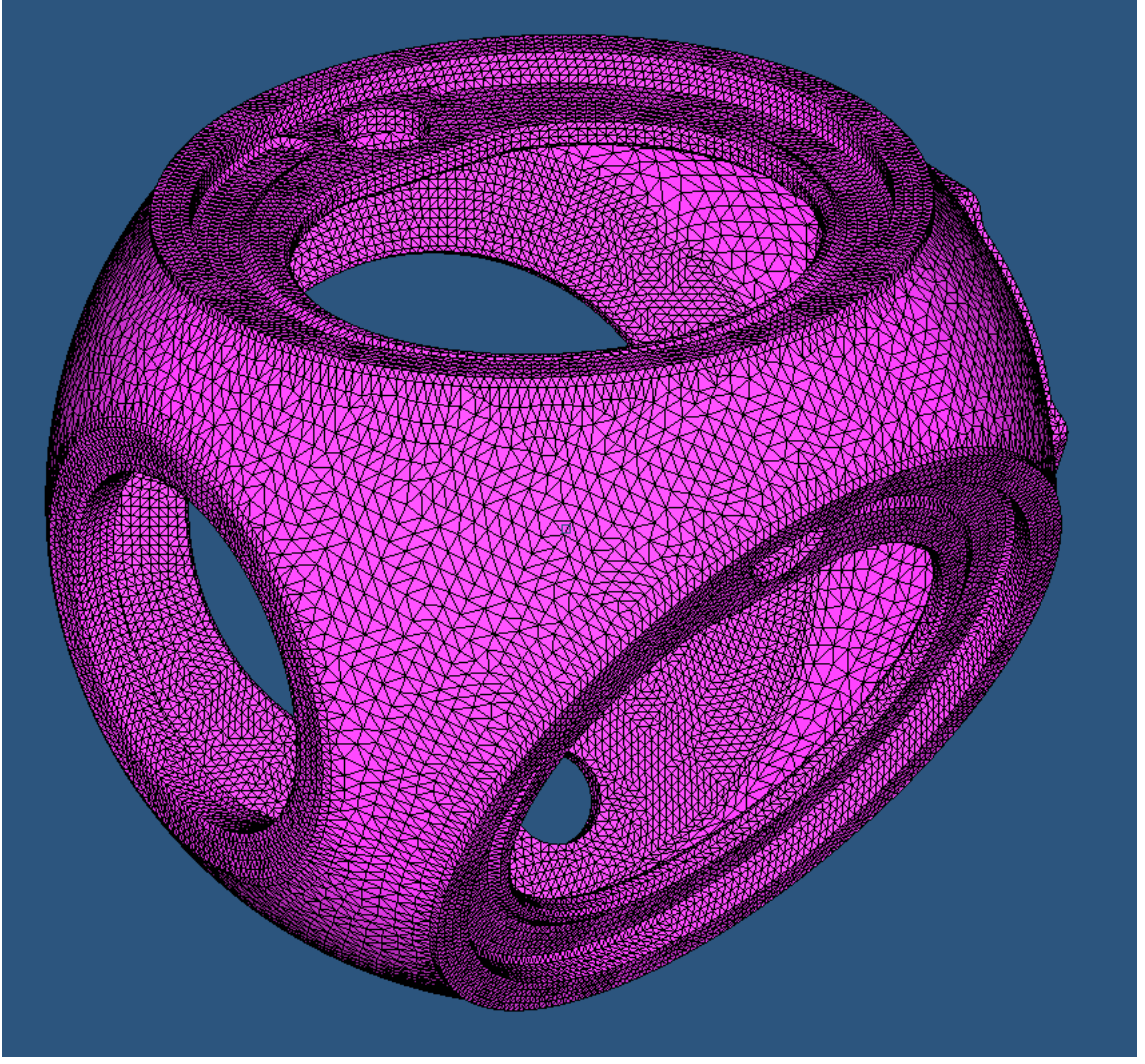


Şekil 7.8 Düğüm noktası optimizasyonu sonrası kalite endeksi testi

Kalite endeksi testi sonucunda parça genelinde kalitesiz eleman bulunmadığının teyid edilmesi sonrasında, iki boyutlu eleman ağına üç boyut kazandırılması gerekmektedir. Projemiz kapsamındaki rotor göbeğinin et kalınlığı değerinin, ihmal edilemeyecek kadar büyük olması ve parça genelinde sabit olmaması nedeniyle, oluşturduğumuz iki boyutlu eleman ağını referans alarak “tetrahedron” elemanlar ile doldurma işlemi yapılır. Bir boyutu diğer iki boyutuna göre çok küçük olan parçaların analizlerinde sanal olarak kalınlık özelliği kazandırılmış iki boyutlu eleman ağı kullanımı tavsiye edilmektedir.



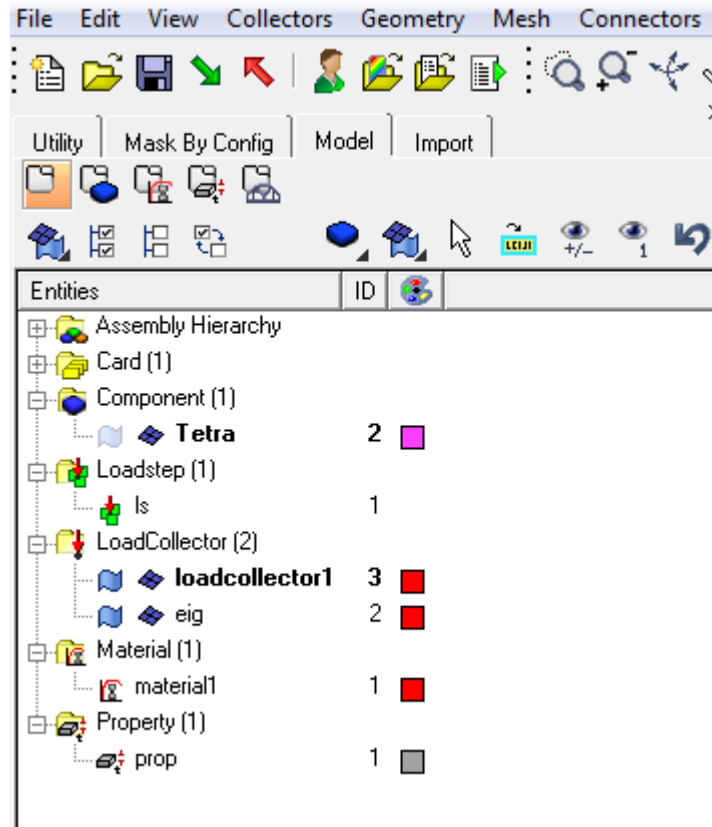
Şekil 7.9 Tetrahedron elemanlarla doldurulmuş üç boyutlu sonlu eleman ağı detayları



Şelik 7.10 Tetrahedron elemanlardan oluşturulan sonlu eleman yapısı

7.2.2 Analiz Modelinin Kurulması

Hyperworks yazılımında sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapabilmek için, Hypermesh modülünde iki boyutlu ve ardından üç boyutlu eleman ağı kurulduktan sonra, analiz parametrelerinin ve girdilerinin tanımlanması gerekmektedir. Program arayüzünün sol tarafında bulunan “Model” sekmesinde, bu parametrelerin ve girdilerin tanımlandığı kısımlar bulunmaktadır. Şekil 7.11’de bu kısımlar görülebilmektedir.



Şekil 7.11 Analiz parametre grupları

Card: Elde edilmek istene çıktılar

Component: Üç boyutlu CAD geometrisini ve sonlu eleman ağı bilgisini barındırmaktadır.

Load Collector: Kuvvet ve moment datasını içermektedir.

Material: Malzeme bilgilerini içermektedir.

Property: Eleman ağının fiziksel özelliğini belirtmektedir. (1D, 2D, 3D)

Loadstep: Yapılacak analiz için gerekli sonlu eleman ağı, malzeme, yük (load collector) ve fiziksel özellik (property) bilgilerinin toplandığı bölümdür.

Sonlu eleman ağı örüldükten sonra malzeme parametreleri analiz yazılımına tanımlandı.

Malzeme tanımlaması: EN-GJS-400-18-LT (eski tanımlamaya göre GGG-40.3)

Malzeme numarası: EN-JS 1025

Akma Dayanımı: 240 N/mm²

Elastisite Modülü: 169 kN/mm²

Poisson Oranı: 0,275

Yoğunluk: 7,1 kg/dm³

Mechanical and physical properties of spheroidal cast iron

Material designation		EN-GJS-400-15	EN-GJS-450-10	EN-GJS-500-7	EN-GJS-600-3	EN-GJS-700-2	EN-GJS-800-2	EN-GJS-400-18LT	
Material No.		ENJS 1030		ENJS 1050	ENJS 1060	ENJS 1070	ENJS 1080	ENJS 1025	
Out-dated designation DIN 1693 (bis 1.3.1998)		GGG-40		GGG-50	GGG-60	GGG-70	GGG-80	GGG-40.3	
Tensile strength	R _m	N/mm ²	400	450	500	600	700	800	400
0.2 % proof strength ¹⁾	R _{p0.2}	N/mm ²	250	310	320	370	420	480	240
Elongation at fracture	A	%	15	10	7	3	2	2	18
Reduction of area at fracture	Z	%	30 – 15		20 – 2	8 – 3	6 – 2	4 – 2	32 – 17
Fracture toughness K _{IC}	MPa√h			23	25	20	15	14	30
Brinell hardness HB			135 – 180	160 – 210	170 – 230	190 – 270	225 – 305	245 – 335	130 – 175
Modulus of elasticity	E _o	kN/mm ²	169	169	169	174	176	176	169
Poisson ratio	μ		0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
Notch strength	–	N/mm ²	>R _m		>R _m	~R _m	~R _m	<R _m	>R _m
Shear modulus	G	kN/mm ²				0,4 · E _o			
Shear strength	T	N/mm ²	(405) ¹⁾	405	450	540	630	720	360
Fatigue limit bending	σ _{bW}	N/mm ²				~(0,61 – 0,00026R _m) · R _m			
Impact strength	A _v	J				–	–	–	12 ¹⁾²⁾
Fatigue limit tensile compression	σ _{±tW}	±N/mm ²				~(0,43 – 0,000192R _m) · R _m			
Density	ρ	kg/dm ³	7,1	7,1	7,1	7,2	7,2	7,2	7,1
Thermal conductivity	λ	W/ (m · K)	(36,2) ¹⁾	36,2	35,2	32,5	31,1	31,1	36,2
Linear expansion coefficient	α	10 ⁶ m/ (m · K)	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

¹⁾ Guaranteed minimum values according to DIN EN 1563, Table 1

²⁾ at (–20 ± 2)°C

Şekil 7.12 Malzeme fiziksel ve mekanik özellikleri [11]

Analiz programının birim sistemine göre gerekli dönüşümler yapıldıktan sonra bilgiler programa girilmiştir.

M A T 1	ID	[E]	[G]	[NU]	[RHO]
	1	1 . 7 e + 0 5		0 . 2 7 5	7 . 1 e - 0 9
	[ST]	[SC]	[SS]		

Şekil 7.13 Malzeme özelliklerinin girilmesi

7.3 Modal Analiz

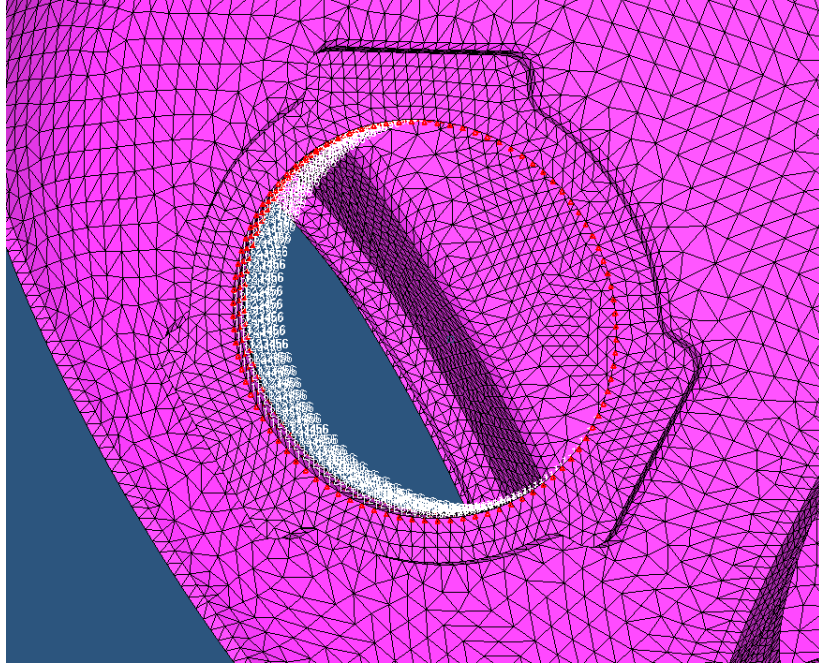
Modal analiz, bir yapının veya sistemin, doğal frekanslarının bulunması ve bu doğal frekanslardaki mod biçimlerinin değerlendirilmesi amacıyla yapılmaktadır. Belirli bir çalışma frekansına sahip olan sistemlerde modal analiz uygulaması büyük önem taşımaktadır. Unutulmamalıdır ki makine sistemleri dinamik sistemlerdir. Bu nedenle makine ya da parça tasarımı yapılırken modal analiz uygulanarak sistemin doğal frekanslarının ve mod biçimlerinin önceden bilinebilmesi, sistemin ömrü açısından büyük avantaj sağlamaktadır.

Bir sistemin çalışma frekansı, sistemin doğal frekansı ile çakıştığı takdirde çalışma titreşiminin genliği ile doğal titreşim genliği üst üste biner ve sistem titreşim genliği sonsuza gitme rejimine girer. Bu durum sonucunda yapıda büyük hasarlar oluşabilmektedir. Bu nedenle, sistemin çalışma frekansı, her zaman sistemin doğal frekans değerinden az olmalıdır.

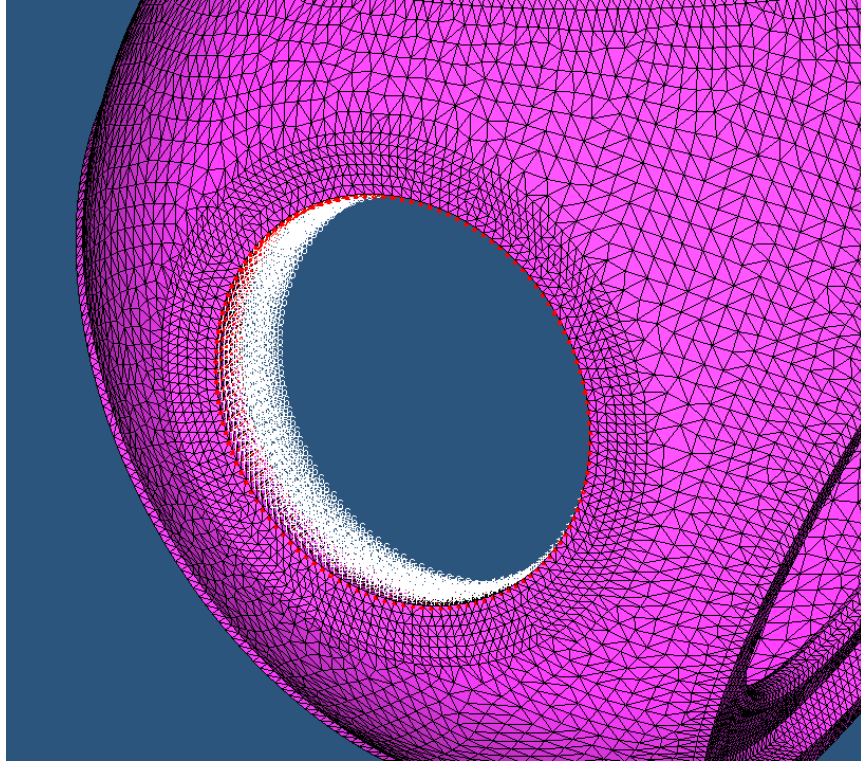
Mod biçimleri, parçanın veya sistemin yapısal dayanımı hakkında önemli bilgiler vermektedir. İhtiyaca göre çok sayıda modun bulunabilmesine rağmen uygulamalarda ilk altı mod biçimi (Mod1, Mod2, Mod3, Mod4, Mod5, Mod6) bu konuda yeterince hassas ve değerli bilgi verebilmektedir.

Doğal frekans analizlerinde, adından da anlaşıldığı üzere, yapı üzerine dışarıdan etkiyen kuvvetler hesaba katılmamaktadır. Ayrıca sistem içinde veya dışında herhangi bir sönüm elemanı söz konusu değildir. Modal analizde parametreler yapının ağırlığı ve katılık katsayısıdır.

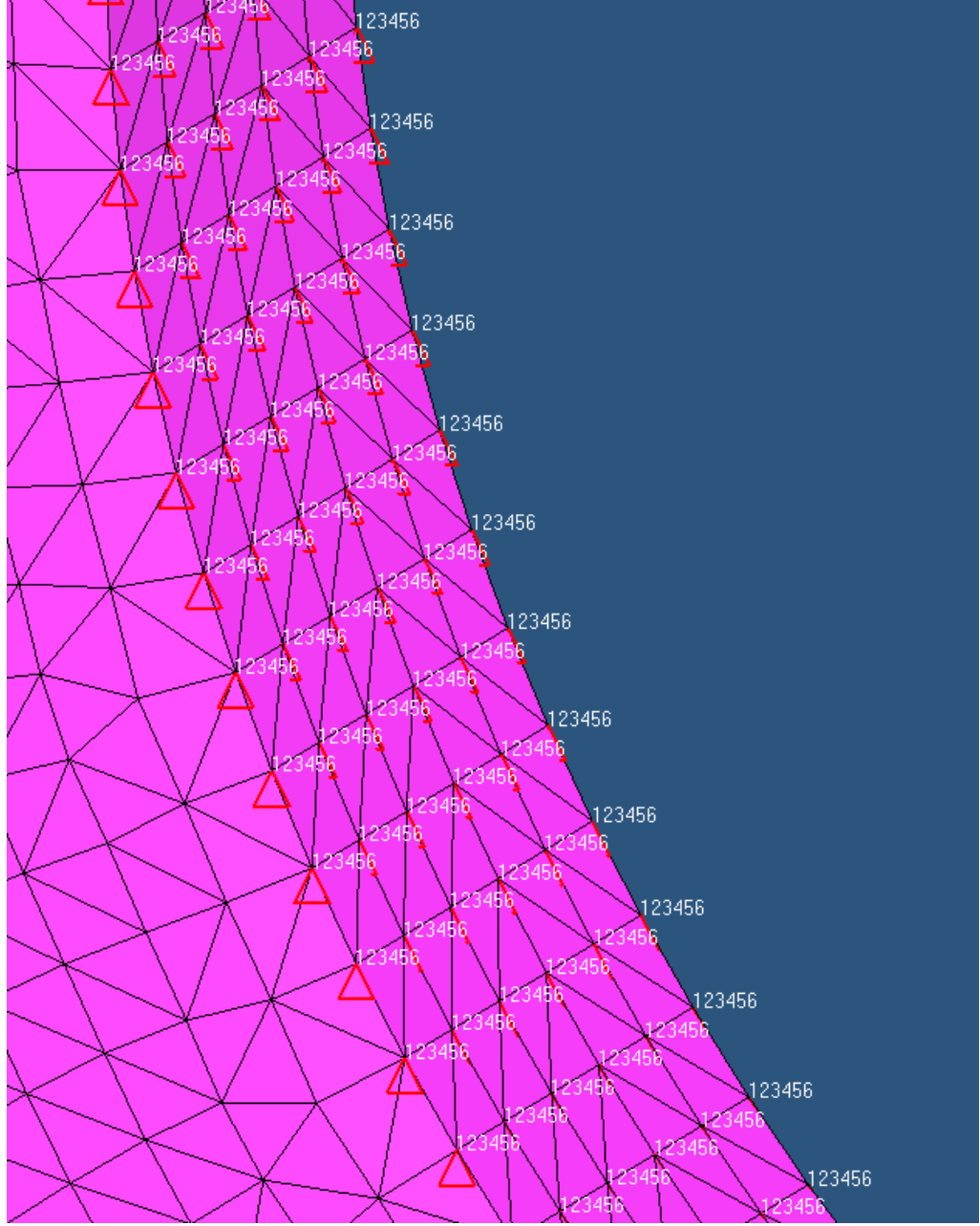
Analizin çözülebilmesi için parçanın üç boyutlu uzaydaki tüm serbestlik derecelerinin kırılması gerekmektedir. Aksi takdirde yeterli sınır şartı oluşturulamadığından çıktı alınamayacaktır (singularity).



Şekil 7.14 Ön yatakta tanımlanan sınır koşulları



Şekil 7.15 Düşük hız şaftı yatağında tanımlanan sınır koşulları



Şekil 7.16 Sınır koşulları detayı

Yazılım arayüzünde;

1, x doğrultusunda öteleme

2, y doğrultusunda öteleme

3, z doğrultusunda öteleme

4, x eksenı etrafında dönme

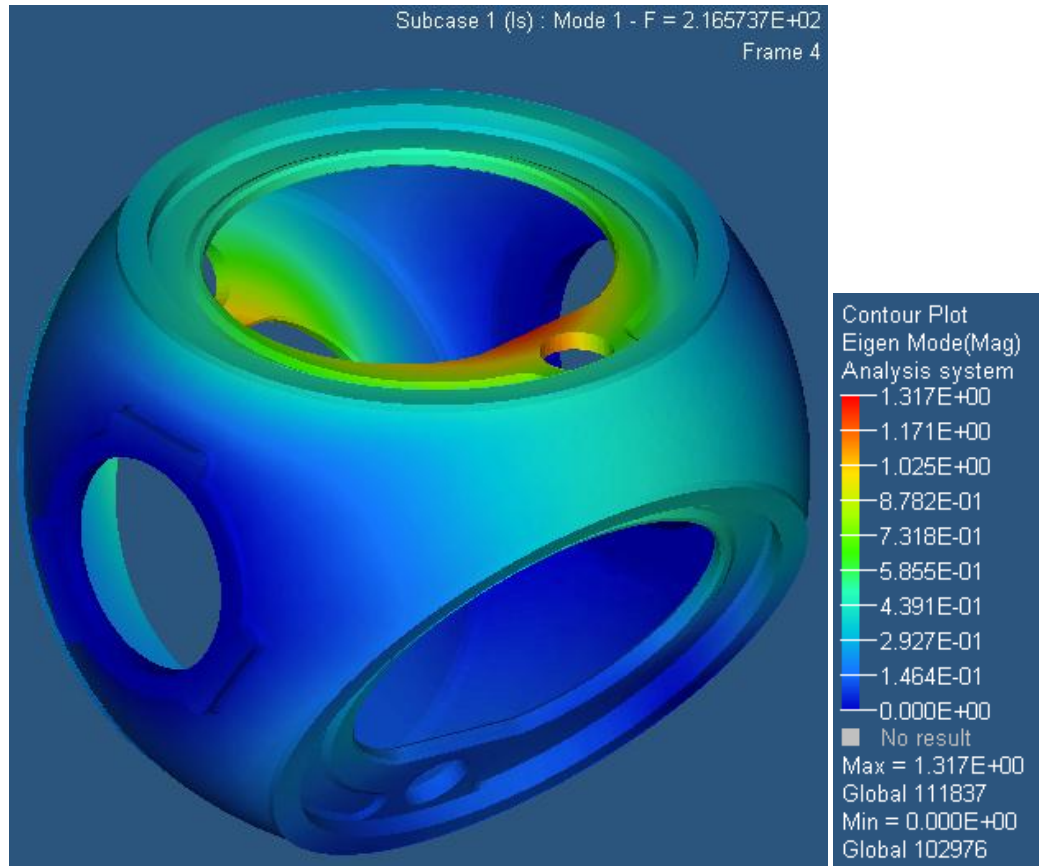
5, y eksenı etrafında dönme

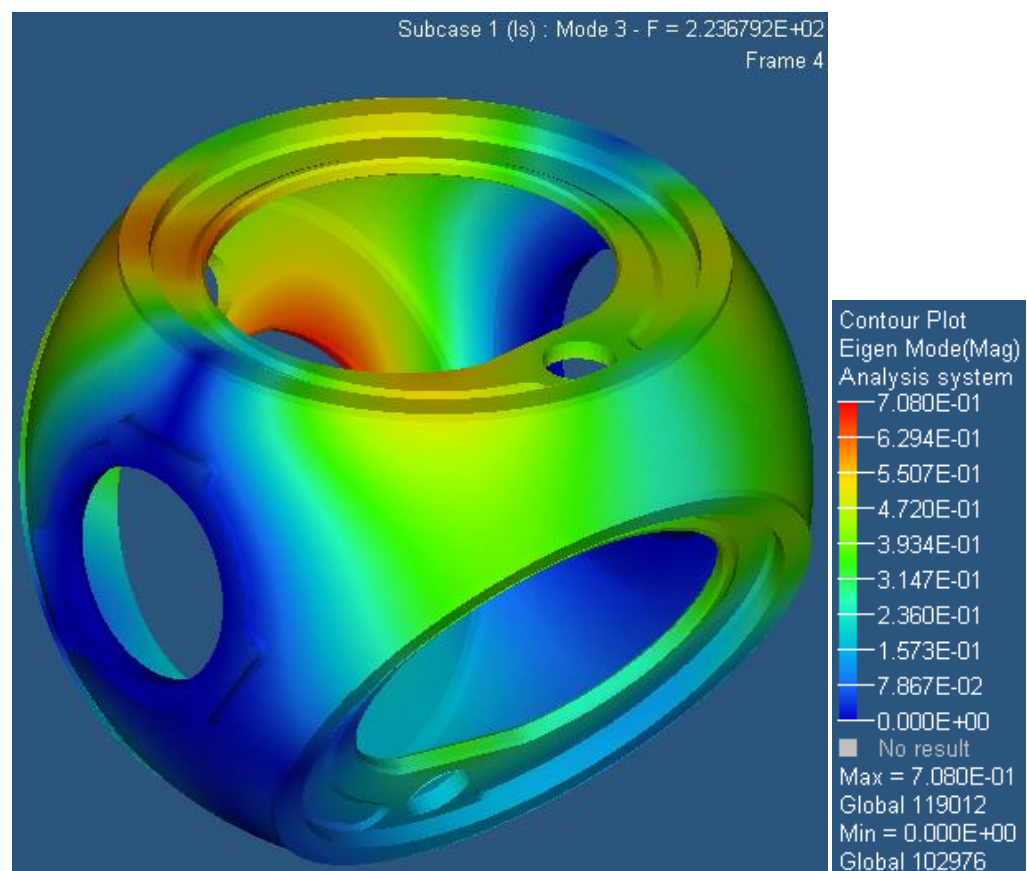
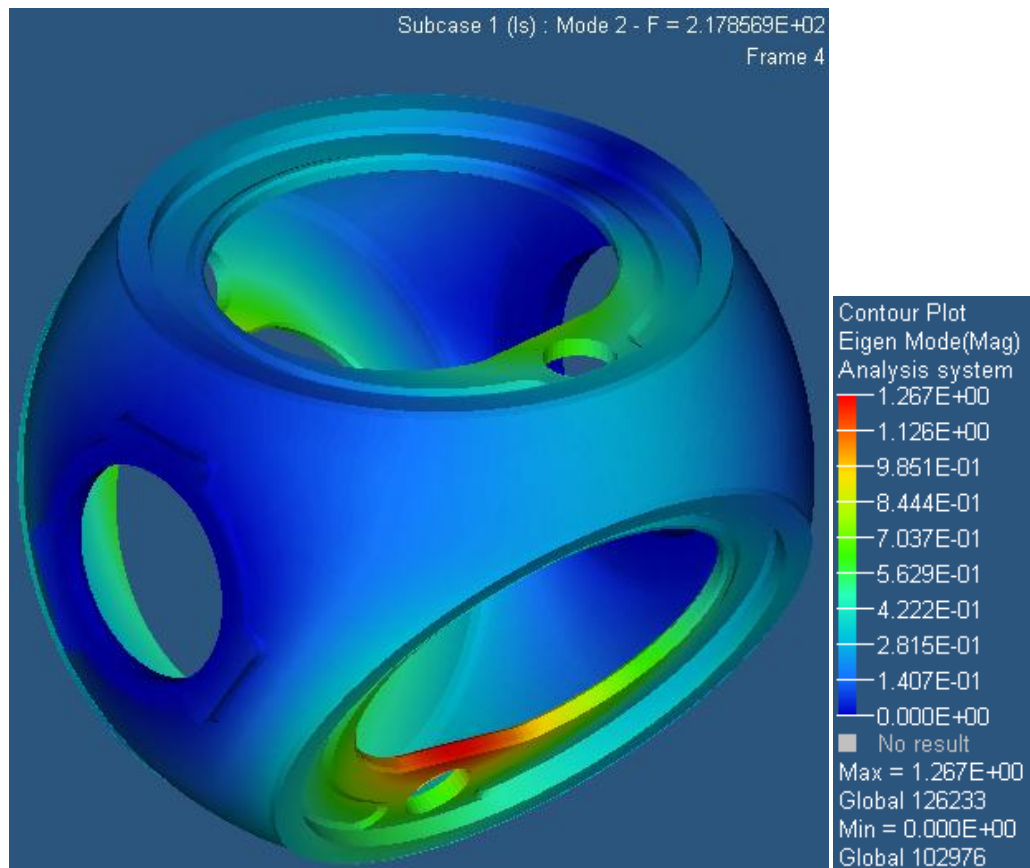
6, z eksenı etrafında dönme

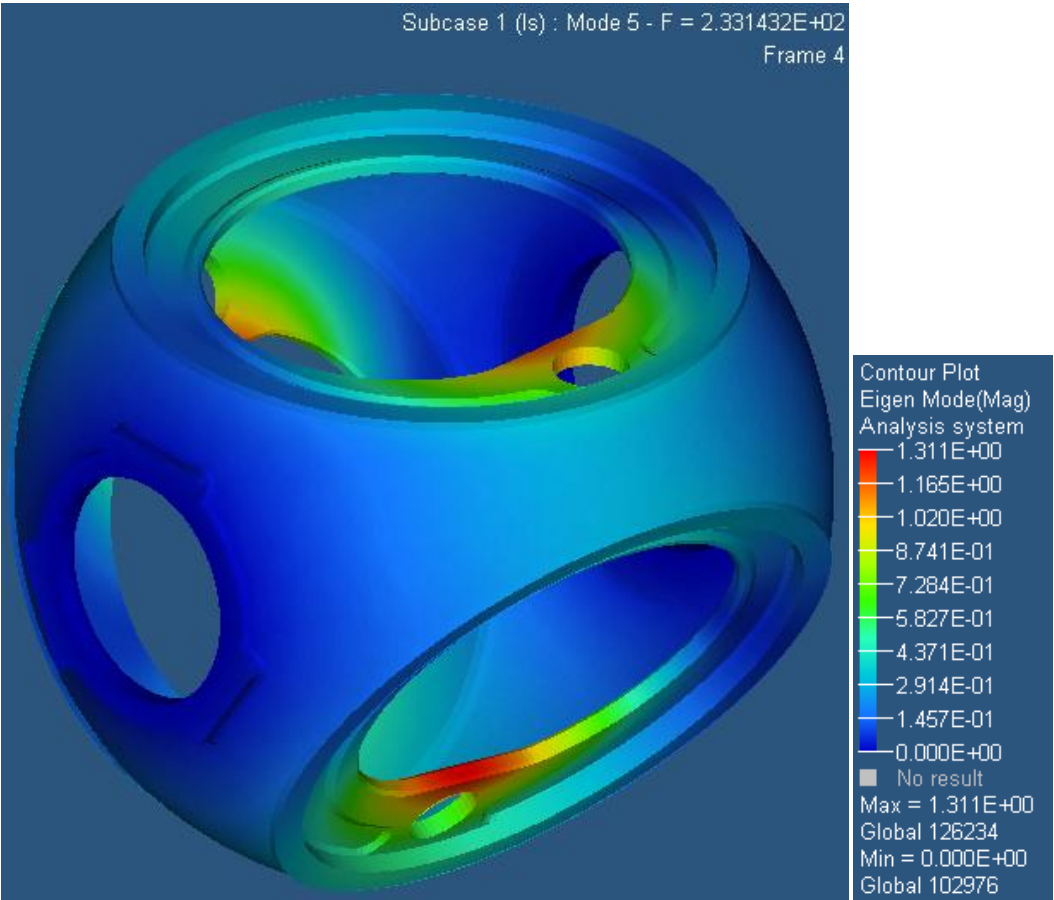
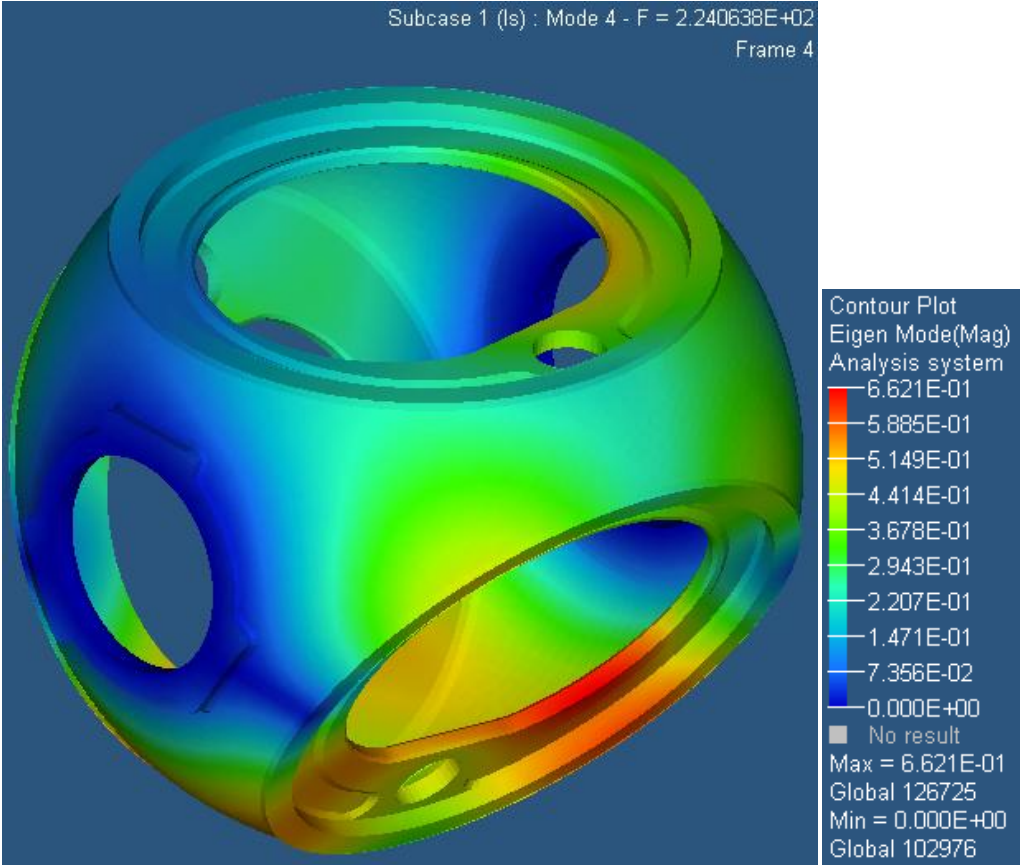
serbestlik derecelerini temsil etmektedir. Bir düğüm noktası üzerinde yazılı rakamlar, ilgili serbestlik derecesinin bloke edildiğini göstermektedir.

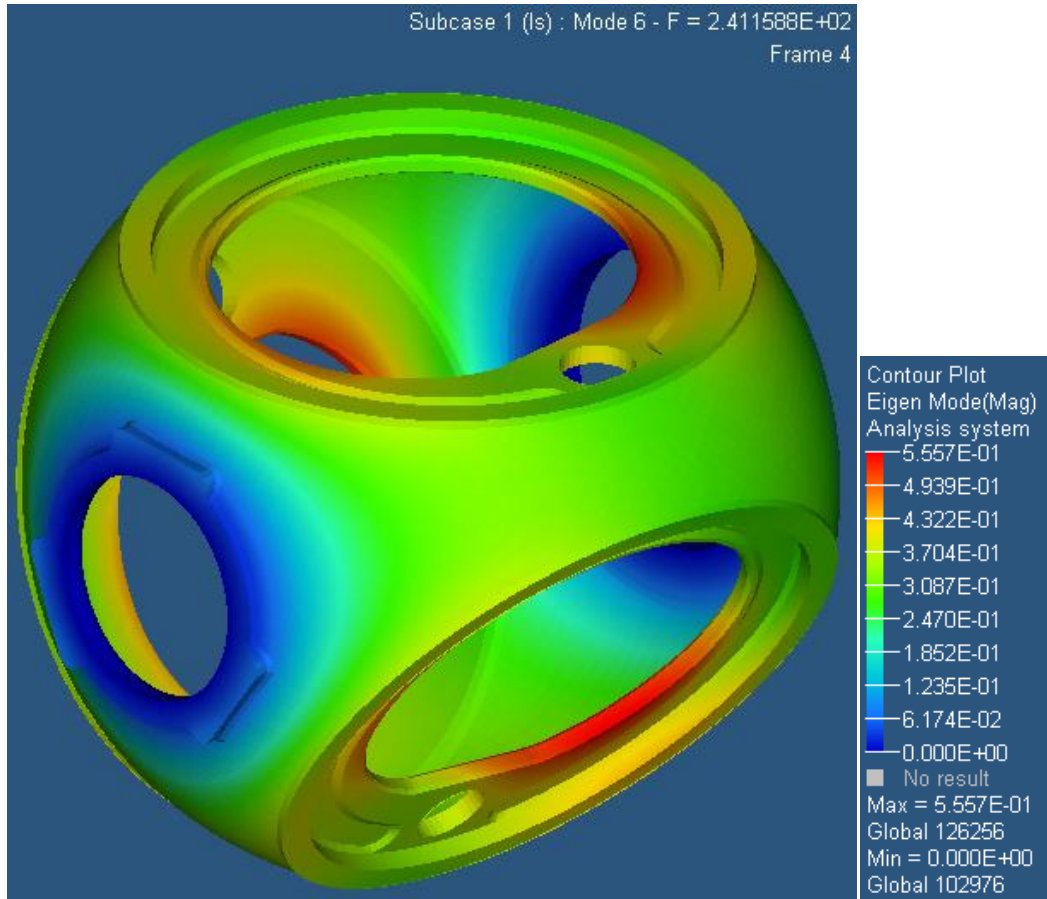
7.3.1 Modal Analiz Sonuçları

Gerekli parametreler tanımlandıktan sonra koşturulan analiz neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıda görülmektedir.









Şekil 7.17 Modal analiz sonuçları

Analiz sonucunda, Şekil 7.17'den de görülebileceği ilk altı mod için pervane göbeğine ait doğal frekans değerleri:

Mod 1: 216,5 Hz

Mod 2: 217,8 Hz

Mod 3: 223,6 Hz

Mod 4: 224,0 Hz

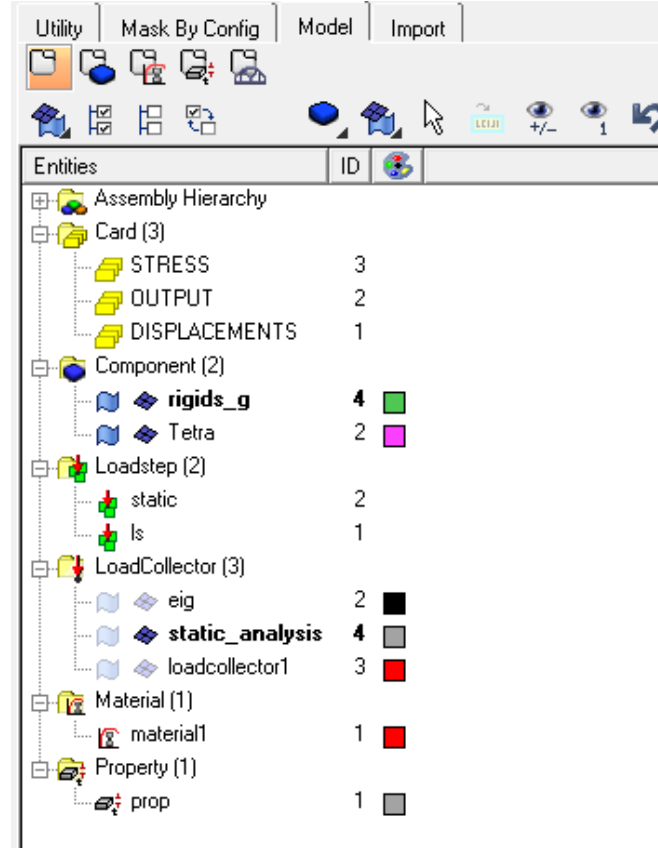
Mod 5: 233,1 Hz

Mod 6: 241,1 Hz

olarak okunmaktadır. Rüzgar türbininin maksimum çalışma frekansı 50Hz'i geçemeyeceğinden dolayı, tasarımı yapılan pervane göbeği, rezonans ve titreşim açısından emniyetli olarak değerlendirilmektedir.

7.4 Maksimum Dayanım Durumu Analizi

Kurulan sonlu eleman ağı ve analiz modeli burada da kullanılmaktadır. Maksimum dayanım durumu analizinde, önceden de belirttiğimiz gibi kanat ağırlıkları ve kasırga itme yükü söz konusu olmaktadır. Loadcollector sekmesine 6.2’de hesaplanan yük değerleri girilerek maksimum dayanım durumu için yeni bir loadstep kurulmuştur.



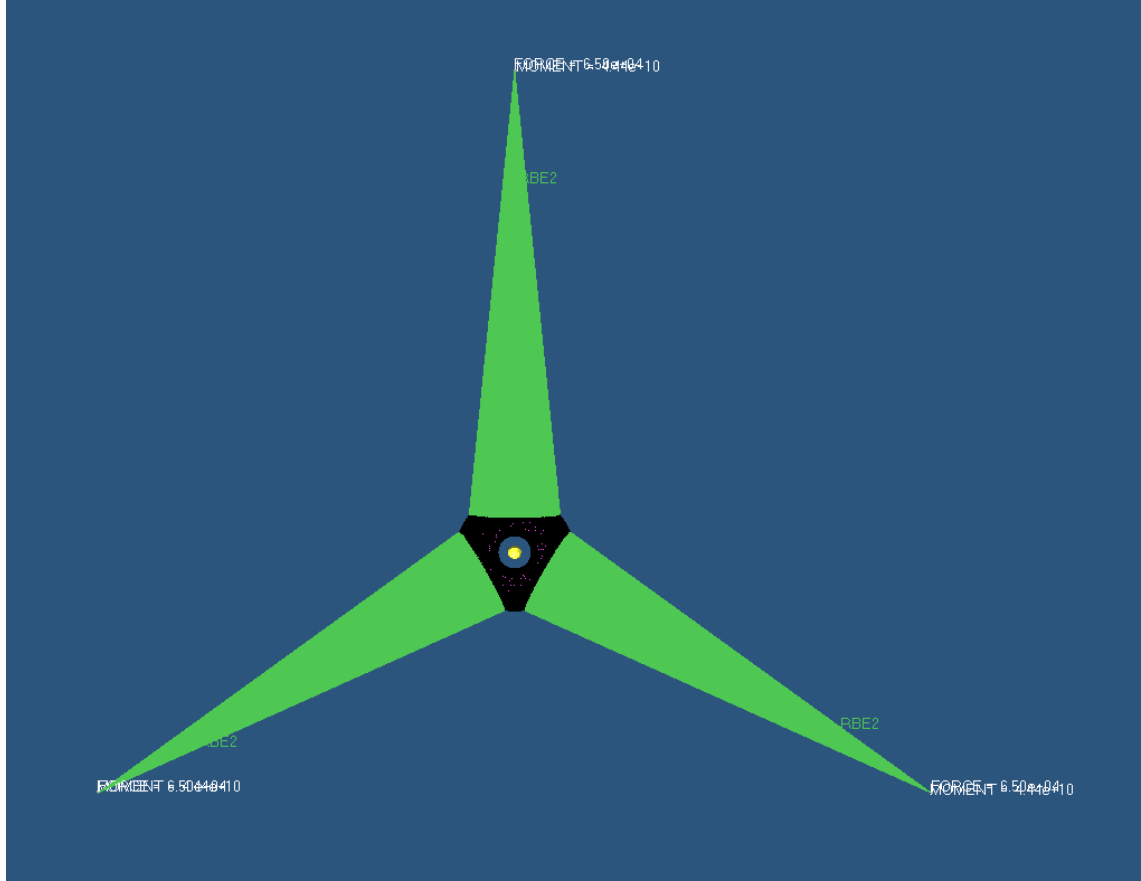
Şekil 7.18 Maksimum Dayanım Durumu için güncellenen analiz modeli

Maksimum dayanım durumu analizi için analiz modeline

- “stress” ve “displacements” çıktıları
- “rigids_g” kiriş eleman grubu
- “static_analysis” yük grubu
- “static” loadstep

eklenmiştir.

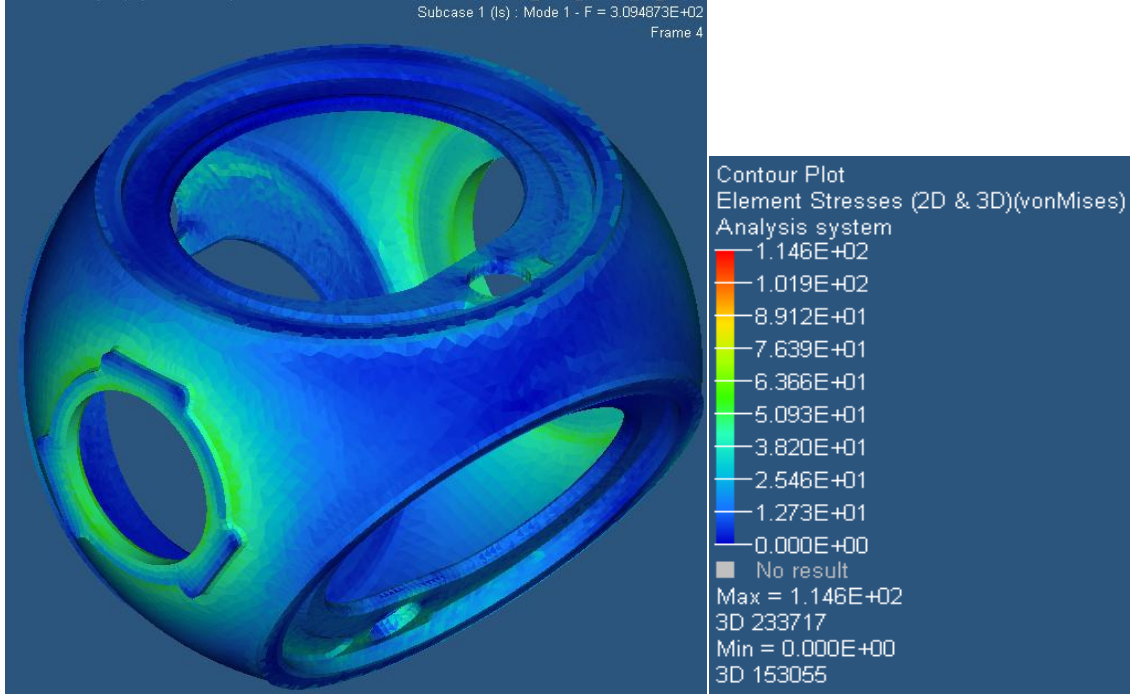
Kanatlara gelen yüklerin indirgenmiş etkime noktası olarak kanat ağırlık merkezi kullanılabilmektedir. Analizlerimizde, kanatlar eğilme momenti ve çeki-bası yükleri taşıyabilen kiriş (beam) elemanlarda simüle edilmiştir.



Şekil 7.19 Kanatları simüle eden kiriş elemanlar

7.4.1 Maksimum Dayanım Durumu Analizi Sonuçları

Uygun sonlu eleman modeli kurulduktan sonra koşturulan maksimum dayanım durumu analizine ait çıktı Şekil 7.20’de görülmektedir.



Şekil 7.20 Maksimum Dayanım Durumu Analizi Sonucu

Analiz sonucunda elde edilen çıktı datası üzerindeki gerilme dağılımı tutarlı bir davranış sergilemektedir. Gerilme cetvelinde görülen yaklaşık 114 MPa maksimum değeri nodal bir değerdir. Bu nedenle değerlendirme aşamasında göz önünde bulundurulmamaktadır. Global olarak maksimum gerilme değeri yataklama bölgelerinde görülmekte olup maksimum gerilme değeri yaklaşık 65 MPa olarak okunmuştur. Malzemenin akma gerilmesi 240 MPa olup, tasarımı yapılmış olan pervane göbeği tasarımı, maksimum dayanım durumu açısından emniyetlidir.

7.5 Maksimum İşletme Durumu Analizi

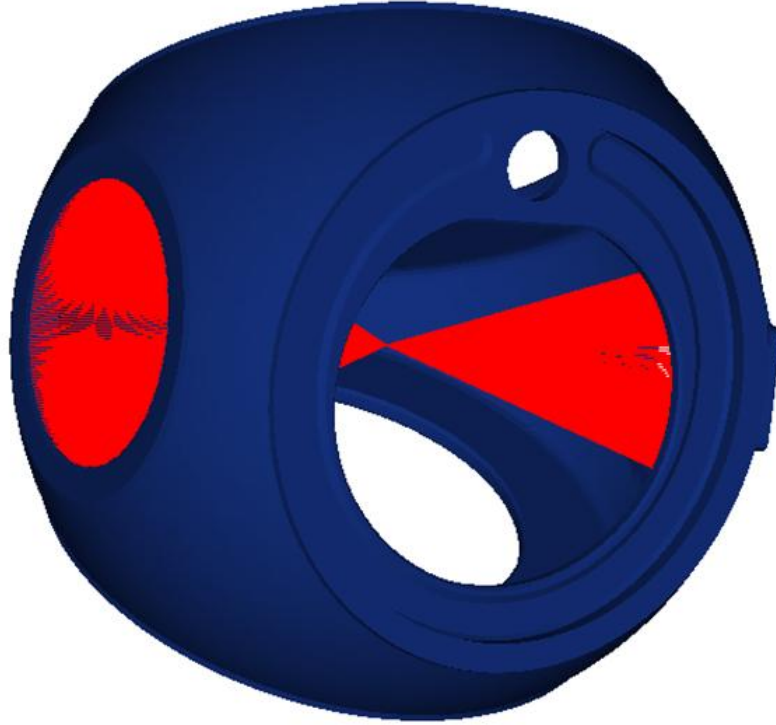
Uluslararası Rüzgar Türbini Tasarım Standartları gereğince, rüzgar türbininin emniyet açısından kontrol edilmesi gereken bir diğer durum da Maksimum İşletme Şartları Durumudur. Maksimum İşletme Şartları Durumunda rüzgar türbinine etkiyen yükler şunlardır:

- Sürücü Moment
- İtme Yüğü
- Santrifüj Çeki Yüğü

- Dinamik Tam Değişken Karakterli Kanat Ağırıkları

Bölüm 6’da hesaplanan bu yük değerleri Abaqus uyumlu modele uygulanmıştır. Maksimum İşletme Şartları Analizi, zamana bağlı (Explicit) ve dinamik analiz kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle Maksimum Dayanım Durumu Analizinde kullanılan sonlu eleman modeli, bu analizde kullanılmamıştır. Üç boyutlu katı eleman tipi olarak C3D10m (tetrahedral quadratic) seçilmiştir. Bu eleman tipi, parçada meydana gelen yüklemeden kaynaklanan şekil değişimini ikinci dereceden bir eğri şeklinde hesaplayabilmektedir. Bu durum, analiz çözüm süresinin uzamasına neden olsa da, sonuçlardaki hassasiyeti ve güvenilirliği önemli ölçüde artırmaktadır.

Maksimum İşletme Durumu Analizinde sınır koşulları “Distribution Coupling” adı verilen elemanlarla tanımlanmıştır. “Kinematic Coupling” elemanlarından farklı olarak, bu elemanlar bağımsız düğüm noktalarının yaptıkları yer değiştirmelerin yanında, bağımsız düğüm noktalarına uygulanan yükleri de, bu düğüm noktalarına bağlı elemanlara yansıtabilmektedir.



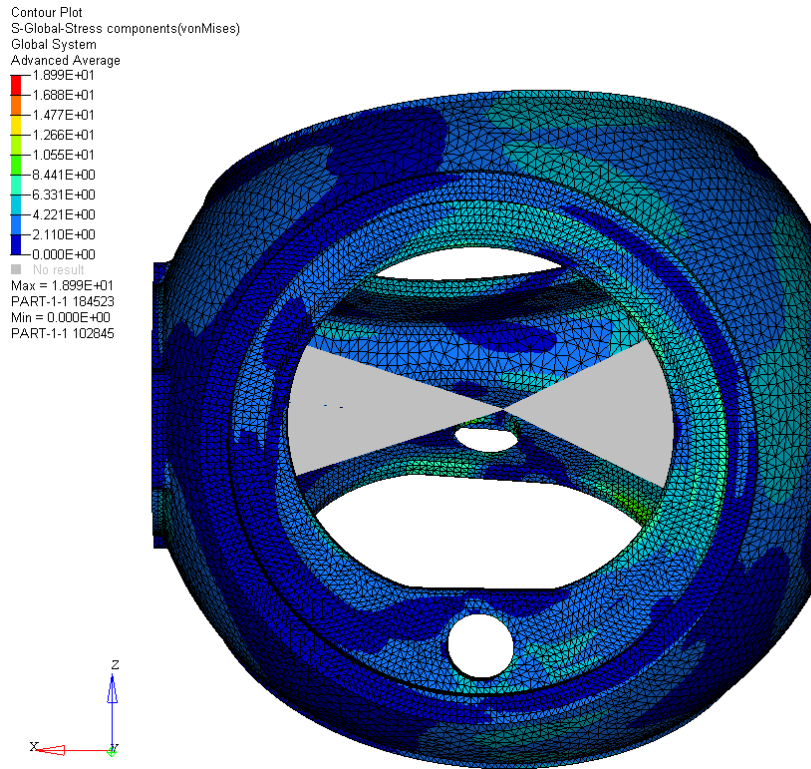
Şekil 7.21 Maksimum İşletme Şartları Analizinde Sınır Koşulları

Maksimum İşletme Şartları Analizi, kanatlardan birinin yeryüzünde paralel (yatay) durumda olduğu andan itibaren, türbin 17 d/d hızla işletilirken gerçekleştirilmiştir. Bu durum, kanat ağırlık merkezinin, pervane dönme eksenine olan uzaklığının maksimum olduğu durumdur ve bu anda kanat bağlantı flanşı en büyük yüklemeye maruz kalmaktadır.

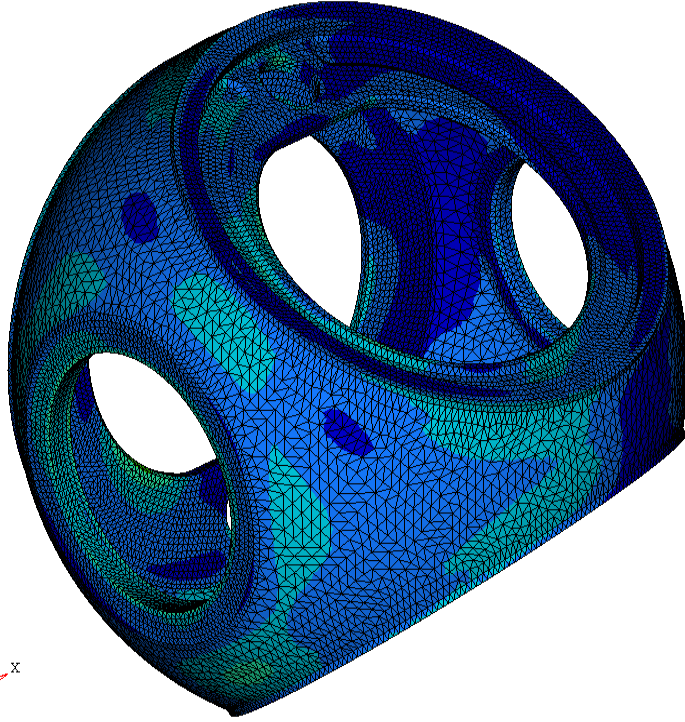
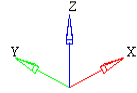
7.5.1 Maksimum İşletme Durumu Analizi Sonuçları

Uygun sonlu eleman modeli kurulduktan sonra koşturulan Maksimum İşletme Şartları Analizi sonucu elde edilen çıktılar Şekil 7.22’de görülmektedir.

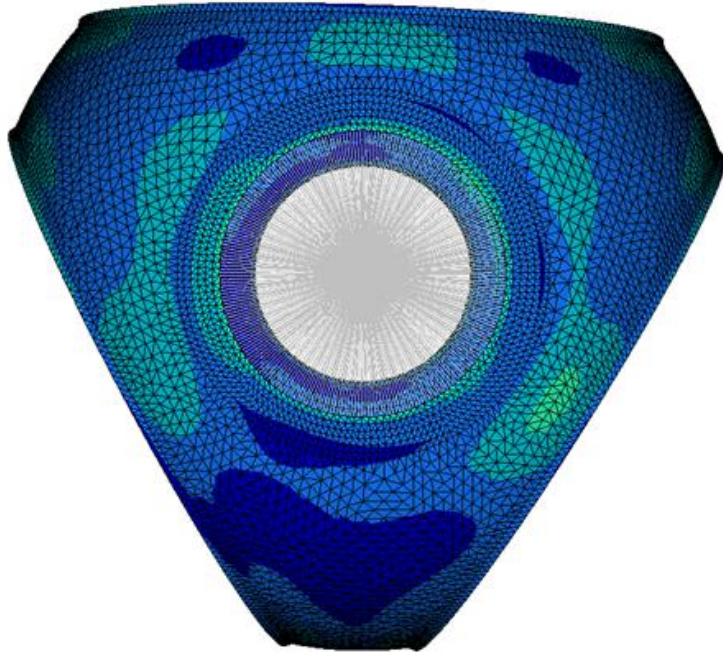
Analiz çözümü, 32 çekirdekli bir yüksek başarımlı hesaplama ünitesinde yaklaşık 240 saatte tamamlanmıştır.



Contour Plot
S-Global-Stress components(vonMises)
Global System
Advanced Average
1.899E+01
1.688E+01
1.477E+01
1.266E+01
1.055E+01
8.441E+00
6.331E+00
4.221E+00
2.110E+00
0.000E+00
No result
Max = 1.899E+01
PART-1-1 184523
Min = 0.000E+00
PART-1-1 102845



Contour Plot
S-Global-Stress components(vonMises)
Global System
Advanced Average
1.899E+01
1.688E+01
1.477E+01
1.266E+01
1.055E+01
8.441E+00
6.331E+00
4.221E+00
2.110E+00
0.000E+00
No result
Max = 1.899E+01
PART-1-1 184523
Min = 0.000E+00
PART-1-1 102845



Şekil 7.22 Maksimum İşletme Şartları Analizi sonucu elde edilen gerilme dağılımı

Nodal süreksizlikler gözardı edildiğinde, parça üzerinde global maksimum Von-Misses gerilmesi yaklaşık olarak 13 Mpa olarak okunmuştur. Bu gerilme değeri, 240 Mpa olan malzemenin akma gerilmesi karşısında oldukça düşük bir seviyededir ve pervane göbeği, analiz sonuçlarına dayanarak maksimum işletme şartları durumunda emniyetli olarak değerlendirilebilmektedir.

7.6 Topoloji Analizi

Topoloji analizi, belirli bir tasarım hacmi dahilinde optimum şekil ve malzeme dağılımına ulaşmak amacıyla kullanılan bir matematiksel metoddur. Topoloji analizi çalışmaları ile günümüzde oldukça büyük önem arzeden hammadde tasarrufu ve ağırlık azaltma konularında önemli iyileştirmeler yapılabilmektedir. Topoloji analizi, karmaşık geometriye sahip ve yine karmaşık yüklemelere maruz kalan parçalarda yük iletiminin nasıl bir yol izleyeceğini, ortada henüz olgunlaştırılmış bir tasarım bulunmadığı halde öngörebilmemizi sağlayabilmektedir. Bu sayede tasarım süreci daha sistematik bir şekilde ilerlemekte, ayrıca tasarım aşırı mühendislikten uzaklaşıp optimum mühendisliğe yaklaşmaktadır.

Çalışmamızda gerçekleştirmiş olduğumuz topoloji analizi, Maksimum Dayanım Durumu şartları kapsamında simüle edilmiştir. Bu durumda, daha önceden de belirttiğimiz gibi, 70m/s hızla esen rüzgarın oluşturduğu itme yükü, temel yükleme durumunu oluşturmaktadır. Ayrıca statik karakterli kanat ağırlıkları da yükleme durumuna eklenmiştir.

Topoloji analizi çalışması sonlu elemanlar metodu vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle her sonlu eleman analizinin gerektirdiği gibi bir sonlu eleman ağ yapısının örülmesi (Mesh) ve bu ağ yapısı üzerine fiziksel (yüklemeler, sınır şartları) ve matematiksel modellerin kurulması gerekmektedir.

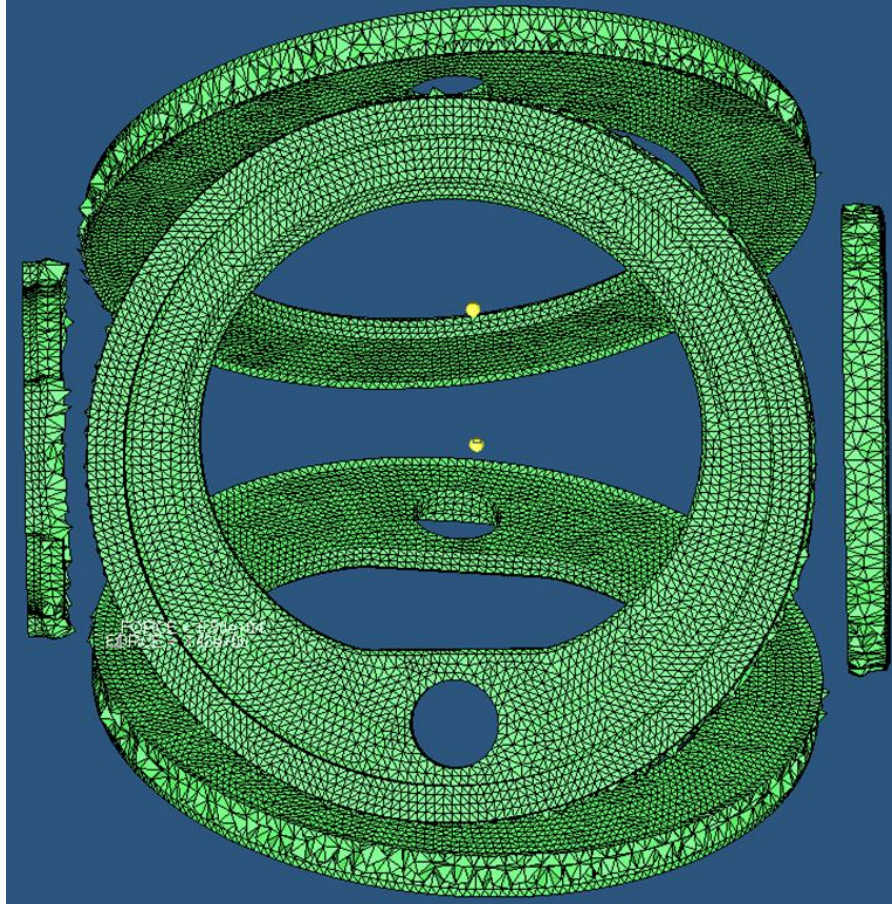
Topoloji Analizinde kullanılan sonlu eleman ağı ve model yapısı birtakım değişiklikler içermektedir. Bu nedenle topoloji analizi çalışmasında, tez çalışmamız kapsamında yaptığımız diğer analizlerde kullandığımız ağ ve modeller kullanılamamaktadır.

Temelde topoloji analizi, tanımlanan tasarım hacminin, parçaya etkimekte olan yüklerin taşınmasına nasıl ve ne kadar etkili olduğuna dair çıktılar vermektedir. Bu

nedenle öncelikle sonlu eleman modelinin, topoloji analizi çalışmasına uygun bir şekilde düzenlenmesi gerekmektedir. Bu düzenleme, eleman ağ yapısının iki bölüme ayrılmasıyla gerçekleştirilmektedir:

- Sabit Bölgeler
- Tasarım Hacmi

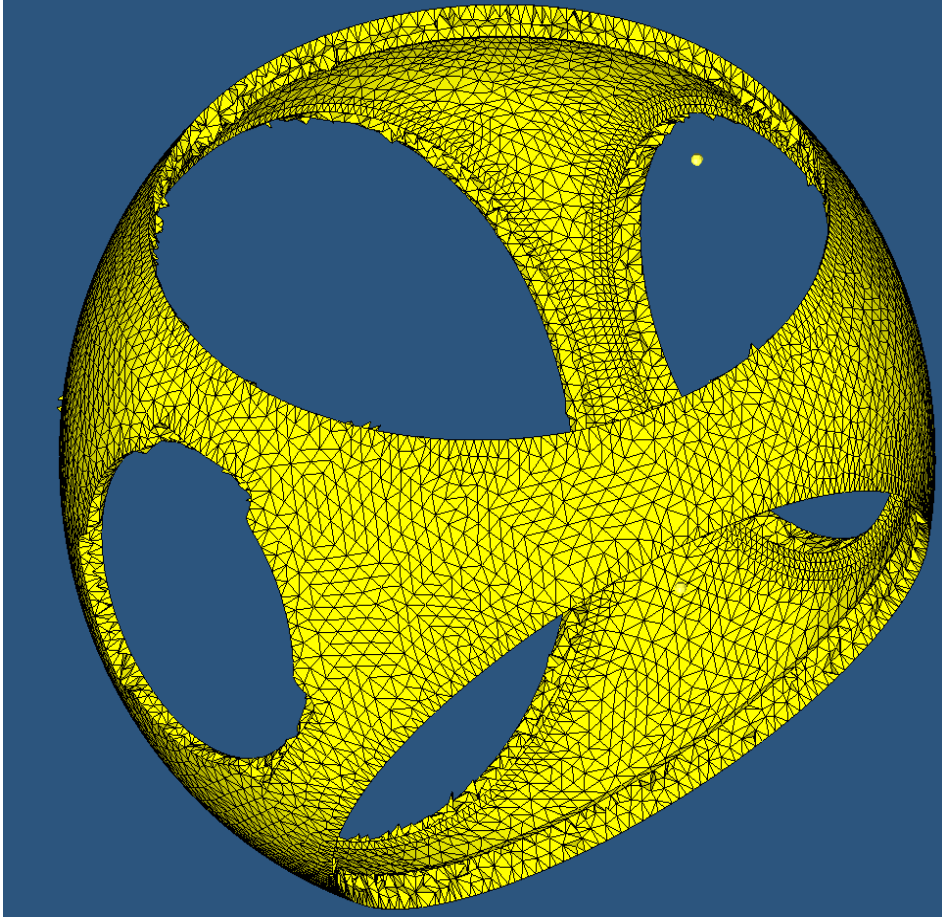
Sabit Bölgeler, konstrüksiyon sınırlamaları, yükleme ve mesnetleme şartlarından dolayı optimizasyon iterasyonlarından etkilenmemesi gereken bölgelerdir. Şekil 7.23'te görüleceği gibi, pervane göbeği üzerinde sabit bölgeler yataklama flanşları ve kanat bağlantı flanşları olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.23 Topoloji Analizi kapsamında tanımlanan sabit bölgeler

Tasarım hacmi ise, şekil ve malzeme optimizasyonunun uygulanacağı hacmi temsil etmektedir. Pervane göbeğinde tasarım hacmi, sabit bölgeler haricinde kalan hacim olarak belirlenmiştir. Tasarım hacmi olarak tanımlanan bölgelerin fonksiyonel bölgeler

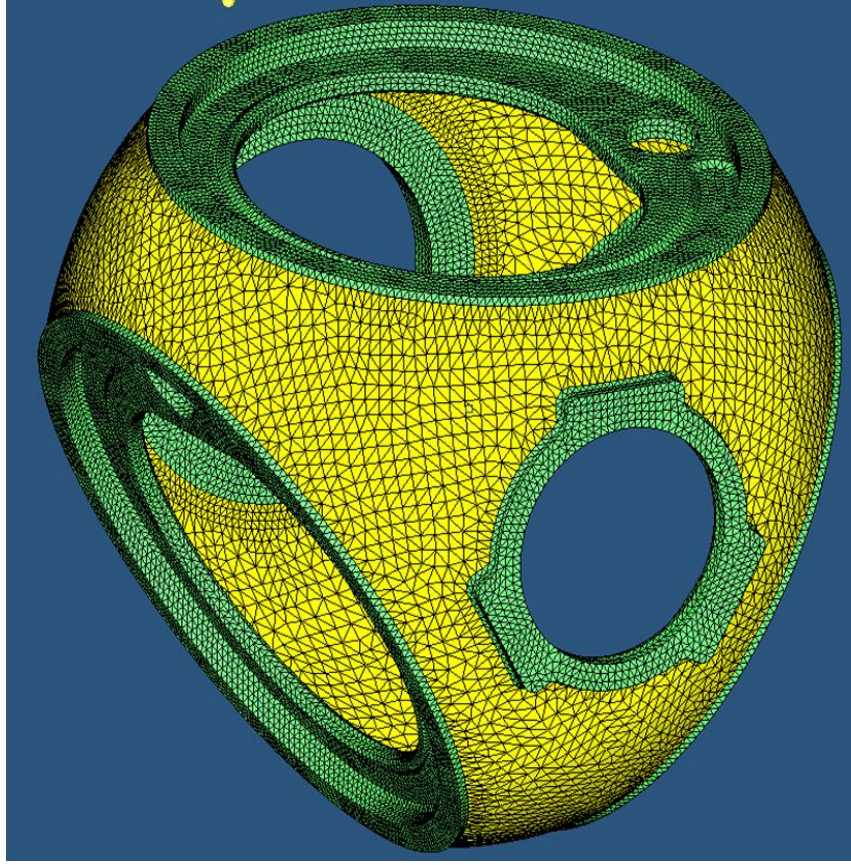
olmaması gerekmektedir. Şekil 7.24'te pervane göbeği için tanımlanan tasarım hacmi görülmektedir.



Şekil 7.24 Topoloji Analizi kapsamında tanımlanan tasarım hacmi

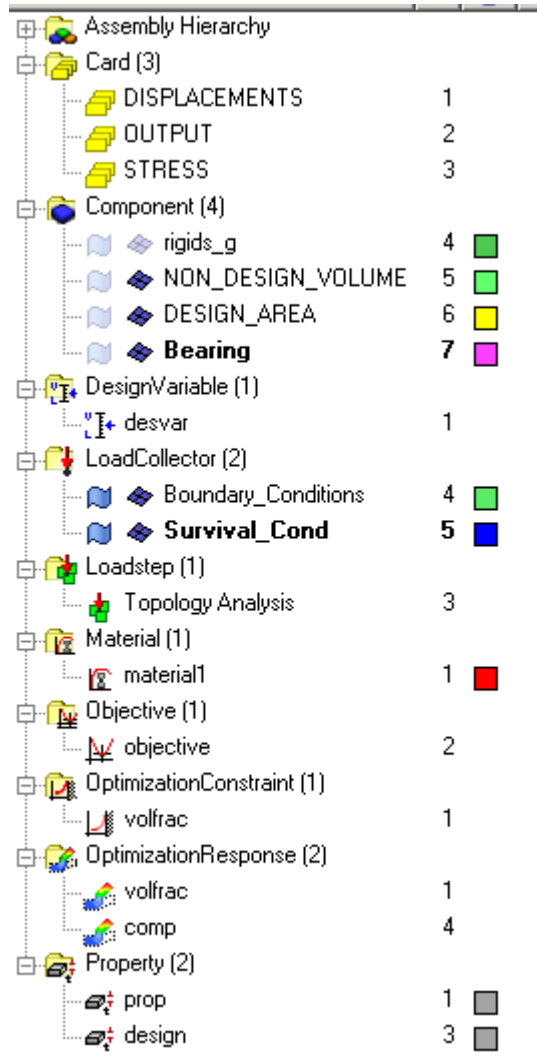
Topoloji analizi, OptiStruct yazılımı ile yapılmakta ve çözülmektedir. OptiStruct yazılımı, topoloji analizi problemlerini “Yoğunluk Metodu” ya da diğer ismiyle SIMP (Simple Isotropic Material with Penalization) metodunu kullanarak çözmektedir. Proses sonucunda topoloji analizi sonucunda tasarım hacmini oluşturan elemanların yoğunlukları, 0 ile 1 arasında bir değer almaktadır. Bu değer, sırasıyla, ilgili elemanın ne kadar “boşluk” (void) ya da “katı” (solid) davranışı gösterdiğini tanımlamaktadır.

Sabit bölgeler ile tasarım hacmi Şekil 7.25'te birlikte görülmektedir.



Şekil 7.25 Topoloji analizi için uygun biçimde ayrılmış sabit bölgeler ve tasarım hacmi.

Analiz kontrol ağacı, topoloji analizine uygun biçimde yeniden düzenlenmiştir. Topoloji analizi iteratif bir analiz yöntemidir ve hedef parametrelerine ulaşmak için birtakım değişkenler tanımlanmaktadır. Şekil 7.26’da analiz kontrol ağacı ve tanımlanan parametreler görülebilmektedir.



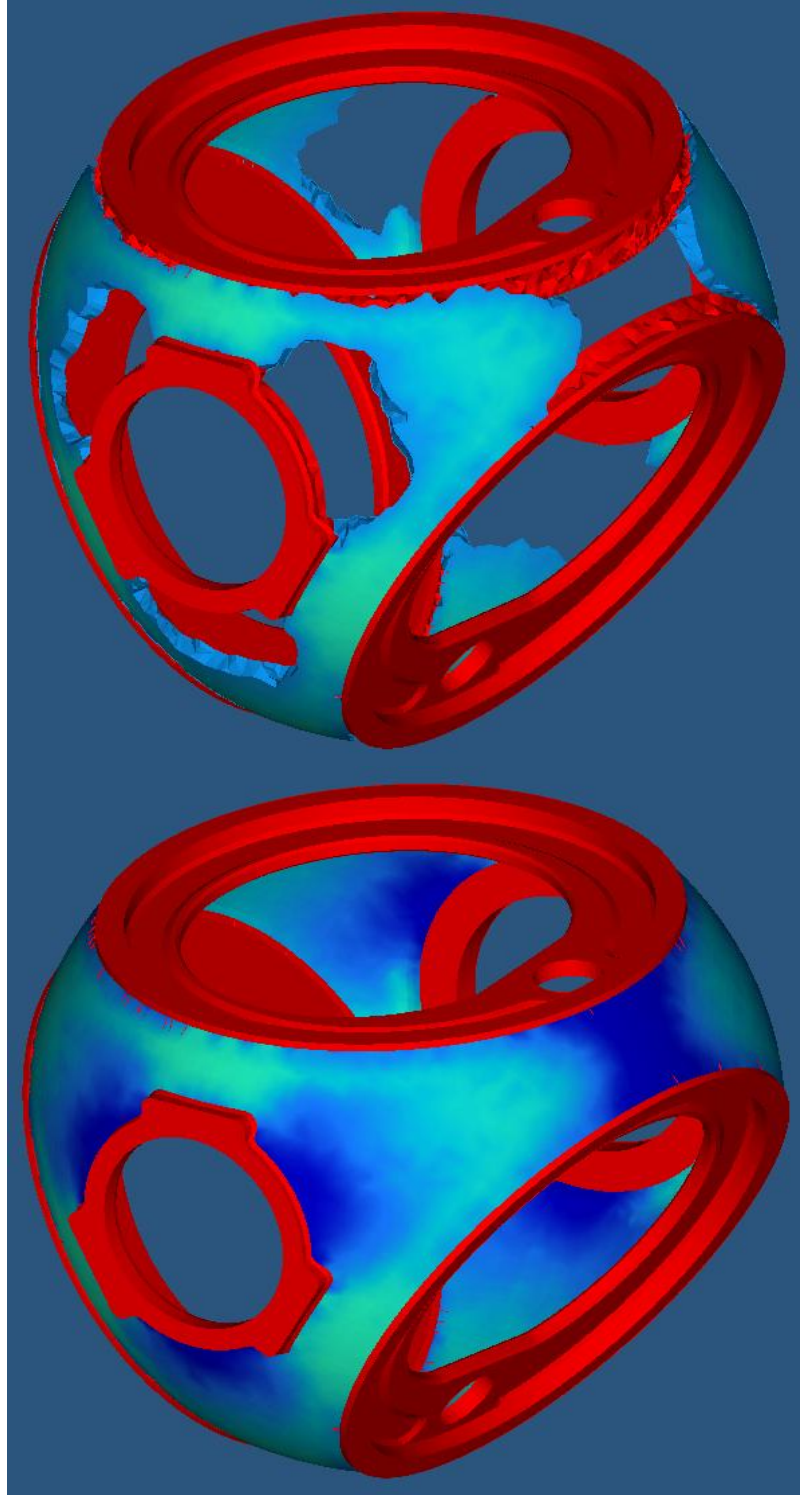
Şekil 7.26 Topoloji analizi çalışması için oluşturulan analiz kontrol ağacı

Analiz çalışmamızda “Objective” kısmında tanımladığımız hedef parametresi ağırlığın minimize edilmesidir. Buna bağlı olarak optimizasyon sınırlaması olarak hacimsel oran tanımlanmıştır (Volume Fraction). Hacimsel oran için girilen minimum değer 0,3 olup, bu değer, optimize edilmiş hacmin, ilk hacme oranının 0,3’ten az olamayacağını belirtmektedir. Optimizasyon çıktıları (Optimization Response) kısmında ise, topoloji analizi sonucunda elde edilecek çıktılar tanımlanmaktadır.

7.6.1 Topoloji Analizi Sonuçları

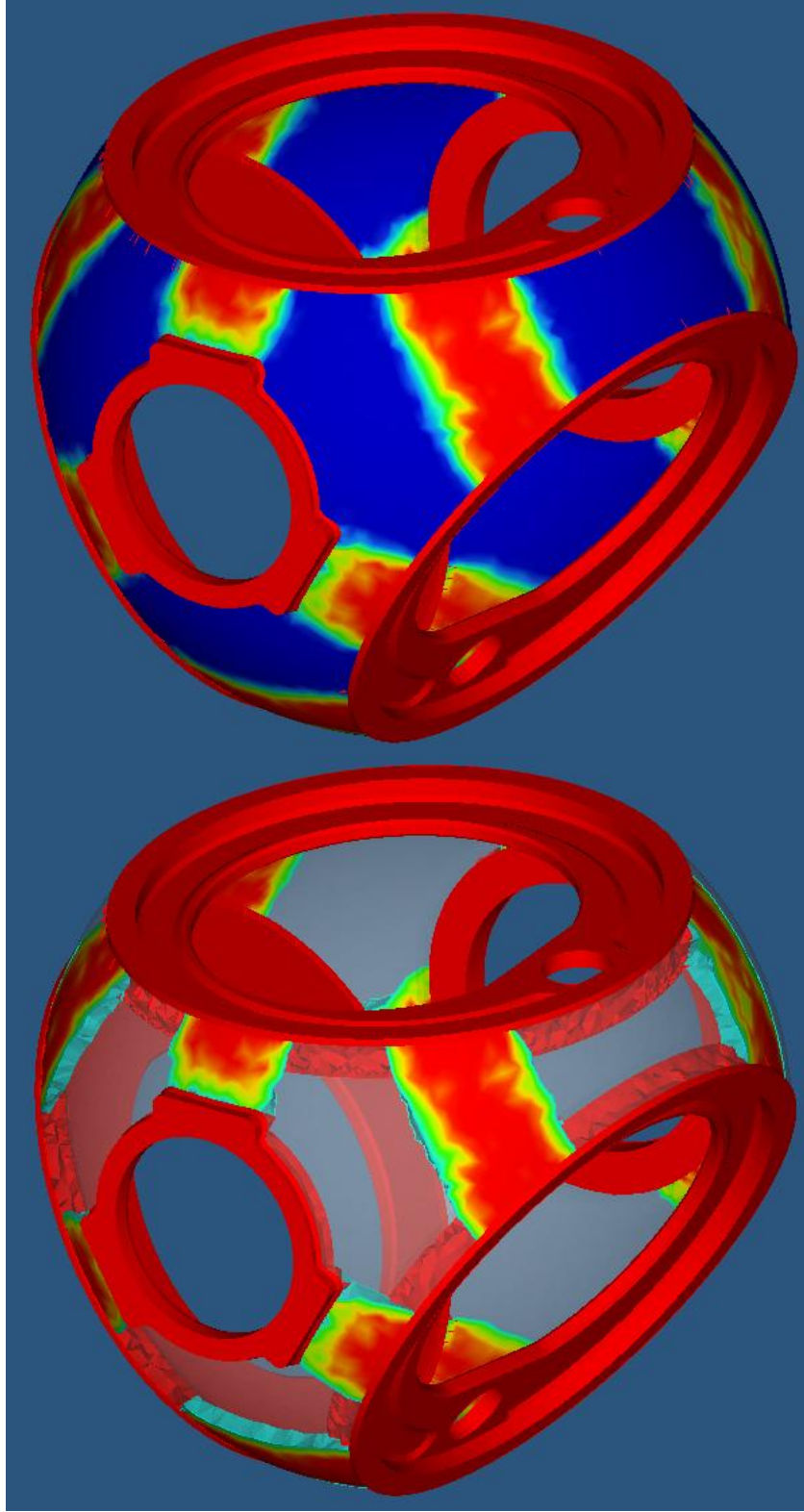
Maksimum dayanım durumu şartlarındaki yükleme koşulları yansıtılarak gerçekleştirilen topoloji analizi sonucunda elde edilen eleman doluluk oranları ve

minimum hacimsel orana ulaşana kadar yapılan iterasyonların ilki Şekil 7.27’de görülmektedir.



Şekil 7.27 Topoloji analizi iterasyon-1

Toplam 14 adet iterasyon sonucunda ulařılan minimum hacimsel oran şekil 7.28’de görülmektedir.



şekil 7.28 Topoloji analizi iterasyon-14 (Son)

Ara iterasyonlar EK-A'da gösterilmiştir.

Topoloji analizi, malzeme ve şekil dağılımı haricinde, analizi yapılan parçaya uygulanan yüklerin parça üzerinde nasıl bir yol izleyerek taşındığı hakkında da fikir verebilmektedir. Çalışmamız kapsamında gerçekleştirmiş olduğumuz topoloji analizi çalışmasının çıktılarından görülebileceği üzere, kanat flanşlarını birbirine bağlayan ve yine kanat flanşlarını yataklama flanşlarına bağlayan tasarım hacminin bazı bölgeleri yükün düşük hız şaftına ve türbin kulesine iletiminde daha fazla katkı yapmaktadır.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Proje kapsamında 2MW güç üretim kapasitesine sahip yerli rüzgar türbini için rotor göbeği tasarımı yapılmıştır. Çalışmamızda günümüzün en önemli mühendislik araçlarından biri olan Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) ve Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) metodları uygulanmıştır. Bu iki teknolojik araç ile tasarım süreleri kısaltılmakta, çok daha sistematik ürün geliştirme süreçleri oluşturulabilmekte, aşırı veya yetersiz tasarım ve mühendislik önlenmekte, optimum tasarıma ulaşmada kolaylık sağlanmakta, hammadde ve maliyetlerde önemli tasarruflara gidilebilmektedir.

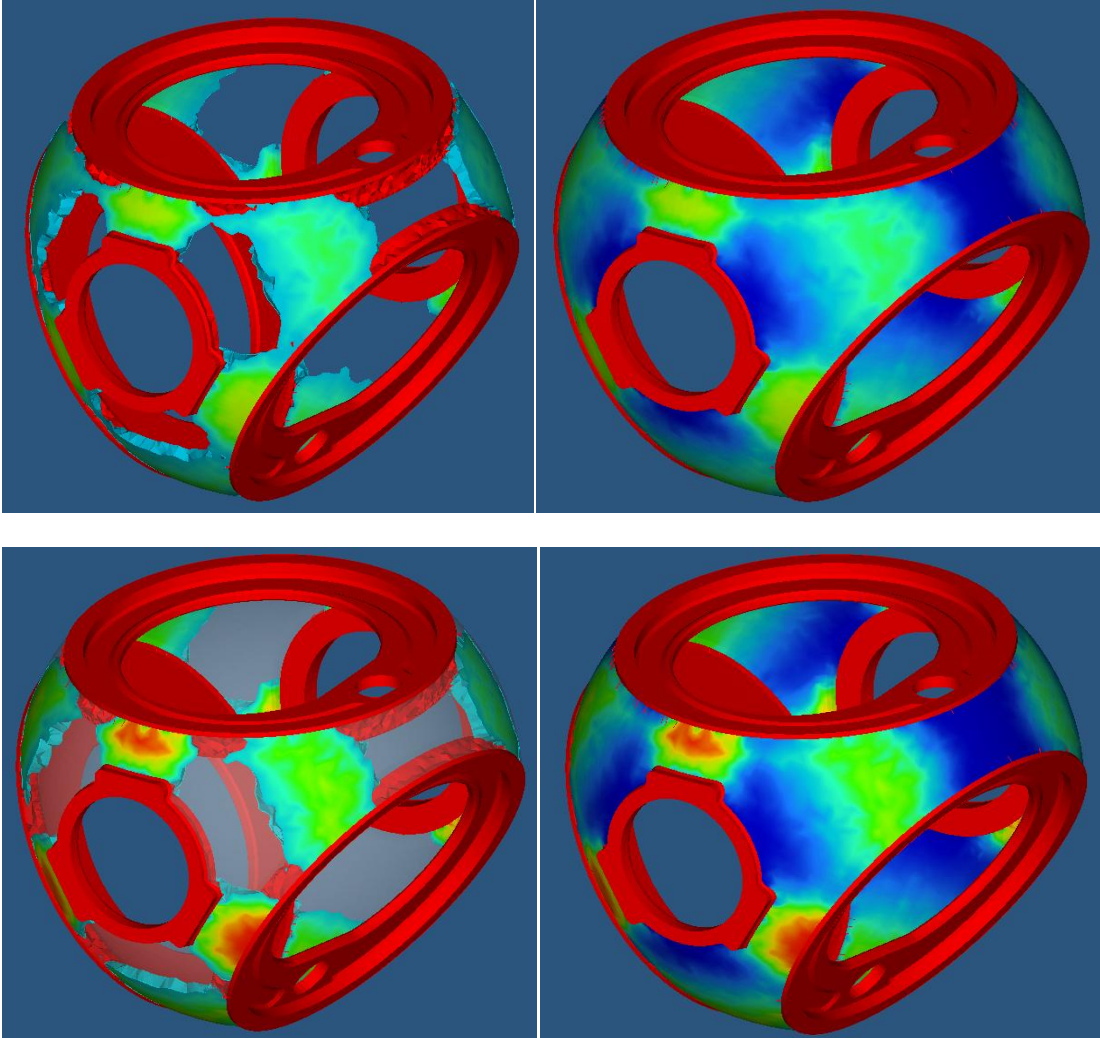
Bu çalışmada bilgisayar ortamında rotor göbeğinin üç boyutlu geometrisi oluşturulmuştur. Ardından sonlu elemanlar yöntemi ile modal analiz, maksimum dayanım analizi, maksimum çalışma şartları analizi ve topoloji analizi uygulanmıştır.

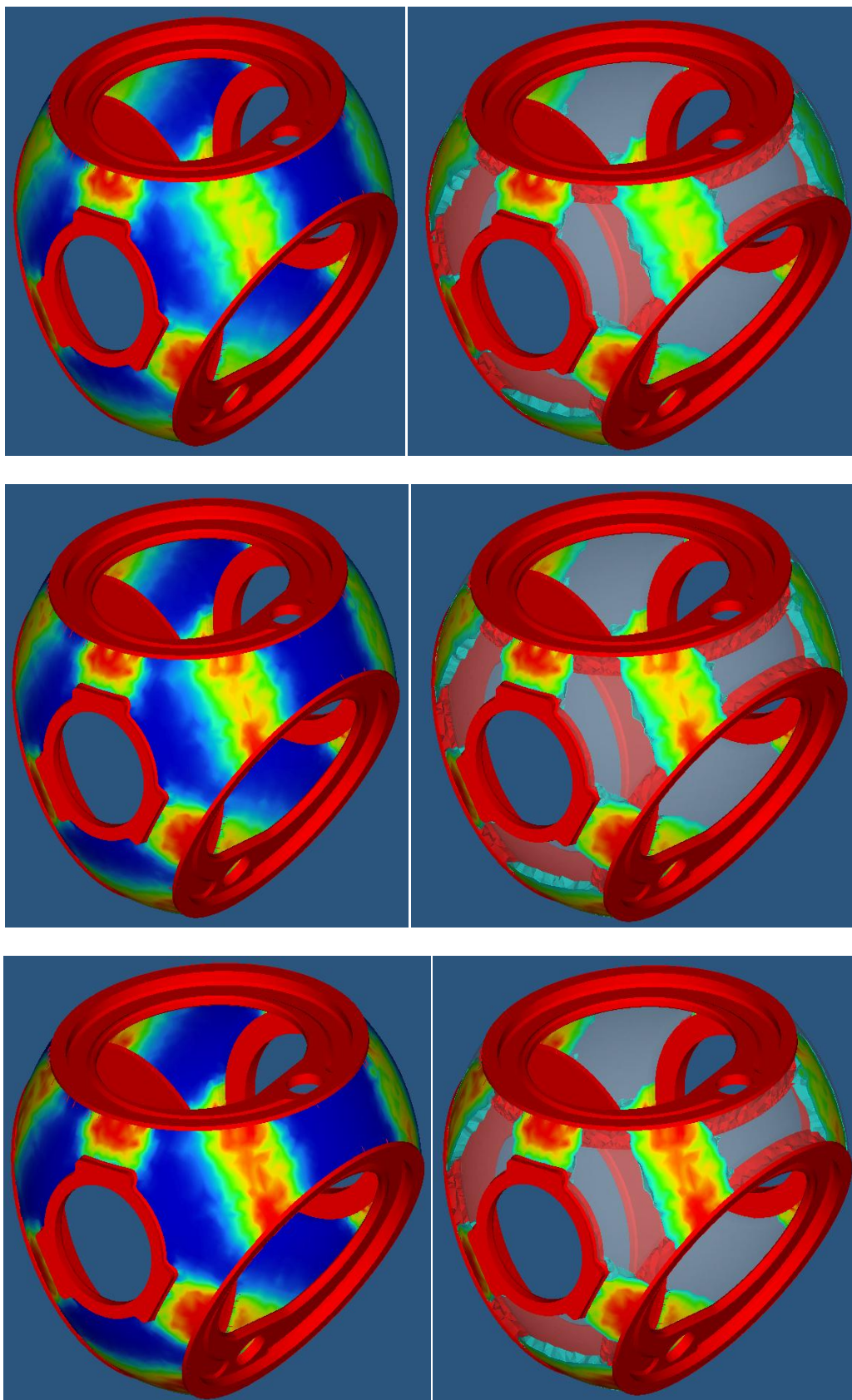
Çalışma kapsamında yapılan bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi analizlerinin test ve deneylerle desteklenmesi tavsiye edilmektedir. Bu çalışmanın rüzgar türbini rotor göbeği tasarımı veya benzer konular üzerine yapılacak akademik çalışmalara yardımcı olması düşünülmüştür.

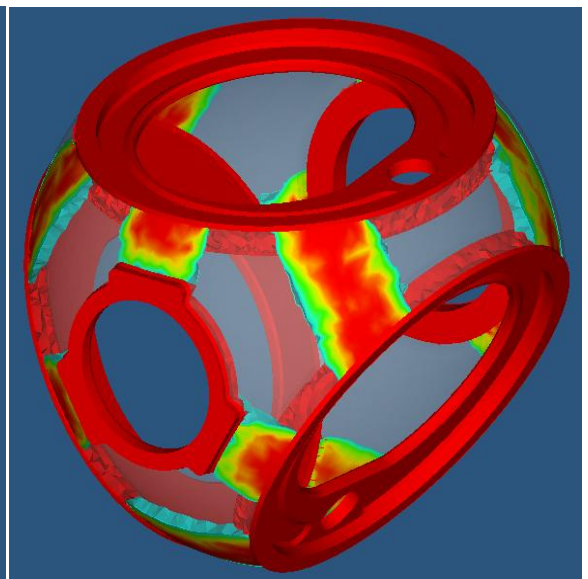
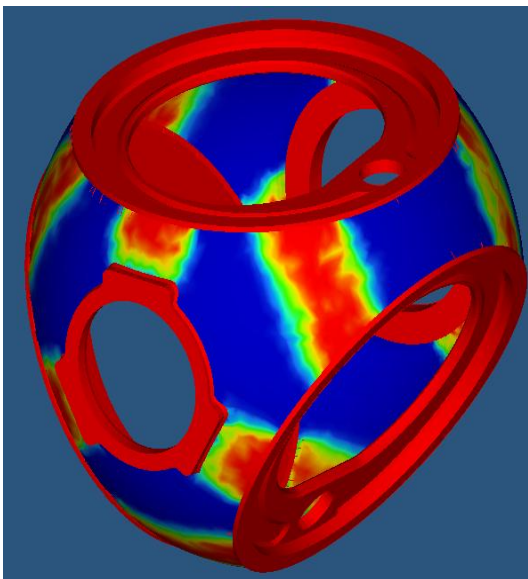
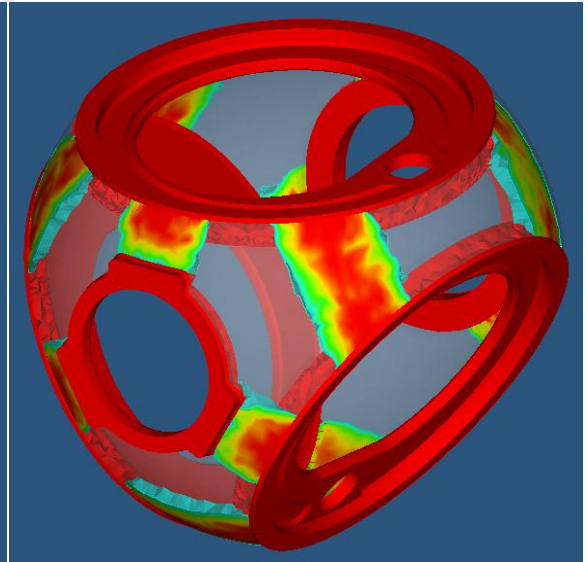
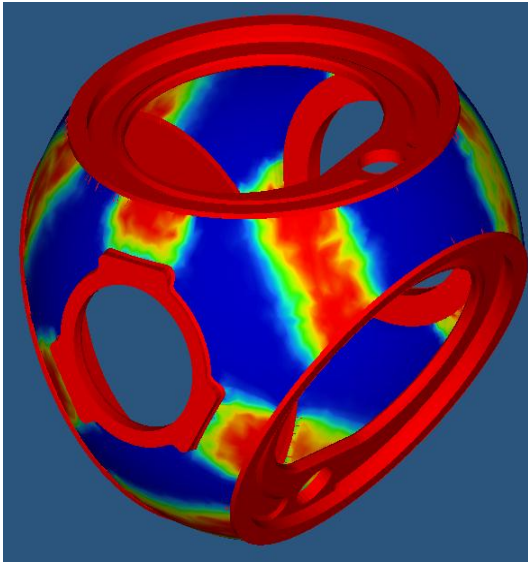
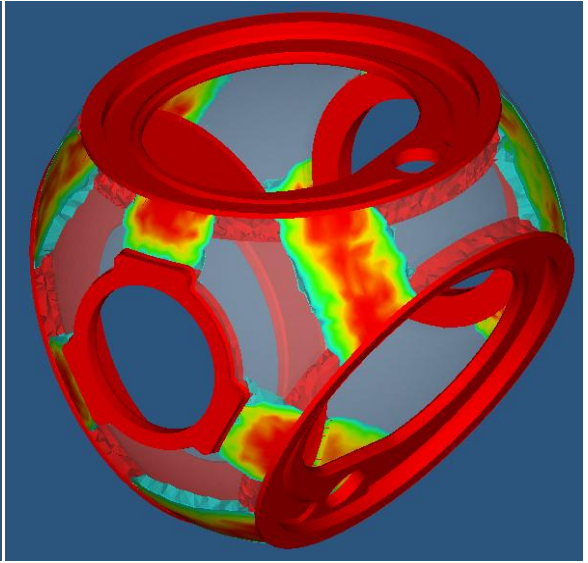
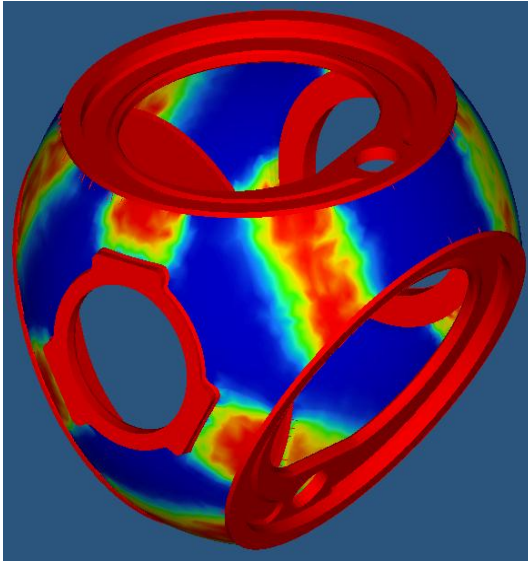
KAYNAKLAR

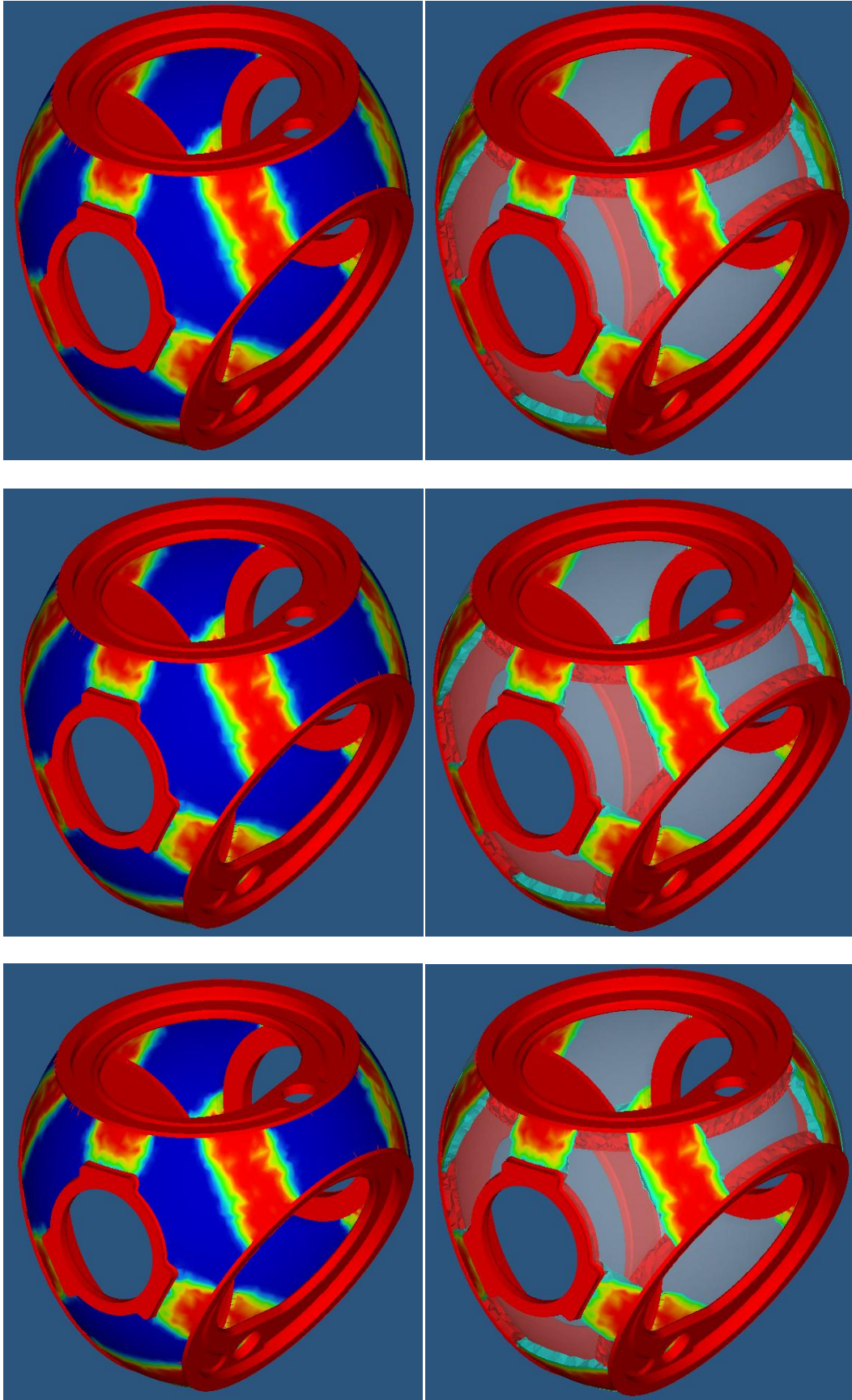
-
- [1] Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü, www.eie.gov.tr, 2011
 - [2] Ackermann, T., Söder, L., (2000). “Wind Energy Technology and Current Status: A Review”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Stockholm.
 - [3] Karadağ, H. İ., (2009). Yenilenebilir Enerji Kaynakları Arasında Rüzgar Enerjisinin Önemi ve Rüzgar Türbini Tasarımı, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
 - [3] Durak, M., (2000). Rüzgar Enerjisi Teknolojisi ve Türkiye Uygulaması: Akhisar Rüzgar Elektrik Santrali, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
 - [5] Yılmaz, F., (2003). Rüzgar Enerjisi Dönüşüm Sistemleri ve Rotor Tasarımı, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Gebze.
 - [6] Elektrik Mühendisleri Odası, www.emo.org.tr, 2011
 - [7] Önder, M., (2006). Yatay Eksenli Rüzgar Türbini Kanadının Bilgisayar Destekli Tasarımı, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara.
 - [8] Köse, S., (2007). Değişken Hızlı Rüzgar Türbinlerinin Nonlineer Kontrolü, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Gebze.
 - [9] International Electrotechnical Commission Standards, “IEC 61400-1 Wind Turbines-Part1: Design Requirements”.
 - [10] Vestas, www.vestas.com, 2011
 - [11] Claas Guss, www.claasguss.de, 2011

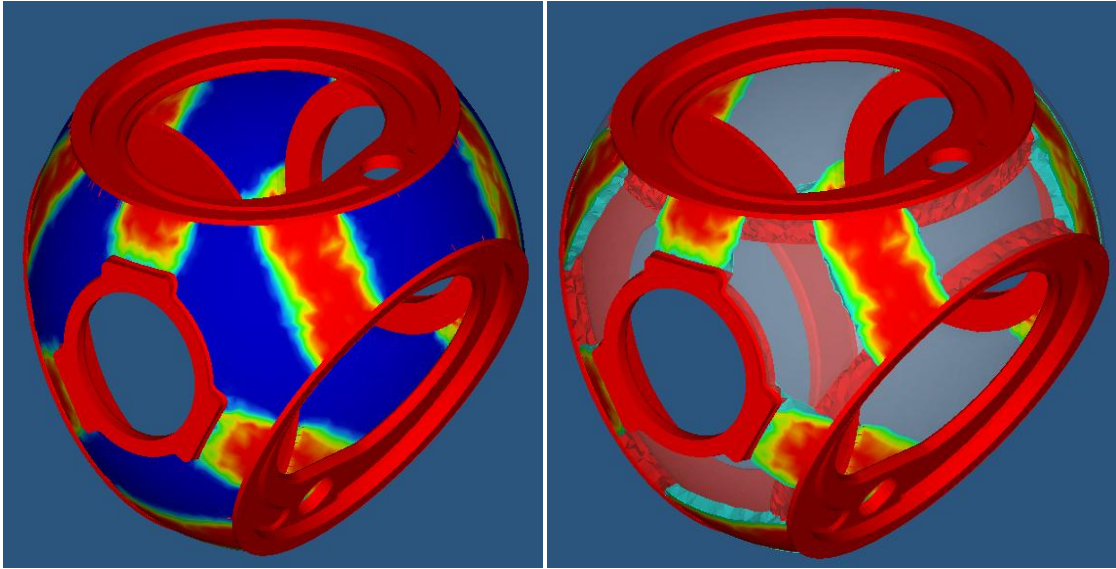
TOPOLOJİ ANALİZİ ARA İTERASYONLARI











ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ahmet Oğuzhan YAĞMUR
Doğum Tarihi ve Yeri : 28.10.1986 Üsküdar
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : oguzhanyagmur@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	Fen Bilimleri	Kadir Has Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2008-Devam ediyor	Ford Otomotiv San. A.Ş.	Ürün Geliştirme Müh.