

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

RÜZGAR TÜRBİNİ KANADININ OPTİMAL TASARIMI

İSMAİL AKTEPE

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

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. MUHARREM BOĞOÇLU**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RÜZGAR TÜRBİNİ KANADININ OPTİMAL TASARIMI

İsmail AKTEPE tarafından hazırlanan tez çalışması 04.01.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd.Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd.Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU

Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

İnsanlığın gelişmesiyle birlikte makineleşme faktörünün de etkisiyle insanoğlunun gündemine enerji arayışı ve yeni enerji kaynakları bulma ihtiyacı birinci düşünülmesi gereken konular arasına girmiştir.Bugüne kadar daha çok fosil yakıtlar kullanılmakta idi.Fakat sınırlı havzalara sahip dünyamızın ilerideki yıllarda bir gün bu ihtiyacımızı karşılayamayacak olması araştırmalar sonucunda anlaşılmıştır.Bu hususta zamanla önemi anlaşılan rüzgar enerjisi, eğer potansiyellerimizi kullanabilirsek bize kafi gelecek düzeydedir.İşte bu noktadan hareketle bu çalışmamız, rüzgar enerjisini elektrik enerjisine çeviren rüzgar türbinlerinin daha verimli olması için kanatları üzerinde yapılan optimizasyon çalışmalarından oluşmaktadır.

Tez çalışmalarımda desteğini esirgemeyen özellikle optimizasyon terimiyle tanışmamı sağlayan değerli hocam Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU'ya saygılarımı sunar teşekkürlerimi arz ederim

Haziran, 2013

İsmail AKTEPE

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.3 Hipotez	1
BÖLÜM 2	
RÜZGÂR TÜRBİNLERİ	3
2.2. Rüzgar türbini tarihsel gelişimi	3
2.3. Esnek Yapılı Pala Çalışmalarının Tarihsel Gelişimi	4
2.4. Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması	6
2.1.1 Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri.....	7
2.1.2 Darrieus Rüzgar Türbinleri	9
2.1.2.1 H-Darrieus Rüzgar Türbinleri.....	9
2.1.3 Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri.....	10
2.2 Rüzgarlı Alış Yönlerine Göre Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması	12
2.2.1 Rüzgarı Arkadan Alan Makineler	12
2.2.2 Rüzgarı Önden Alan Makineler	12
2.2.2.1 Tek Kanatlı Rüzgar Türbinleri	12
2.2.2.2 Çift Kanatlı Rüzgar Türbinleri	13
2.2.2.3 Üç Kanatlı Rüzgar Türbinleri.....	13

2.2.2.4 Çok Kanatlı Rüzgar Türbinleri	13
2.3 Rüzgar Hızına Göre Rüzgar Türbinleri	14
2.3.1 Düşük Hızlarda Çalışan Rüzgar Türbinleri	14
2.3.2 Yüksek Hızlarda Çalışan Rüzgar Türbinleri	14
2.4 Güç Kontrol Sistemine Göre Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması	15
2.4.1 Stall Kontrollü Türbinleri	16
2.4.2 Pitch Kontrollü Türbinler	18
2.4.3 Aktif Stall Kontrollü Türbinler	19
2.5 Rotor Hızına Göre Türbinlerin Sınıflandırılması	20
2.5.1 Sabit Hızlı Türbinler	20
2.5.2 İki hızlı türbinler	21
2.5.3 Değişken Hızlı Türbinler	21
2.6 Kullanım Yeri Göre Türbinlerin Sınıflandırılması	21
2.6.1 Şebeke Bağlantılı Rüzgar Türbinleri	21
2.6.2 Şebeke Bağlantısız Rüzgar Türbinleri	23

BÖLÜM 3

RÜZGAR TÜRBİNİ BİLEŞENLERİ	24
3.1 Kanatlar ve Rotor	25
3.2 Kanat Döndürme Mekanizması (Pitch)	28
3.3 Fren	29
3.4 Düşük Hızlı Şaft	30
3.5 Dişli Kutusu	30
3.6 Jeneratör	31
3.7 Kontrol Kutusu	31
3.8 Anemometre ve Rüzgar Gülü	31
3.9 Türbin Kafa Kismi	32
3.10 Yüksek Hız Şaftı	32
3.11 Rota Mekanizması ve Motoru (Yaw)	33
3.12 Kule	33

BÖLÜM 4

RÜZGÂR ENERJİSİ ÇEVİRİMİ	35
4.1 Enerji Kaynağı Olarak Rüzgârın Özellikleri	35
4.2 Rüzgâr Gücünün Değişkenleri	37

BÖLÜM 5

ESNEK YAPILI PALA KAVRAMI	42
5.1 Esnek Yapılı Pala Özellikleri	42
5.1.1 Elastik Bağlaşım	43
5.1.1.2 Sadece Kabuk Malzemesinin Çapraz Yönelimli Malzemelerden Oluşması	44
6.1.1.1 Sadece Pala Kirişi Malzemesinin Çapraz Yönelimli Malzemelerden Oluşması	45

6.1.1.2	Kabuk ve Pala Kirişı Malzemesinin Çapraz Yönelimli Malzemelerden Oluşması.....	45
6.1.1.3	İndüklenmiş Burulmanın Aerodinamik Başarım Üzerine Etkileri.....	45
5.2	Esnek Yapılı Pala Çeşitleri.....	46
5.3	Esnek Yapılı Pala Kullanımının Yarar ve Sakıncaları	46
5.3.1	Yararları.....	47
5.3.2	Sakıncaları ve Önlemleri	47
BÖLÜM 6		
BAĞLAŞIMLI PALA GEOMETRİK VE YAPISAL TASARIMI		49
6.1	Pala Geometrisi.....	49
6.2	Pala Kesidi	51
6.2.1	Malzeme Belirlemesi.....	52
6.2.2	Tasarım Girdileri.....	57
BÖLÜM 7		
OPTİMİZASYON		59
7.1	Optimizasyon	59
7.1.1	Yapısal Optimizasyona Giriş	61
7.1.2	Yapısal optimizasyondan beklentiler	63
7.1.3	Tasarım Optimizasyonu	64
7.1.4	Şekil Optimizasyonu.....	64
7.1.5	Topoloji Optimizasyonu	65
7.1.6	Homojenleştirme Yöntemi.....	67
7.2	Topoloji Optimizasyonu	69
7.2.1	Topoloji Optimizasyonun Önem Ve Amacı	69
7.3	Evrimsel Yapı Optimizasyonu (ESO)	71
7.3.1	ESO'nun tarihi gelişimi	71
7.3.2	ESO'nun temel fikri	72
7.3.3	ESO'nun temel adımları	74
BÖLÜM 8		
TOPOLOJİ OPTİMİZASYON UYGULAMALARI.....		78
8.1	Taşıt Salıncak Kolunun Optimizasyonu	78
8.1.1	Homojenleştirme metodu	79
8.1.2	Malzeme dağılım metodu	80
8.1.3	Bilgisayar Destekli Optimizasyon	80
8.1.4	Salıncak Kolunun Topoloji Optimizasyonu.....	81
8.1.5	Salıncak Kolunun Şekil Optimizasyonu	83
8.1.6	Opimizasyon değerlendirmesi	87
8.2	Çok amaçlı köşebent optimizasyonu	88
8.2.1	Malzeme özelliklerinin belirlenmesi	88
8.2.2	Optimizasyon öncesi gerilme analizi.....	89
8.2.3	Topoloji optimizasyonu.....	91

8.2.4 Optimizasyon sonrası gerilme analizi	95
8.2.5 Değerlendirme	97
8.3 Pala Optimizasyonu	98
8.3.1 Pala kirişi optimizasyonu.....	98
8.3.2 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi	99
8.3.3 Optimizasyon öncesi gerilme analizi.....	100
8.3.4 Topoloji optimizasyonu.....	103
8.3.5 Optimizasyon sonrası gerilme analizi	105
8.3.6 Değerlendirme	107
8.4 Pala Optimizasyonu	108
BÖLÜM 9	
SONUÇ VE ÖNERİLER	112
KAYNAKLAR.....	113
ÖZGEÇMİŞ.....	114

SİMGE LİSTESİ

A	Döneç disk alanı [m^2]
a	Eksenel indüklemeye çarpanı
a_c	Eksenel indüklemeye düzeltme sınırı
a'	Dönel indüklemeye çarpanı
B	Pala sayısı
c	Veter uzunluğu [m]
C_d	Sürüklemeye katsayısı
C_l	Taşıma katsayısı
$C_{ltaşıma}$	Tasarım taşıma katsayısı
C_l/C_d	Taşıma katsayısının sürüklemeye katsayısına oranı
C_p	Güç katsayısı
C_n	Dönme düzlemine dik kuvvet katsayısı
$C_{lp,enyüksek}$	En yüksek güç katsayısı
C_T	İtke katsayısı
C_t	Dönme düzlemine teğet kuvvet katsayısı
D	Sürüklemeye kuvveti[N]
E	Kinetik enerji [joule]
F_N	Normal kuvvet[N]
F_T	Çizgisel kuvvet[N]
$F_{kayıp}$	Etkin kayıp çarpanı
$F_{kök}$	Kök kayıp çarpanı
$F_{uç}$	Uç kayıp çarpanı
L	Taşıma kuvveti [N]
L/D	Taşımanın sürüklemeye oranı
M	Döneç torku [Nm]
m	Kütle [kg]
P_{anma}	Anma gücü [W]
$P_{kullanılabilir}$	Kullanılabilir güç [W]
$P_{rüzgar}$	Rüzgâr gücü [W]
R	Döneç yarıçapı [m]
r	Yerel yarıçap [m]
Q	Döneç itkisi [N]

$V_{alt\ akım}$	Dönece gelen rüzgâr hızı [m/s]
$V_{bağıl}$	Döneç üzerindeki bağıl hız [m/s]
$V_{döneç}$	Döneç üzerindeki rüzgâr hızı [m/s]
$V_{göbek}$	Göbek seviyesindeki rüzgâr hızı [m/s]
$V_{ortalama}$	Ortalama rüzgâr hızı [m/s]
$V_{rüzgar}$	Rüzgâr hızı [m/s]
$V_{tasarım}$	Tasarım rüzgâr hızı [m/s]
$V_{uç}$	Pala ucu hız [m/s]

KISALTMA LİSTESİ

DTU	Danimarka Teknik Üniversitesi
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu
PEM	Pala Elemanı Momentumu
PEMK	Pala Elemanı Momentum Kuramı
YERT	Yatak Eksenli Rüzgâr Türbini
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CV	Elastikiyet – Hacim Oranı
ER	Evrimsel Oran
ERR	Eleman Kaldırma Oranı
ESO	Evrimsel Yapı Optimizasyonu
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
FEM	Sonlu Elemanlar Yöntemi
FSD	Tam Gerilmeli Tasarım
GA	Genetik Algoritma
MP	Matematik Programlama
OC	Uygunluk Ölçütü
NLP	Non Lineer Programming
NP	Lineer Programming
QP	Quadratic Programming
DCOC	Ayrık Sürekli-tip Optimallik Kriteri

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Yıllara Göre Rüzgâr Türbini Teknolojisi Gelişimi 4
Şekil 2.2	Dikey eksenli rüzgar türbinleri 11
Şekil 2.4	Stall oluşumu..... 18
Şekil 2.5	600 Kw Pitch kontrollü türbine ait güç eğrisi [11] 19
Şekil 2.6	Aktif stall ve aktif pitch kontrollü türbinlerde güç kontrolü için gerekli pala döndürme açılarının kıyaslaması 20
Şekil 3.1	Rüzgar türbini bileşenleri 24
Şekil 3.3	Direct drive sistemi 28
Şekil 3.4	Direct Drive sistemli Enercon jeneratör..... 28
Şekil 3.5	Pitch Mekanizması 29
Şekil 3.6	Fren mekanizması 30
Şekil 3.7	Rüzgar gülü..... 32
Şekil 3.8	Yaw Mekanizması 33
Şekil 4.1	Rüzgâr Türbinine Etkiyen Kuvvetler[2] 36
Şekil 4.2	Rüzgâr Türbini Çeşitlerine Göre CP- λ Grafiği[2] 39
Şekil 4.3	Rüzgâr Hızı – Güç - Verimlilik Eğrileri[13] 40
Şekil 4.4	Rüzgâr Hızı ve Pala Açısına Göre Eş-Güç Eğrileri (26,8 rpm için)[13]..... 41
Şekil 5.1	Elastik Bağlaşım[5] 44
Şekil 5.2	Pala Kesidi Üzerinde Gelen Akım ve Burulma Açıları[15] 46
Şekil 6.1	Rüzgâr Türbini Pala Kesit Dizilişi[8] 50
Şekil 6.2	Rüzgâr Türbini Pala Biçimlenimleri[8]..... 51
Şekil 6.3	CP- λ -B Grafiği (Schmitz Şeması)[2] 52
Şekil 6.4	Çapraz Karbon - Cam/Elyaf Kabuk 53
Şekil 6.5	(a) Geleneksel Paladaki Elyaf Yönelimi; (b) Eğilme-Burulma Yönelimli Paladaki Elyaf Yönelimi 53
Şekil 6.6	Kesit Biçimlenmesi 55
Şekil 7.1	Optimizasyon Teknikleri Arasındaki Farklar (a) Tasarım (b) Şekil (c) Topolojisi 62
Şekil 7.2	Bir Destegın Şekil Optimizasyonu. Solda ilk geometri ve sağda optimizasyon uygulanmış hali 64
Şekil 7.3	Michell Kiriş Problem tanımı (İç Delik sabitlenmiştir.)..... 66
Şekil 7.4	Michell Kiriş Problemine Topoloji Optimizasyonu uygulaması..... 67
Şekil 7.5	Bir Kiriş'e Topolojik Optimizasyon uygulaması örneği..... 67

Şekil 7.6	Grid tipi bir yapının kesit alan, topolojik ve geometrik özelliklerini gösteren örnek	70
Şekil 7.7	Genel şekil optimizasyonunu gösteren örnek	70
Şekil 7.8	ESO Yönteminin Mantıksal Akış Şeması	75
Şekil 8	Sınır şartları	80
Şekil 8.1	Topoloji optimizasyon sonrası şekil	81
Şekil 8.2	Salıncak kolu sonlu elemanlar modeli.....	82
Şekil 8.3	Sınır şartları	82
Şekil 8.4	Topology optimizasyonu sonrası malzeme dağılımı	83
Şekil 8.5	Hassasiyet analizi yapılan parametreler	84
Şekil 8.6	Hassasiyet analizine göre değiştirilen parametreler.....	86
Şekil 8.7	Optimum şeklin gerilme dağılımı	86
Şekil 8.8	Optimum şeklin yer değiştirme dağılımı	87
Şekil 8.9	Meshlenmiş görünümü	89
Şekil 8.10	Gerilme analiz sonucu-Von Mises	90
Şekil 8.11	Gerilme analiz sonucu-mm	90
Şekil 8.12	Yüklerin tanımlanması	91
Şekil 8.13	Modelin meshlenmesi	92
Şekil 8.14	Modelin statik gerilme analizi.....	92
Şekil 8.15	Topology optimization-1.....	93
Şekil 8.16	Topology optimization-2.....	93
Şekil 8.17	Topology optimization-3.....	94
Şekil 8.18	Modelin solidworks programında görünümü	95
Şekil 8.19	Modelin Solidworkste meshlenmesi.....	96
Şekil 8.20	Modelin Solidworkste statik gerilme analizi	96
Şekil 8.21	Modelin Solidworkste statik gerilme analizi	97
Şekil 8.22	Pala kirişine yük ve kısıtların tanımlanması	100
Şekil 8.23	Pala kirişi gerilme analiz sonucu	101
Şekil 8.24	Pala kirişi gerilme analiz sonucu	102
Şekil 8.25	Pala kirişinin optimizasyon programında tanımlanması.....	103
Şekil 8.26	Pala kirişinin topology optimizasyonu 1	103
Şekil 8.27	Pala kirişinin topology optimizasyonu 1	104
Şekil 8.28	Optimizasyon sonucu Solidworkste çizilen kiriş modeli	105
Şekil 8.29	Pala kirişinin Solidworks'te meshlenmesi.....	106
Şekil 8.30	Optimize edilmiş pala kirişinin gerilme analizi.....	106
Şekil 8.31	Türbin palasının montaj katı modeli	108
Şekil 8.32	Optimizasyon öncesi gerilme analizi.....	109
Şekil 8.33	Optimizasyon sonrası gerilme analizi	109

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 6.1 Palalarda Kullanılan Genel Malzeme Özellikleri[2]	54
Çizelge 6.2 Çeşitli Yönelim Açılarında 20 derece Karbon/Elyaf-Cam/Elyaf Birleşimi	56
Çizelge 6.3 Katman Mekanik Özellikleri ve Dayanım Verileri	56
Çizelge 6.4 IEC standartları ortalama rüzgâr hız sınıfları	57
Çizelge 8.1 Salıncak kolu için analiz sonuçları	83
Çizelge 8.2 Tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları	84
Çizelge 8.3 Gerilme hassasiyet değerleri	85
Çizelge 8.4 Optimizasyon öncesi ve sonrası sonuçlar	87
Çizelge 8.5 Köşebent malzeme özellikleri	88
Çizelge 8.5 Köşebent optimizasyon analiz sonuçları	98
Çizelge 8.6 Köşebent malzeme özellikleri	99
Çizelge 8.7 Pala kirişi optimizasyonu analiz sonuçları	107
Çizelge 8.7 Pala montajının analiz sonuçları	110

RÜZGAR TÜRBİNİ KANADININ OPTİMAL TASARIMI

İsmail AKTEPE

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU

Enerji bugün dünya en önemli sorunlarından biri haline gelmiştir. Tükenmekte olan fosil enerji kaynakları nedeniyle dünya yeni enerji kaynakları arayışı içindedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgar eski zamanlarda sulamada, un değirmenlerinde kullanılmaktaydı. Teknolojinin ilerlemesi ile birlikte rüzgar enerjisinden elektrik üretilmeye başlanmıştır.

Bu çalışmada ilk olarak rüzgar enerjisi tanıtılmış, sonrasında ise rüzgar türbini çeşitleri tanıtılmıştır. Rüzgar ile kanat ilişkisi incelenmiştir. Rüzgar gücünden maksimum faydalanmak için kanat profili büyük önem arz etmektedir. Özellikle kanat tasarımı üzerinde durulmuş ve tasarımı etkileyen faktörler açıklanmıştır.

Mühendislik tasarım endüstrisinin daha hızlı ve daha kullanışlı topoloji optimizasyonu yöntemine ihtiyaç duyduğu günümüzde boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu için evrimsel yapı optimizasyonu, basit ve etkili bir yöntem sunmaktadır. Geniş kullanım alanları, ESO'nun kullanılabilirliğini ve çok yönlülüğünü ortaya koymaktadır. ESO, yapı tasarımlarını geliştirme ve en uygun hale getirme yönünden nispeten yeni bir tasarım aracıdır. Başlangıç tasarım alanındaki elemanların bir döngü içerisinde kademeli olarak kaldırıldığı buluşsal bir yöntemdir. Uygun bir tasarım elde edilene ya da istenilen belirli bir hacme ulaşılan dek bu işlemler devam ettirilmektedir.

Bu çalışmada evimsel yapı optimizasyonu yöntemine dayanan bir optimizasyon programı kullanılarak muhtelif yüklemelere ve mesnet koşullarına maruz kirişlerin en uygun

tasarımları aranmıştır. Optimizasyon programı olarak topoloji optimizasyonu için özelleştirilmiş olan PARETO ACADEMIC isimli program kullanılmıştır. Yapıdaki von Mises gerilmelerini göz önünde bulundurarak gerçekleştirilen optimizasyon işlemleri sonucunda nispeten düzgün yayılı gerilme dağılımına maruz, kafes benzeri tasarımlara ulaşılmış ve elde edilen bu nihai tasarımlarda başlangıç hacmine göre %30-40'a varan oranlarda azalma görülmüştür.

Son bölümde de topoloji optimizasyonunun önem ve amacı üzerinde durulmuş ve bu konuda yapılan çalışmaların sonuçlarına yer verilmiş olup sonuç kısmı ile bu çalışmanın ana amacı anlatılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rüzgar türbin kanadı, Airfoil, Topoloji Optimizasyonu, Optimizasyon

OPTIMAL DESIGN OF WIND TURBINE BLADE

İsmail AKTEPE

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Muharrem BOĞOÇLU

Currently, energy has become one of the most important problems all over the world. Due to the fossil sources decreasing day by day, people are interested in looking for new sources of energy. Ancient times of renewable energy resources, wind was used for irrigation in flour mills. With the advance of the technology, it was started to generate electricity from the wind energy.

In this study, wind turbines are explained and then the varieties of the wind turbine are represented. The relationship between airfoil and wind was examined. It is very important to use right airfoil profile Because we need to derive benefit from airfoil maximal.

Engineering design industry demands faster and more practical topology optimization methods. Evolutionary structural optimization has been introduced as a simple and effective method for size, shape and topology optimization. The wide range of ESO applications have become proof of its versatility and its potential as a design tool.

ESO is a relatively new design tool used to improve and optimize the design of structures. It is a heuristic method where a few elements of an initial design domain of finite elements are iteratively removed. Such a process is carried out repeatedly until an optimum design is achieved, or until a desired given area or volume is reached.

In this study, an optimization program performing evolutionary structural optimization has been used and optimum design of beams under various loading and support conditions has been searched. The optimization program has been used in PARETO ACADEMIC. By the optimization progress considering von Mises stresses of the structure, relatively fully stressed and truss-like designs have been achieved and however, the final designs have shown weight saving up to 30-40% compared to the initial design.

In last chapter topology optimization will be mentioned in all aspects with many cases and main aim of this study will be summarized.

Keywords: Wind turbine blade, Airfoil, Topology Optimization, Optimization,

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Mühendislik tasarım endüstrisinin daha hızlı ve daha kullanışlı topoloji optimizasyonu yöntemine ihtiyaç duyduğu günümüzde boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu için evrimsel yapı optimizasyonu, basit ve etkili bir yöntem sunmaktadır. Başlangıç tasarım alanındaki elemanların bir döngü içerisinde kademeli olarak kaldırıldığı buluşsal bir yöntemdir. Uygun bir tasarım elde edilene ya da istenilen belirli bir hacme ulaşılan dek bu işlemler devam ettirilmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Evrimsel yapı optimizasyonu yöntemine dayanan bir optimizasyon programı kullanılarak muhtelif yüklemelere ve mesnet koşullarına maruz kirişlerin en uygun tasarımları aranmıştır. Optimizasyon işlemleri Pareto Academic isimli programla yapılmıştır. Yapıdaki von Mises gerilmelerini göz önünde bulundurarak gerçekleştirilen optimizasyon işlemleri sonucunda nispeten düzgün yayılı gerilme dağılımına maruz, kafes benzeri tasarımlara ulaşılmış ve elde edilen bu nihai tasarımlarda başlangıç hacmine göre %30-40'a varan oranlarda azalma görülmüştür.

1.3 Hipotez

Yapıdaki von Mises gerilmelerini göz önünde bulundurarak gerçekleştirilen topoloji optimizasyon işlemleri sonucunda nispeten düzgün yayılı gerilme dağılımına maruz,

kafes benzeri tasarımlara ulaşılmakta olup elde edilen nihai tasarımlarda başlangıç hacmine göre %30-40'a varan oranlarda azalma bununla birlikte daha mukavim, daha verimli modeller elde edilebilmektedir.

BÖLÜM 2

RÜZGÂR TÜRBİNLERİ

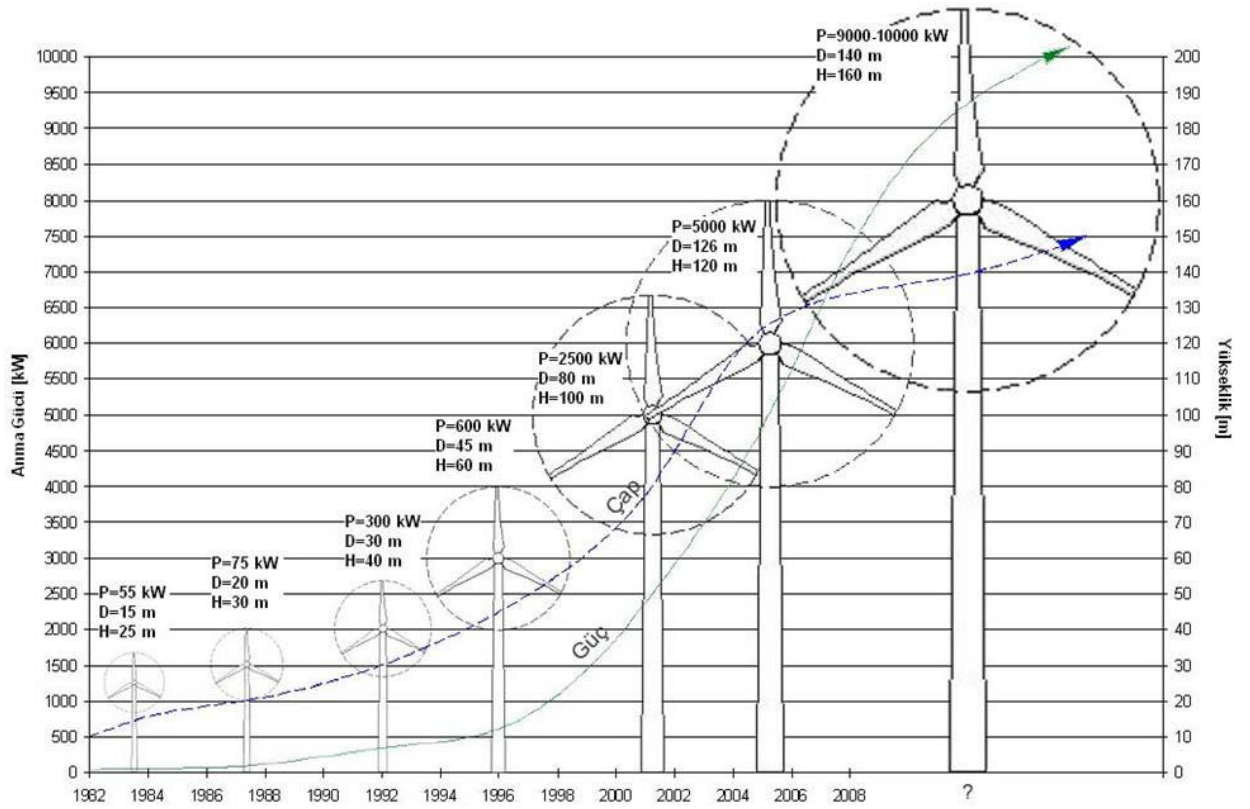
2.2. Rüzgar türbini tarihsel gelişimi

Rüzgar türbinleri hakkında ilk bilgiler, İran -Afganistan sınırındaki bölgede M.Ö.644 tarihlerine aittir. Tahıl öğütmek amacıyla kullanılan bu değirmenlere, 945 yılında, dikey dönüş eksenli bir yel değirmeni çizimlerini de içeren bulgulara rastlanmaktadır[1].

Modern sanayileşmenin başlarında rüzgâr enejisinin yerine, daha tutarlı kaynaklar olan, fosil yakıt kullanan motorlar, elektrik ağları kullanılmaktaydı. 1970'lerin başlarında yakıt fiyatlarında yaşanan yükseliş elektirik üretiminde, rüzgâr enerjisi kullanımını gündeme taşımıştır[2].

1891'de Dane PoulLaCour, elektrik üretme amaçlı ilk rüzgâr türbinini üretmiştir. 1990'ların sonu itibarı ile rüzgâr enerjisi en hızlı büyüyen, önemli enerji kaynaklarından biri haline gelmiştir. Gerek Avrupa'da gerekse Amerika'da özel kesit kullanan modern türbin üreteçleri geliştirilmeye başlanmıştır. 21. yüzyılın başlarında ise dünyada üretilen rüzgâr enerjisi %75'i Avrupa'da, %18'i Kuzey Amerika'da ve %8'i Asya ve Pasifik'te olacak şekilde dağılmıştır[3].

Yakın zamandaki teknolojik gelişmeler ve başarımlar iyileştirmeleri, rüzgâr türbinlerinin giderek daha verimli, uygun maliyetli ve güvenilir olmalarını sağlamıştır. 50-100kW'lık küçük-orta ölçekli sistemlerin yerine 200 kW ila 1MW'lık daha büyük sistemlere geçilmiştir. Hızla gelişen teknoloji, rüzgâr türbini güç ve boyutlarını Şekil 1.1'de gösterildiği gibi son derece yüksek seviyelere getirmiştir[4].



Şekil 1.1 Yıllara Göre Rüzgâr Türbini Teknolojisi Gelişimi

2.3. Esnek Yapılı Pala Çalışmalarının Tarihsel Gelişimi

Yatay eksenli rüzgâr türbini (YERT) teknolojisinin gelişimiyle birlikte, daha fazla enerji eldesi sağlayabilmek için yeni çalışmalar yapılması ihtiyacı doğmuş ve bu doğrultuda dönecin kontrolü ve yüklerin azaltılması gerekmiştir. Bu ihtiyaç, rüzgâr hızına ve dönel hıza bağlı olarak aerodinamik biçimlenimi değiştiren esnek yapıdaki bağlaşımlı pala kullanımını ortaya çıkarmıştır. Bu amaçla aktif ve pasif yöntemler olarak adlandırılan çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir[5].

İlk olarak Karaolis ve diğerleri (1988, 1989) tarafından kullanılan akıllı palalar üzerinde dayanımı ve kanat kesidi şeklinde burulma bağlaşımını sağlamak amacıyla yapılan çalışmada pala yüzeyindeki elyaf serilimi iki yönlü birleşimler şeklinde bulunmaya çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar, en iyi bağlaşımın eksen dışı elyafların pala açıklık eksenine yaklaşık 20°'lik yönlenimiyle gerçekleştiğini göstermiştir. Koojiman (1996), yaptığı parametrik çalışmayla eğilme-burulma bağlaşımlı palaların kullanımı kavramını gündeme getirmiştir. Bu çalışmada bağlaşımın en başarılı olduğu durumun çapraz-

katman yönünde melez karbon/cam güçlendirmeyle olduğunu, eğilme-burulma esnekliğinin standart yapıya kıyasla %10 azaldığını, 20° güçlendirmeyle ve 45°'lik serilmeden kaçınmayla elastik bağlaşımın en yüksek seviyeye geldiğini belirtmiştir. Ayrıca eğilme-burulma bağlaşımı yöntemi sayesinde sabit hızlı, yunuslama kontrollü türbinler için elde edilen enerji yüzdesini ve başlangıç torkunu da %10'a kadar iyileştirmiştir. Lobitz ve Veers (1996), 26 metre çaplı tutunma kaybı düzenlemeli bir YERT'in yıllık enerji üretimi üzerindeki genel bağlaşım etkilerini incelemiştir. Palaların yönde burularak tutunma kaybına girmesiyle en yüksek gücü azalttığı kabul edilerek, döneç çapı, en yüksek gücün başlangıç değerine ulaşabilmek için arttırılmıştır. Yıllık enerji miktarındaki artışı, yıllık ortalama rüzgâr hızının fonksiyonu olarak inceleyen araştırmalar sonucunda, en yüksek burulma açısındaki bir derecelik artışın yıllık enerji çıktısını %5, iki derecelik bir artışın ise %10 civarında artırttığı gözlenmiştir [6].

Eisler ve Veers (1998), uzama-burulma bağlaşımli pala kullanımının faydalarını değişik hızlardaki döneçler için denemiş ve yıllık ortalama enerjinin eldesinin iyileştirilmesi için parametrik en iyileme çalışması yapmıştır. Bunun için döneç hızı ve palanın etkin yunuslama açısını iki karar değişkeni olarak kullanmış ve eğilme momentinin, pala yunuslama fonksiyonuna etkisinin olmadığını görmüştür. Lobitz ve Veers (1998) farklı seviyelerdeki elastik bağlaşımli palalarla, eğilme-burulma bağlaşımli dönecin klasik flater ve ayrılmasını (diverjansını) sayısal olarak incelemişlerdir. Middleton ve diğerleri (1998) ve Infield ve diğerleri (1999) tarafından döneç hızını kontrol etmek üzere uzama-burulma bağlaşımli palanın tasarım, üretim ve testleri gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarına göre pala burulması, planlanan elastik bağlaşımli uyum sağlasa da döneç hızı beklenenden düşük olmuştur. Ong ve Tsai (1999), olası en yüksek eğilme-burulma bağlaşımli ve aynı zamanda esneme ve dönme rijitliklerini bulmak için melez cam/karbon elyaflı ve tamamen karbon elyaflı olmak üzere iki adet eğilme-burulmalı D-kiriş tasarlayıp üreterek test etmişlerdir. Ayrıca tasarım sırasında malzeme, kabuk planı, kalınlık ve iç rib gibi çeşitli değişkenler incelenmiştir. Lobitz ve diğerleri (2001), yükleme altındaki tutunma kaybı yönünde burulmuş palaların yararlarını inceleyen parametrik bir araştırma yapmışlardır. Buna göre indüklenmiş burulma; radyal dağılım, en yüksek uç genliği ve bu uç genliğinin karakterinin rüzgâr hızı ve döneç gücü ile değişimi olmak üzere üç değişken ile açıklanmaktadır.

Locke ve Hidalgo (2002), kompozit kutu yapıların, gerekli katılık özellikleri ve yüksek seviyede elastik bağlaşım ile tasarlanabileceğini göstermişlerdir. Geometrik model tanımlamak ve birincil yük taşıyıcı kutu kirişi yanı sıra pala iç hacmi yapısını kurmak için SEN-8 rüzgâr türbini palası kullanılmıştır. Kutu kiriş on iki parçadan oluşacak şekilde tasarlanmıştır ve pala açıklığı boyunca farklı kesit alanlarının yükseklik, genişlik ve çevre gibi temel boyutlarıyla tanımlanmıştır. Olası tasarımları parametrik olarak elde etmek içinse bir kompozit kiriş kuramı modeli kullanılmıştır. Kısıt olarak SERI-8 palasının eğilme katılığı, değişken olarak ise duvar kalınlığı ve burulma açısı sonuçları kullanılmıştır. Locke ve Valencia (2004), eğilme-burulma karbon/melez tasarımlarla, temel NorthernPowerSystems'in NPS-100 prototip rüzgâr türbini döneç palasının temel e-cam tasarımını karşılaştırmışlardır. Burulma-bağlaşımlı karbon tasarımlar yapılırken pala kirişi kapaklarındaki tek yönlü elyaf, eksen dışı karbon elyaflarla değiştirilmiştir. Bunu yaparken, birim yükleme durumunda, temel tasarım ile aynı miktarda yer değiştirme koşulu kullanılmıştır[7].

2.4. Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması

Kullanımdaki rüzgar türbinleri boyut ve tip olarak çeşitlilik göstermektedirler. Türbinler, dönme eksenine, güç kontrol sistemlerine, rotorun dönüş hızına ve kullanım yerine göre sınıflandırılabilirler. Bu tezde, sınıflandırma yöntemleri içerisinde en çok tercih edilen dönme eksenine göre sınıflandırmayı kullandık. 1989 yılından itibaren Almanya'da RT teknolojisi hızla gelişmiştir. Rotor çapı 25m, çıkış gücü 150-250kW olan RT'ler imal edilmiş ve bunu rotor çapı 30-35m, çıkış gücü 300kW'dan büyük türbinler izlemiştir. Bu türbinler 2-3 yıl piyasaya egemen olmuştur. 1992 Ağustos ayında ilk TackeLWindtechnik'in yaptığı 500kW'lık RT çalışmaya başlamıştır. Bunu ENERCON'un E40 ve diğer Avrupalı üreticilerin ürettiği türbinler takip etmiştir. 500kW'lık RT'nin gelişmesi için 37m kanat çapında rotor imalatına başlanmıştır. Bunu 46m çapında ve 600kW gücünde ve özellikle iç bölgelerde, düşük rüzgarlı alanlarda kullanılmak üzere dizayn edilmiş RT'ler izlemiştir. TackeLWindtechnik'in yaptığı 500kW'lık RT'den dört yıl sonra 1996 yılı sonlarına doğru ENERCON 66m çaplı 1,5 MW gücünde RT üretmeye başlamıştır. Bu ilerlemeyi; 66m çaplı ve 1,65 MW gücündeki türbinler izlemiştir. Artık günümüzde karadaki

uygulamalar için 70m, 80m hatta 100m rotor çaplı ve 2 MW ve üzeri güçlerdeki bir RT görmek olağan dışı değildir. Rüzgar türbinleri yatay eksenli ve dikey eksenli olmak üzere ikiye ayrılır.

2.4.1 Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri

Bu tür türbinlerde türbin mili dikey eksenlidir ve rüzgarın geliş yönüne diktir. Savonius tipi, Darrieus tipi başlıca türlerdir. Darrieus tipi düşey eksenli rüzgar türbininde, düşey şekilde yerleştirilmiş iki tane kanat vardır. 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, sinüs 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 [7]

Dikey eksenli Savonius rüzgar türbini ilk olarak 1924 yılında Finli mühendis Sigurd Savonius tarafından icat edilmiş olup 1929 yılında patenti alınmıştır. Yapısının basit olması ve kolay inşa edilmesi tüm ilgileri üzerine çekmesini sağlamıştır. Savonius türbinlerinin başlangıç torkları yüksektir. Bunun sebebi aerodinamik yapıları gereği herhangi bir yönde esen rüzgarı alabilme özelliğinden kaynaklanmaktadır. Verimleri yatay eksenli rüzgar türbinlerine göre oldukça düşüktür. Savonius rüzgar türbinlerinin bakımı ve işletmesi oldukça basittir.

İki yatay disk arasına yerleştirilmiş ve merkezleri birbirine göre simetrik olarak kaydırılmış, “kanat” adı verilen iki yarım silindirden oluşmaktadır. Belirli bir hızla gelen rüzgarın etkisiyle, çarkı oluşturan silindirin iç kısmında pozitif ve dış kısmında negatif bir moment oluşmaktadır. Pozitif moment, negatif momentten daha büyük olduğundan, dönme hareketi pozitif moment yönünde sağlanır[8].

Diğer DERT'lere göre; düşük rüzgar hızlarında iyi başlangıç karakteristiklerine sahip olması, yapımının kolay ve ucuz olması, rüzgarın yönünden bağımsız olması ve kendi kendine ilk harekete başlaması gibi birçok üstünlüklere sahip olan Savonius RT'lerinin, aerodinamik performansı düşük olduğu için ilk uygulama alanları; havalandırma, su pompalama gibi kısıtlı alanlar olmuştur. Savonius RT'nin birçok üstünlüğü bulunmasına rağmen, aerodinamik performanslarının düşüklüğü nedeniyle kullanılmamaktadır. Son yıllarda yapılan Savonius RT çalışmaları, aerodinamik performansın geliştirmesi yönünde olmuştur. Aldoss ve Najjar, (1985) bu çarkın performansı üzerine; "sallanan kanatlı çark" kullanarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında Savonius RT'nin performansını, hem rüzgarın gerisinde hem de rüzgara doğru, çark kanatlarının bir optimum açı ile geriye doğru salınmasına müsaade ederek geliştirmişlerdir. Reupke ve Probert, (1991) Savonius RT'nin çalışma etkinliğini arttırmak için, türbin kanatlarının kavisli kısımlarının yerine bir sıra menteşelenmiş kanatçıklar yerleştirmiştir. Kanatçıklar rüzgara doğru ilerlerken, rüzgar basıncının etkisinde otomatik olarak açılmış ve daha az akış direnci elde edilmiştir. Kanatçıkların ilk konuma gelirken, tekrar otomatik olarak kapandığını tespit edip, çok düşük uç hız oranlarında, düzeltilmiş parçalı kanatlı çarklardan, klasik Savonius RT'lerine oranla daha yüksek momentler elde edildiğini belirlemişlerdir.



Şekil 2.1 Dikey eksenli rüzgar türbini

2.4.2 Darrieus Rüzgar Türbinleri

1931 yılında Fransız mühendis George J.M. Darrieus tarafından icat edilmiştir. 1970 ve 1980’lerde Amerika ve Kanada da Darrieus türbinlerinin kanat dizaynları üzerine geniş çalışmalar yapılmıştır. Kanatları geometrik formlu aerodinamik profile sahip olduğundan yüksek performanslıdır. Kanatlardaki hafif eğim sayesinde kanatlardaki çekme gerilimleri minimuma iner. Yüksek hızlarda çalışabilir ve türbin; 2 veya 3 kanatlı olur. İlk hareket için Savonius RT veya bir tahrik motoru gerekmektedir.

2.4.2.1 H-Darrieus Rüzgar Türbinleri

Dikey eksenli en önemli RT’lerden biridir. Darrieus RT’nin geliştirilmesiyle meydana gelen daha karmaşık tipte bir türbinidir. Darrieus RT’den iki önemli farkla ayrılır. Bunlar:

- Aerodinamik profili düzdür.
- Kanatlara pitch kontrol uygulanır.

Bu türbinlerin avantajları şöyle sıralanabilir:

- Jeneratör ve dişli kutusu yere yerleştirildiği için, türbini kule üzerine yerleştirmek gerekmez. Böylece kule masrafı olmaz.
- Türbini rüzgar yönüne çevirmeye gerek yoktur. Yani dümen sistemine ihtiyaç yoktur.
- Türbin mili hariç diğer parçaların bakım ve onarımı kolaydır.
- Elde edilen güç toprak seviyesinde çıktığından, nakledilmesi daha kolaydır.

Kötü yönleri ise şöyledir:

- Yere yakın oldukları için alt noktalardaki rüzgar hızları düşüktür.
- Verimi düşüktür.
- Çalışmaya başlaması için bir motor tarafından ilk hareketin verilmesi gerekir.
- İlk hareket motoruna ihtiyacı vardır.
- Ayakta durabilmesi için tellerle yere sabitlenmesi gerekir. Bu da pek pratik değildir.
- Türbin mili yataklarının değişmesi gerektiğinde, makinenin tamamının yere yatırılması gerekir [7].

2.4.3 Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri

Bu türbinlerde; dönme eksenini rüzgar yönüne paralel, kanatlar rüzgar yönüne diktir. Bu türbinlerde rotor kanatların sayısı azaldıkça rotor daha hızlı dönmektedir. Bu türbinlerin verimi yaklaşık %45'dir. YERT genel olarak yerden 20-30m yüksekte ve çevredeki engellerden 10m yüksekte olacak şekilde yerleştirilmelidir. Rüzgar hızının, rotor kanadı uç hızına bölünmesi ile elde edilen orana kanat uç hız oranı (λ) denir. Eğer;

- $\lambda = 1-5$ Çok kanatlı rotor,
- $\lambda = 6-8$ Üç kanatlı rotor,

- $\lambda = 9-15$ İki kanatlı rotor,
- $\lambda > 15$ Tek kanatlı rotor kullanılır.

YERT, farklı sayıda rotor kanadına sahip olan ve rüzgarı önden alan veya rüzgarı arkadan alan sistemler olarak da çeşitlilik gösterirler. Yatay eksenli türbinlerin çoğu, rüzgarı önden alacak şekilde tasarlanırlar. Rüzgarı arkadan alan rüzgar türbinlerinin ise, yaygın bir kullanım yeri yoktur. Rüzgarı önden alan türbinlerin iyi tarafı, kulenin oluşturduğu rüzgar gölgelenmesinden etkilenmemesidir. Kötü tarafı ise, türbinin sürekli rüzgara bakması için dümen sisteminin yapılmasıdır. Rüzgarı arkadan alan türbinlerde ise; eğer rotor ve gövde uygun şekilde tasarlanmışsa, dümen sistemine gerek yoktur. Bu nedenle daha hafiftirler. Fakat büyük çaplı türbinlerde rüzgarın arkadan gelmesi tercih edilmez. Bunun nedeni ise; serbestçe dönmeye bırakılan türbinin elektrik enerjisini taşıyan kabloları burmasıdır. 1000 amper gibi yüksek akımlarla çalışan bu sistemde, akımın mekanik sistemlerle de toplanması sağlıklı değildir. Fakat küçük çaplı türbinlerde kolaylıkla uygulanabilirler. Yatay eksenli türbinlerin bir başka sınıflandırması ise, dönme hızlarına göre yapılır. Yavaş hızlarda çalışan rüzgar türbinleri ve yüksek hızlarda çalışan rüzgar türbinleri adı altında iki gruba ayrılırlar. Burada sınıflandırma, rüzgar alma yönüne göre yapılacaktır.



Şekil 2.2 Dikey eksenli rüzgar türbinleri

2.5 Rüzgarı Alış Yönlerine Göre Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması

2.5.1 Rüzgarı Arkadan Alan Makineler

Bu makinelerin rotorları kule arkasına konur. Bunların önemli üstünlüğü rüzgara dönmek için “Yaw” mekanizmasına gerek duymayıştır. Eğer nacelle ve rotor uygun tasarlanırsa, nacelle rüzgarı pasif olarak izler. Daha önemli bir üstünlük kanatların esnek özelliğe sahip olmasıdır. Bu, hem ağırlık hem de makinenin güç dinamiği açısından önemli bir üstünlüktür. Böylece bu makinelerin avantajları; önden rüzgarlı makinelere göre daha hafif yapılması sonucu kule yükünün azalmasıdır. Ancak, bu tür türbinlerde meydana gelen güç dalgalanması, türbine önden rüzgarlı makinelerden daha çok zarar verir

2.5.2 Rüzgarı Önden Alan Makineler

Yıllardır yaygın olarak kullanılan bu makinelerde rotor yüzü rüzgara dönüktür. En önemli üstünlüğü, yukarıda da değindiğimiz gibi kulenin arkasında olacak rüzgar gölgeleme etkisine çok az maruz kalmasıdır, yani rüzgar kuleye eğilerek varır. Kule yuvarlak ve düz olsa bile kanadın kuleden her geçişinde türbinin ürettiği güç biraz azalır. Bu nedenle rüzgar çekilmesinden dolayı kanatların sert yapılması gerekir ve kanatların kuleden biraz uzakta yerleştirilmesi gerekir. Ayrıca, önden rüzgarlı makineler, rotoru rüzgara karşı döndürmek için “Yaw” mekanizmasına gerek duyarlar.

2.5.2.1 Tek Kanatlı Rüzgar Türbinleri

Tek kanatlı RT'nin yapılmasının sebebi, kanat sayısına göre dönme hızının yüksek olması ve bu sayede makine kütlesini ve rotorun döndürme momentini azaltmaktır. Ek olarak rotor kanadı, kanat üzerindeki yapısal yükleri azaltacak mekanizma ve kanat mekanizma hareketinin pürüzsüz olabilmesi için, tek menteşe ile sabitleştirilip, 2 karşı ağırlıkla dengelenmelidir. Diğer taraftan tek kanatlı rotorlarda, ilave yüklerden ortaya çıkan aerodinamik balanssızlık ve mekanizma hareketinin kontrol altında tutulması için kanat bağlantı noktaları çok iyi yapılmalıdır. Bir kanatlı RT'nin kanat uç hızı, üç kanatlı RT ile karşılaştırıldığında, iki kat daha yüksektir. Bu da çalışma esnasında aşırı gürültüye sebebiyet vermektedir.

2.5.2.2 Çift Kanatlı Rüzgar Türbinleri

Üç kanatlı türbinlere göre rotor maliyetinin azaltılmak istenmesi bu türbin fikrini doğurmuştur. Birçok ülkede 10 ila 100 m rotor çaplı ölçülerde RT'ler tasarlanıp, Avrupa ve ABD'de çalışmaya başlamıştır. Bu ticari RT'lerden sadece birkaç tanesi prototip durumundan, seri üretime geçebilmiştir. İki kanatlı rotorun balansı, bir kanatlı rotora göre daha düzgündür. Fakat maalesef iki kanatlı rotorun sebep olduğu dinamik hareketleri önlemek için ilave teknik güç, maliyetin daha fazla artışına sebep olmaktadır. Kanat bağlantı noktalarının titreşimi azaltmak için rotora kadran sistemi ilave edilmiştir. Bu kadran, rotor shaftına dikey ve iki rotor kanadına dik yerleştirilir. Üç kanatlı rotorla karşılaştırıldığında en büyük avantajı; kanat uç hızlarının yüksek olmasıdır. Bu RT'nin gürültü seviyesinin yüksek olması ve düşük rüzgar hızlarında (3m/sn) çalıştırılması dezavantajıdır. Günümüzde iki kanatlı rotor, şimdi birkaç ünitedir ve en az bir an için artan piyasaya dikkat edecek olursak iki kanatlı rotora hiçbir eğilim bulunmamaktadır.

2.5.2.3 Üç Kanatlı Rüzgar Türbinleri

Üç kanatlı modern türbinler, dünyanın her tarafında kullanılmaktadır. Üç kanat kullanımının asıl sebebi, dönme momentinin daha düzgün olmasıdır. Bu türbinde, türbinin yapısı üzerinde depolanan yüklerden dolayı salınım yapan atalet momenti olmadığından, Kanat bağlantı göbeğinin içinde titreşimi önleyici pahalı parçalara gerek yoktur. Kanat uç hızı 70 m/sn altında olduğundan gürültünün düşüklüğü, sarsıntısız döndükleri için göz estetiğini bozmamaları önemli bir avantaj olup, halk tarafından kabulünü sağlamıştır. Küçük güçlü RT'lerde, üç kanatlı rotor kullanıldığında güç problemleri ortaya çıkar. Bu problemin çözümü için düşük devirde dönen rotorun devir sayısını $1/n$ oranında arttıran dişliler kullanılır ve "Cut in" olarak adlandırılan hız değerine ulaşıncaya kadar, jeneratör boşa çalıştırılır.

2.5.2.4 Çok Kanatlı Rüzgar Türbinleri

Çok Kanatlı RT'ler rüzgar güllerinin ilk örnekleridir. Yıllarca sadece su pompalamasında kullanılan bu türbinler, bu işlemdeki moment gereksiniminin karşılanabilmesi amacıyla, çok kanatlı olarak üretilmiştir. Çok kanatlı RT'ler düşük

hızda çalışırlar. Türbin kanatlarının genişlikleri, pervane göbeğinden uçlara gidildikçe artım gösterir. Pervane mili, dişli kutusuna bağlanarak, jeneratör mili devir sayısı artırılır ve otomobillerde uygulama alanı bulan jeneratörler kullanılır. Rüzgargülleri, rüzgargülü pervane düzleminin rüzgar hız vektörünü her zaman dik olarak alabilmesi için de, rüzgargülü yönlendiricisi taşımaktadırlar[9].

2.6 Rüzgar Hızına Göre Rüzgar Türbinleri

2.6.1 Düşük Hızlarda Çalışan Rüzgar Türbinleri

İlk olarak 1870’li yıllarda ABD’de çok kanatlı düşük hızlarda çalışan türbinler üretilmeye başlanmıştır. Günümüzde 12 ile 24 adet arasında değişen kanatlar, rotorun neredeyse tüm yüzeyini kaplar. Yerleştirilen kuyruk kanadı dümen işlevini görür. Genellikle bu tip rüzgar türbinlerinin çapı 5 ile 8 m arasında değişir. Bu tipin en büyük örneği ABD’de inşa edilmiş olup, çapı 15 m’dir. Yavaş çalışan rüzgar türbinleri 2-3 m/s arası rüzgar hızlarında kendiliğinden çalışmaya başlarlar. Bu türbinlerin özellikleri aşağıda maddeler halinde belirtilmiştir.

- Genellikle hızları 3-7 m/s arasında değişen rüzgarlarda kullanılırlar.
- Elektrik üretimi için verimleri düşüktür.
- Çap büyüdükçe ağırlık artacağından, bu türbinleri kurmak kolay değildir.
- Bu tipteki türbinler, daha çok su pompalama işi için idealdirler. Genellikle pistonlu pompalarda kullanılırlar[7].

2.6.2 Yüksek Hızlarda Çalışan Rüzgar Türbinleri

Yüksek hızlarda çalışan bu tip rüzgar türbinlerinde kanat sayısı 1 ile 4 adet arasındadır. Düşük hızlarda çalışan çok kanatlı rüzgar türbinlerinden çok daha fazla hafiftirler. İki kanatlı türbinler, üç kanatlılara göre % 2-3 daha az verimlidir. Tek kanatlı türbinler ise, iki kanatlı türbinlerden % 6 daha az verimlidirler. Ayrıca tek kanatlı türbinlerde dengeleyici olarak karşı ağırlık kullanılır. Yüksek rüzgar hızlarında çalışan bu tip türbinlerde kanat sayısı arttıkça verim artar. Ancak 3 kanattan daha fazla sayıda kanat, maliyeti önemli ölçüde arttıracığından tercih edilmez. Bir ve iki kanatlı

türbinler daha hızlı döndüklerinden, üç kanatlı türbinlere göre daha fazla gürültü yaparlar. Bütün bunların yanında, üç kanatlı türbinlerin estetik görünüşleri de bu tip türbinlerin daha çok tercih edilmesinde önemli bir etkidir. Söz konusu türbinlerin yavaş hızlarda çalışan rüzgar türbinlerine göre avantajları şunlardır;

- Düşük kanat sayısı; bu tipteki türbinlerin fiyatını ve ağırlığını önemli ölçüde azaltır.
- Ani rüzgar patlamalarından kaynaklanan basınç değişimlerinden az etkilenirler.
- Çok yüksek hızlarda çalışan kanat koruyucu sistemleri, bu tip türbinlerde daha ucuzdur.
- Yüksek verimleri nedeniyle günümüzde elektrik üretimi amaçlı kullanılan rüzgar türbinlerinin büyük çoğunluğu bu tip türbinlerdir[7].

2.7 Güç Kontrol Sistemine Göre Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması

Rüzgar türbinleri, nominal gücü vermek üzere tasarlandıkları hızların (nominal hız) üzerinde, türbinin zarar görmesini önlemek amacıyla kontrol sistemlerine sahiptirler. Bu sistemler, türbin nominal hızı aştıktan sonra palaların aerodinamik performansını düşürerek jeneratörde oluşabilecek aşırı yüklemeyi önlerler. Bu amaçla kullanılabilecek 5 temel tasarımdan söz edilebilir. Bunlar kullanım yaygınlıklarına göre:

- Pasif Stall Kontrolü
- Aktif Pitch Kontrolü
- Aktif Stall Kontrolü
- Sapma Kontrolü
- Pasif Pitch Kontrolü

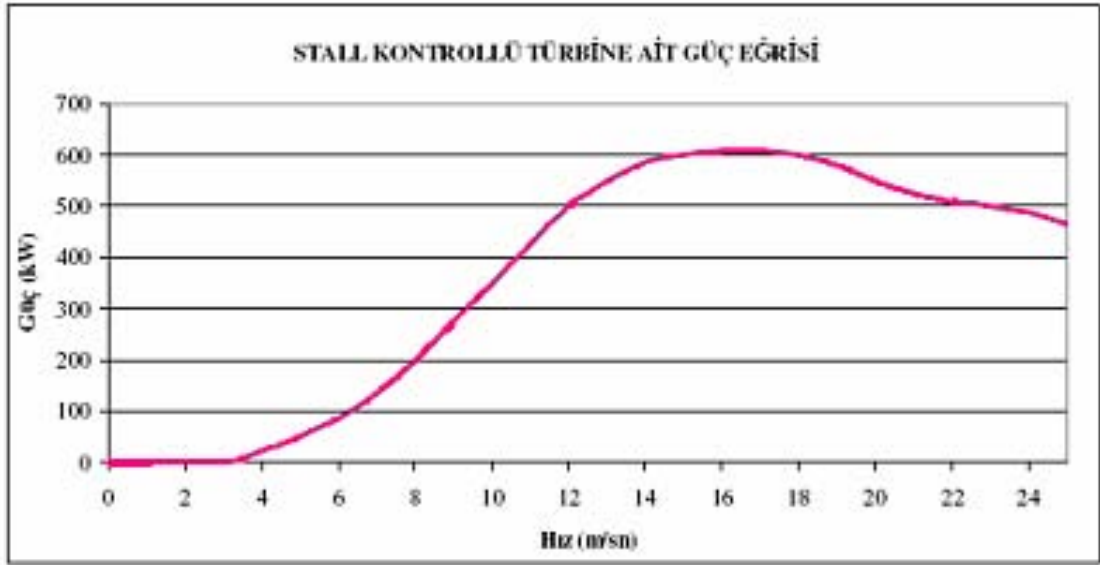
Bunlardan sapma kontrollü ve pasif pitch kontrollü olan tasarımlar geniş uygulama alanı bulamadılar. Kısaca bahsedeceğiz. Sapma kontrollü türbinler, türbinlerin çoğunda, türbini rüzgar yönüne çevirmek için mevcut bulunan sapma kontrolü sistemini güç kontrolü için de kullanma düşüncesine dayanıyor. Bu sistemler, rüzgar tasarım hızının üzerine çıktığında türbini rüzgar akımının doğrultusundan çıkartmak

böylece türbinin güç katsayısını düşürmek prensibine dayanırlar. Fakat bu sistem yeterli sapma hızlarına ulaşmanın içerdiği zorluklar ve pala ile makine dairesinin dönüş esnasında yarattığı momentten dolayı yaygın bir sistem değildir. Bu tür sistemlerde, sapma özellikle ilk 10° civarında önemli bir güç katsayısı düşüşü sağlayamamaktadır, bu sebeple bu değer üzerine çıkmak için geçen sürede aşırı yükleme ihtimali artmaktadır. Ancak bu dezavantajlarına rağmen, bu tasarım İtalya'da 60 m çaplı $8^\circ/\text{sn}$ 'lik yüksek dönme hızına sahip bir türbinde kullanılmıştır. Pasif pitch kontrolünde ise temel düşünce, palayı yüksek hızlarda burularak istenen pitch açısına ulaşacak şekilde tasarlamak, bu şekilde güç kontrolü sağlamaktır. Prensip mantıklı ve basit gözükse de uygulamada bunu başarmak zor, çünkü güç kontrolü için gerekli burulma ile pala üzerine gelen yüklerin oluşturduğu burulma birbiriyle uyumlu olmayabilir. Bu iki sistemden bahsettikten sonra yaygın olarak kullanılan diğer üç sistem inceleyelim.

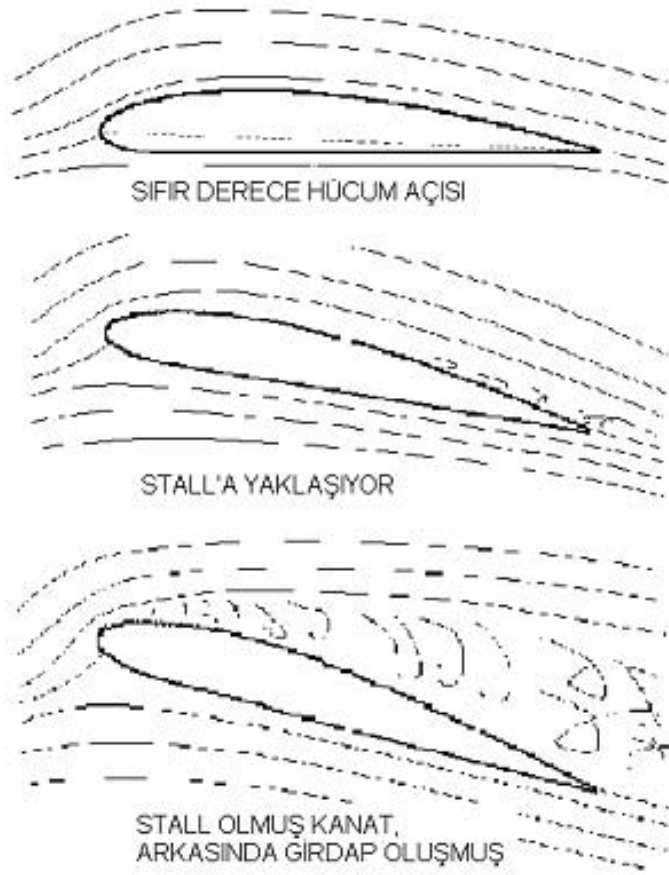
2.7.1 Stall Kontrollü Türbinleri

Stall kontrollü türbinlere geçmeden önce stall olayını kısaca açıklayalım. Aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi, normalde rüzgar kanat yüzeyini her iki taraftan yalayarak geçer. Özellikle kanat profilinin üst yüzeyinde bu durum önem kazanmaktadır. Akış çizgilerinde herhangi bir kopma olsun istenmez. Profilin üst yüzeyinde hava akış hızı alt kısımdaki akış hızından daha yüksektir. Bu durum basınç farkı doğurur ve kanat harekete geçer. Ancak rüzgar şiddeti fazla olduğunda hücum açısı (angle of attack) artırılarak profilin üst yüzeyinde vorteks oluşumu sağlanır. Akım çizgileri yüzeyden ayrılır. Ayrılma olan bölgede basınç aniden düşer. Kanat rüzgara direnir. Böylece kanat kendisine ani frenleme yapar. Çok yüksek hızlara çıkamaz. Türbinin zarar görmesi önlenmiş olur. Stall kontrollü türbinler, göbeğe sabit bir açı ile sabitlenmiş palalara sahiptir. Bu sistem, rüzgar hızındaki artış ile birlikte hücum açısının da artması ve palanın stall etkisine girmeye başlaması sayesinde güç kontrolü sağlarlar. Pala geometrisi, rüzgar nominal hızın üzerindeki hızlarda arttıkça, performansı düşürecek şekilde tasarlanmıştır. Pala kök bölgesinden başlayarak stall etkisine girer, bu şekilde tasarım hızı üzerindeki hızlarda, aşırı yükleme sebebiyle türbin sistemlerinde oluşacak hasarlar önlenmiş olur. Stall kontrollü sistemler nominal

hızın üzerindeki hızlarda, pitch kontrollü türbinler gibi sabit bir güç seviyesini koruyamamaktadırlar, bu sebeple nominal hız üzerinde enerji üretimi pitch kontrollü türbinlerden düşüktür. Stall kontrollü türbinlerin temel avantajı, rotorda hareketli parçalara sahip olmamaları ve karmaşık bir kontrol sistemine ihtiyaç duymamalarıdır. Bu türbinler sadece türbinlerin çalıştırılması ve durdurulması için kontrole ihtiyaç duyarlar. 600 kW'lık Bonus Mk IV Türbinine ait veriler kullanılarak oluşturulmuş, stall kontrollü bir türbine ait güç eğrisi Şekil 2.3.'te görülmektedir [10].



Şekil 2.3 600 Kw Stall kontrollü türbine ait güç eğrisi



Şekil 2.4 Stall oluşumu

2.7.2 Pitch Kontrollü Türbinler

Pitch kontrollü türbinlerde palalar, stall kontrollü olanların aksine göbeğe sabit bir açı ile sabitlenmiş değildirler. Pala, pitch kontrol mekanizması sayesinde rüzgar hızına göre eksenini etrafında döndürülebilmektedir. Bu türbinler, nominal hız üzerinde sabit güç üretimi sayesinde daha kaliteli bir güç çıkışı sağlamaktadırlar. Ancak stall etkisine göre tasarlanmadıkları için ani rüzgarlara karşı hassastırlar. Şekil 2.5'te pitch kontrollü 600 kW'lık bir türbin olan Dewind DL4'e ait verilerle oluşturulmuş güç eğrisi görülmektedir.

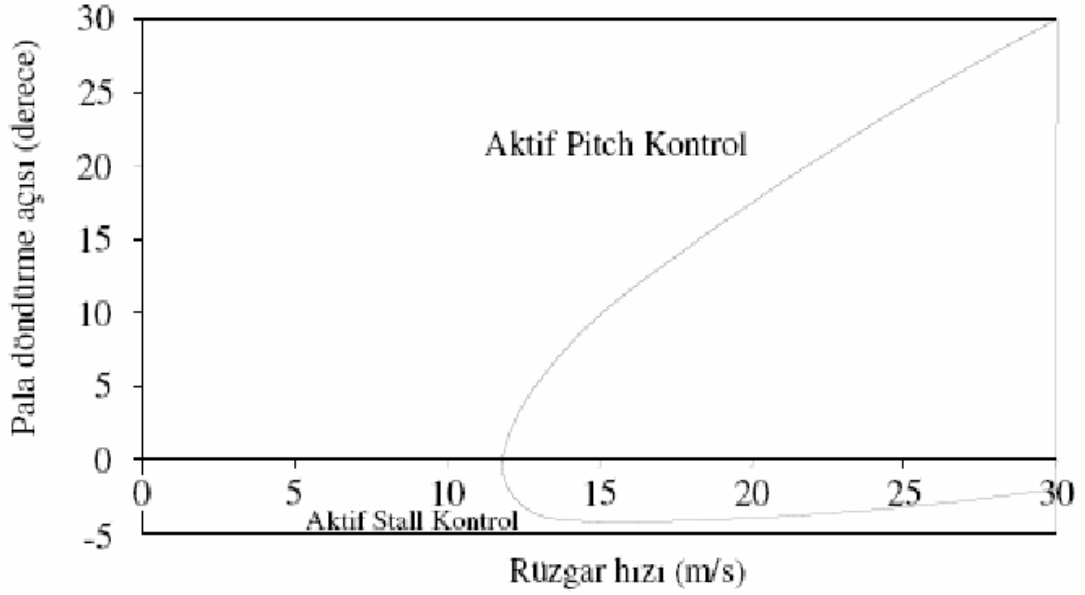


Şekil 2.5 600 Kw Pitch kontrollü türbine ait güç eğrisi [11]

Pitch kontrol mekanizmasının kullanımı farklılıklar gösterebilir. Sistem, bütün hızlarda kullanılarak elde edilen enerjinin artırılması sağlanabilir ya da sistemde aşınmayı azaltmak için sadece nominal hızın üzerinde güç kontrolü için kullanılabilir. Bu sistemler MW sınıfı türbinlerde daha yaygın olarak kullanılmakla birlikte, 600 kW sınıfı türbinlerde de kullanılmaktadır. 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 sorunlar yaşamaya, sabit palaya sahip stall kontrollü türbinlere oranla daha eğilimlidirler.

2.7.3 Aktif Stall Kontrollü Türbinler

Aktif stall kontrolü, bundan önce söz edilen iki kontrol sistemine göre daha yeni bir tasarımıdır. Bu sistemde de pitch kontrollü türbine benzer şekilde güç kontrolü için pala, eksen etrafında döndürülerek nominal hız üzerinde sabit güç üretimi sağlanır, fakat dönüş yönü pitch kontrolündekinin tersidir. Pitch kontrollü türbin, nominal hızın üzerine çıktığında palayı hücum açısını düşürecek şekilde döndürülürken, aktif stall kontrollü bir türbin palayı ters yönde çevirip, türbini stall etkisine sokar. Aktif stall kontrollü türbinin güç eğrisi pitch kontrollü türbine benzer. Aktif stall ve aktif pitch kontrollü türbinler için gerekli pala döndürme açılarının kıyaslaması Şekil 2.6.'da görülebilir.



Şekil 2.6 Aktif stall ve aktif pitch kontrollü türbinlerde güç kontrolü için gerekli pala döndürme açılarının kıyaslaması

Sekil 2.6.'da görüldüğü gibi, bu tasarımda güç kontrolü için gerekli pala döndürme açıları, aktif pitch kontrolüne göre oldukça düşüktür. Bu sayede türbin rüzgar hızındaki değişimlere daha hızlı yanıt verebilir. Ayrıca türbin nominal hızın üzerinde stall etkisine girmiş olacağından, ani rüzgarlara karşı hassasiyeti daha düşük olacaktır.

2.8 Rotor Hızına Göre Türbinlerin Sınıflandırılması

2.8.1 Sabit Hızlı Türbinler

Sabit hızlı türbinler, sabit devirde dönerler ve sabit güç üretirler. Bu sistemin tasarımı ve uygulaması daha kolaydır. Şebeke bağlantılı pek çok rüzgar türbininde kullanılmıştır. Ancak sadece tek hızda döndükleri ve buna bağlı olarak sadece belirli bir rüzgar hızında ve civarında en verimli şekilde çalışmak üzere tasarlandıkları için bu nominal hızdan uzaklaştıkça verimleri düşer.

2.8.2 İki hızlı türbinler

Bu türbinler iki farklı hızda çalışabilmektedir. Bu türbinlerde önceleri iki farklı jeneratör kullanılmakta iken artık tek jeneratör kullanılmaktadır. Bu jeneratörün kutup sayısı (4/6) değiştirilerek, jeneratörün senkron hızı (genellikle 1000/1500 dev/dk) ayarlanabilmektedir. İki hızlı türbinler, düşük hızlarda uç hız oranına göre ayarlama yaparak verimi yükseltmektedir. Fakat bu sistemler jeneratör kutupları arasındaki geçiş sırasında oluşabilecek akım yükselmesi gibi sorunlara karşı önlem almayı gerektirmektedir. İki hızlı türbinler, dünya genelinde en yaygın kullanılan sistemlerdir, çünkü sabit hızlı türbinler gibi daha basit mekanizmalardır ve onlara oranla enerji üretiminde artış sağlarlar.

2.8.3 Değişken Hızlı Türbinler

Değişken hızlı rüzgar türbinlerinin temel avantajı, geniş bir rüzgar hızı aralığında optimum uç hız oranında çalışabilmeleri, böylece rotor verimliliğini yükseltip daha fazla enerji elde edilmesini sağlamalarıdır. Bu türbinler genel olarak, birlikte kullanıldıkları pitch sistemi ile birlikte nominal hızdan çok düşük hızlarda dahi yüksek verimlilikle çalışabilirler. Ayrıca bu türbinler, düşük rüzgar hızlarında ve düşük devirlerde çalıştıkları için gürültü konusunda da avantaj sağlarlar. Değişken hızlı türbinlerde daha farklı jeneratör kullanılması gerekmektedir. Ayrıca gelişmiş bir güç elektroniği uygulaması gerektirmektedir. Bunlar maliyeti yükseltmektedir. O yüzden büyük ölçekli santrallerin kurulmasında kullanılırlarsa optimum bir noktada bu türbinlerden faydalanılabilir.

2.9 Kullanım Yerine Göre Türbinlerin Sınıflandırılması

2.9.1 Şebeke Bağlantılı Rüzgar Türbinleri

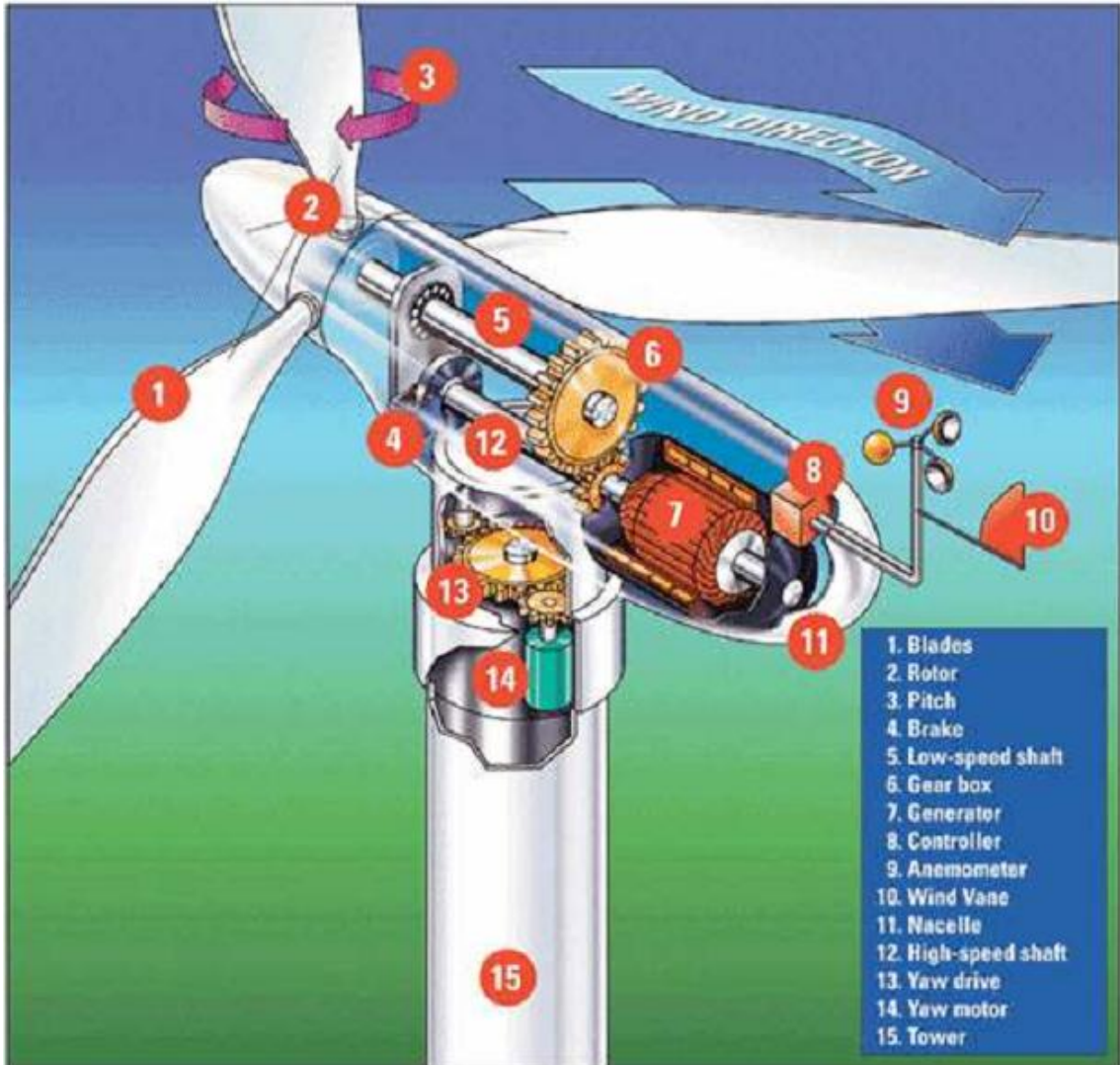
Rüzgar enerjisi çok kesintili bir enerji kaynağıdır. Bugün kullanılan modern rüzgar türbinlerinde olduğu gibi rüzgar enerjisi, elektrik enerjisine çevrilerek şebekeye verilmeden önce çeşitli kademelerden geçmektedir. Şebeke bağlantılı rüzgar türbinleri yüksek rüzgar hızlarında, yüksek devir sağlamak için 2-3 kanatlı yapılmaktadır. Su pompalamak için kurulan rüzgar türbinleri ise, çok kanatlı olduğu

için dk devir sağlamaktadır. Şebeke bağlantılı rüzgar santralleri kk ölçekli ihtiyaçları karşılayabileceği gibi, belirli bir yerde çok sayıda Şebekeye elektrik sağlamak amacıyla da kurulurlar. Günümüzün büyük güçlü rüzgar santralleri elektrik Őebekesine bağlı ve birden fazla türbin içeren rüzgar çiftlikleri biçimindedir. Merkezi elektrik Őebekesine elektrik veren rüzgar türbinleri, uygulamada en çok rastlanan sistemlerdir. Birbirine bağlanmış çok sayıda rüzgar türbini yerel dağıtım Őebekesini besler ve yerel tüketiciler firmalara da bu elektrik satılabilir. Bu tür rüzgar çiftliklerinden üretilen elektriğin kWh maliyeti 4-7 cent'e kadar düşürülebilir. Bunun dışında rüzgar türbinleri genel elektrik Őebekesine bağlı olan meskenlere, işyerlerine ve çiftliklere elektrik vermek üzere tesis edilirler. Rüzgar gücünün düşük olduğu zamanlarda elektrik genel Şebekeden satın alınır. Rüzgar türbinleri fazla g ürettiğinde ise elektrik genel Şebekeye verilir. Üretilen elektrik enerjisinin türbin ıkısından itibaren son kullanıcı olan tüketicilere ulaştırılmasında iletim hatlarına gereksinim duyulur. İletim hatlarının yanı sıra üretilen elektrik enerjisinin kullanıcılara iletimi sırasında trafolar sayesinde üretilen gerilimin yükseltilerek iletimi sağlanır. Bu sayede iletim esnasında oluşacak kayıplar en aza indirgenmiş olur. Tüketicilere gelindiğinde elektrik enerjisi tekrar trafolar sayesinde kullanılabilecek seviye olan 220 V'a düşürülür. Bilindiği gibi iletim esnasında kullanılan trafolar, iletim hatları ve direkler birer maliyettir. İletim maliyetlerini en aza indirmek için rüzgar türbininin kurulduğu yerin elektrik sağlayacağı bölgeye uzak olmaması gerekir. Uzaklık iletim maliyeti ile doğru orantılı olarak artış göstermektedir. İletim esnasında kullanılan iletkenlerin kalitesi de maliyeti üzerinde rol oynamaktadır. Rüzgar türbinleri, çoğu gelişmiş ülkede basit sigortalı ayırıcılar ve her bir türbin için bir trafo ile Şebekeye bağlanmakta ve başında eleman bulunmadan işletilebilmektedir. Türbinler için bilgisayarlı bir kontrol sistemi gerekmektedir. Arıza çıktığında uzaktan sinyal ile müdahale edilebilmektedir. Ülkemizde ise, trafoları, türbinleri ve bağlantı kablolarını korumak için kesici ve ayırıcı gibi ilave teçhizat ve kablo arızalarına karşı ring sisteminin kullanılması şart koşulmaktadır[12].

2.9.2 Şebeke Bağlantısız Rüzgar Türbinleri

Bu tür rüzgar jeneratörleri genellikle üç kanatlı, transmisyon sistemi, DC jeneratör, yöneltici kuyruk ve fren sisteminden oluşmaktadır. Makine daha çok direk tipi kule üzerine yerleştirilir. Elde edilen DC elektrik akü ile depolanabilir. Şebekeden bağımsız rüzgar elektrik sistemleri birkaç kW ile 100 kW arasında kullanılmakla birlikte, çoğunlukla 30 kW'ı aşmamaktadır. Şebekeden bağımsız büyük güçlü (10-100 kW) sistemler, yedek enerji kaynağı olarak diesel jeneratörlerle paralel çalıştırılmaktadır. Böyle bir sistemde diesel jeneratörün rüzgardan yararlanarak % 40-50 yakıt tasarrufu sağlaması amaçlanmaktadır. Rüzgar-Diesel sistemlerde DC/AC invertör kullanılarak tüketici AC ile beslenmektedir. Bu tür sistemler özellikle kırsal alanlarda ve enterkonnekte şebekeye uzak olan bölgelerde tercih sebebidir. Türbinden elde edilen elektrik çeşitli ünitelerden geçerek kullanıma sunulmaktadır. Rüzgarın esmediği durumlarda ise yani türbin tarafından elektrik üretimi olmadığında; akü içerisinde depolanmış olan elektrik kullanıma sunulur. Türkiye'de özellikle 10 kW'dan küçük güçlerde rüzgar ve güneş enerjisinin beraber kullanıldığı elektrik sistemlerine bir talep olduğu ve bu tür sistemlerin piyasaya çıkarıldığı da görülmektedir. Bu sistemler DC karakterli ve akülüdürler. Ancak, pahalı olmaları yaygınlaşmalarını engellemektedir.

RÜZGAR TÜRBİNİ BİLEŞENLERİ



Şekil 3.1 Rüzgar türbini bileşenleri

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi türbin şu parçalardan oluşmaktadır.

1. Kanatlar
2. Rotor
3. Kanat döndürme mekanizması
4. Fren
5. Düşük hızlı şaft
6. Dişli kutusu
7. Jeneratör
8. Kontrol kutusu
9. Anemometre
10. Rüzgar gülü
11. Türbin kafa kısmı
12. Yüksek hız şaftı
13. Rota mekanizması
14. Rota motoru
15. Kule

3.1 Kanatlar ve Rotor

Kanatlar rüzgarı yakalar ve onun gücünü rotora aktarır. Rotor, gücü şaft vasıtasıyla dişli kutusuna, oradan da jeneratöre gönderen en dış birimdir. 600 KW'lık modern bir rüzgar türbininde her bir kanat 20 m (66 ft) uzunluğundadır ve bir uçak kanadının oldukça benzeri olarak dizayn edilmektedir. Rüzgarın içerisinde barındırdığı kinetik enerji rüzgar türbinleri yardımıyla yararlı enerjiye çevrilmektedir. Bir rüzgar türbininden maksimum enerji üretimini sağlayabilmek çeşitli faktörlere bağlıdır. Bunlar rüzgar türbininin yüksekliği, rüzgar türbin kanadının süpürme alanı ve aerodinamik yapısı, hava yoğunluğu ve rüzgar hızı gibi faktörlerdir. Bu faktörlerin en önemlilerinden biri de rüzgar türbin kanadının aerodinamik yapısıdır. Rüzgar türbin kanadının aerodinamik yapısının önemi rüzgarın barındırdığı kinetik enerjinin maksimum %59 'unun yararlı enerjiye dönüştürülebilir olmasıyla kaynaklanmaktadır. Kanat tasarımı, rüzgar türbininde çok önem arz etmektedir. Bu yüzden kanat tasarımı konusunda uzun süre çalışmalar yapılmıştır ve çeşitli kanat profilleri geliştirilmiştir. Türbinlerin

verimlerinin artırılması için geliştirilen bu kanat profillerine üzerinde yoğun olarak teorik çalışmalar yapılan NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) profilleri örnek olarak gösterilebilir. Bir yörede rüzgar türbini kurulacağı zaman, yörenin spesifik özelliklerine bakılarak bu kanat profillerinden uygun olan seçilmelidir. Seçilen kanadın önemli olduğu kadar, bu kanadın rotora bağlanma açısı da çok önemlidir. Büyük ölçekli türbinlerde kanatlar istenildiği gibi, verim optimum olacak şekilde ayarlanabilmektedir ancak küçük türbinlerde kanadın bağlama açısı uygun seçilmelidir. Yapılan bir çalışmada NACA 4415 profili için uygun kanat açıları ve burulma açıları hesaplanmıştır. Rüzgar santrali amaçlı türbinlerden farklı olarak türbin kanat açılarının türbinin çalışması esnasında sürekli sabit olduğu göz önünde tutulmuştur. Rüzgar türbin kanatlarının burulma ve kanat açılarını ve kanat sayılarını ortaya koymak en verimli kanat formunun seçimi açısından son derece önemlidir. Materyal olarak "balsa" kullanılarak NACA 4415 profilili 4 adet kanat yapılmıştır. Kanatlar için profil genişlikleri (chord) hesaplanmış ve uç profil genişliği 1,5 cm olarak bulunmuştur. Kök profil genişliği ise 3 cm olarak belirlenmiştir. 2, 3 ve 4 kanatlı olarak test edilmesi planlanan rotorların çapı ise 30 cm dir. Kanatlar 10 ve 20 derece burulma açısında yapılmıştır. Kanat açısı olarak, 10 derece burulma açısındaki kanatlarda 8-10-15 derece, 20 derece burulma açısındaki kanatlarda 10-15-18 derece seçilmiştir. Test sonuçlarına göre NACA 4415 profili kullanılarak işletme bazlı bir rüzgar türbini kurulması halinde kullanılacak rotorda verim açısından performansı en yüksek 10 derece burulma açılı ve 10 derece kanat açılı 2 kanatlı türbin uygun bulunmuştur.

Kanat malzemesi olarak genellikle (GRPLGlass Reinforced Plastic), ağaç, haddelenmiş ağaç, karbon fiberiyle kuvvetlendirilmiş plastik (CFRPLCarbon Fibre Reinforced Plastic), çelik ve alüminyum kullanılmaktadır. Ağaçtan yapılan kanatçıklar çok iyi yorulma dayanımı vermektedir. Büyük türbinlerde kanatlar CFRP'den imal edilmektedir ancak maliyet fazladır. Çelik malzemede ise yorulma dayanımı düşüktür. Tokluk yüksektir ve ağırlık önemli bir sorun teşkil etmektedir. Günümüzde büyük türbinlerde GRP kullanılmaktadır. Geleneksel sistemlerde, türbin rotorundaki dairesel hareket, aktarma elemanları yardımıyla jeneratör ile bağlantılı duruma getirilmektedir. Dişli kutusu, 30-60 d/dk. Düşük devir sayısını, jeneratörün ihtiyaç

duyduğu 1500 d/dk. mertebelerine yükseltir. Dişli sistemi, kavrama sistemine göre avantajlı sayılsa da direk sistemle karşılaştırıldığında daha karmaşık olduğu görölmektedir. Soğutma ve yağlama sistemleri gerektirmektedir. Şekil 3.3’de görölen Direct Drive Sistemi, modern rüzgar türbinlerinde kullanılmaktadır. Bu sistem daha az dönel parça içerdüğinden mekanik gerilmelerde azalma sağlandığı gibi ekipmanların teknik ömrü de daha uzun olmaktadır. Ayrıca bakım ve servis maliyeti azalmakta, işletme maliyeti azaltılmaktadır. Bu sistemde rotor göbeğı ve jeneratör direk bağlanmakta, arada karmaşık dişli mekanizmasına ihtiyaç duyulmamaktadır. Rotor ünitesi sabit mile takılır. Geleneksel türbinlerle karşılaştırılma yapıldığında, dişli sistemlerde gerek duyulan bir çok yataklama noktasına karşın, direk sistemde iki adet, yavaşça dönen rulmanlı yatak bulunmaktadır. Bunun nedeni, direk sistemde düşük hıza gereksinim duyulmasıdır. Direk sistemde en önemli parça dairesel jeneratör kısmıdır. Rotor göbeğıyle kombine çalışması, sürtünme kayıplarını en aza indirmekte, kesintisiz bir enerji akımı oluşturmaktadır.



Şekil 3.2 Modern bir Rotor göbeğinin iç yapısı



Şekil 3.3 Direct drive sistemi



Şekil 3.4 Direct Drive sistemli Enercon jeneratör

3.2 Kanat Döndürme Mekanizması (Pitch)

Pitch kontrollü türbinlerde kanatlar, göbeğe sabit bir açı ile sabitlenmiş değildirler. Kanat, pitch kontrol mekanizması sayesinde rüzgar hızına göre eksenini 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.

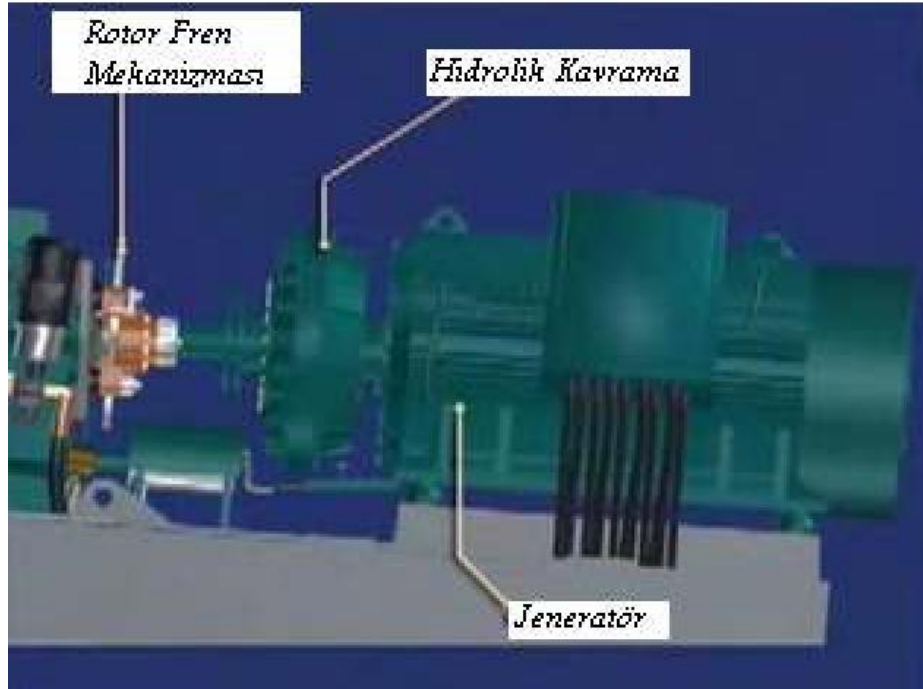


Şekil 3.5 Pitch Mekanizması

3.3 Fren

Rüzgardan elde edilen enerji, rüzgar hızının küpü ile doğru orantılıdır. Dolayısı ile yüksek rüzgar hızlarında meydana gelebilecek kuvvetler tahmin edilebilir. Bu kuvvetleri kontrol altına alabilmek için fren sistemi kullanılmaktadır. Özellikle fırtınalı havalarda rüzgara karşı küçük bir yüzey çıkarmak, hatta tesisten yararlanılmayacaksa tamamen durdurmak gerekir. Bu sonuçları elde etmek amacıyla çeşitli sistemler uygulanmaktadır. Bunlardan birisi de mekanik fren düzenidir. Mekanik fren, dişli kutusuna yerleştirilen bir diskten oluşmaktadır. Fren diski çelikten yapılır ve mil üzerine sabitlenir. Olabilecek arızalara karşı frenleme sistemini korumak için hidrolik yağ basıncı gerekmektedir. Hidrolik sistem türbinin aerodinamik frenlerini ayarlamak için kullanılır. Yağ basıncı olmadığında, fren blokları

fren diskini sıkıştıracaktır. Frenleme, fren bloğu ile disk arasındaki sürtünmenin bir sonucudur .



Şekil 3.6 Fren mekanizması

3.4 Düşük Hızlı Şaft

Rüzgar türbinini, rotor bağlantı noktası yüksekliğinden dişli kutusuna bağlar. 600 KW' lık modern bir rüzgar türbin rotoru 19-30 devir/dakika (RPM) kadar nispeten yavaş döner. Şaft, aerodinamik frenleri işletebilecek hidrolik sistemleri borulara bağlar.

3.5 Dişli Kutusu

Solunda düşük hızlı şaft vardır. Düşük hızlı şafttan yaklaşık olarak 50 kat daha hızlı dönen yüksek hızlı şaft ise sağındadır. Rüzgar türbini rotorunun (pervanesinin) dönmesiyle elde edilen güç, ana şaft, dişli kutusu ve yüksek hız şaftından oluşan güç ünitesiyle jeneratöre aktarılır. Rüzgar türbini rotorundan elde edilen yavaş dönme hızı ve yüksek tork, dişli kutusuyla jeneratör için kullanılan yüksek hız, düşük tork gücüne dönüştürülür. Genellikle rotorun dönüşüyle jeneratör arasında, tek bir dişli oranı vardır.

3.6 Jeneratör

Rüzgar türbinlerinde mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürmek için gerekli olan parçadır. 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.

3.7 Kontrol Kutusu

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.

3.8 Anemometre ve Rüzgar Gülü

Rüzgarın hızını ve yönünü ölçmek için kullanılırlar. Örneğin türbin devreye girme hızı 5 m/s olan, Kesme hızı 25 m/s olan bir türbinde, rüzgar hızı 5 m/s'ye eriştiğinde türbini harekete geçirmek için rüzgar türbininin elektronik kontrolcüsü tarafından anemometrenin gönderdiği elektronik sinyaller kullanılır. Eğer rüzgar hızı 25 m/s'yi aşarsa bilgisayar, türbini ve çevresindekileri korumak için rüzgar türbinini otomatik olarak durdurur. Rüzgar gülünden gelen sinyaller, rüzgar türbini elektronik kontrolcüsü tarafından alınarak, rota mekanizması (yaw) yardımıyla rüzgara karşı türbini döndürmek için kullanılır.



Şekil 3.7 Rüzgar gülü

3.9 Türbin Kafa Kısımı

Rüzgar türbininin dişli kutusunu ve jeneratör dahil ana parçalarını içine alır. Servis personeli, kafa kısmına türbin kulesinden girebilir. Kafa kısmının solunda rüzgar türbin rotoru, rotor kanatları ve kanat bağlantı noktası bulunur.

3.10 Yüksek Hız Şaftı

Yaklaşık 1.500 devir/dak. (RPM) ile döner ve elektrik jeneratörünü çalıştırır. Acil bir mekanik disk freni ile birliktedir. Aerodinamik frenler kusurlu olduğu zaman veya türbin hizmette olduğu zaman mekanik fren devreye girer.

3.11 Rota Mekanizması ve Motoru (Yaw)

Rota mekanizması, rüzgar vanasını (gülü) 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.



Şekil 3.8 Yaw Mekanizması

3.12 Kule

Rüzgar türbininin kulesi, kafa kısmını ve rotoru üzerinde taşır. Genellikle kulenin yüksek olması bir avantajdır çünkü, rüzgar hızları yerden yükseldikçe artar. Ancak kule ağırlığının ve maliyetin artması kule yüksekliğini sınırlamaktadır. Rotor 3-26 ton, gövde 10-56 ton ve kule ağırlığı 12-88 ton arasında değişmektedir. Tipik olarak 600 KW'lık modern bir rüzgar türbininin kulesi 40-60 m yüksekliktedir (13-20 katlı bina yüksekliği

kadar). Kuleler ya tüp ya da kafes biçimindedir. T p biçimli kuleler çalışanlar için daha avantajlıdır, çünkü gerektiğinde bir merdivenle içerden türbinin tepesine çıkmak daha kolaydır. Kafes kulelerin avantajı esas olarak ucuz olu larıdır.

RÜZGÂR ENERJİSİ ÇEVİRİMİ

4.1 Enerji Kaynağı Olarak Rüzgârın Özellikleri

Rüzgârdan elde edilen enerji, rüzgâr hızınının küpüyle orantılıdır. Bu sebeple, rüzgâr enerjisi kullanımı, rüzgâr enerjisi çiftliği kurulumu için gerekli sahanın belirlenmesi ve ekonomik açıdan uygunluğunun saptanmasında, ayrıca rüzgâr türbini tasarımında rüzgâr özelliklerini anlamak büyük önem taşımaktadır. Rüzgâr enerjisi açısından bakıldığında, rüzgârın en önemli özelliği, hem coğrafi hem de zamana bağlı olarak değişkenlik göstermesidir[1].

Rüzgâr kaynaklarının özelliklerini, türbinlerin kurulacağı yerde incelemek çok önemlidir. Gerçekleşebilir bir kurulum için çok sayıda gözlem, inceleme ve hesaplamalar yapılmalıdır. Bir sahanın rüzgâr düzenini, iklimsel ve coğrafi özellikler; küresel rüzgârlar, yerel rüzgârlar ve Coriolis etkisi şekillendirmektedir.

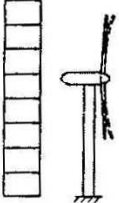
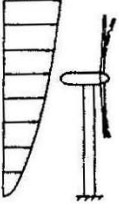
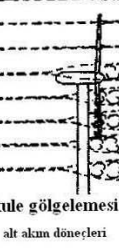
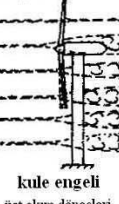
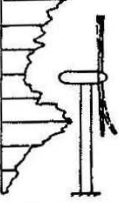
Rüzgâr düzenini etkileyen etkenlerden bazıları ise,

- Sapma oranı (sıcaklık, yoğunluk, yüksekliğe bağlı basınç değişimleri)
- Çalkantı
- Dikey rüzgâr kayması (yükseklikle rüzgâr hızının değişimi)
- Sürekli rüzgârlar için, yüksekliğe bağlı hız değişimi
- Arazi etkisi

- Yüzey pürüzlülüğü

olarak sıralanabilir.

Rüzgârın gerek coğrafi ve gerekse zamana bağlı değişken yapısı, kısa dönemli rüzgârlar (çalkantı ve sağnak) ve de uzun dönemli rüzgârlar türbini tasarımında önemli rol oynamaktadır[7].

		Aerodinamik kuvvetler	Atalet ve yerçekimi kuvvetleri
daimî yükler		 daimî ortalama rüzgâr hızı	 merkezkaç kuvvetleri
daimî olmayan yükler	döngüsel yükleme	 dikey rüzgâr kayması  kule gölgelemesi alt akım döneçleri	 yerçekimi kuvvetleri  jiroskopik kuvvetler
	döngüsel olmayan yükleme	 yanal rüzgâr yalpa açısı  kule engeli üst akım döneçleri	
		 rüzgâr çalkantısı	

Şekil 4.1 Rüzgâr Türbinine Etkiyen Kuvvetler[2]

Rüzgâr türbinleri, havayla etkileşimli ve dönen bir yapıya sahip olduklarından çeşitli yüklere maruz kalırlar. Ayrıca büyük yapılarından dolayı yerçekimi ve atalet kaynaklı yükler de türbinler üzerinde büyük etkiye sahiptir.

Türbinlere etkiyen yükler şu şekilde sıralanabilir:

- Aerodinamik pala yükleri
- Döneç palalarındaki yerçekimi yükleri
- Merkezkaç kuvvetleri ve dönmeden kaynaklanan Coriolis kuvvetleri
- Yalpalanmadan kaynaklanan jiroskobik yükler
- Kule ve gövde üzerindeki aerodinamik sürüklenme kuvvetleri
- Kule ve gövde üzerindeki yerçekimi yükleri
- Çalkantı ve sağanaklardan kaynaklanan yükler

Bu yükleri Şekil 4.1'deki gibi sınıflandırmak mümkündür.

4.2 Rüzgâr Gücünün Değişkenleri

Rüzgâr sahip olduğu hız nedeniyle bir kinetik enerjiye sahiptir. İçinde barındırdığı güç; rüzgârın hızı, yoğunluğu ve geçtiği kesit alanın genişliğine bağlıdır. Kuramsal olarak, $V_{rüzgâr}$ hızındaki, A alanından geçen rüzgârın sahip olduğu güç:

$$P_{rüzgar} = \frac{1}{2} \rho A V_{rüzgar}^3 \quad (4.2)$$

Bu denklemden gücün yoğunluk ve süpürülen alanın birinci kuvveti ve hızın üçüncü kuvvetiyle orantılı olduğu görülmektedir. Rüzgâr hızının üçüncü kuvvetini daha iyi kavramak için; rüzgâr enerjisi, belli bir sürede A alanından geçen hava kütlesinin kinetik enerjisi gibi düşünülebilir.

$$E = \frac{1}{2}mV_{rüzgar}^2 \quad (4.3)$$

Kütle debisi:

$$\dot{m} = \rho A \frac{dx}{dt} = \rho AV_{rüzgar} \quad (4.4)$$

Buna göre rüzgâr gücü:

$$P_{rüzgar} = E = \frac{1}{2}\dot{m} = \frac{1}{2}\rho AV_{rüzgar}^3 \quad (4.5)$$

Hava kütlelerinin hızının azalmasıyla, rüzgâr gücü dönecin mekanik enerjisine dönüşmektedir. Bununla birlikte, rüzgâr gücü tamamen rüzgâr türbininden elde edilmemektedir, yani rüzgâr döneç alanına geldiğinde, tamamen durmalıdır. Akış hızında azalma olmadığı takdirde, rüzgârdan güç elde edilemeyecektir.

Rüzgâr türbini tarafından üretilen enerji ise:

$$P = \frac{1}{2}\rho AV_{rüzgar}^3 C_P \quad (4.6)$$

Bu denklemdeki C_P verimlilik veya güç katsayısı, mekanik, elektrik ve aerodinamik verimlilikleri içermektedir.

Tüm rüzgâr türbininin başarımını belirleyen C_P katsayısı:

$$C_P = \frac{2P_{kullanılabilir}}{\rho AV_{rüzgar}^3} = \frac{2P_{kullanılabilir}}{\rho \pi R^2 V_{rüzgar}^3} \quad (4.7)$$

Betz-Lanchester tarafından tanımlanan ve Betz sınırı olarak anılan kuramsal üst

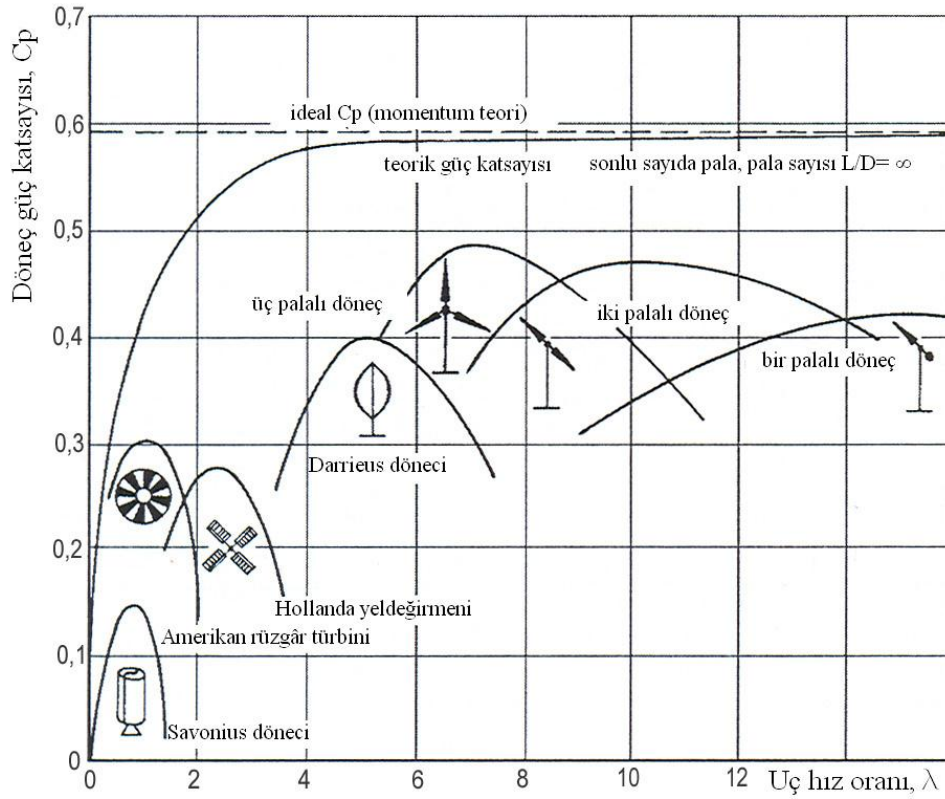
sınırın değeri ise:

$$C_p = \frac{16}{27} \cong 0,59 \quad (4.7)$$

olarak verilmiştir.

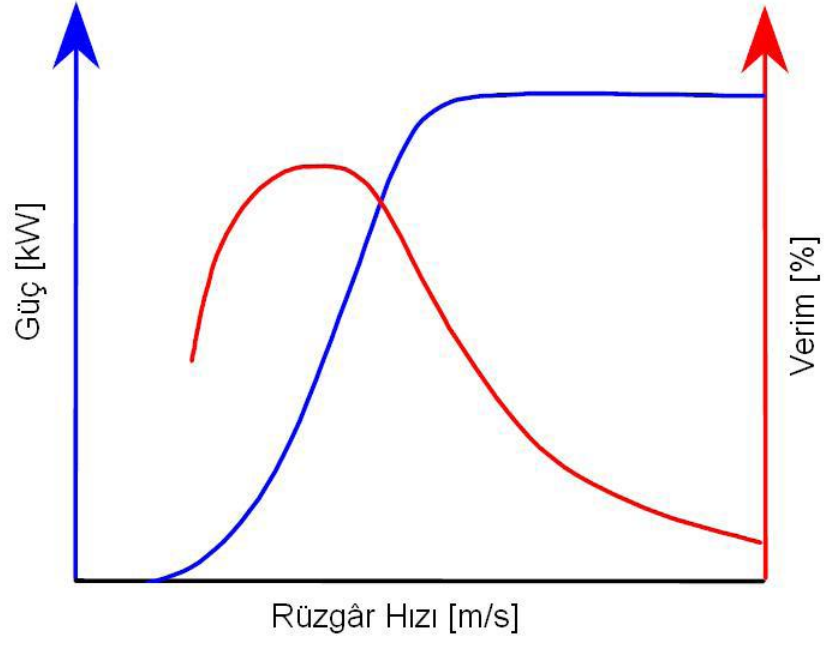
Diğer bir önemli tasarım değişkeni ise döneç ucu çizgisel hızının ve serbest akım hızına oranını ifade eden λ uç hız oranıdır:

$$\lambda = \frac{V_{uç}}{V_{rüzgar}} = \frac{\Omega R}{V_{rüzgar}} \quad (4.8)$$



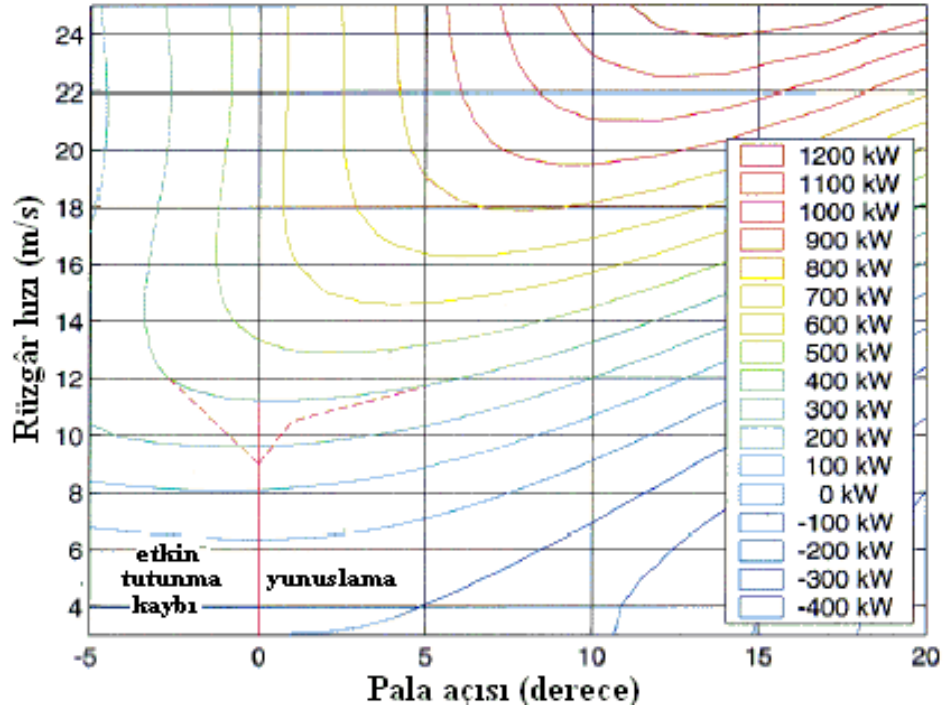
Şekil 4.2 Rüzgâr Türbini Çeşitlerine Göre C_p - λ Grafiği[2]

Şekil 4.2’de rüzgâr türbini çeşitleri için uç hız oranı ve güç kat sayısı ilişkisi gösterilmiştir. Ayrıca bu şekle bakılarak, pala sayısı ve uç hız oranı arasında ters bir ilişki olduğu da söylenebilir.



Şekil 4.3 Rüzgâr Hızı – Güç - Verimlilik Eğrileri[13]

Türbinde üretilen güç, Şekil 4.3'te görüldüğü gibi rüzgâr hızı ile değişmektedir. Sabit verim (sabit uç hız oranı) kabulü yapıldığında, anma gücüne ulaşılan artan rüzgâr hızında grafiğin üçüncü dereceden bir polinom olduğu görülmektedir. Bu durumda, güç düzenlemesi için, pala açısı değişimi yapılmaktadır.



Şekil 4.4 Rüzgâr Hızı ve Pala Açısına Göre Eş-Güç Eğrileri (26,8 rpm için)[13]

Pala açısı ve ortalama rüzgâr hızının fonksiyonu olan eş-güç eğrileri, Şekil 4.4'te görülebilmektedir. Etkin tutunma kaybı ve yenuslama kontrolü 0° pala açısında ayrılmışlardır. Düşük rüzgâr hızlarında ise rüzgâr türbininin çalışması için pala açısının en uygun değeri 0°'dir. Daha yüksek rüzgâr hızlarında ise pala açısı doğru ayarlanmadığı takdirde aşırı bir üretim gerçekleşmektedir. Yunuslama kontrolüyle rüzgâra karşı pala hücum kenarı pozitif yönde, etkin tutunma kaybı kontrolünde ise firar kenarı rüzgâra karşı gelecek şekilde eksi yönde hareket ettirilmektedir. Yüksek rüzgâr hızlarında ise güç sınırları şekil de kesikli çizgilerle gösterilmiştir. Örnek olarak anma gücü 400 kW, rüzgâr hızı 12 m/s olan üç palalı döneç için, düşük hızda 0° pala açısı ile yüksek hızda, eş güç eğrisi boyunca güç sınırlama işlemi arasındaki geçiş kesikli çizgiyle belirtilmiştir [9].

ESNEK YAPILI PALA KAVRAMI

5.1 Esnek Yapılı Pala Özellikleri

Rüzgâr türbinlerinde, rüzgâr hızının yüksek olması, daha yüksek enerji çıktısı sağlamasına rağmen belirli seviyelerden sonra istenmeyen bir özelliktir. Çünkü rüzgâr hızının artmasıyla birlikte uç hız oranı da artar ve bunun sonucunda aerodinamik ve yapısal açıdan çeşitli olumsuzluklar ortaya çıkar. Anma gücüne ulaşıldığı anma rüzgâr hızından daha büyük hızlarda; güç çıktısının sabit tutulabilmesi için uç hız oranı sabit tutulmaya çalışılır.

Uç hız oranını sabitlemek amacıyla geleneksel olarak pala köklerine yerleştirilmiş yunuslama düzenekleri kullanılır. Anma hızına gelindiği andan durma hızına ulaşılan kadar palalara bu düzenekler sayesinde yaklaşık 20° seviyelerine ulaşan burulmalar verilerek uç hızın, dolayısıyla da uç hız oranının artması engellenir ve böylece güç sabit tutulur.

Son yıllarda yapılan yenilikçi çalışmalarda ise herhangi bir yardımcı düzeneğe ihtiyaç duymadan bu değişimleri kendisi gerçekleştirebilecek pasif kontrollü palalar üzerinde durulmaktadır.

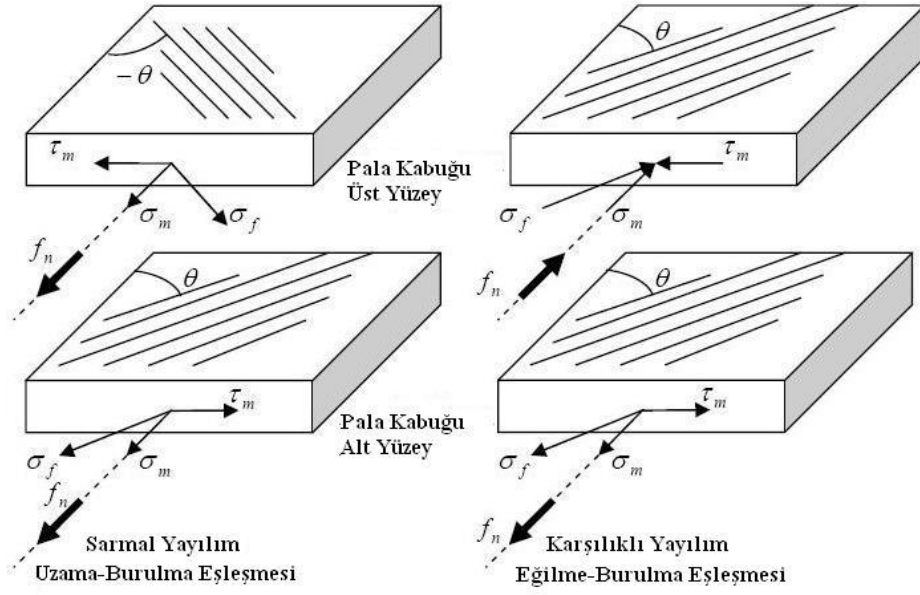
Pasif kontrol, rüzgâr türbin sanayisinde geleneksel mekanik yöntemlere ihtiyaç duymayan bir yöntemdir. Bağlısımlı ya da akıllı palalar olarak bilinen bu yöntemde esnek bir yapıda olan pala, rüzgâr hızını veya döneç dönел hızındaki değişiklikleri

algılayarak kendi aerodinamik özelliklerini bunun sonucunda da türbin başarımını ayarlamaktadır[14] .

Pasif kontrolü sağlamak amacıyla, genelde aeroelastik uydurma yöntemi kullanılır. Aeroelastik uydurma, aerodinamik yüzeyler üzerinde yapısal bağlaşımların planlanmasına denir. Esnek yapılı palalar için bu planlamada yüksek dayanım-ağırlık ve rijitlik-ağırlık oranı ile uygun yorulma özelliklerleri gibi çok iyi mekanik özelliklere sahip kompozit malzemeler kullanılır. Kompozit malzeme kullanımının diğer bir faydası da, çeşitli elyaf yönelimleri ve özgül yayılımları bulunan elastik bağlaşımların sağlanabilmesidir. Bu yapısal bağlaşımlar, döneç palalarının aeroelastik davranışlarını önemli oranda etkilemektedir.

5.1.1 Elastik Bağlaşım

Pala kabuğunda ya da kirişinde dengelenmemiş kompozit katmanları kullanarak içyüklerin elastik bağlaşımlı hale gelmesi sağlanmaktadır. Şekil 5.1 'deki gibi farklı türlerde bağlaşımlar elde etmek için farklı bağlaşımlar kullanılmaktadır. Karşılıklı yayılımla, eğilme momentinin aynı zamanda burulma momenti ürettiği, eğilme-burulma bağlaşımı elde edilmektedir. Sarmal lay-up, palayı eksenel yükün burulma momenti ürettiği, uzama-burulma bağlaşımlı yapıya sahip hale getirmektedir. Dengelenmemiş kompozit katmanlarından meydana gelen pala, eksenel moment ve eğilme momenti altında indüklenmiş burulma adı verilen burulma şekil değiştirmesine maruz kalmaktadır.



Şekil 5.1 Elastik Bağlaşım[5]

Elastik bağlaşım, özellikle eğilme-burulma bağlaşımli palalarda genelde üç yolla sağlanır:

1. Sadece kabuk malzemesinin,
2. Sadece pala kirişinin,
3. Hem kabuk hem de pala kirişinin çapraz yönelimli malzemelerden oluşturulmasıyla.

5.1.1.2 Sadece Kabuk Malzemesinin Çapraz Yönelimli Malzemelerden Oluşması

Bu biçimlendirmede, eğilme-burulma bağlaşımını çapraz yönelimli malzemedan oluşturulmuş kabuk sağlar. Çaprazlaşmasız pala kirişi başlıkları, pala boyunca oluşan eğilme dayanımının büyük bölümünü sağlar; fakat burulmaya da uyumlu olmaları beklenir.

6.1.1.1 Sadece Pala Kirişı Malzemesinin Çapraz Yönelimli Malzemelerden Oluşması

Bu biçimlendirmede, hem pala boyunca oluşan eğilme dayanımını hem de burulma-eğilme

bağlaşımını, diğer biçimlendirmelere göre daha kalın olan pala kirişi

başlıkları sağlar. Kabuk ise çaprazlaşmasız kompozit malzemelerden oluşturulur.

6.1.1.2 Kabuk ve Pala Kirişı Malzemesinin Çapraz Yönelimli Malzemelerden Oluşması

Bu tasarım, üstteki iki biçimlendirmenin bir bileşimidir. Çapraz yönelimli

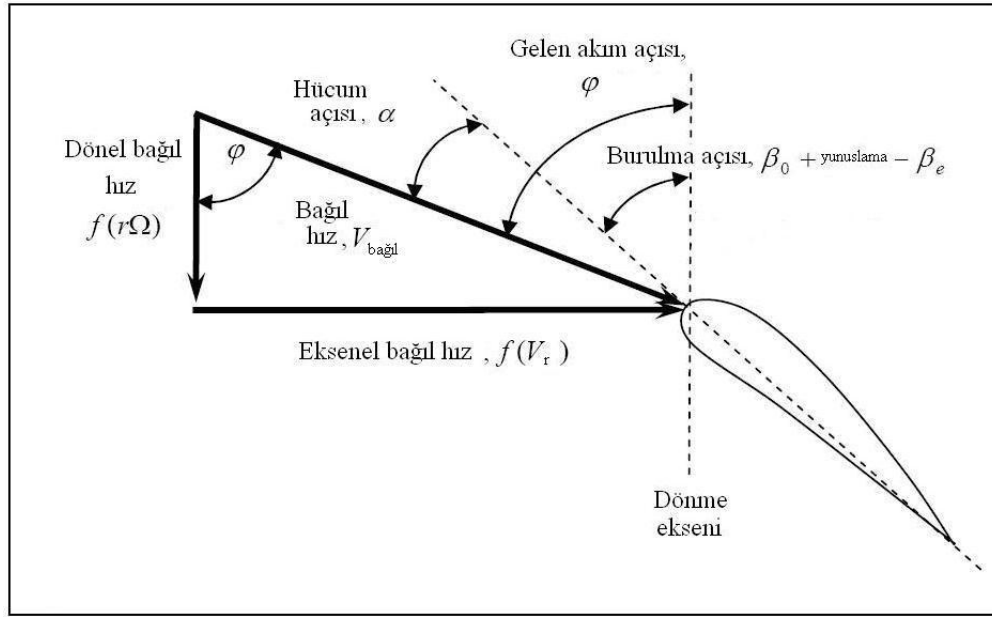
malzemelerden oluşturulan kabuk ve pala kirişi başlıkları, eğilme-burulma bileşimini

birlikte sağlarlar.

6.1.1.3 İndüklenmiş Burulmanın Aerodinamik Başarım Üzerine Etkileri

Pala üzerine gelen aerodinamik kuvvetlerin büyüklüğü ve yönü, bunun sonucunda da pala ve türbin performansı büyük ölçüde pala hücum açısına bağlıdır. Hücum açısı ise gelen akım açısı ve pala burulma açısına bağlıdır. Pala burulma açısı Şekil 5.2’de görüldüğü üzere üç açının birleşimi şeklinde ifade edilebilir: ön-burulma, yunuslama açısı ve elastik bağlaşımdan kaynaklanan indüklenmiş burulmadır. Denklemden hücum açısının diğer açılar cinsinden ifadesi yer almaktadır:

$$\alpha = \theta + \beta - \beta_0 - \text{yunuslama}$$



Şekil 5.2 Pala Kesidi Üzerinde Gelen Akım ve Burulma Açıları[15]

5.2 Esnek Yapılı Pala Çeşitleri

Bu palaları yapısal açıdan olarak iki sınıfa ayırabiliriz:

1. **Etkiyle Akıllı Palalar (Aktif kontrol)** : Malzeme içine gömülü piezoelectric eyleyiciler sayesinde elastik şekil değiştirme üretilmekte ve kontrol edilebilmektedir.
2. **Kendinden Akıllı Palalar (Pasif kontrol)**: Sadece kompozit elyaf katmanlarının simetri ve dengesi sayesinde elastik şekil değiştirme üretilmekte ve kontrol edilebilmektedir. Kullanılan anizotropik kompozit malzemelerin yönlülük özelliklerinden faydalanılarak palanın kontrollü bir biçimde burulması sağlanabilir. Eğilme-burulma bağlaşımlı pala ve uzama burulma bağlaşımlı pala olmak üzere iki kavram vardır. Eğilme-burulma bağlaşımlı bir palanın tasarımında pala aerodinamik kuvvetlere ve atalet kuvvetlerine maruz kalarak eğildiği sırada aerodinamik başarımını değiştirecek şekilde burulacaktır. Ayrıca bu başarım değişiklikleri, aeroelastik kararsızlık gibi aeroelastik etkilere de bağlıdır.

5.3 Esnek Yapılı Pala Kullanımının Yarar ve Sakıncaları

Uygulamaları tam anlamda başlamamış olmasına rağmen, yapılan çalışmalar, esnek yapılu palaların maliyet, sistem ağırlığı, yapısal özellikler ile dinamik ve statik kararlılık bakımından geleneksek palalardan farklı niteliklere sahip olduğunu göstermiştir.

Maliyet ve tüm türbin sistemi ağırlığı açısından daha olumlu etkilere sahip olan esnek yapılı palalarda, özellikle yorulma açısından büyük kazanımlar gözlenmiştir. Bunun yanında yapısal kararlılık sorunları olabilmekle birlikte, flater ve ayrılma olasılıklarına karşı gerekli analizler yapıp önlemler alınmalıdır.

5.3.1 Yararları

Esnek yapılı palaların, ortalama enerji eldesinin arttırılmasında, çıkış gücünün ayarlanmasında, yorulma yüklerinin azaltılmasında ve başlatma hızını azaltıcı gücün iyileştirilmesi gibi birçok alanda kullanılması mümkündür. Rüzgâr türbinlerinde, kulenin ağırlığı ve rüzgâr türbininin altyapısı, dönecin boyut ve ağırlığına bağlıdır. Dönecin ağırlığı toplam ağırlığının önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. Bu sebeple toplam maliyetin azaltılmasında palaların ağırlıklarının indirgenmesi çok fazla önem kazanmaktadır. Tutunma kaybı limitinin altındaki pozitif hücum açılarında, bir kanat kesidi üzerindeki aerodinamik yük, hücum açısıyla orantılıdır. Yunuslama veya feather yönünde burulmayla palanın hücum açısının azaltılması döneç üzerindeki dinamik yüklemenin azaltılmasını sağlamaktadır. Böylece yorulma hasarında önemli oranda azalmalar mümkün kılınabilmektedir. Lobitzand Laino (1999) ile Lobitz (2000) ve diğerleri tarafından yapılan çalışmalarda, düşük hızlar için tutunma kaybı kontrollü tasarımlarda (%20 ila %70), yüksek hızlar içinse yunuslama kontrollü tasarımlarda (%20 ila %80) önemli oranda yorulma hasarı azalımı gözlenmiştir.

5.3.2 Sakıncaları ve Önlemleri

Esnek rüzgâr türbini palalarının tasarımıda kullanılan bağlaşım yöntemlerinin iki temel zorluğu bulunmaktadır. Bu zorluklardan ilki, ana yapının üretiminde eksen dışı yönelimli elyafların kullanılmasıdır. Her ne kadar, birincil elyaf açısı eksenle 20° olan malzemeler uygun görülse de, kullanımının yaygın olmayışı ve taşıma oluşumu esnasında boylamasına maruz kaldığı gerilmeler oldukça maliyetli kararlılık sorunlarına sebep olmaktadır. İkinci zorluk ise elyafların bitim ve büküm noktalarının yorulma sınırları ile ilgilidir. Açılı elyaflara sahip pala kirişi kapaklarının elyaf bitimleri ya kenarda olmalı ya da perde türü yapıların etrafında taşıtılmalıdırlar. Bu iki yöntemle, reçine sistemine elyafları sıkıştıran ilave bir gerilmeye ve tasarımıda daha düşük yorulma

sınırlarına ulaşılabilir. Feather yönündeki burulma, toplam enerji eldesini azaltmaktadır. Bu sebeple yeni bir döneç tasarlanırken, burulma bağlaşımlı palalar, bu azalmayı en aza indirmek için dikkatli bir şekilde tasarlanmalıdır. Diğer tüm hava yapıları gibi bağlaşımlı palalar da flater ve de ayrılmadan kaçınmak için, dinamik ve statik olarak kararlı koşullarda çalışacak şekilde tasarlanmalıdır. Bağlaşımlı bir palanın statik ve dinamik kararlılık sınırları sıradan bir palanınkinden farklıdır. Pala malzemesinin dinamik bir biçimlenmeye sahip olması (biçim değiştirebilmesi) ve tek biçimli olmayan anizotropinin varlığı, bağlaşımlı palanın statik ve dinamik kararlılık sınırlarını etkileyerek sıradan palalardan ayrılmasını sağlar.

Ayrılma, pala göreceli hızının yeteri derecede büyük olduğu statik bir olaydır. Bu hız değeri, pala burulması sebebiyle artan hücum açısı değişimi için üretilen aerodinamik yükün, elastik geri dönüş kuvvetleri tarafından üretilen tepki yükünden daha büyük olduğu duruma karşılık gelir. Sonucunda ise yıkıcı hasarların olduğu aşırı burulmaya neden olan ekin bir katılık kaybı meydana gelmektedir. Klasik flater pala eğilme ve burulma salınımlarının etkileşimi ile tanımlanan dinamik bir olaydır. Akış hızı arttıkça, aerodinamik yük bu iki hareketin titreşim fazının değişmesine hatta eksi sönümleme oluşturarak yıkıcı hasarların meydana gelmesine sebep olmaktadır. Rüzgâr türbinleri için flater sınırı, flaterin olduğu dönel hızda (tipik olarak durgun havada) tanımlanmaktadır. Kararlılık aralığı ise flater hızı ve normal çalışma hızı arasındaki farktır. Diğer bir kararlılık koşulu, tutunma kaybı-flater konusunda ise eğilme burulma uyumu pala için hâlâ araştırılmaktadır. Tutunma kaybı-flater, burulma hâkim pala salınımlarıyla tanımlanmakta ve tutunma kaybına yakın, yüksek hücum açılarında meydana gelmektedir.

BAĞLAŞIMLI PALA GEOMETRİK VE YAPISAL TASARIMI

Bir pala tasarımında en iyi tasarımı yapabilmek için göz önünde bulundurulması gerekenler

şöyle sıralanabilir:

- Düşük katılık oranına ($\sigma < 10\%$) ve uç hız oranına ($\lambda = 5-7$ civarı) sahip olmalıdır.
- Yüksek λ değeri, düşük yunuslama açısı anlamına gelir (Uç veteri, dönüş düzlemine paraleldir.)
- Düşük λ değeri, yüksek yunuslama açısı anlamına gelir ("Feather" durumu).
- Yunuslama açısı, bütün palalar için aynı olmalıdır.
- En iyi pala, uzun vetere, göbek yakınında yüksek bir burulmaya ve uç yakınında incelen bir yapıya sahiptir.
- En iyi pala, sadece tek λ değeri için en iyi olarak tanımlanır.
- En iyi pala, düz akım çizgili kesitlere sahip olacaktır.

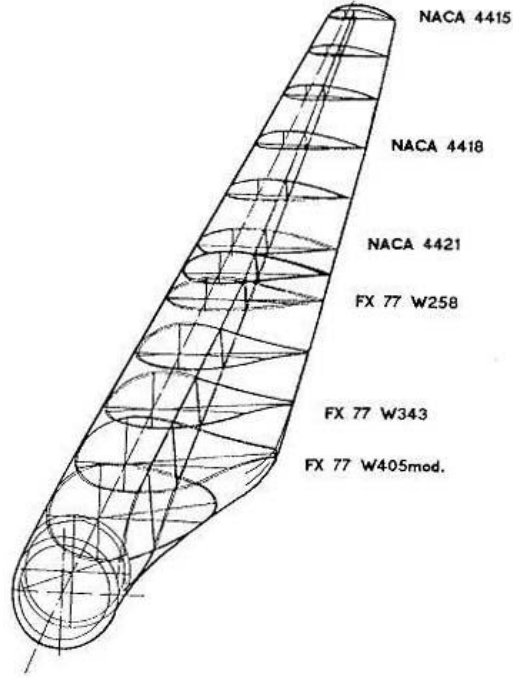
6.1 Pala Geometrisi

Palaların aerodinamik ve yapısal en iyilemesi, küresel eğrilerden oluşan karışık bir geometri ortaya çıkarır. Bu geometriden dolayı üretimde kompozit malzeme kullanımı büyük bir gerektir; çünkü diğer malzemelerle üretim oldukça yüksek

maliyetli olmakla birlikte uygulama açısından da çeşitli zorluklar içermektedir.

Palanın göbek flanşına bağlanması için gerekli olan inceliğin sağlanması amacıyla,

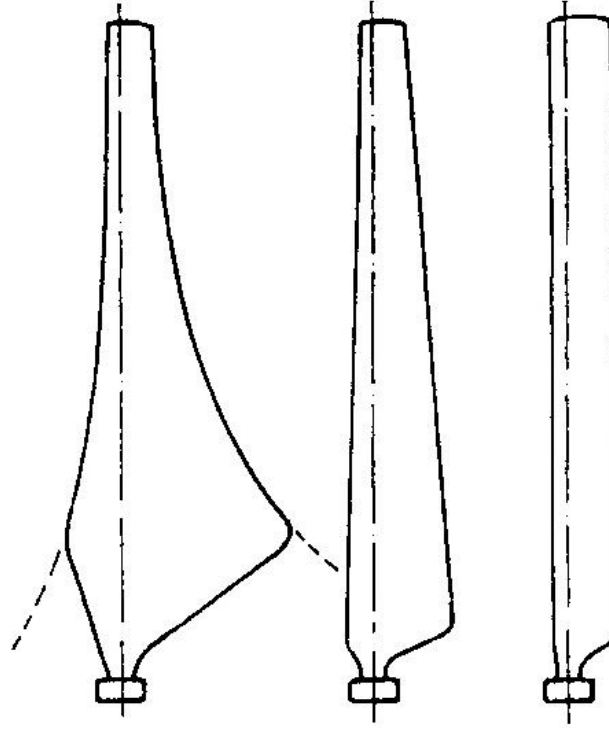
Şekil 6.1'deki örnekte olduğu gibi açıklık boyunca değişik kanat kesitleri kullanılır.



Şekil 6.1 Rüzgâr Türbini Pala Kesit Dizilişi[8]

Pala geometrisinin hesaplamalarda kullanılacak özellikleri önceden tanımlanmalıdır. Bu amaca yönelik olarak tasarımcı tarafından yapılır.

Üretim maliyetlerini düşük tutmak amacıyla en iyi pala biçimlenmesinden çeşitli ödünler verilmektedir. Genel bir seçenek olarak, Betz ve Schmitz'e göre en iyi veter hattından uzaklaşarak daha basit kesit dağılımları kullanılır. İdeal dağılımı veren Betz ve Schmitz yöntemi, üretim zorluğu nedeniyle, birebir olarak çok az sayıda üreticinin tercih ettiği bir yoldur. Bunun yerine birinci yöntem olarak, genelde uygulanan, firar kenarı doğru olan sivrilmiş palalar kullanılır. İkinci bir yöntemde ise, özellikle burulmasız yapıldığında, ekonomik açıdan daha verimli ve uygulama açısından ise daha basit bir üretim tekniği içeren dikdörtgen palalar kullanılır. Bu üçüncü çeşit pala tasarımı, genellikle birçok Darrieus türbininde kullanılmaktadır.



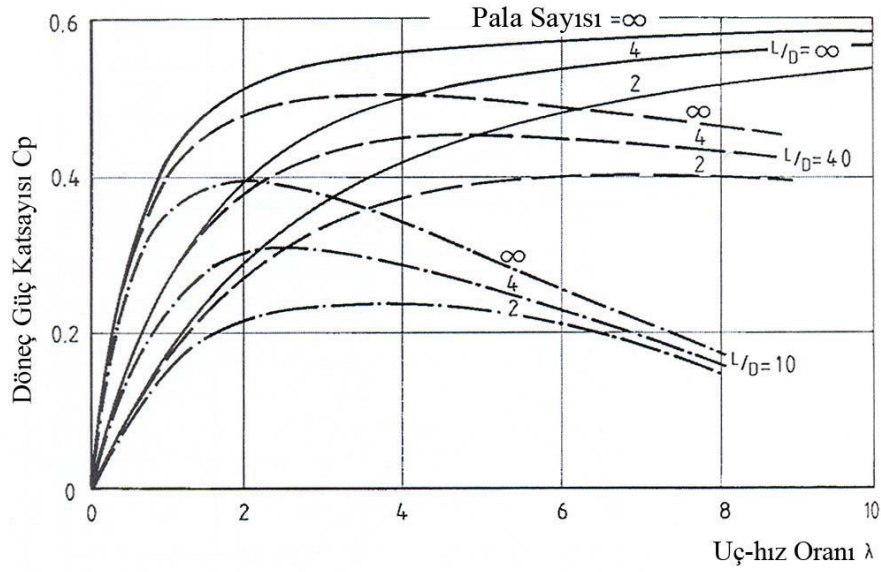
Şekil 6.2 Rüzgâr Türbini Pala Biçimlenimleri[8]

6.2 Pala Kesidi

Kullanılması gereken pala kesidi niteliği, üretim yöntemi ve malzemeyi belirler. Bunun yanında verim ve kontrol özelliklerini de yine pala kesidinin aerodinamik özellikleri etkiler.

$$L/D = c_L/c_D \quad (6.1)$$

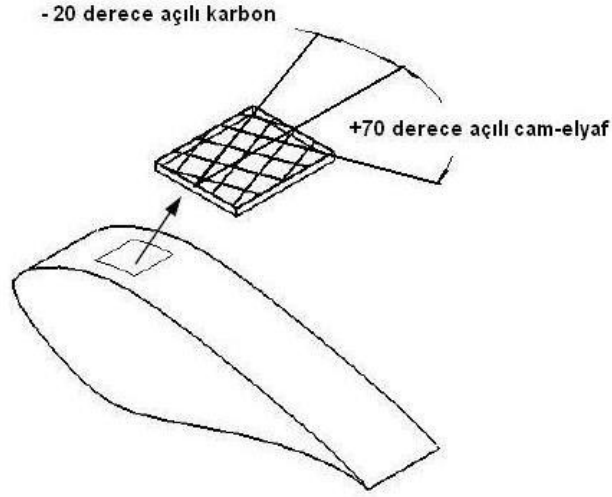
Kesidin en önemli değişkeni taşımanın sürüklemeye oranıdır (L / D). Bu oran c_L/c_D katsayıların oranı olarak da ifade edilir. Türbin gücünü temsil eden güç katsayısı, c_p , değişik değerlerinde farklı değerler alır. Şekil 6.3'te de görüldüğü gibi güç katsayısı için en iyi değerler, düşük uç hız oranlarında elde edilmektedir. Ayrıca pala sayının güç katsayısına etkisi, yüksek L / D oranı ve uç hız oranı değerlerinde düşük oranlardakine göre daha azdır. Buradan şu sonuç çıkarılabilir: Düşük hızlı döneçlerde kesit özellikleri önemli değildir; fakat çok sayıda palaya ihtiyaç vardır. Yüksek hızlılarda ise az pala sayısı da başarılı sonuçlar alınır; fakat kesit özelliklerinin önemli derecede etkisi vardır.



Şekil 6.3 CP-λ-B Grafiği (Schmitz Şeması)[2]

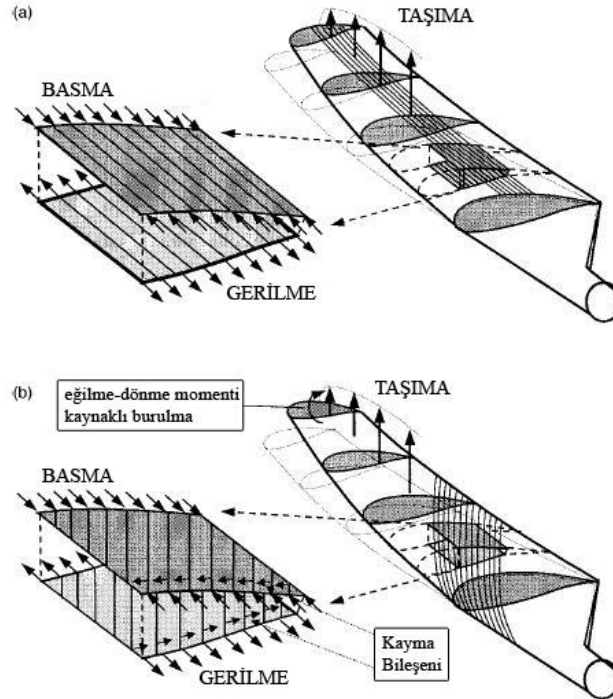
6.2.1 Malzeme Belirlemesi

Burulma bağlaşımı, kanat açıklığı boyunca oluşan eğilme kuvvetinin pala kesidinde yerel hücum açısı ve aerodinamik kuvvetleri değiştiren burulmaya yol açtığı bir aeroelastik uydurma biçimidir. Karbon/elyaf-cam/elyaf birleşimli bir pala katmanıyla yüksek derecede bir yapısal bağlaşım sağlanabilir. Şekil 6.4'te karbon elyaflar, uzunlamasına pala eksenine -20° ve cam elyaflarında buna dik olarak uzunlamasına pala eksenine $+70^\circ$ eğim yapacak şekilde yerleştirildiği bir tasarım görülmektedir. Bu tür pala tasarımlarının üretim, yapısal bütünlük ve maliyet açısından uygulanabilirliği, sürdürülen çalışmalarda ele alınmaktadır.



Şekil 6.4 Çapraz Karbon - Cam/Elyaf Kabuk

Ayrıca geleneksek elyaf yayılması ile açılı elyaf yayılmasını durumlarındaki yüklemeyi gösteren Şekil 6.5 aşağıda verilmiştir:



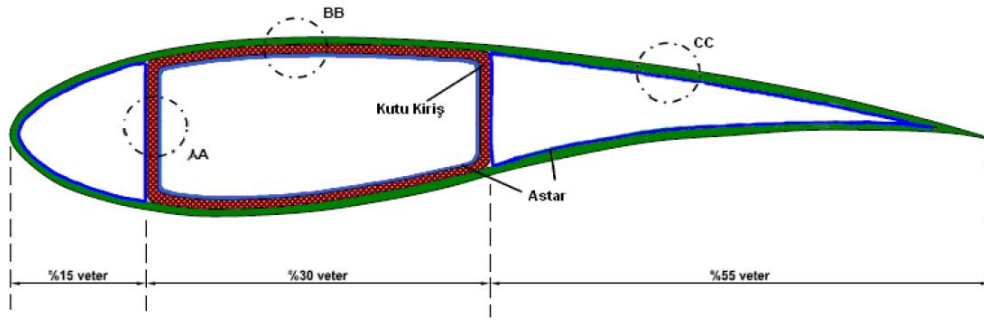
Şekil 6.5 (a) Geleneksek Paladaki Elyaf Yönelimi; (b) Eğilme-Burulma Yönelimli Paladaki Elyaf Yönelimi

Pala yapımında kullanılan genel malzeme özellikleri ise Çizelge 6.1’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 6.1 Palalarda Kullanılan Genel Malzeme Özellikleri[2]

Değişken Malzeme	Özgül ağırlık γ g/cm ³	Dayanım sınırı σ_B N/mm ²	Elastisite modülü E kN/mm ²	Özgül kırılma dayanımı σ_B/γ km	Özgül elastisite modülü E/ γ 10 ³ km	Yorulma dayanımı $\pm \sigma_A$ 10 ² N/mm ²
Çelik St 52	7,85	520	210	6,6	2,7	60
Alaşımlı çelik, 1.7735.4	7,85	680	210	8,7	2,7	70
Alüminyum, AlZnMgCu	2,7	480	70	18	2,6	40
Alüminyum, AlMg5 (kaynak yapılabilir)	2,7	236	70	8,7	2,6	20
Titanyum alaşımı, 3.7164.1	4,5	900	110	20	2,4	-
Cam/elyaf-epoksi* kompozit	1,7	420	15	24,7	0,9	35
Karbon/elyaf-epoksi* kompozit	1,4	550	44	39	3,1	100
Aramid/elyaf-epoksi* Kompozit	1,25	450	24	36	1,9	-
Ahşap (Sitka Spruce)	0,38	≈ 65	≈ 8	≈ 17	≈ 2,1	≈ 20
Ahşap/epoksi (Epoksi dolgu: Hacmen %40)	0,58	≈ 75	≈ 11	≈ 13	≈ 1,9	≈ 35

Yapılan çalışmada elde edilen en iyi pala tasarımına uygun malzeme ve yapı özellikleri atanarak geleneksel ve bağışımli iki tasarım oluşturulmaya çalışılmıştır. Tasarımın kesit biçimlenmesi şekil 6.6 daki gibidir. Pala kirişinin perdeleri %15-%45 veter boyuna yerleştirilmiştir.



şekil 6.6 Kesit Biçimlenmesi

Her iki pala tasarımının kabuğu için çaprazlaşmasız tek yönlü çift eksenli cam/elyaf kullanılmıştır. Pala kirişi olarak ise geleneksel palada çaprazlaşmasız tek yönlü karbon/çift eksenli cam; bağlaşımlı palada ise +20 derece karbon, -70 derece cam/elyaf kullanılmıştır. Çeşitli yönelim açılarında 20 derece karbon/elyafın cam/elyafla birleşim özellikleri izelge 6.2 de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 Çeşitli Yönelim Açılarında 20 derece Karbon/Elyaf-Cam/Elyaf Birleşimi[16]

Cam/Elyaf Açısı [derece]	E_x [GPa]	E_y [GPa]	G_{xy} [GPa]	ν_{xy}	$\eta_{x,xy}$	Uzama (%)	Pala Boyunca Bağlı Burulma Dayanımı
70	22,2	11,6	3,89	0,15	-1,78	0,26	0,09
35	20,8	7,5	3,90	0,41	-1,75	0,40	0,13
0	26,3	6,9	4,29	0,56	-1,76	1,17	0,49
-15	30,0	6,9	5,29	0,70	-1,56	0,55	0,26
-30	29,3	7,1	5,95	0,85	-1,42	0,50	0,23
-45	25,6	7,7	5,60	0,88	-1,47	0,75	0,31
-60	22,2	9,2	4,65	0,75	-1,62	0,92	0,33

Kullanılacak malzemelerin özellikleri Çizelge 6.3'te verilmiştir. Birinci satırdaki malzeme özellikleri, her iki palanın kabuğu için; ikinci satırdakiler, geleneksel, bağlaşımsız pala için; üçüncü satırdakiler ise bağlaşımlı pala için verilmiştir

Çizelge 6.3 Katman Mekanik Özellikleri ve Dayanım Verileri

Açıklama	Elastik sabitler [GPa]			ν_{xy}	Yoğunluk [kg/m ³]	Karakteristik Mukavemet (%)		Tasarım Mukavemeti (%)	
	E_x	E_y	G_{xy}			Çekme	Basma	Çekme	Basma
Tek yönlü çift eksenli cam/elyaf, çaprazlaşmasız	29,0	10,2	6,0	0,31	1880	2,70	1,55	1,10	0,63
Tek yönlü karbon / çift eksenli cam, çaprazlaşmasız	70,8	9,1	4,1	0,35	1562	1,35	0,90	0,55	0,37
+20 derece karbon, -70 derece cam/elyaf	20,9	10,7	4,1	0,60	1562	0,91	0,91	0,37	0,37

6.2.2 Tasarım Girdileri

Bu çalışmada tasarımı yapılan palanın, anma gücü $P_{anma} = 500W$ ve pala sayısı $B=3$ olan bir rüzgâr türbinine ait olduğu düşünülmüştür. Uç hız oranı olarak, Şekil 6.3 ten çıkarılan sonuçlar da dikkate alınıp, $\lambda=7$ seçilmiştir. Pala boyu (R), deneysel olarak verilen (6.1) denklemiyle hesaplanmıştır .

$$R = \frac{1}{2} \left(\frac{P_{anma}}{0.2857} \right)^{\left(\frac{1}{2.0149} \right)} \quad (6.2)$$

Buna göre;

$R=2.06$ m olarak bulunmuş; fakat tasarım kolaylığı açısından $R=2$ m olarak düşünülmüştür. Ortalama hız ($V_{ortalama}$), tasarım hızı ($V_{tasarım}$), hava yoğunluğu (d_{hava}) ve kinematik ağırlık (γ) gibi girdilerin değerleri ise IEC standartlarına göre belirlenmiştir.

Tasarımı yapılan palanın Çizelge 6.4 te verilen IEC standartlarına göre 3. hız sınıfında olması düşünülüp $V_{ortalama}=7,5$ m/s alınmıştır .

Çizelge 6.4 IEC standartları ortalama rüzgâr hız sınıfları

	Sınıflar			
	I	II	III	S (Üretici Tanımlı)
<u>Yıllık Ortalama Rüzgâr Hızı $V_{ortalama}$ [m/s]</u> (Göbek Yüksekliğinde)	10	8,5	7,5	

Yine, IEC standartlarına göre tasarım hızı ise :

$$V_{tasarım} = 1,4V_{ortalama} \quad (6.3)$$

Denkleminden $V_{tasarım} \cong 10$ m/s alınmıştır.

Böylece tasarım girdileri aşağıdaki gibi olmuştur:

Anma gücü	$P_{anma}=1500 \text{ kW}$
Pala sayısı	$B=3$
Uç hız oranı	$\lambda=7$
Pala boyu	$R=35 \text{ m}$
Ortalama hız	$V_{ortalama}=7,5 \text{ m/s}$
Tasarım hızı	$V_{tasarım}=10 \text{ m/s}$
Açısal hız	$\Omega=20,05 \text{ rpm}$
Hava yoğunluğu	$d_{hava}=1,2285 \text{ kg/m}^3$
Kinematik ağdalık	$\gamma=15,69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Analiz bakımından işlemlerin bilgisayar programı tarafında rahat çözülebilmesi için pala boyu 2 mt olan bir model seçilmiş ve yapılan analiz uygulamalarında bu palaya etki edecek olan yük bulunmuş ve işlemler buna göre yapılmıştır. Buna göre;

Kanada etkiyen temel kuvvet kaldırma kuvveti olduğu için analiz esnasında bu değer baz alınacak olup

$$F = C_L \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \quad (6.4)$$

Rüzgar hızı 10,5 m/sn olarak alındığında kanada etkiyen kuvvet;

$$F = 0.6 \cdot 0,5 \cdot 1.25 \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 10^2$$

$F = 468 \text{ N}$ olarak bulunur.

OPTİMİZASYON

7.1 Optimizasyon

Optimizasyon, burada bahsedilen şekliyle, simulasyon sonuçlarına dayanır. Problem ayrıca, hem sürekli değişkenlerin varlığı hem de ayrı ayrı bileşenlerin kataloglardan veritabanlarından seçimi olarak tanımlanır. Bunun sonucu olarak problem doğrusal değildir. Karmaşık Metod ya da genetik algoritma gibi derece derece değişmeyen metodların uygulanmasının bir nedeni de budur. Diğer ana neden, bu metodlar çok modellenmiş araştırma alanlarında yerleştirildiğinde genel uygunluğu daha sağlıklıdır. Bu metodlar algoritmalarda hiçbir değiştirme yapmaksızın geniş bir problem sahasına uygulanabilirler. Optimizasyonun bir tarafı tasarım taslaklarının değerlendirilmesidir. İkinci tarafı yeni ve daha umut vadeden tasarımların meydana getirilmesidir. Böylece, optimizasyon hem analizi (değerlendirme) hem de sentezi (yeni çözümlerin üretimi) içerir. Değerlendirme genellikle tasarım taslağının ne kadar iyi olduğunu belirleyen ve değer biçimini içeren hedef fonksiyon vasıtasıyla yapılır. Her optimizasyon probleminde olduğu gibi hedef fonksiyonun biçimlendirilmesi optimizasyonun sonuçları noktasında çok can alıcıdır. Yeni çözümlerin üretilmesi optimizasyon stratejisine bağlıdır. Teknik olarak konuşmak gerekirse bizler sadece zaten ortada bulunmak için bekleyen çözümleri buluyoruz. Tabii ki, ortada araştırma yapılacak küçük alanla ilgili yaratıcı bir şey yok, ama çözüm alanı devasa büyüklükte olabilir, ve bu büyüdükçe en iyi ya da en azından iyi çözümler bulmak için karmaşık araştırmalara olan ihtiyaç gittikçe artar. Kör Saatçi’de (the Blind Watchmaker), Dawkins * evrimi “önceden tanımlanmış

tasarımlar"ın bulunduğu yaratıcı bir süreç olarak tarif eder. Schrage da kitabı " Ciddi Oyun" (Serious Play)' da şunu der; " her yönden evrim nihai bir esas modelleme(prototipleştirme) ve simulasyon metodolojisidir. Evrimin gücü ve çok yönlülüğü tartışılmaz; yenilikteki yeteneği şaşırtıcılığı karşı koyulamaz." Bu nedenle, bazı kesin önermeler altında optimizasyon yenilik için bir teknik olarak görülebilir. Doğal olarak bu optimizasyon probleminin nasıl biçimlendirildiğine bağlıdır. Her ne kadar daha iyi metodlar ve araçlar devamlı olarak tasarım sürecini desteklemek üzere geliştirilse de , etkili olmak için tasarım sürecinin kendisi idare edilmelidir.

Sınır koşullarına sahip bir optimizasyon işlemi, matematiksel olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir;

$f(x)$: Amaç fonksiyonu

$$X = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} : \text{Tasarım değişkenleri} \quad R^n: \text{Tasarım uzayı} \quad (7.1)$$

$$g_i(x) \leq 0, J = 1, 2, 3, \dots \quad m: \text{Eşitsizlik içeren sınır koşulu} \quad (7.2)$$

$$l_i(x) = 0, J = 1, 2, 3, \dots \quad p: \text{Eşitlik içeren sınır koşulu} \quad (7.3)$$

Optimizasyon Problemi, $f(x)$ fonksiyonunu minimize ya da maksimize eden

$g_i(x)$ ve $l_i(x)$ sınır koşullarına bağlı "X" tasarım değişkenlerini bulunması olarak

tanımlanabilir. Matematiksel olarak ise;

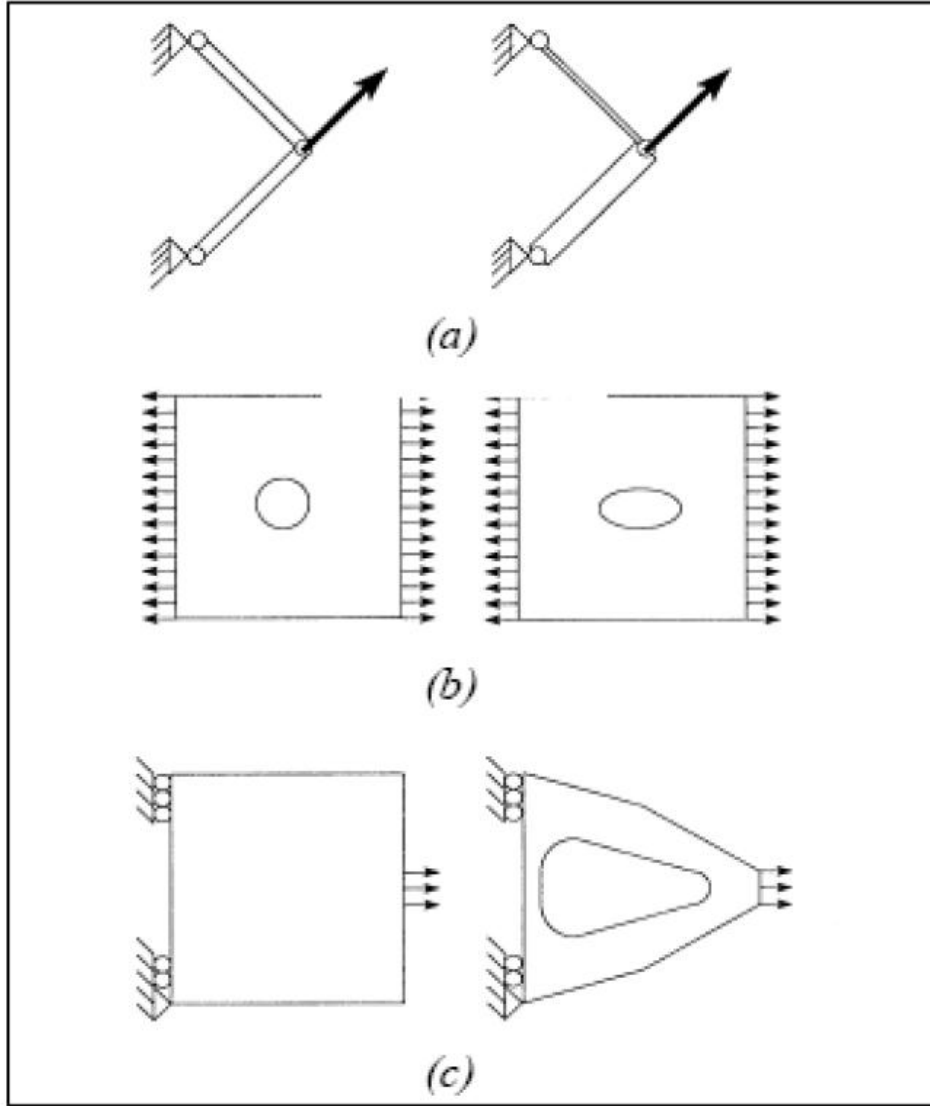
$$X^* \in R^n \text{ için } f(X^*) = \min f(X) \text{ ya da } f(X^*) = \min \max f(X) \quad (7.4)$$

X vektörü burada "n" boyutlu tasarım değişkenleri vektörü, $f(x)$ amaç Fonksiyonu

$g_i(x)$ ve $l_i(x)$ sırasıyla eşitsizlik ve eşitlik kısıtları olarak adlandırılmaktadır. Tasarım değişkenlerinin toplam sayısı "n" ve sınır koşullarının toplam sayısı "m" ve "p" dir ve birbirlerinden bağımsızdırlar.

7.1.1 Yapısal Optimizasyona Giriş

1960’lardan bu yana, mekanik bileşenlerin tasarımı sayısal yöntemlerin gelişmesiyle çoklukla yapılagelmiştir. Sonlu eleman programları, örneğin, şu anda uzaysal, mekanik, deniz ve sivil mühendislikte genel kullanım içindedir. Aynı zamanda, etkili ve hızlı optimizasyon algoritmaları çok çeşitli matematiksel program problemlerini çözmek için ortaya çıkarılmıştır. Bu iki yaklaşım yapısal optimizasyonun doğmasına yol açmıştır, yapısal optimizasyonun amacı geometrik, maddi ve/yada topolojik değişkenleri değiştirerek en uygun yapıyı bulmaktır, bunun için bulunan en uygun çözüm en az bir kriter ile açıklanmaktadır ve bir gereksinimler setini karşılamaktadır. Aslında tasarım süreçlerinin son safhasındaki performansları arttıracak bir çok yapısal optimizasyon tekniği geliştirilmişken çok az çalışmada birinci safhadaki optimizasyonla ilgilidir, ki ilk aşamadaki küçük bir değişiklik son yapıya önemli gelişmeler getirebilir. Yapısal optimizasyon ilişkili değişkenlerin doğası gereği genel olarak üç aile şeklinde sınıflandırılmaktadır. (Bak. Şekil 7.1)



Şekil 7.1 Optimizasyon Teknikleri Arasındaki Farklar (a) Tasarım (b) Şekil (c) Topoloji

- Tasarım ya da hacim optimizasyonu , değişkenler sadece bölümler arası boyutları ya da çapraz kalınlığı göstermektedir (geometri ve topoloji sabit kalır) ;
- Şekil optimizasyonu, değişkenler yapının geometrisi üzerinde doğrudan hareket eden değişkenlerdir. (ancak sabit topolojiyle);
- Son olarak , topolojik optimizasyon değişkenlerin yapının topolojisini ve şeklini değiştirebilir olarak ele almaktadır.

Bu kategoriler yukarıda kısaca resmedilmiştir.

7.1.2 Yapısal optimizasyondan beklentiler

Ürünlerin gelişim ve üretimi, bilhassa endüstriyel alanda belirli bir maliyet sınırını aşmadan kalite ve güvenilirliği artırmak için hangi ölçülerin esas alınacağı sorusunu sık sık ön plâna çıkartmaktadır.

Dayanıklılık ve verimlilik gereksinimleri nedeniyle yük taşıyan elemanların geometrisi genelde karmaşıktır. Bu gereksinimler, çoğu zaman üretim maliyetinin artmasına neden olmaktadır. İşlev, maliyet, estetik, üretim koşulları ve diğer teknik gereksinimler gibi muhtelif amaç ve kısıtlayıcılar ışığında tasarıma yön verilmelidir. Mühendislikte ise iki ana problemle karşılaşmaktadır. Birincisi, gerilme yoğunluğunun azaltılması (güvenlik koşulu) ve ikinci olarak da ağırlığın azaltılması (ekonomi koşulu) için yapının uygun hale getirilmesidir. Bir mühendisin yapısal optimizasyondan beklentileri bütün yönleriyle ele alınıp bir liste oluşturulması gerekiyorsa, optimizasyon sürecinde gereken hususlar aşağıdaki ana maddeler halinde olacaktır.

- Aynı problemde, yapının farklı kısımlarında gerçekleştirilen boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu.
- Yapının farklı kısımlarında farklı optimizasyon kısıtları. (Örneğin; kanatlarında dinamik yük olan, şasisinde rijitlik ve gövdede yorulma (gerilme) bulunan bir uçak gibi bir yapı düşünülebilir.)
- Çok yönlü yükleme durumları.
- Çok yönlü mesnet koşulları.
- Çeşitli malzeme ve uygulanabilirlik imkânları.
- 2 ve 3 boyutlu yapısal biçimler.
- Statik, dinamik ve denge durumlarına göre eş zamanlı optimizasyon.
- Doğrusal olmayan geometrik durumlarda optimizasyon.

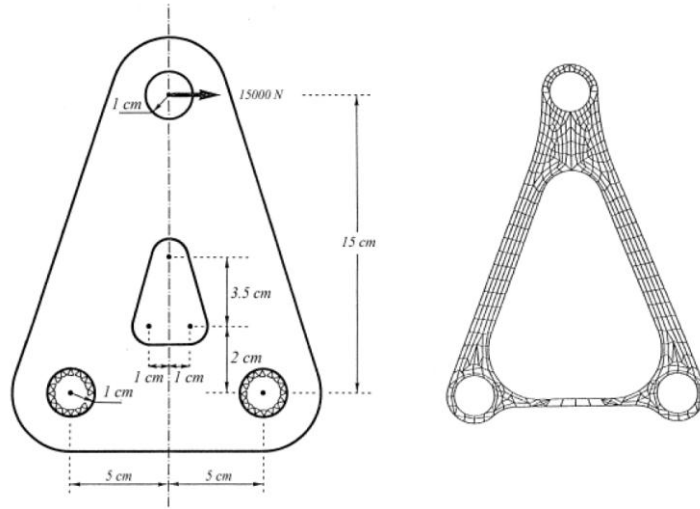
Bu tam bir listedir ve kısıtlı matematiksel amaçlara nazaran gerçek dünyadaki amaçların göz önünde tutulması gerektiğini ortaya koymaktadır.

7.1.3 Tasarım Optimizasyonu

Yapıların otomatik boyutlandırılması olarak da bilinen ilk yaklaşımda değişkenler bölümler arası boyutlar ve çapraz kalınlıktır (geometri ve topoloji sabit kalır). Örneğin desteklerde, çubuk alanlarının birleştiği bölümler tasarım değişkenleri olarak görev yapar, burada genel olarak amaç bir set sınırı karşılayabilecek en ince yapıyı bulmaktır

7.1.4 Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda değişkenler yapının şeklini belirleyen geometrik parametrelerdir (topoloji sabit kalır). Var olan çalışmaların çoğunda parametreler belirli noktaların koordinatlarıdır: kutuplar. 2D'deki kutuplar eğriler seti olarak yapının dış hatlarını belirler, örneğin Lagrangian, Bézier yada B-splines interpolasyon kullanarak.



Şekil 7.2 Bir Desteğin Şekil Optimizasyonu. Solda ilk geometri ve sağda optimizasyon uygulanmış hali

Geometri de doğrudan parçaların uzunlukları, çapları, açılar vb. gibi tasarım değişkenleriyle modellenenebilir. Bu teknik destek yapısı probleminde Zhang tarafından resmedilmiştir, amaç Von Mises gerilmelerinin kritik limiti geçmeden en aza indirmektir. Yük durumu ve sınır durumları Şekil 7.3 'de detaylı olarak gösterilmiştir, bağımsız değişkenler kullanılmıştır, modelleme destek geometrisi uzunluklar ve

yuvarlakların yaylarıyla. Yapısal analiz, sonlu eleman modeline göre yapılmıştır ve Zhang'ın bulduğu optimal çözüm Şekil 1.8'de, ilk yapıya göre 69.6% bir toplam düşüş gösterilmiştir. Optimizasyon uygulamak için hesaplarda amaç ve sınırların dışbükey çizgisel yaklaşımlarının yapılandırılmasına dayanan CONLIN algoritması kullanılmıştır.

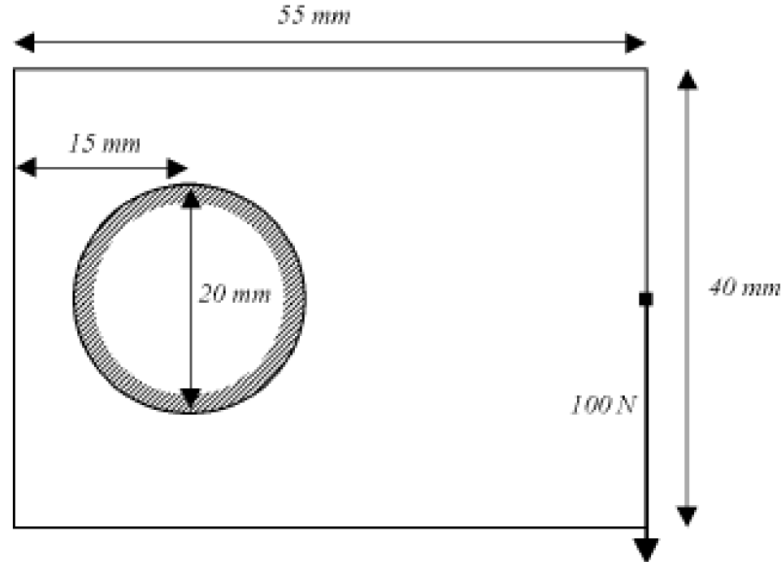
Şekil optimizasyonu, topoloji optimizasyonunun sınırlanmış bir halidir. Belirli sabit bir topoloji için yapının uygun sınırlarının belirlenmesi, yani sadece yapı sınırlarıyla çalışılmasıdır. Bu optimizasyon yönteminde, tasarımcı tarafından belirlenen amaca cevap verebilecek nitelikte bir şekil aranmaktadır[20].

Tasarım değişkenleri genellikle iki veya üç boyutlu herhangi bir yapı şeklini tanımlayan eğri kontrol noktalarıdır. Boyut optimizasyonundan farklı olarak sonlu eleman (FE) modelini değiştirmekte ve bu yüzden optimizasyon sistemiyle ağ oluşumunu ve sonlu elemanlar analizini (FEA) birleştirmede zorluklar doğurmaktadır. Ancak başta da belirtildiği üzere topoloji optimizasyonu ile mukayese edildiği takdirde de hiyerarşik yönden alt sırada kalmaktadır.

Aslına bağlı olarak ilk yapısal optimizasyon yöntemleri ağırlıklı matematik temeli üzerine kurulmuştur. Matematiksel programlama, 1970 ve 1980 yıllarında şekil optimizasyonu için en tipik yaklaşım olmuştur. Bir problem için konulan hedef fonksiyon, matematiksel programlamada bir dizi tasarım değişkeniyle tanımlanmaktadır. Hedef fonksiyonun diferansiyelleri, doğrudan veya sonlu farklar yöntemi kullanılarak dolaylı yoldan elde edilmektedir. İkinci diferansiyeller de Hessian matrisi için bulunmaktadır. Daha sonra Conjugate çarpanı veya programlama sonucu oluşturulan arama motorları kullanılarak belirlenen kısıtlara uyan tasarım değişkenleri bulunmaktadır. Matematiksel programlama, doğrusal ve doğrusal olmayan, nümerik doğrusal, ardışık ve stokastik programlama gibi sınıflara ayrılmaktadır[20].

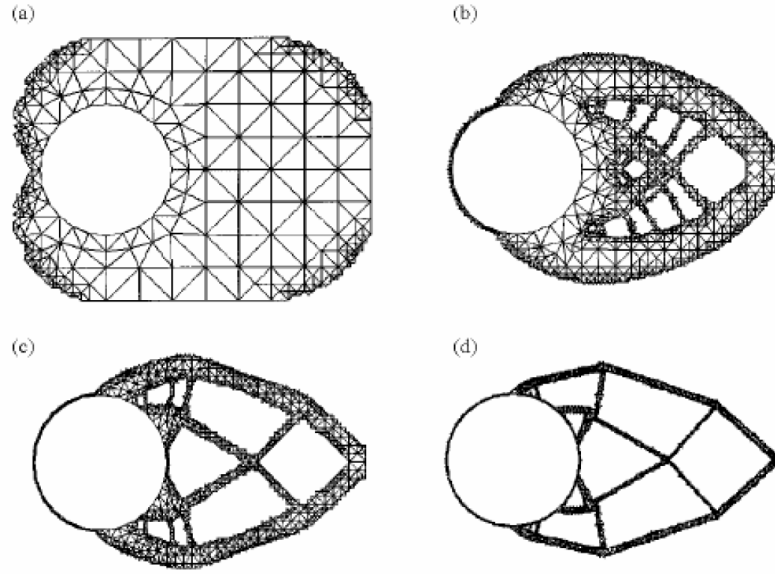
7.1.5 Topoloji Optimizasyonu

Topolojik optimizasyonda amaç başlangıçta bir çok maddenin optimal şeklinin yapısını belirlemek ve geliştirerek az yükleme geçiren maddeleri kaldırmaktır. Elbette, en son yapı kullanıcı tarafından tanımlanan sınırları karşılamalıdır. (genellikle maksimum Von Misses gerilmelerinin kısıtlanmasıyla ilgilidir)

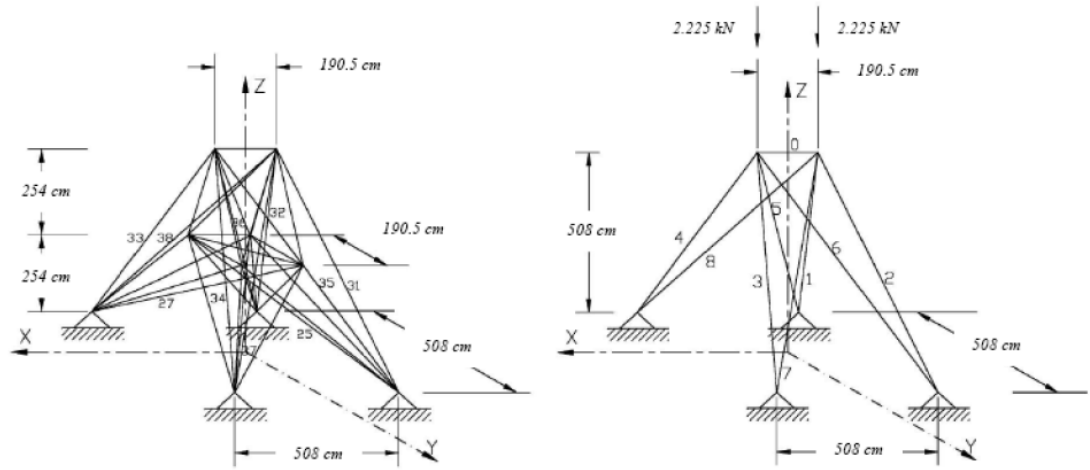


Şekil 7.3 Michell Kiriş Problem tanımı (İç Delik sabitlenmiştir.)

Topolojik optimizasyonda çok önemli bir nokta olan Michell destek problemi şekil 7.4'te tasvir edilmiştir, Reynolds bu problemi ters uyarlama tekniği ile çözmüştür; bir kez ilk sonlu eleman problemi yapılandırıldığında, yöntem ağ elemanlarının ayrıştırılması ile düşük (Von Mises) gerilme alanlarının inceltmesi ile devam eder. Daha sonra, ayrıştırılmış düşük gerilme elemanları kaldırılır ve süreç tekrarlanır. İşlemin 6, 42, 75 ve 120 kez tekrarlanmasından sonra elde edilen veriler şekil 1.10'da verilmektedir. 120. işlemde sadece ilk alanın sadece 8.8% kalmaktadır. Topolojik optimizasyon destekler için de başarılabilir. Örneğin, Deb ve Gulati, optimal bölümler arası alanları ve 2-D ve 3-D destek noktalarının topolojisini genetik algoritmaları kullanarak bulmak için bir yöntem tasvir etmişlerdir. Tasarım değişkenlerine ek olarak bileşimde bulunan (ya da bulunmayan) her elemanı işaret eden topolojik değişkenler tanımlanmıştır (örn. Rot bölümlerinin alanları). Buradaki amaç, vurgular ve yer değiştirmeler izin verilebilir değerler içinde kalması gerekirken toplamı minimize etmektir. Şekil 7.4 genetik algoritmanın 39 elemanlı destekten 9 elemanlı bir desteğe dönüşmesinin 3 boyutlu bir örneğini göstermektedir.



Şekil 7.4 Michell Kiriş Problemine Topoloji Optimizasyonu uygulaması



Şekil 7.5 Bir Kiriş'e Topolojik Optimizasyon uygulaması örneği

7.1.6 Homojenleştirme Yöntemi

Topoloji optimizasyonu, son yıllarda özellikle Homojenleştirme Yöntemi'nden büyük ölçüde etkilenmiştir. Bu yöntemde tüm yapının tasarım alanını sonlu elemanlar şeklinde çok sayıda yerel değişken ile tanımlanmakta ve yapının topoloji, şekil ve boyutunu eş zamanlı olarak değiştirmek suretiyle uygun bir tasarım elde edilmektedir. Her eleman için, tüm yapı boyunca gözenekliliği değişen malzemenin etkisiyle yapı içindeki dörtgen boşlukların boyut ve dağılım parametreleri farklılık arz etmektedir.

Ardışık programlama ve matematiksel programlama tekniklerinin birlikte kullanılmasıyla uygun malzeme dağılımı bulunmaktadır.

Homojenleştirme yönteminde, yapının tamamında veyahut nihai yapıda beklenen sınırların dışında kalması beklenen malzeme çevresi boyunca optimizasyon işlemi başlangıcında bir ağ oluşturulur. Optimizasyonun her adımında yapıdaki gerilmeler ve yer değiştirmeler göz önüne alınarak düşük gerilime maruz kısımlar daha gözenekli ve dolayısıyla daha esnek hale getirilmektedir. Buna doğadan bir örnek vermek gerekirse, hayvan kemiğinde fazla gerilime maruz kalmayan kısımların daha gözenekli halde olmasını gösterebiliriz. İşte bu mantıkla büyük gerilime maruz kısımlardaki malzeme de daha yoğun bir hale getirilmekte ve gözenekliliği azaltılmaktadır.

Optimizasyon işleminden elde edilen sonuç, delikli bir karma yapı halindedir. Bu delikler veya orta yoğunluktaki bölgeler, tatbiki uygulamalarda fazla bir öneme sahip değildir. Bu sebeple üretim aşamasına geçildiği taktirde bu bölgelerdeki malzeme tamamen ortadan kaldırılmaktadır.

Mikro büyüklükte boşlukların oluşturulduğu bu tür bir uygun dağılım problemi matematiksel olarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

hedef fonksiyon : ortalama elastikiyetin azaltılması

bağlı olarak : denge denklemleri,
 boşluk hacmi
 gerilme/yer değiştirme kısıtlayıcıları

veya

hedef fonksiyon : boşluk hacminin azaltılması

bağlı olarak : denge denklemleri,
 ortalama elastikiyet
 gerilme/yer değiştirme kısıtlayıcıları

Yapı elemanının topolojisini belirleme imkânı, bu yöntemin doğasında bulunmaktadır. Ancak işlem sonunda pürüzlü kenarlara sahip bir yapı ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla bu yöntem, iki aşamalı şekil tasarım sürecinde ilk adım olarak düşünülmeli; ikinci

adımında da, ilk adımda belirlenen tasarıma bağlı olarak geleneksel sınır düzeltme optimizasyonu uygulanmalıdır. İlk adımda uygun sınır şekline yakın bir yapı elde edildiğinden bu ikinci adım dikkate değer bir biçimde hızlanacaktır. İlk adım ayrıca sınır optimizasyonu için etkili bir sonlu elemanlar ağı oluşturulmasını sağlayacak şekilde gerilme ve deformasyon dağılımı ile sonuçlanacaktır.

Özetle belirtmek gerekirse, bu optimizasyon yöntemi bir yapının hem şekli hem de topolojisi için en uygun biçimi sunmaktadır. Bu yöntem, mikroskobik boşluklu yapay bir kompozit malzemenin kullanımına dayanan malzeme dağıtım yöntemidir.

7.2 Topoloji Optimizasyonu

7.2.1 Topoloji Optimizasyonun Önem Ve Amacı

Bir yapısal sistemin topolojisi uzaysal seri veya elemanların konfigürasyonu ve iç sınırların ekleri demektir. Topoloji optimizasyonunun uygulamalarının iki ana alanı ızgaralama optimizasyonu ve sürekli genel şekil optimizasyonu veya bileşenleridir.

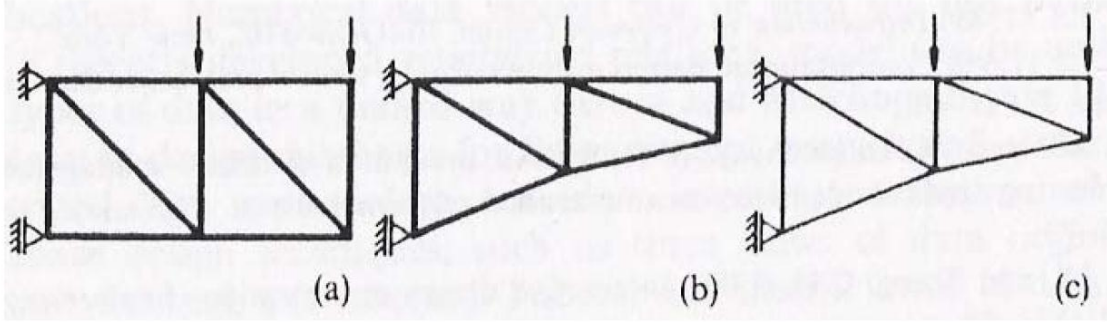
Bir ızgara tipi yapı kesişen elemanların sisteminden oluşur, uzunlukla mukayese edildiğinde kesit alan boyutları küçüktür ve böylece elemanlar bir boyutlu ortam olarak idealleştirilebilir temel bir özelliğe sahiptir.

Bu özelliğin sonuçları şunlardır:

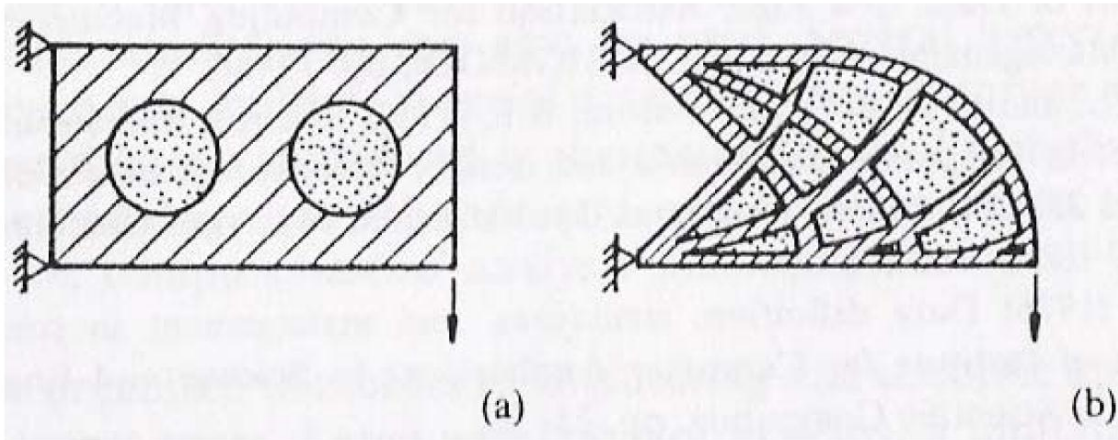
- kesişen elemanların mukavemet, sertlik ve yapısal ağırlığa etkisi ihmal edilebilir
- açık maliyet çeşitli doğrultularda çalışan elemanların maliyetlerinin toplamı olarak ifade edilebilir.
- Izgara tipi yapıların örnekleri kafes yapılar, kiriş sistemler, ve kablo hatlarıdır.
- Izgara tipi yapıların yerleşim optimizasyonu üç eş zamanlı operasyondan oluşur,
- elemanların ve eklerin uzay serilerini içeren topolojik optimizasyon
- eklerin koordinatlarını içeren geometrik optimizasyon ve boyutlandırma, yani kesit alan boyutlarının optimizasyonu.

Yukarıdaki kavramlar Şekil 7.6 'da üç kafesin hepsi de aynı topolojiye sahip olan örneklerle

açıklanır.Şekil 7.6 b ve Şekil 7.6 c'deki kafesler aynı geometrik yapıda olup fakat farklı kesit boyutlarına sahiptir.Prager ve Rozvany (1977) yerleşim optimizasyonu yapısal tasarım problemlerin en güç sınıfı olarak göz önüne almıştır , çünkü olası çözümlerin sonsuz sayısı vardır bunları sınıflandırmak ve ölçmek zordur. Aynı zamanda, yerleşim optimizasyonu pratiktir ,çünkü düz kesit (boyutlandırma) optimizasyonundan çok daha fazla malzeme sonucu verir.



Şekil 7.6 Grid tipi bir yapının kesit alan, topolojik ve geometrik özelliklerini gösteren örnek



Şekil 7.7 Genel şekil optimizasyonunu gösteren örnek

Topoloji optimizasyonu uygulamasının diğer önemli alanı genelleştirilmiş şekil optimizasyonudur. Eş zamanlı bir optimizasyon da birleşik malzemeler arası ara yüzler için hem sınırların şekli hem de topolojisininde süreklilik gerekir. Şekil 7.7 a , örneğin başlangıç sınır şeklini ve topolojiyi gösterir.Şekil 7.7 b ' de düzlem gerilmede bir birleşik malzeme levha için topoloji ve optimal şekildeki noktali bölgeler daha az

yerdeşiştirme,daha zayıf ve daha hafif malzemeyi simgeler.Bir hücresele yapı için (burada delikli levha) noktalı bölgeler oyukları (veya boşlukları) simgeler.

7.3 Evrimsel Yapı Optimizasyonu (ESO)

7.3.1 ESO'nun tarihi gelişimi

Belirli yükleme ve mesnet koşulları altındaki izostatik sistemler üzerine çalışma yapan Michell (1904), topoloji optimizasyonuna öncülük etmiştir. Analitik çözümler sonucu elde edilen Michell kafesleri muhtelif boylarda ve sonsuz sayıda elemana sahiptir. Michell kafeslerinde her bir çubuk sabit şekil değiştirmeye ve gerilmeye maruz durumdadır. Ayrıca Michell kafeslerinin, aynı miktarda malzeme kullanılan herhangi bir kafes sisteme nazaran daha fazla elastikiyete sahip olamayacağı da analitik olarak kanıtlanmıştır. Ancak Michell kafesleri sonsuz sayıda yapısal elemana sahip olduğundan mühendislik uygulamaları için oldukça elverişsizdir .

Bununla birlikte Michell teorisi, yapısal optimizasyon alanında önemli bir role sahiptir. Topoloji optimizasyonu çalışmalarının çoğu kendi sonuçlarını teyit etmek için bu klasik Michell kafeslerini referans göstermektedirler.

1960"larda zemin yapı yaklaşımının tanıtılması ile birlikte topoloji optimizasyonunun da dikkate değer şekilde gelişime uğradığı görölmüştür. Zemin yapı problemleri başlangıçta matematiksel programlama (MP) gibi doğrudan optimizasyon yöntemleri ile çözülmekteydi. Bununla birlikte, eskiden olduğu gibi şimdi de bu yöntemler büyük optimizasyon problemlerini çözmede etkisiz kalmaktadırlar. Diğer taraftan MP algoritmaları her çeşit hedef fonksiyon ve kısıtlayıcıların üstesinden gelmek için çok uygundur. Gerçeğe uygun bir optimizasyon probleminin çözümü için, bir hayli geniş tasarım alanı kullanılmalıdır ve dolayısıyla MP algoritmaları, zemin yapı yaklaşımının kullanımını sınırlandırabilmektedirler. MP algoritmalarının yerine yapı problemlerinin çözümünde uygunluk ölçütü (OC) gibi dolaylı optimizasyon yöntemleri kullanılabilir. OC optimizasyon yönteminde, elde edilen çözümün uygunluğunun bağlı olduğu uygun bir kıstasın belirlenmesi gerekmektedir. Bu kıstas, yapıdaki gerilmeler gibi parametrelere bağlı olabilmektedir. Örneğin, en hafif kafes

sistemi elde etmek için her çubuğun izin verilen azami gerilmeye maruz kaldığı kabul edilmektedir.

Bahsedilen bu kıstasa bağlı yaklaşım ayrıca tam gerilmeli tasarım (FSD) adıyla da anılmaktadır. Tam gerilme halinde, yapı elemanlarının her biri izin verilen azami/asgari değerde gerilmeye maruzdur. Sınır gerilmeler, her yapısal bileşen için eşit ise oluşan tam gerilmeli yapı ayrıca eşit gerilmeli bir yapıdır. Yapı malzemesinin bütünüyle eşit gerilme altında olduğu yapılar da çoğunlukla literatürde tam gerilmeli yapı olarak kabul edilmektedirler. OC yöntemlerinde genellikle tam gerilmeli duruma yaklaşık yapılar oluşturmak üzere tekrarlı tasarım döngüleri kullanılmaktadır.

Topoloji optimizasyonu, literatürde daha çok kafes benzeri yapılara uygulanmaktadır. Bununla birlikte, sürekli yapılardaki tasarım problemlerini de çözebilmek amacıyla çeşitli optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Homojenleştirme yöntemi olarak adlandırılan Bendsøe ve Kikuchi'nin çalışması, bu alandaki en önemli çalışmalardan biridir. Bu yöntemde tasarım alanı, her biri ayrı mikro yapıda olan sınırlı sayıda hücrelerden oluşmakta ve ayrıca her bir hücre, dörtgen boşluk veya dolu malzeme niteliği taşıyabilmektedir.

Homojenleştirme yöntemi matematiksel yönden daha karmaşık olmasına rağmen eş zamanlı şekil ve topoloji optimizasyonuna da imkân sağlamaktadır. Bu yöntemde yapı modeli, çok sayıda mikro büyüklükte boşluklarla oluşturulmakta ve uygunluk ölçütlerinden biri kullanılarak yapıda en uygun gözenekliliğin aranması şeklinde optimizasyon problemi tanımlanmaktadır.

İşte bu homojenleştirme yöntemi ve tam gerilmeli tasarım fikrinden hareketle ESO yöntemi oluşturulmuş ve ilerleyen yıllarda bu yönteme değişik özellikler eklenerek uygulama alanları genişletilmiştir.

7.3.2 ESO'nun temel fikri

Xie ve Steven, 1993 yılında Evrimsel Yapı Optimizasyonu (ESO) adını verdikleri bir yaklaşımı tanıtmışlardır. Bu yöntem dâhilinde tasarım alanı, sonlu elemanlar (FE) yöntemiyle oluşturulmakta ve akabinde yapı modeline dış yükler ile mesnet koşulları uygulanmaktadır. ESO, etkili olarak kullanılmayan malzemenin (elemanların) kademeli

olarak kaldırılmasıyla yeni şeklin daha verimli yapı yönünde değişim göstereceği ve bu şekilde en uygun yapıya (azami rijitlik, minimum ağırlık) ulaşılabileceği fikri üzerine kurulmuştur. Sonlu elemanlar programında model oluşturulurken düşük gerilmeye maruz elemanlara ait malzeme özellik numarasının sıfır olarak atanması veya elastisite modülü, kalınlık gibi niteliklerin örneğin ilk değerinin 1/106 katında çok küçük değerlere taşınması ile etkin olmayan malzeme kaldırma işlemi gerçekleştirilmektedir.

Eleman kaldırma, genel olarak von Mises gerilmelerine göre uygulanmakta, ayrıca eleman şekil değiştirme enerjisi gibi kısıtlar da kullanılabilmektedir. Bütün elemanların değerleri, belli bir sınıra ulaşınca dek ESO döngüsü devam ettirilmektedir. Çoğu tasarım işleminde iç boşluklara izin verilmemekte ve tasarımcı sadece yapı sınırlarını düzenleyebilmektedir. Bu yaklaşım geleneksel olarak “şekil optimizasyonu problemleri” olarak adlandırılmaktadır.

Maier (1973), Rodriguez-Velazquez ve Seireg (1985) ve Atrek (1989) gibi araştırmacılar tarafından malzeme kaldırma fikri daha önceden denenmiş olmasına rağmen bu denemeler genel bir yöntem haline getirilememiştir.

ESO, “eleman ya vardır ya da yoktur” şeklinde katı bir mantığa sahip değildir. Bir duyarlılık numarasına bağlı olarak malzeme numarası, elastisite modülü, yoğunluk ve kalınlık değerlerinin büyütülmesi veya küçültülmesi seçeneği her zaman mevcuttur. Bir tasarımın fiziksel verimi ve üretim koşulları çerçevesinde, “duyarlılık” başlığı altında toplanabilecek ve yapı davranışını etkileyebilecek birçok özellik bu listeye dâhil edilebilmektedir. Kısaca tasarım verimini etkileyen her şey potansiyel olarak ele alınabilmektedir.

ESO’dan önce tasarım verimini artırmak için düşük gerilmelere maruz malzemenin yavaşça kaldırılması fikrinden bahsedenler olmuş ve doğrusu, düşük gerilmeli malzemenin bir polariskop altında fiziksel olarak kaldırıldığı sayısal yönden fiziksel bir benzerlik yakalanmıştır. ESO ise sürekli sezgisel bir yöntem olarak algılanmıştır. Bununla birlikte, yapı içerisindeki şekil değiştirmeleri azaltmak için rijit malzeme kullanımı ve FEA analizindeki penaltı fonksiyonu kısıtlarının matematiksel ifadeleri arasındaki mecazi ilişkiye benzer olarak mühendislik sezgisinin diğer parçaları gibi malzeme kaldırma ve daha biçimsel tasarım optimizasyonu yöntemleri arasında güçlü bir mekanik ilişki bulunmaktadır [17].

ESO genellikle sadece düzlem içi kuvvetler bulunan düzlemsel tasarım alanına sahip problemlere uygulanmaktadır. ESO bu durumlarda kafes benzeri eşit gerilmeli ve azami

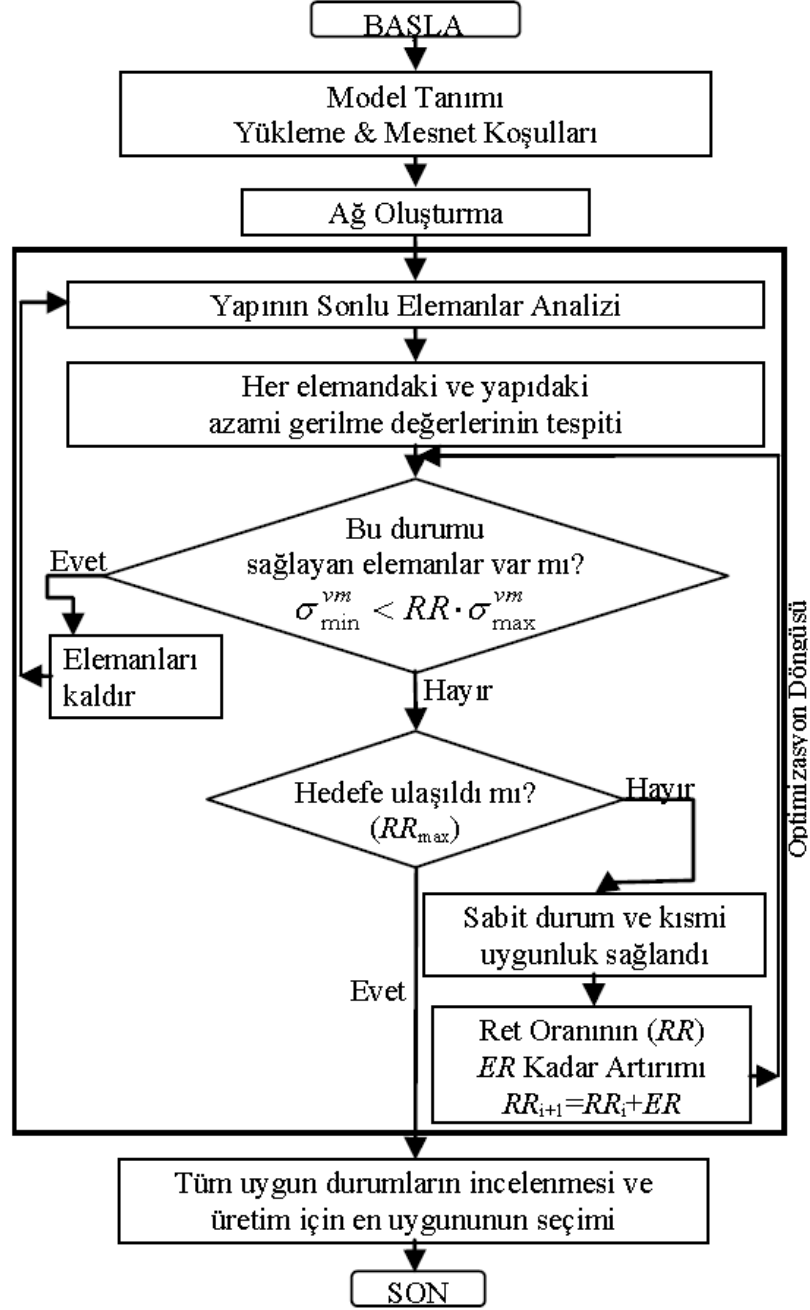
rijitlikte topolojiler üretmektedir. Topoloji optimizasyonu temelinde eleman kaldırma işleminin gerçekleştiği her analizde yeni bir sonlu elemanlar ağı oluşturulması tavsiye edilmektedir. ESO'nun kafes benzeri yapılar oluşturmamasından dolayı bu yöntemin mafsallı bağlantılara sahip yapı problemlerinde kullanılmasının daha uygun olduğu görüşü zaman zaman ileri sürülmüştür ancak özellikle son yıllarda yapılan çalışmalar göstermiştir ki; ESO, sürekli yapı problemlerinde de uygulamaya yönelik oldukça etkili sonuçlar verebilmektedir.

7.3.3 ESO'nun temel adımları

Bir sistemdeki aşırı gerilme veya şekil değiştirmeler potansiyel yapı zayıflığının önemli bir göstergesidir. Tersine ifadeyle bir sistemdeki düşük gerilme veya şekil değiştirmeler randımanlı malzeme kullanımına yol açmaktadır. Bir yapının her yerindeki gerilmenin güvenli sınır yakınlarında olması ideal bir durumdur. Bu kavram, düşük gerilmeli malzemenin etkili olarak kullanılmadığı ve kaldırılması gerektiğinin varsayıldığı yerel gerilme tabanlı ret kriterine yol açmaktadır. Düşük gerilmeli malzemenin kademeli olarak kaldırılmasıyla yeni tasarımlardaki gerilme durumu gittikçe daha düzgün yayılı bir hal alacaktır. Sonlu elemanlar analizi ardından yapı boyunca gerilme dağılımı bulunmaktadır. Malzemenin bir kısmının etkili olarak kullanılmadığı durumlarda Von Mises gerilmeleri gibi bir ret kriteri (RC) kullanılarak bu gereksiz malzeme yapıdan elenmektedir. Örneğin, yapıdaki azami von Mises gerilmesinin ret oranı (RR) ile çarpımından daha düşük gerilmeye sahip elemanlar kaldırılmaktadır. Uygun duruma ulaşıncaya dek aynı RR değeri kullanılarak bu sonlu elemanlar analizi ve eleman kaldırma döngüsü tekrarlanmakta, bu aşamada da bir evrimsel oran (ER) tanımlanarak RR değerine ilave edilmektedir. Yeni bir uygun duruma ulaşana kadar bu döngü tekrar çalıştırılmaktadır.

Bu işlem, istenen uygun bir duruma (örneğin, yapıdaki tüm gerilmeler azami gerilmenin %25'inden büyük olduğu an) ulaşıncaya dek devam ettirilmektedir. Elde edilen sonuç belki en iyisi olmayabilir ancak böyle bir işlem, en uygun duruma kadar geçilen tüm şekil ve topoloji safhalarını bilmemizi mümkün kılmaktadır. Dolayısıyla uygun durumların her birindeki şekil ve topoloji, nihai tasarım olarak seçilebilmektedir. İdeal olarak yapının her tarafındaki malzemenin azami dayanımına kadar gerilmeye maruz kaldığı tam gerilmeli durumdaki bir nihai yapının elde edilmesi beklenmektedir. Ancak

uygulama yönünden sadece birkaç özel durumda tam gerilmeli yapının oluşması mümkündür[18].



Şekil 7.8 ESO Yönteminin Mantıksal Akış Şeması

Evrimsel yapı optimizasyonu sürecinde her analizden önce yeniden ağ oluşturma zorunluluğu bulunmamaktadır ki; ESO'nun önemli bir faydası da budur. Bunun yerine reddedilen elemanların malzeme özellik numarası sıfıra eşitlenmekte ve genel rijitlik

matrisi oluşturulurken bu elemanlar göz ardı edilmektedir. Böylece daha fazla eleman kaldırdıkça denklem sayıları da gittikçe azalmaktadır. Bu bölümde ESO algoritması hakkında verilen özet bilgilere ilaveten “hedef fonksiyonları ve kısıtlayıcılar” ana başlığı altında, farklı nitelikteki yöntemlerin her biri ve özellikle bu tezde kullanılan von Mises gerilmesi kısıtlayıcılarıyla yapılan optimizasyon işlemleri ayrıntılı olarak adım adım anlatılacaktır. Ayrıca Şekil 7.8’de ESO’nun şematik algoritması verilmiştir. Bu akış şemasından istifade ederek yöntemin basitliği ve uygulanabilirliği hakkında daha fazla fikir sahibi olmak mümkündür.

Genel olarak mühendislik dizaynlarında, amaç fonksiyon olarak minimum ağırlık veya hacim kullanılır. Sınırlayıcılarda ise farklılıklar görülebilir. Yapının kullanım amacına, çevre koşullarına ve ekonomik şartlara göre sınırlayıcı olarak, rijitlik, gerilme, kalınlık, frekans vb. gibi nicelikler kullanılabilir. Dizayn değişkenleri de kullanılacak algoritmalara veya malzemeye göre değişiklikler gösterir, fakat çoğunlukla eleman sayısı, eleman kalınlığı, eleman hacmi gibi değişkenler kullanılır.

Geleneksel ESO metodunda, çıkarma kriteri (sınırlayıcı) olarak von Mises gerilmeleri veya asal gerilmeler kullanılabilir. Sistemde çekme ve basınç elemanlarının her ikisinin de mevcut olduğu ve yaklaşık olarak eşit dağıldığı durumlarda asal gerilmeler yerine von Mises gerilmelerinin çıkarma kriteri olarak kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür. Bundan dolayı bu çalışmada ki optimizasyon sürecinde sınırlayıcı olarak von Mises gerilmeleri kullanılmıştır.

Asal gerilmelerin çıkarma kriteri olarak kullanıldığı durumlarda, öncelikli olarak her elemanın asal gerilmeleri σ_{11}^e ve σ_{22}^e bulunur. Yapıda, basınç veya çekme gerilmelerinin hakim olduğu bölgelere göre çıkarma kriteri uygulanır.

Basınç gerilmesinin hakim olduğu bölgelerde, çekme gerilmesine maruz elemanlar ($\sigma_{22} \leq 0.0$ ve $|\sigma_{22}| \gg |\sigma_{11}|$) çıkartılır. Ters olarak da çekme gerilmesinin etkili olduğu bölgelerde, basınç gerilmeli elemanlar çıkartılır ($\sigma_{11} \geq 0.0$ ve $|\sigma_{11}| \gg |\sigma_{22}|$). Bu eleman çıkarmayı temel alan algoritma, kullanacağımız ESO yönteminin çekirdeğini oluşturacaktır.

Yukarıda anlatılan algoritma matematiksel olarak ifade edilebilir. Çekme veya basınç gerilmesinin hakim olduğu böyle bir durum, Denklem (7.5) ve (7.6) de gösterilmiştir.

$$|\sigma_{11}^e| \leq RR_i \times |\sigma_{11max}|, \sigma_{22}^e \leq 0.0 \text{ olduğu durum} \quad (7.5)$$

Basınç gerilmesinin hakim olduğu ve çekme gerilmeli elemanların çıkartılacağı kriter olarak denklem (7.5) kullanılır.

$$|\sigma_{22}^e| \leq RR_i \times |\sigma_{22max}|, \sigma_{11}^e \leq 0.0 \text{ olduğu durum} \quad (7.6)$$

bu denklemlerde $|\sigma_{11max}|$ ve $|\sigma_{22max}|$ elemanların mutlak maksimum gerilmelerini, RR_i (rejection ratio) ise her döngüde eleman çıkarılmasını sağlayacak çıkarma oranını temsil etmektedir.

Genellikle bu oran başlangıçta düşük değerli olarak seçilir, böylelikle döngülerde çıkartılacak eleman sayıları aniden yükselmez, kademeli olarak artış gösterir. Her döngünün sonunda ise evrimsel oran ER (evolutionary ratio) devreye girer, ve çıkarma oranı RR_i 'ye ER sabit sayısı eklenir.

$$RR_{i+1} = RR_i + ER \quad i = 0,1,2,3, \dots \quad (7.7)$$

Bu arttırılmış çıkarma oranı ile yeni sonlu eleman analizleri döngüleri oluşturulur ve mevcut döngülerde eleman çıkarma işlemi devam ettirilir.

Bu çalışmada çekme ve basınç elemanları eşit şekilde dağılmış olduğundan, çıkarma kriteri olarak asal gerilmeler yerine Von Mises gerilmeleri σ^{vm} kullanılmıştır. Düzlem gerilme elemanlarında Von Mises gerilmesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma^{vm} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (7.8)$$

denklemden σ_x ve σ_y sırasıyla x ve y yönündeki normal gerilmeleri, ise kayma gerilmesini belirtir.

Çıkartma kriteri olarak asal gerilmelerin kullanıldığı algoritmanın benzeri, Von Mises gerilmelerinde de kullanılmaktadır. Her döngüde elemanların σ_e^{vm} ve σ_{max}^{vm} değerleri hesaplanır ve data kütüklerine kaydedilirler. Daha sonra aralarındaki oran bulunur ve aşağıdaki şartı sağlayan elemanlar sistemden çıkartılır.

$$\frac{\sigma_e^{vm}}{\sigma_{max}^{vm}} < RR_i \quad (7.9)$$

TOPOLOJİ OPTİMİZASYON UYGULAMALARI

8.1 Taşıt Salıncak Kolunun Optimizasyonu

Bir makinenin veya onu oluşturan herhangi bir parçasının fonksiyonunu beklenen doğrultuda yapmasını ve ömrünü makul bir sürede tamamlamasını sağlamak için iyi bir mühendislik tasarımı gereklidir. Tasarım sırasında parçanın fonksiyonu ile ilgili olarak diğer parçalarla olan ilişkisi dikkate alınır. Tasarlanan parçanın kendisinden beklenen fonksiyonu yerine getirmesi yanında ekonomik olması da günümüz rekabet şartlarında oldukça önemlidir. Bu neden, kullanılabilir duruma gelmiş parçanın mümkün olduğu kadar kendi özelliklerine yakın tasarlanmasını zorunlu kılmaktadır. Mühendislik tasarımları, görev ve ekonomik faktörlerin bileşkesidir. Tasarım ne maliyeti artıracak şekilde aşırı emniyetli yapılmalı nede maliyete azaltacak şekilde emniyetsiz yapılmalıdır. İdeal olan iki açıdan da optimum olanı tasarlamaktır. Ürün tasarım aşaması, ürün ömrü içinde maliyet açısından en etkili olan aşamadır. Ürünün toplam yaşam çevrimi maliyetinin % 80-90' ının tasarım aşaması sırasında belirlendiği düşünülürse, etkin imalat açısından amaçlanan nokta, tasarım aşamasında istenen kriterleri sağlayan ürünlerin tasarlanmasıdır. Bu durum, tasarım safhasının önemini vurgular ve tasarım sırasında bilgisayar desteği, üretim maliyetlerinin azaltılmasında önemli faydalar sağlar.

Bu araştırmanın temel amacı; ürün tasarım sürelerini azaltmak ve istenen kriterleri sağlayan en iyi ürün tasarım modelini elde etmek için yeni bir optimizasyon tekniğini

uygulamaktır. Bu kapsamda otomobillerin ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolunun sırasıyla topoloji ve şekil optimizasyonu yapılmıştır.

Tasarım optimizasyon problemlerinin çözümü için değişik analitik ve sayısal çözüm yöntemleri geliştirilmiştir . Literatürde tasarım optimizasyonu ile ilgili çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Son yıllarda malzeme dağılımını temel alan optimizasyon yöntemleri kullanılmaya başlanmıştır. Bu yöntemlerden birisi yapısal topoloji optimizasyonudur.

Yapısal topoloji optimizasyon metotları literatürde ilk olarak 1904 yılında yayınlanmıştır [5]. Topoloji optimizasyonunun temel mantığı optimizasyonu yapılacak parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçanın rijitliğini artıracak şekilde belirli bölgelerden malzeme boşaltılması esasına dayanır. Topoloji optimizasyonun amacı, kompliansı minimum (rijitliği maksimum) yapan yada doğal frekansı maksimum yapan en iyi malzeme dağılımını bulmaktır. Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde büyük kolaylık sağlayan homojenleştirme metodu 1988 yılında Bendsoe ve Kikuchi tarafından geliştirilmiştir [6]. Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan diğer bir yöntem olan malzeme dağılımı metodu ise R.J. Yang ve C.H. Cuhang tarafından 1993 yılında geliştirilmiştir.

8.1.1 Homojenleştirme metodu

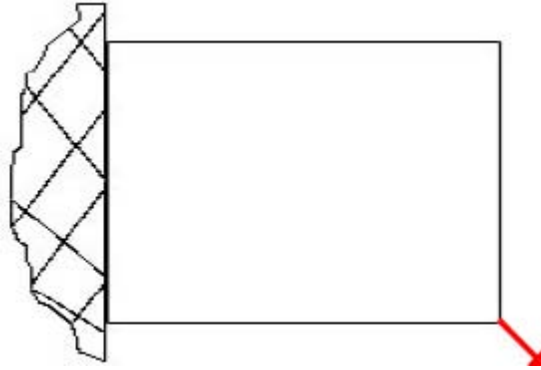
Homojenleştirme metodu, 1988 yılında Kikuchi ve Bendsoe tarafından bulunmuştur [6]. Homojenleştirme metodu, kriter ve kısıtlayıcılar sağlanırken elastik tasarım alanındaki optimum malzeme dağılımının bulunmasını gerektirir. Homojenleştirme metodunda, tasarım değişkeni olarak malzeme yoğunluğu, amaç fonksiyonu olarak rijitlik maksimizasyonuna eşdeğer olan komplians minimizasyonu yada doğal frekans maksimizasyonu ve kısıtlayıcı fonksiyon olarak da malzeme azalması seçilmektedir. Bu metoda göre bir mikroyapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü =1), izotropik malzeme içeren (delik büyüklüğü= 0) ve ortotropik ($0 < \text{delik büyüklüğü} < 1$) malzeme içeren geliştirilmiş gözenekli malzeme olmak üzere üç grupta sınıflandırılır. Boşluk, gözenek ve katı mikroyapıların dağılımı bir yapının topolojisini gösterir.

8.1.2 Malzeme dağılım metodu

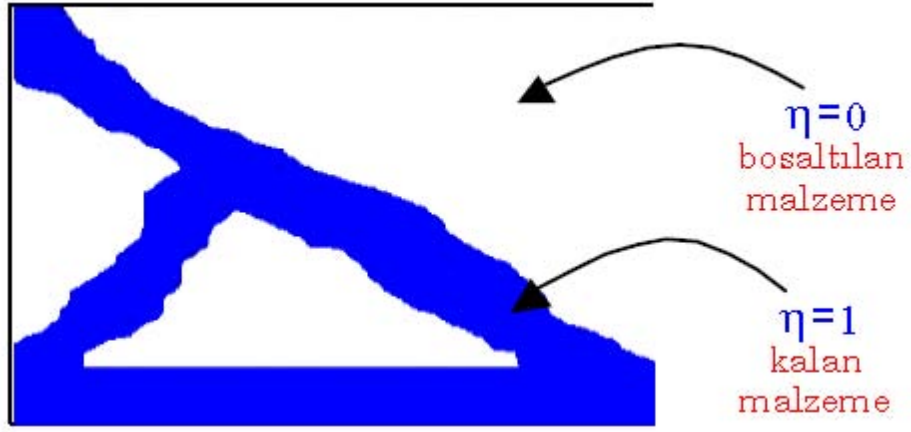
Malzeme dağılım metodu 1993 yılında R.J. Yang ve C.H. Chuang tarafından geliştirildi [19]. Homojenleştirme metodundan farklı olarak; her bir sonlu elemanın yoğunluğunu tasarım değişkeni olarak kabul edilir. Homojenleştirme metoduna benzer şekilde bu metotta da topoloji tasarımı için amaç, rijitliğin maksimum olmasına eşdeğer olan kompliansı minimize etmektir.

8.1.3 Bilgisayar Destekli Optimizasyon

Bu çalışmada malzeme dağılım yöntemi ve analizler için ANSYS programı kullanılmıştır [8]. Malzeme dağılımının optimizasyonu ile ilgili örnek bir uygulama Şekil 8.1' de verilen ankastre kirişin optimizasyon çalışmasıyla gösterilmiştir. Bu örnekte, amaç fonksiyonu olarak kompliansın minimizasyonu, kısıtlayıcı olarak hacmin % 60 azalması seçilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucunda $\mu=0$ ile gösterilen bölge boşaltılması önerilen bölgeyi, $\mu=1$ ile gösterilen bölgede optimizasyon sonucu kalacak bölgeyi göstermektedir



Şekil 8 Sınır şartları



Şekil 8.1 Topoloji optimizasyon sonrası şekil

Topoloji optimizasyonu işlem adımları aşağıda verilmiştir.

Adım1: Parça modelinin oluşturulması

Adım2: Eleman tipinin seçilmesi

Adım3: Optimizasyon yapılacak ve yapılmayacak kısımların belirlenmesi.

Adım4: Sınır şartlarının uygulanması

Adım5: Optimizasyon işleminin kontrolü ve tanımlanması

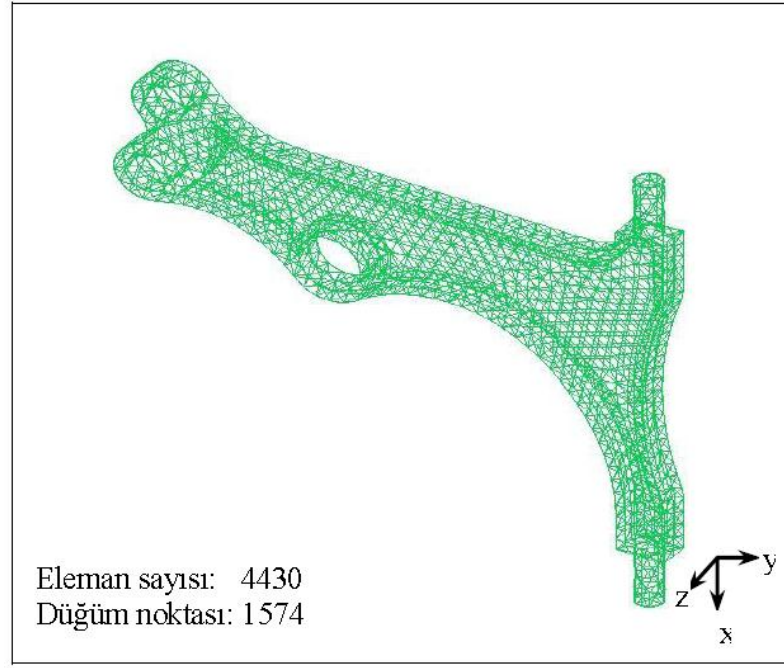
Adım6: Sonuçların görüntülenmesi,

Topoloji optimizasyonu sonucu oluşan salıncak kolunun optimum boyutlarının bulunmasında I-DEAS programının tasarım optimizasyonu modülü kullanılmıştır

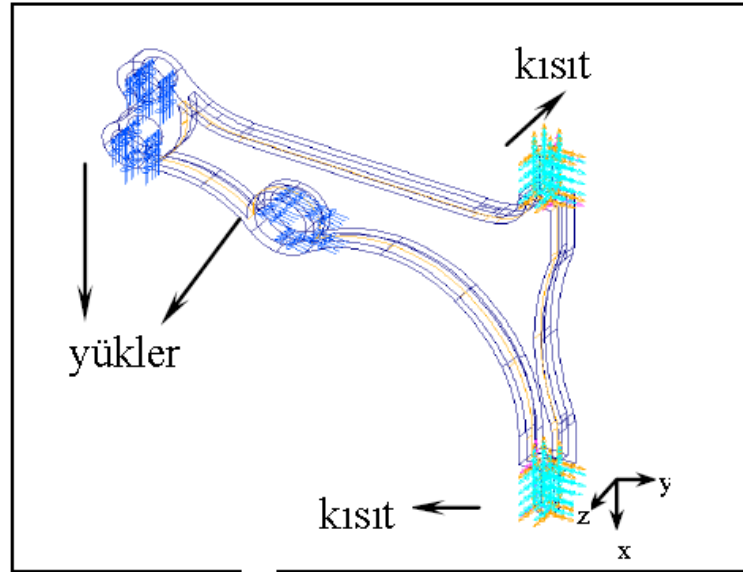
Bu çalışmada örnek uygulama parçası olarak taşıt salıncak kolu alınmıştır. Optimizasyon işlem adımları aşağıdaki alt bölümlerde anlatılmıştır.

8.1.4 Salıncak Kolunun Topoloji Optimizasyonu

Taşıtlarda kullanılan süspansiyon sisteminin amacı; minimum aşağı-yukarı salınma hareketi ile taşıtın öne doğru hareket etmesine imkan vermek ve yol ile lastik arasında teması kaybetmeden viraj almayı sağlamaktır. Şekil 8.2' te bu çalışmada kullanılan salıncak kolunun sonlu elemanlar modeli ve şekil 8.3' te mevcut sınır şartları görülmektedir.

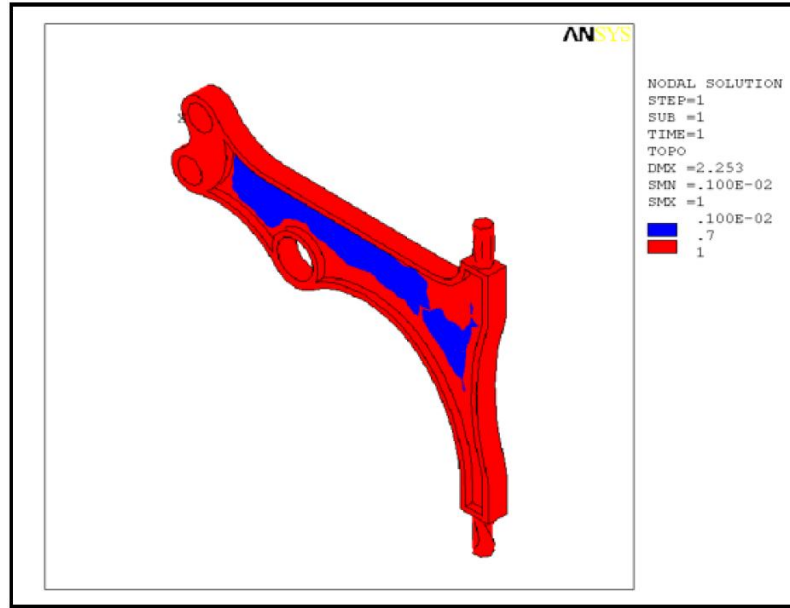


Şekil 8.2 Salıncak kolu sonlu elemanlar modeli



Şekil 8.3 Sınır şartları

Bu çalışmada, amaç fonksiyonu olarak kompians minimizasyonu, kısıtlayıcı olarak % 50 hacim azalması seçilmiştir.



Şekil 8.4 Topology optimizasyonu sonrası malzeme dağılımı

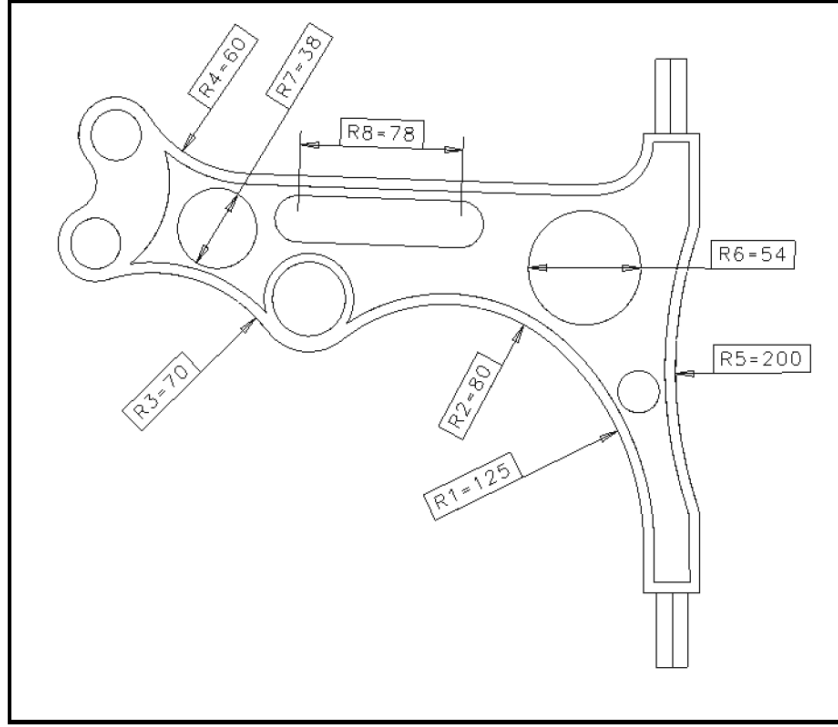
Boşaltma işlemi yapılarak, parçanın mevcut sınır şartlarında analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda oluşan maksimum gerilme ve yerdeğiştirme değerleri ile parçanın kütle ve hacimleri tablo 1 de verilmiştir.

Çizelge 8.1 Salıncak kolu için analiz sonuçları

Kütle (kg)	Hacim (mm^3)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
1.44582	184887	63.0	0.98

8.1.5 Salıncak Kolunun Şekil Optimizasyonu

Salıncak kolu malzemesinin akma gerilmesi $800 N/mm^2$ olduğundan parçada daha fazla kütle indirgenebileceği ve dolayısıyla gerilmenin bir miktar daha artırılabilceği düşünülmüştür. Bu amaçla salıncak kolunun şekil optimizasyonu yapılmıştır. Şekil optimizasyonundan önce yapılan hassasiyet analizinin amacı, belirlenen tasarım parametrelerinin gerilmeyi ve yer değiştirmeyi etkileme derecelerini bulmaktır[19].



Şekil 8.5 Hassasiyet analizi yapılan parametreler

Tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları, Çizelge 8.2’de görüldüğü gibi bulunmuştur.

Çizelge 8.2 Tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları

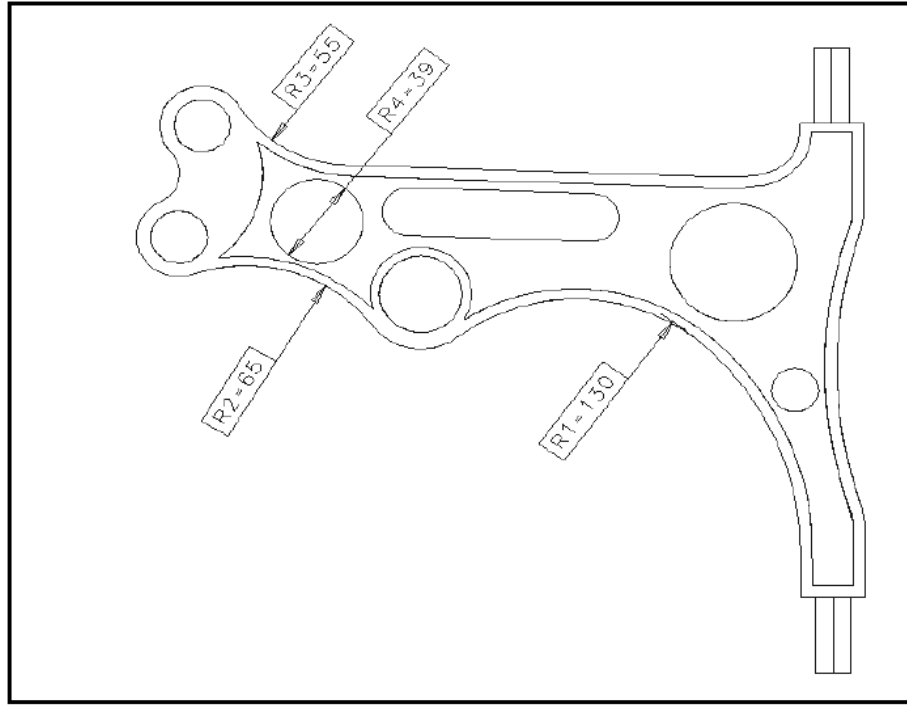
Tasarım Parametreleri	Alt Sınır	Başlangıç Değeri	Üst Sınır
R1	122	125	130
R2	75	80	83
R3	65	70	73
R4	55	60	70
R5	198	200	203
R6	50	54	58
R7	30	38	39
R8	95	100	108

Bu sınır değerlerde salıncak kolu hassasiyet analizi yapılmış ve bu parametrelerin gerilmeye göre elde edilen hassasiyet değerleri Çizelge 8.3 'de görülmektedir.

Çizelge 8.3 Gerilme hassasiyet değerleri

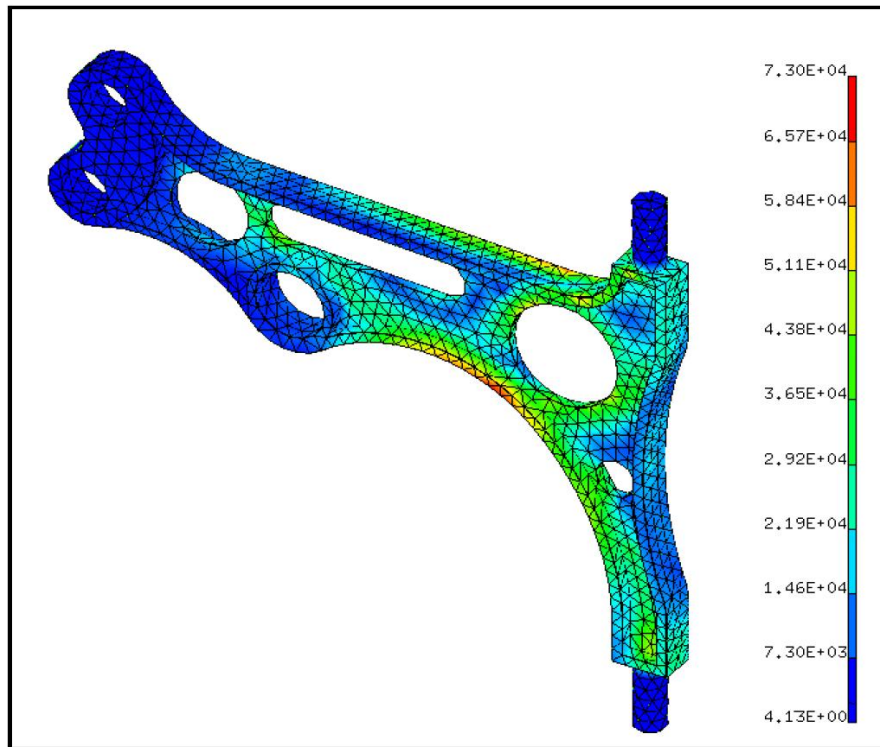
Tasarım	Hassasiyet
R1	-1.24923D-02
R2	6.703885D+0
R3	1.171473D-1
R4	5.7380312D-2
R5	1.159599D+4
R6	4.352593D+2
R7	1.6379656D+0
R8	0

Hassasiyet analizi sonuçları incelendiğinde R1, R3, R4 ve R7 parametrelerinin gerilmeyi artırıcı etkisinin daha az olduğu tespit edilerek bu parametrelere göre şekil optimizasyonu yapılmıştır. Şekil optimizasyonun da tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırı olarak hassasiyet analizindeki değerler alınmış, amaç fonksiyonu olarak kütlenin minimizasyonu ve kısıt olarak ta maksimum gerilme değerinin 75 N/mm² yi aşmaması istenerek çözüm yapılmış ve elde edilen optimum boyutlar, şekil 8 de verilmiştir.

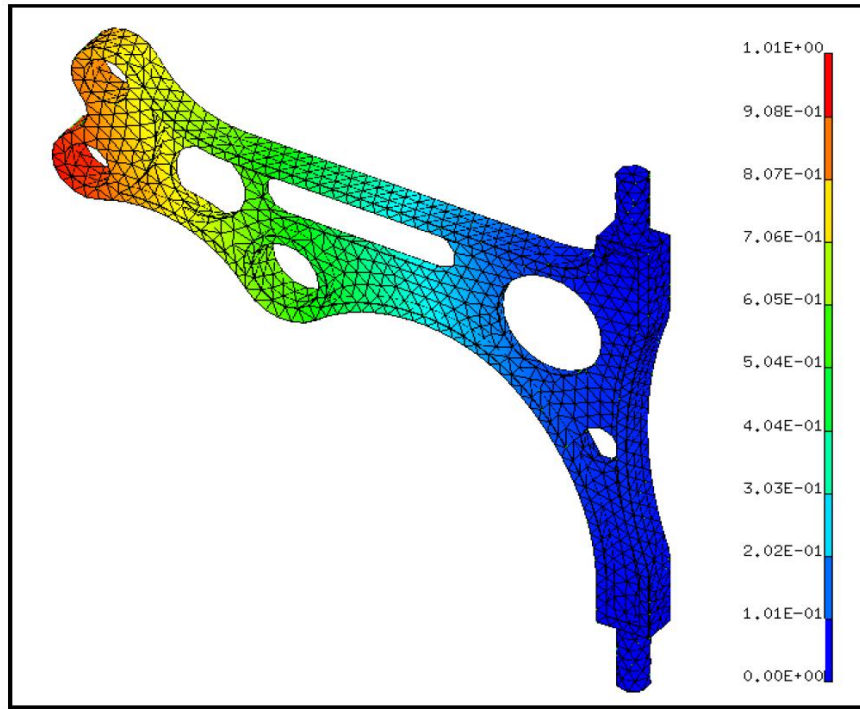


Şekil 8.6 Hassasiyet analizine göre değiştirilen parametreler

Optimum boyutları bulunan salıncak kolunda mevcut çalışma şartlarında meydana gelen gerilme ve yer değiştirme değerleri ile dağılımları Şekil 8.7 ve Şekil 8.8’ de görülmektedir



Şekil 8.7 Optimum şeklin gerilme dağılımı



Şekil 8.8 Optimum şeklin yer değiştirme dağılımı

8.1.6 Optimizasyon değerlendirme

Sonuç olarak salıncak kolu ilk tasarım modelinin başlangıç şartlarına göre %14.3 kütlesi azaltılmış ve maksimum gerilme değeri % 32.97 artmıştır. Salıncak kolu modeliyle ilgili optimizasyon öncesi ve sonrası elde edilen sonuçlar Çizelge 8.4 te karşılaştırılarak verilmiştir.

Çizelge 8.4 Optimizasyon öncesi ve sonrası sonuçlar

Salıncak kolu	Hacim (mm^3)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
İlk Model	212619	54.9	0.818
Topoloji Optimizasyon Sonrası	184887	63	0.98

Şekil Optimizasyonu Sonrası	182210	73.0	1.01
Değişim	-%14.3	Emniyetli	Emniyetli

8.2 Çok amaçlı köşebent optimizasyonu

Üzerinde çalıştığımız parça iki noktasından rijit, diğer üçüncü noktasından ise düşey ekseninde kuvvet uygulanmış olan bir köşebenttir. Malzeme tanımı daha çok havacılık sektöründe ve rüzgar türbini pallerinin imalinde kullanılan Al 2024 olarak yapılmıştır. Malzeme üzerine statik analiz yapılacaktır.

Parçanın üç boyutlu çizimi Solidworks programında yapılmış olup gerilme analizleri de yine bu program vasıtasıyla yapılmıştır

8.2.1 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

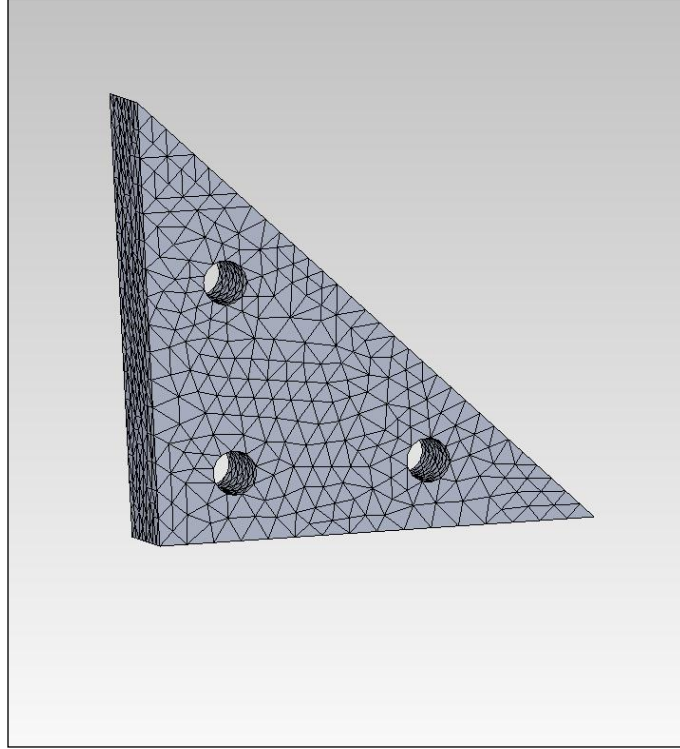
Çizelge 8.5 Köşebent malzeme özellikleri

Malzeme Özellikleri	
<i>İsim</i>	2024 Alloy
<i>Model Tipi</i>	Lineer Elastik Isotropik
<i>Akma dayanımı</i>	7.58291e+007 N/m ²
<i>Çekme dayanımı</i>	1.86126e+008 N/m ²
<i>Elastik modülü</i>	7.3e+010 N/m ²
<i>Poisson oranı</i>	0.33
<i>Yoğunluk</i>	2800 kg/m ³
<i>Kayma modülü</i>	2.8e+010 N/m ²

Modelimiz 30 mm et kalınlığında olup Solidwork programın optimum olarak belirlediği mesh ölçülerine göre statik analiz yapılmak üzere meshlenmiştir. Yukarıda tanımlanmış

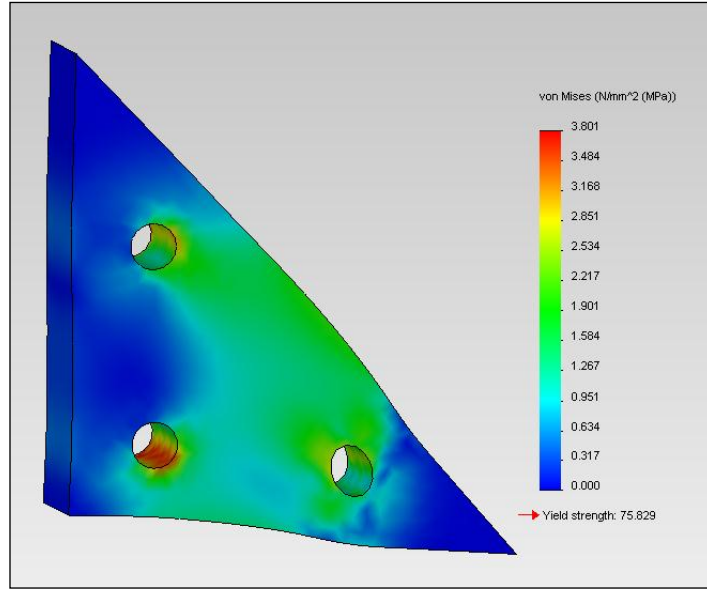
malzeme özellikleri program vasıtasıyla modelimize tanıtılmış sonra mesh işlemine geçilmiştir.

8.2.2 Optimizasyon öncesi gerilme analizi



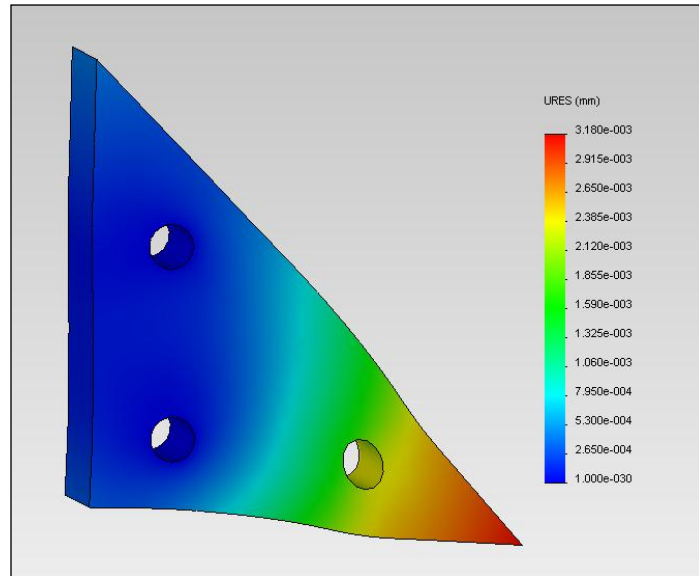
Şekil 8.9 Meshlenmiş görünümü

Yapılan analizlerde en yaygın gerilme analizi kriterlerinden biri olan Von Mises akma kriterleri esas alınmış olup Alüminyum 2024 malzemesinin akma dayanımı $7.58291 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ olduğundan dolayı yapılan statik gerilme analizi sonuçları bu değer göre kıyaslanmıştır ve sonucunda Şekil 8.10 da da görüldüğü gibi maksimum gerilme $0.3801 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ değerine karşılık gelmektedir. Bu değer göz önünde bulundurulduğunda modelin, üzerinde uygulanan yükler bakımında gayet emniyetli olduğu görülmektedir. Yapacağımız bu optimizasyonda aynı yüklere karşılık aynı mukavemeti gösteren optimum malzeme modeli bulunmaya çalışılacaktır.



Şekil 8.10 Gerilme analiz sonucu-Von Mises

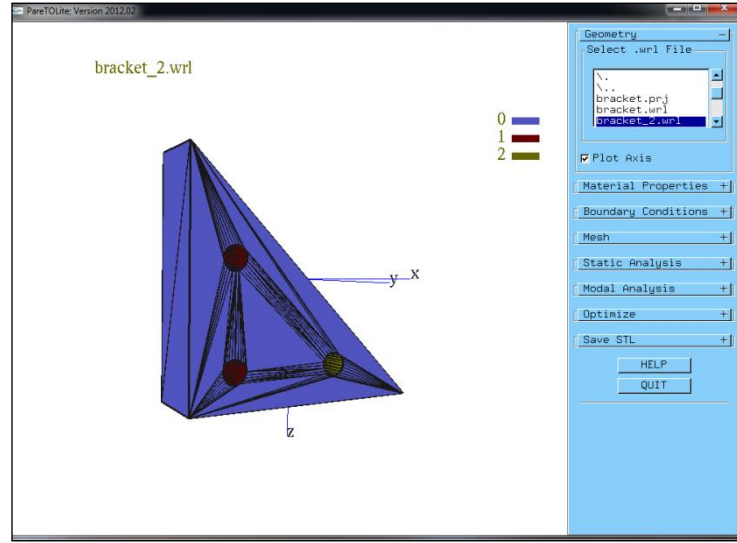
Bahsi geçen optimum malzeme modelini bulmak için diğer bir deyişle topolojik optimizasyon yapmak için A.B.D Wisconsin üniversitesinde öğretim görevlisi Assistant Proffesor Krishnan Suresh'in geliştirmiş olduğu PARETO ACADEMIC isimli özel bir program kullanılacaktır. Bu program kendi içerisinde statik ve modal analizle yapabildiği gibi esasen topoloji optimizasyonu için tasarlanmıştır. Proje çalışmaları esnasında kendisinden programın çalışması ve kullanımı hakkında mail yoluyla bilgiler alınmış en doğru bir şekilde program kullanılmaya çalışılmıştır.



Şekil 8.11 Gerilme analiz sonucu-mm

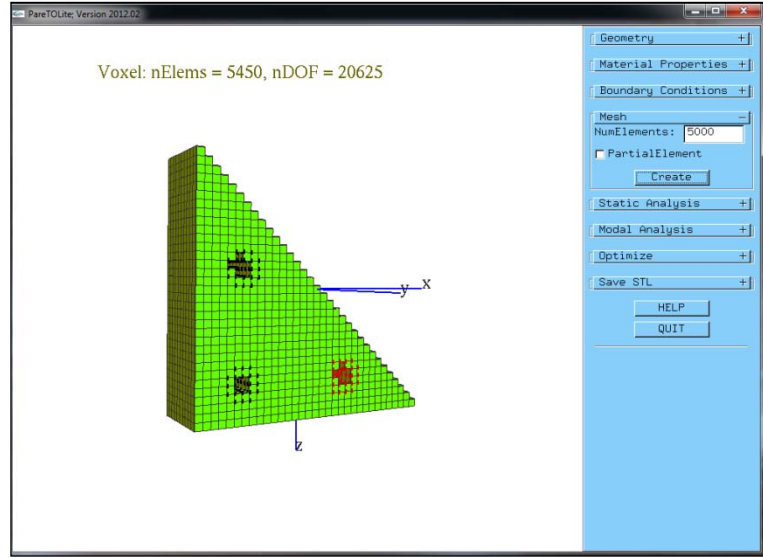
8.2.3 Topoloji optimizasyonu

Pareto Academic isimli programın oluşturulan modeli tanınması için, o modeli herhangi bir 3D çizim programlarından biriyle model oluşturduktan sonra .wrl formatında programın kendi klasör içinde kaydedilmesi gerekmektedir. Daha sonra gerekli malzeme tanımları, sınır tanımlamaları yapılır ardından topoloji optimizasyonunun bir alt adımı olan meshleme işlemine geçilir.



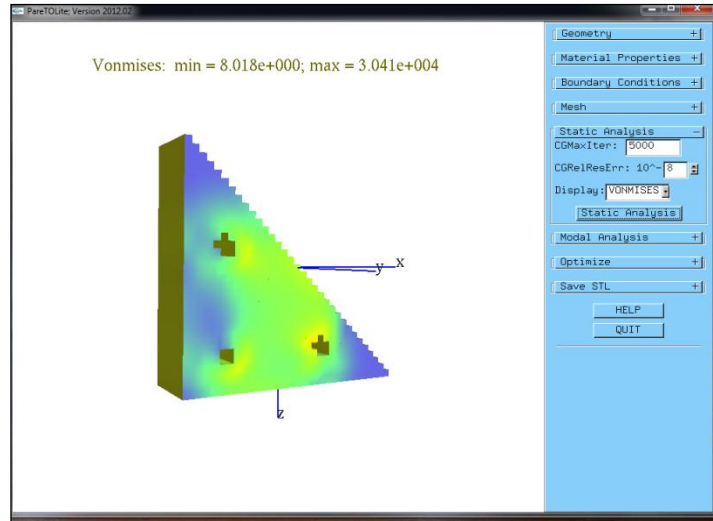
Şekil 8.12 Yüklerin tanımlanması

Gerekli tanımlar yapıldıktan sonra program kendi içerisinde gerilme dağılımlarına göre hacim boşaltması yapacağı için statik gerilme analizine ihtiyaç duyar. Bu analizde yapıldıktan sonra artık belirlenen hacim oranı doğrultusunda optimizasyon başlatılabilir.

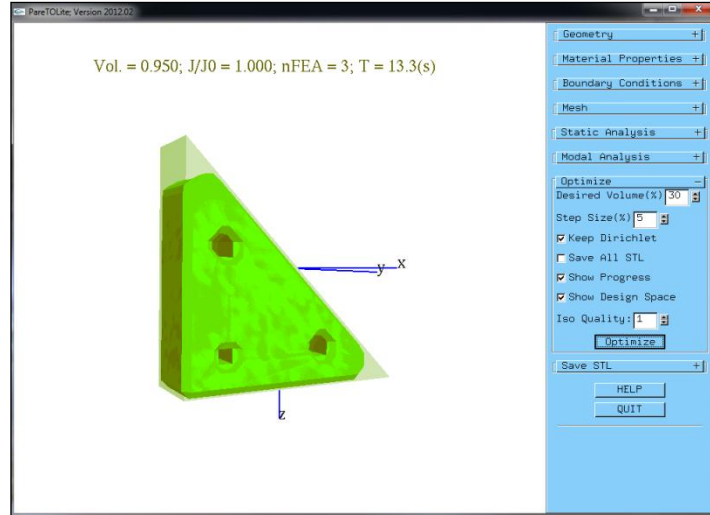


Şekil 8.13 Modelin meshlenmesi

Programın doğru çalışması için kısıtların ve yüklerin doğru tanıtılması gerekmektedir. Aksi takdirde program kendi içerisindeki bir erkanda hatanın neden olduğu kısımları yazarak kullanıcıyı uyarır ve düzeltilmeden işleme devam edemez.

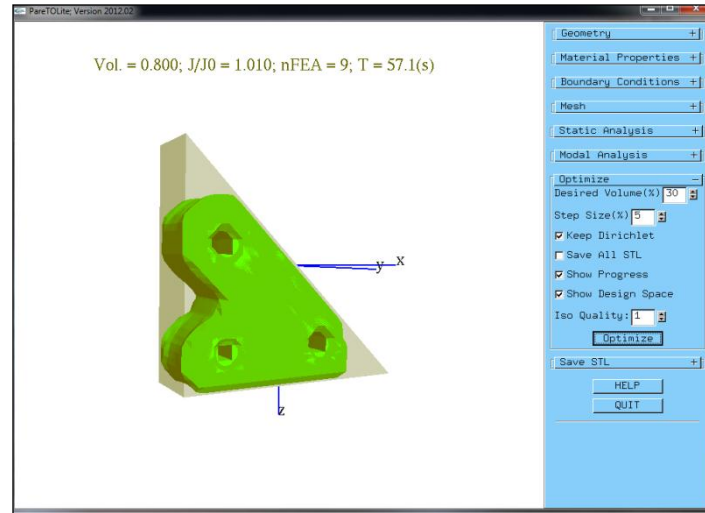


Şekil 8.14 Modelin statik gerilme analizi



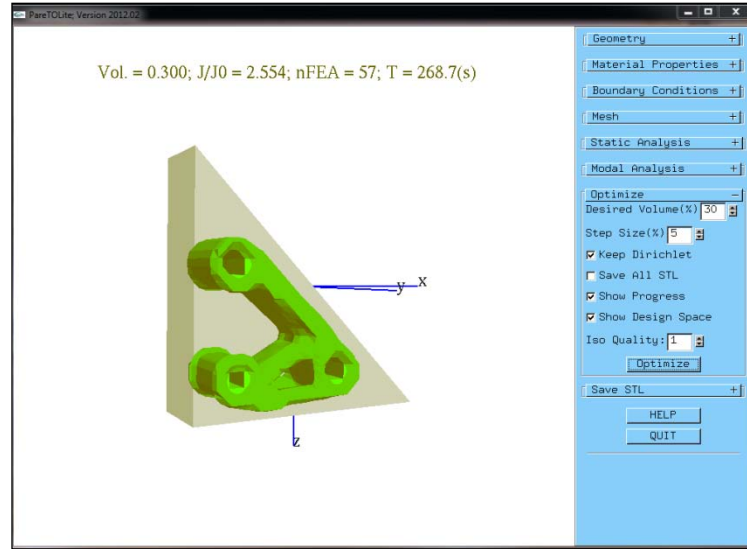
Şekil 8.15 Topology optimization-1

Bu optimizsyon örneğimizde mevcut modelin hacminden %70 oranında bir boşaltma yapılması amaçlanmıştır. Bunun için yine programın içerisinde tanımlı kutucuklardan istenilen hacim oranı istenilen değerlerde girilir. Bu hacim oranı kullanıcının kendi isteğine bağlı olarak elle girilir ancak mevcut malzeme ve uygulanan yükün durumuna göre bu oran uygun hale manuel olarak getirilir. Yani optimizasyon yapıldıktan sonra boşaltılmış hacmiyle tekrar bir gerilme analiziyle ancak modelin mukavim olup olmadığı anlaşılır.



Şekil 8.16 Topology optimization-2

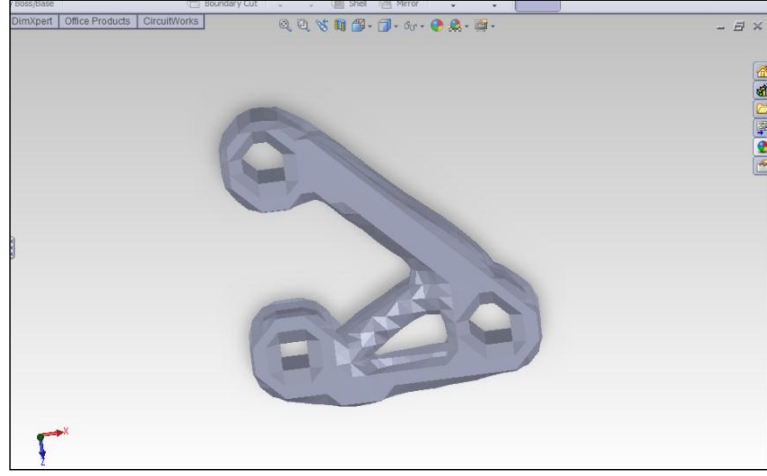
Şekillerde görüldüğü gibi program aşama aşama optimize ettiğinden boşaltılan hacim gözle görülebilir bir şekilde işlemler devam ettikçe, istenilen hacim oranına nihayetinde gelinir.



Şekil 8.17 Topology optimization-3

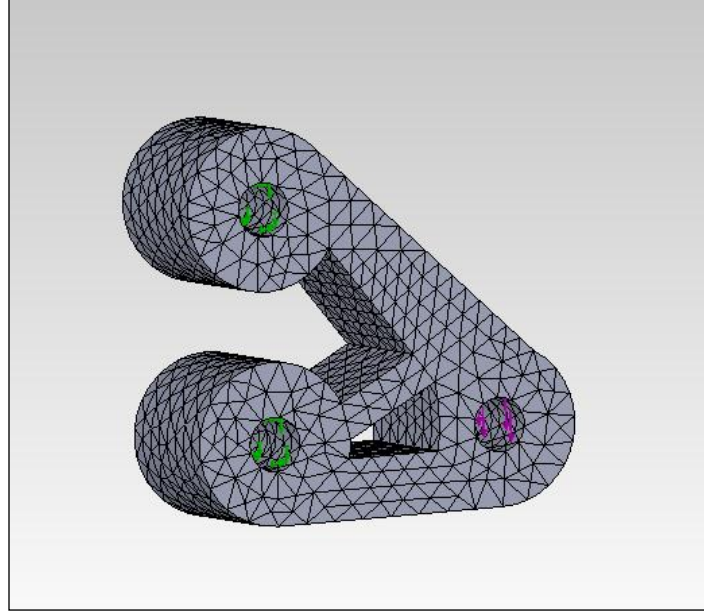
Pareto Academic programında elde edilen bu hacim, model programın kendi içerisinde yine alt bir sekme olarak farklı bir formatta kaydedilebilir. Diğer üç boyut katı modelleme programlarının da çalıştırabileceği bir format olan .stl formatında kaydedilir. Model şeklindeki gibi Solidwork programına aktarılmış analiz kısmına bu program ile devam edilmiştir.

8.2.4 Optimizasyon sonrası gerilme analizi



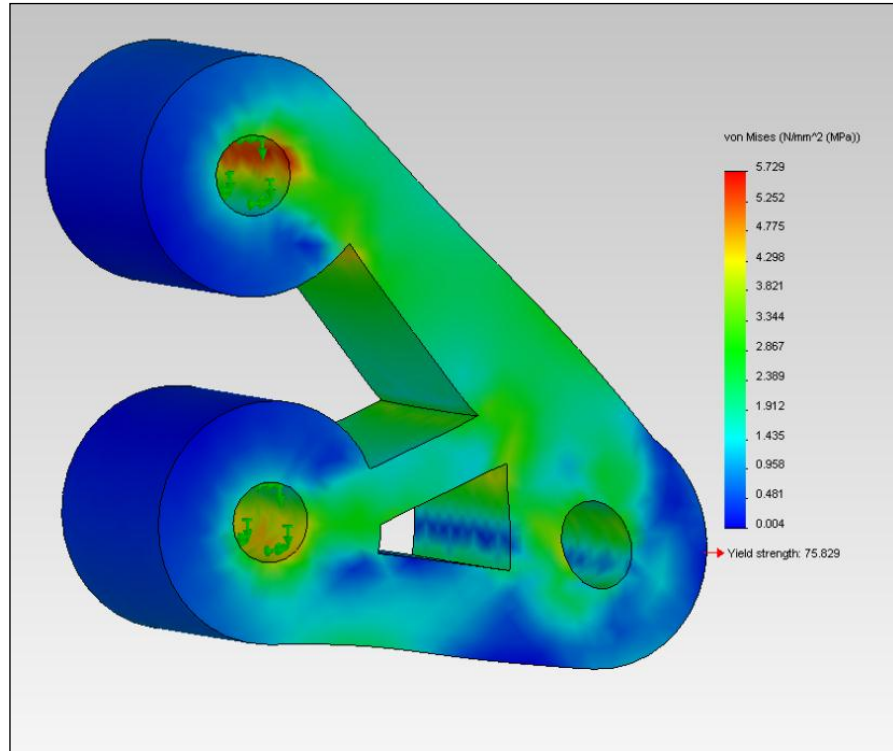
Şekil 8.18 Modelin solidworks programında görünümü

Mevcut model topoloji optimizasyonu neticesinde Şekil 8.1 de ki hale dönüşmüştür. Bu model .stl formatında kaydedilip Solidworks programında çalıştırılırsa şekilde ki gibi görünür. Fakat bu haliyle Solidwork, modelimiz grafik formatında algılar ve normal bir malzemeymiş gibi üzerinde işlem yapmanıza olanak sağlamaz. Bir nevi toz bulutu gibi algılanır ve gerilme analizi yapabilmek için modeli yeniden oluşturmanız gereklidir. Bunun için topoloji optimizasyonu neticesinde ortaya çıkan modelin aynısı ufak bazı toleranslarla birlikte tekrar çizildi. Çizilirken dikkat edilen en önemli kriter modelin topolojisi değiştirilmedi. Yani en az malzeme ile en yüksek mukavemet prensibi göz önünde bulundurulmaya çalışıldı.



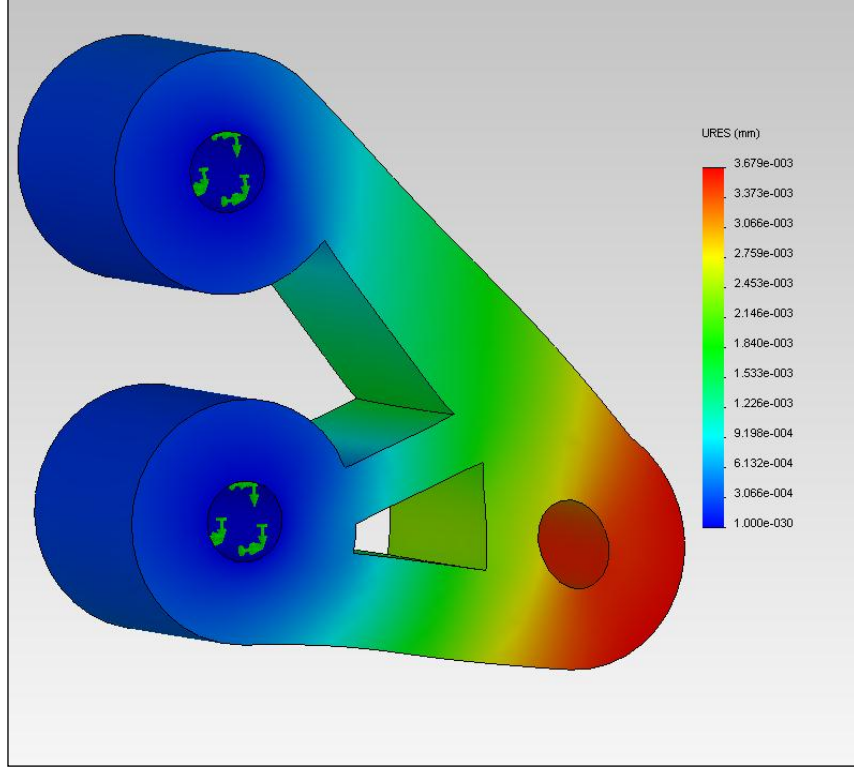
Şekil 8.19 Modelin Solidworkste meshlenmesi

3D programında modelimizin tanımlanan şartlara göre en optimum topolojisi tekrar çizilip kıyaslama yapmak üzere meshleme işlemi neticesinde gerilme analizine tabii tutuldu.



Şekil 8.20 Modelin Solidworkste statik gerilme analizi

Analiz sonuçlarına bakıldığında açık bir şekilde görüşüyor ki azaltılan malzemeye oranla maksimum gerilme değeri çok fazla değişmemiş ve yine güvenlik sınırları içerisinde kalmıştır.



Şekil 8.21 Modelin Solidworkste statik gerilme analizi

8.2.5 Değerlendirme

Yapılan gerilme analizi ve topoloji optimizasyonu işlemleri neticesinde ilk durumla son durum karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmayı Çizelge 8.5 görmemiz mümkündür. Optimize edilmemiş ilk modelimizin hacmi $142931 \text{ (mm}^3\text{)}$ olmasına karşın %41 lik bir azalma oranı ile optimizasyondan sonra bu değer $83408 \text{ (mm}^3\text{)}$ ye düşmüştür. Aynı şekilde maksimum gerilmeleri değerlendirdiğimizde ilk durumda $3.801 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olan gerilme optimizasyondan sonra %50 artış oranıyla $5.729 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ye ulaşmıştır. Dikkat edilirse akma dayanımı $75.8291 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ mertebelerinde olan malzememiz optimizasyon uygulamasından sonra gerilme değerinde artış göstermesine rağmen makul bir ölçüde emniyet sınırları içerisinde kalmıştır. Yani %41 lik bir malzeme azaltılmasına karşın modelimizin mukavimliği emniyetli değerler içerisinde. Yine aynı şekilde maksimum yer değiştirme içinde tabloda da görülebileceği gibi değişimler emniyeti tehlikeye atmayacak mertebelere düşmüştür.

Çizelge 8.5 Köşebent optimizasyon analiz sonuçları

Köşebent	Hacim (mm^3)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
İlk Model	142931	3.801	0.00318019
Optimizasyonu Sonrası	83408	5.729	0.0036793
Değişim	-%41	Emniyetli	Emniyetli

8.3 Pala Optimizasyonu

8.3.1 Pala kirişi optimizasyonu

Sonuç olarak analizini yapacağımız pala kirişi ise rotora bağlantı yüzeyinden rijit, rüzgarla karşılaştığı yüzeyinde ise ortalama rüzgar kaldırma kuvveti kadar yayılı yük ile yüklenmiş ve programlara bu şekilde kuvvet girdisi uygulanmıştır. Malzeme tanımı olarak yine havacılık sektöründe ve rüzgar türbini pallerinin imalinde kullanılan Al 2024 tercih edilmiştir. Modelimiz üzerine yine statik analiz yapılacaktır.

Parçanın üç boyutlu çizimi Solidworks programında yapılmış olup gerilme analizleri de yine bu program vasıtasıyla yapılmıştır.

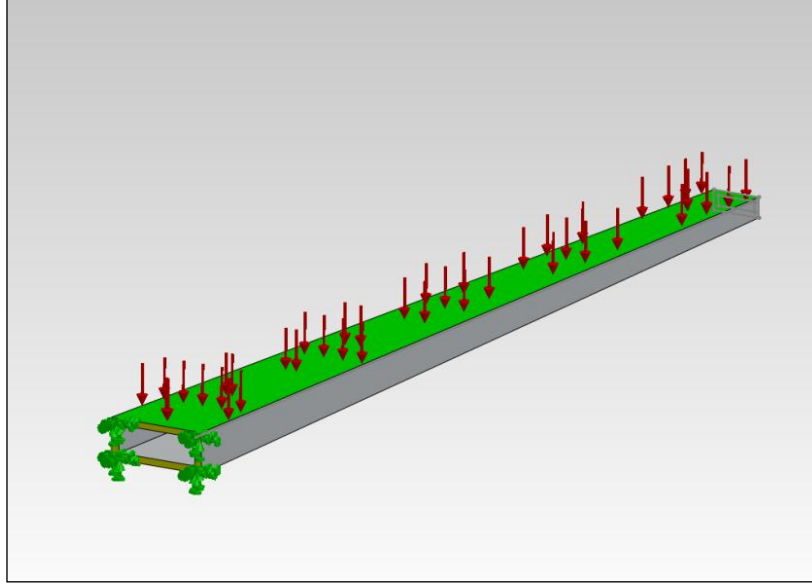
8.3.2 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

Çizelge 8.6 Köşebent malzeme özellikleri

Malzeme Özellikleri	
İsim	2024 Alloy
Model Tipi	Lineer Elastik Isotropik
Akma dayanımı	7.58291e+007 N/m ²
Çekme dayanımı	1.86126e+008 N/m ²
Elastik modülü	7.3e+010 N/m ²
Poisson oranı	0.33
Yoğunluk	2800 kg/m ³
Kayma modülü	2.8e+010 N/m ²

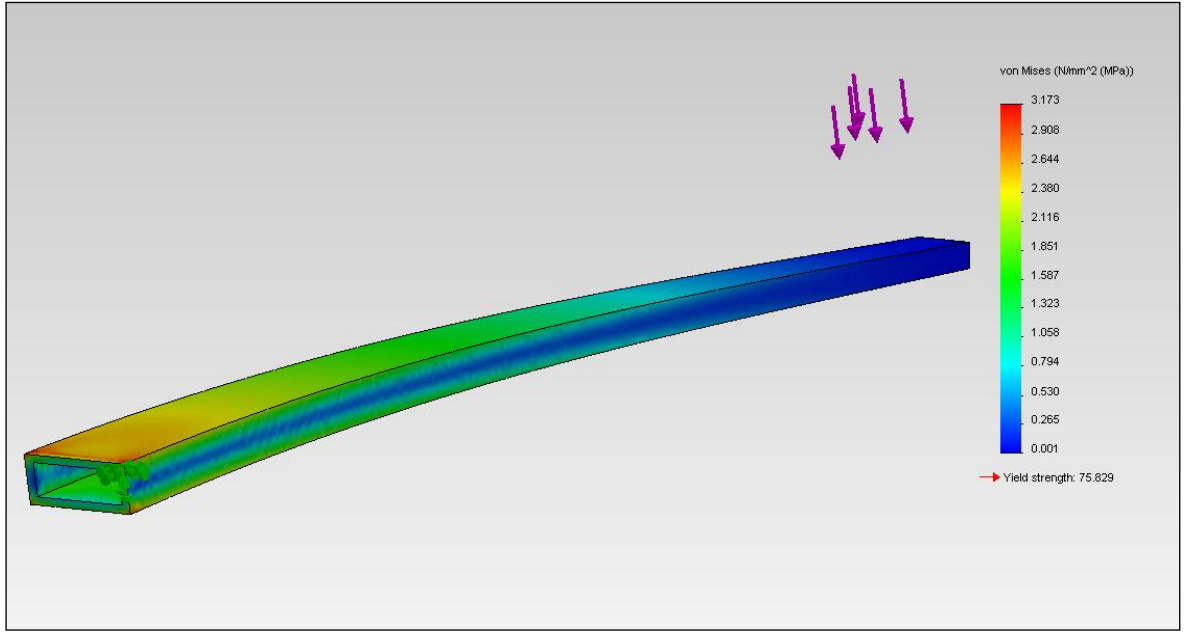
Modelimiz 10 mm et kalınlığında olup Solidwork programın optimum olarak belirlediği mesh ölçülerine göre statik analiz yapılmak üzere meshlenmiştir.Yukarıda tanımlanmış malzeme özellikleri program vasıtasıyla modelimize tanıtılmış sonra mesh işlemine geçilmiştir.

8.3.3 Optimizasyon öncesi gerilme analizi



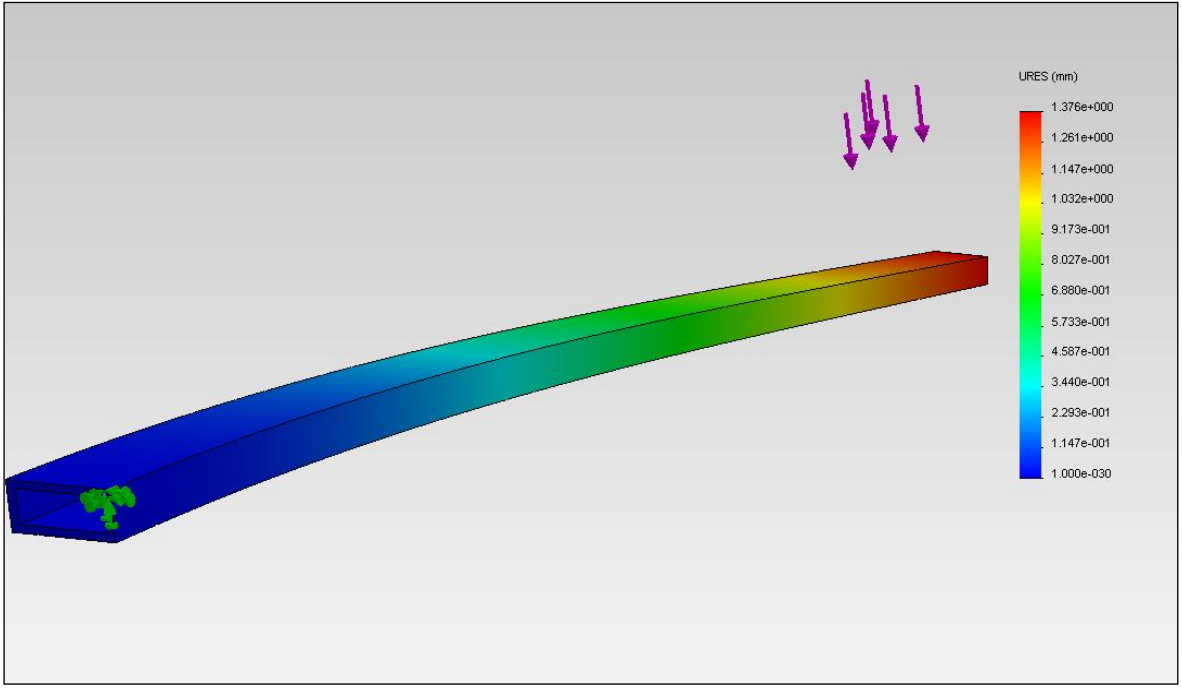
Şekil 8.22 Pala kirişine yük ve kısıtların tanımlanması

Yapılan analizlerde en yaygın gerilme analizi kriterlerinden biri olan Von Mises akma kriterleri esas alınmış olup Alüminyum 2024 malzemesinin akma dayanımı $7.58291e+007 \text{ N/m}^2$ olduğundan dolayı yapılan statik gerilme analizi sonuçları bu değer göre kıyaslanmıştır ve sonucunda Şekil 8.23 de görüldüğü gibi optimizasyon yapılmadan önce de maksimum gerilme $3.17301e+007 \text{ N/m}^2$ değerine karşılık gelmektedir. Bu değer göz önünde bulundurulduğunda modelin, üzerinde uygulanan yükler bakımında gayet emniyetli olduğu görülmektedir. Yapacağımız bu optimizasyonda aynı yüklere karşılık aynı mukavemeti gösteren optimum malzeme topolojisi bulunmaya çalışılacaktır.



Şekil 8.23 Pala kirişi gerilme analiz sonucu

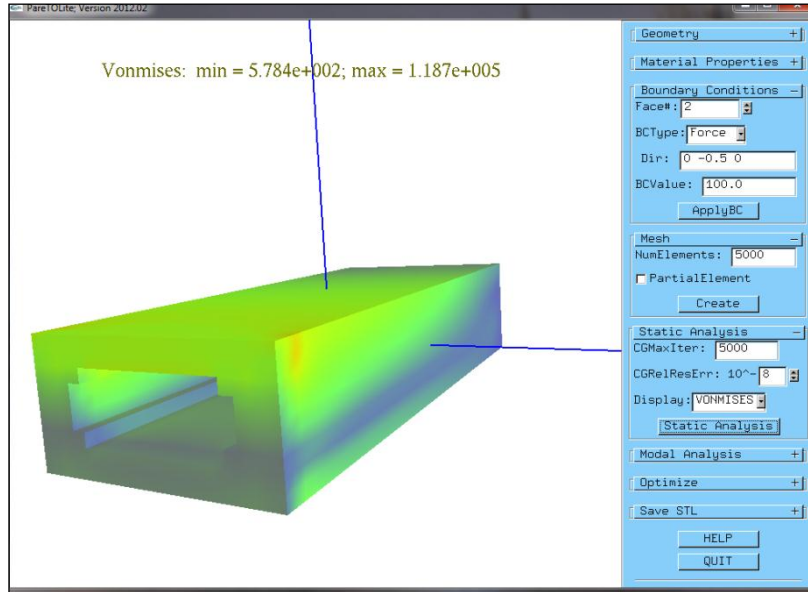
Bahsi geçen optimum malzeme modelini bulmak için diğer bir deyişle topolojik optimizasyon yapmak için A.B.D Wiconsin üniversitesinde öğretim görevlisi Assistant Proffesor Krishnan Suresh ın geliştirmiş olduğu PARETO ACADEMIC isimli özel bir program kullanılacaktır. Bu program kendi içerisinde statik ve model analizle yapabildiği gibi esasen topoloji optimizasyonu için tasarlanmıştır. Pala kirişi modelimizin tamamı yani 2 m boyundaki haliyle işlem yapılması denenmiş fakat işlemlerin çok uzun sürmesinden dolayı topoloji optimizasyonu yapılırken hacim topolojisini elde etmek için kirişin küçük bir modeli kullanılmıştır.



Şekil 8.24 Pala kirişi gerilme analiz sonucu

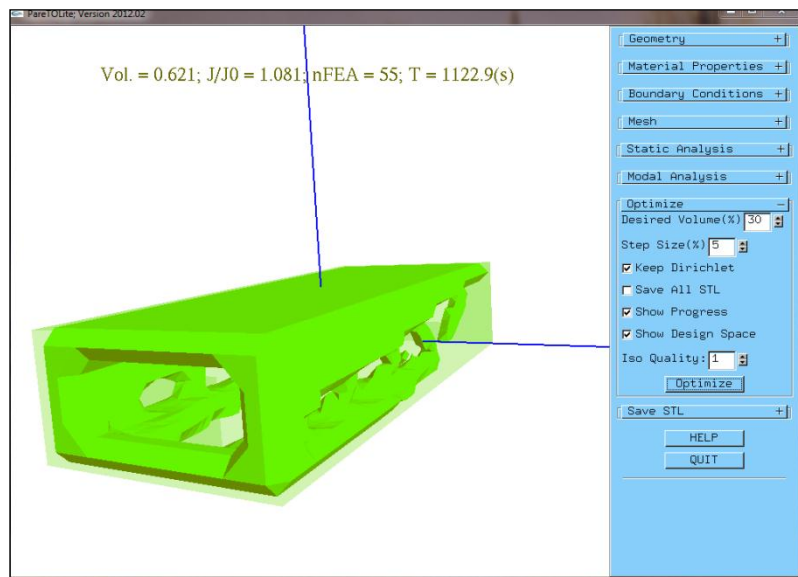
Bahsi geçen Pareto Academic isimli programın oluşturulan modeli tanınması için, o modeli herhangi bir 3D çizim programlarından biriyle model oluşturduktan sonra .wrl formatında programın kendi klasör içinde kaydedilmesi gerekmektedir. Daha sonra gerekli malzeme tanımları, sınır tanımlamaları yapılır ardından topoloji optimizasyonunun bir alt adımı olan meshleme işlemine geçilir.

8.3.4 Topoloji optimizasyonu



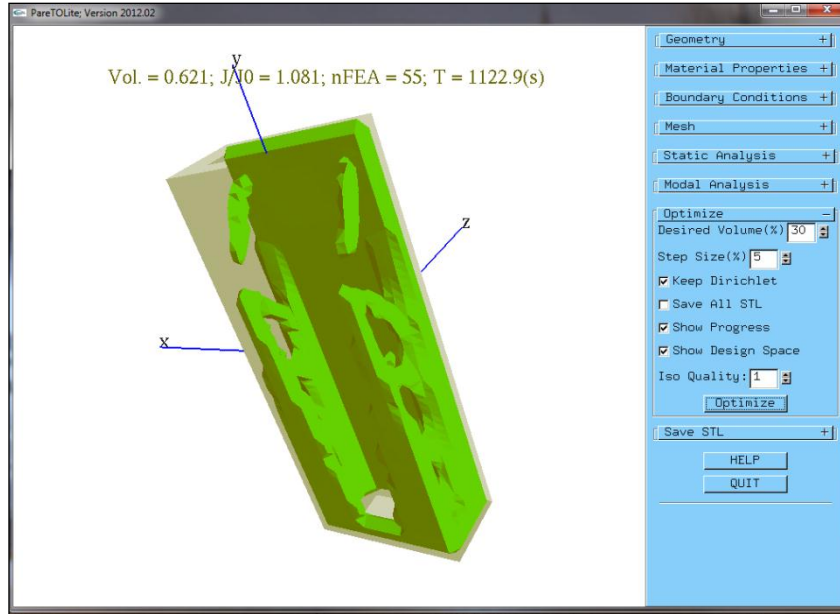
Şekil 8.25 Pala kirişinin optimizasyon programında tanımlanması

Gerekli tanımlar yapıldıktan sonra program kendi içerisinde gerilme dağılımlarına göre hacim boşaltması yapacağı için statik gerilme analizine ihtiyaç duyar. Bu analizde yapıldıktan sonra artık belirlenen hacim oranı doğrultusunda optimizasyon başlatılabilir.



Şekil 8.26 Pala kirişinin topology optimizasyonu 1

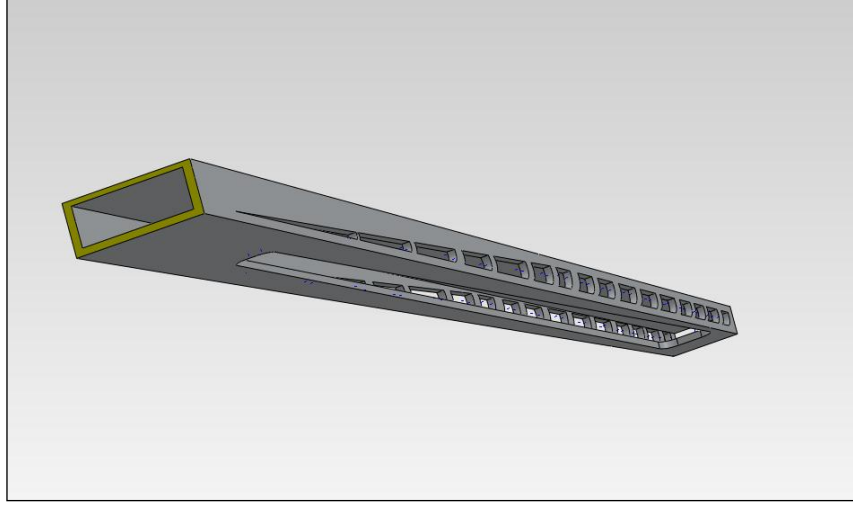
Programın doğru çalışması için kısıtların ve yüklerin doğru tanıtılması gerekmektedir. Aksi takdirde program kendi içerisindeki bir ekranda hatanın neden olduğu kısımları yazarak kullanıcıyı uyarır ve düzeltilmeden işleme devam edemez.



Şekil 8.27 Pala kirişinin topology optimizasyonu 1

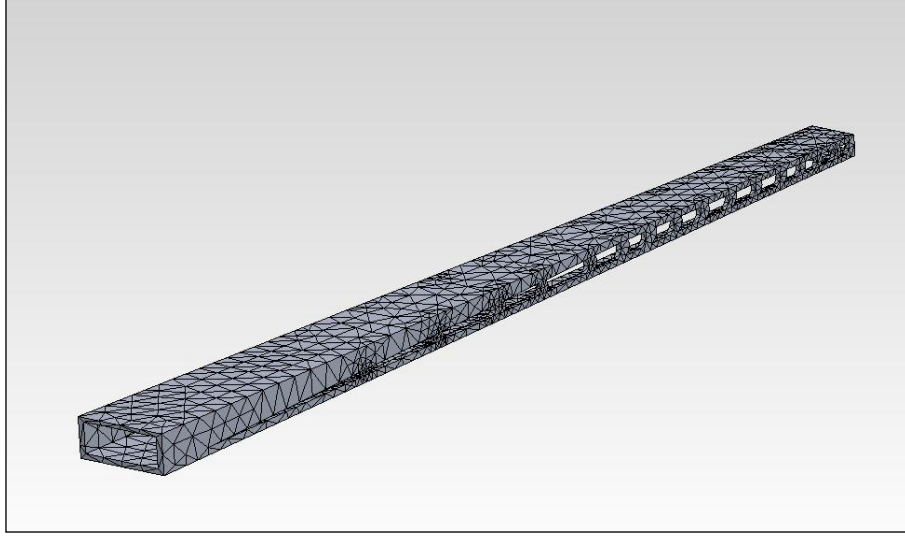
Yine bu optimizsyon örneğimizde de mevcut modelin hacminden %70 oranında bir boşaltma yapılması amaçlanmıştır. Bunun için yine programın içerisinde tanımlı kutucuklardan istenilen hacim oranı istenilen değerlerde girilir. Bu hacim oranı kullanıcının kendi isteğine bağlı olarak elle girilir ancak mevcut malzeme ve uygulanan yükün durumuna göre bu oran uygun hale manuel olarak getirilir. Yani optimizasyon yapıldıktan sonra boşaltılmış hacmiyle tekrar bir gerilme analiziyle ancak modelin mukavim olup olmadığı anlaşılır. Şekillerde görüldüğü gibi program aşama aşama optimize ettiğinden boşaltılan hacim gözle görülebilir bir şekilde işlemler devam ettikçe, istenilen hacim oranına nihayetinde gelir.

8.3.5 Optimizasyon sonrası gerilme analizi



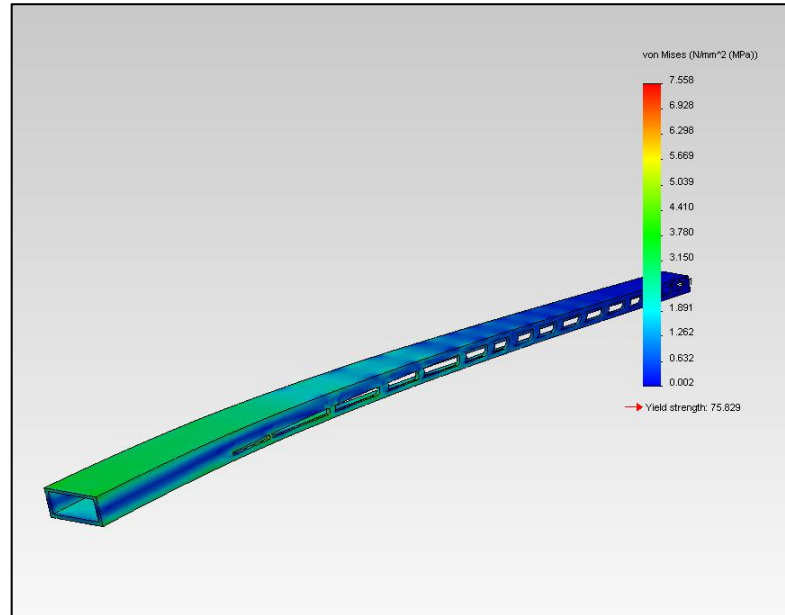
Şekil 8.28 Optimizasyon sonucu Solidworkste çizilen kiriş modeli

Pareto Academic programında elde edilen bu hacim, model programın kendi içerisinde yine alt bir sekme olarak farklı bir formatta kaydedilebilir. Diğer üç boyut katı modelleme programlarının da çalıştırabileceği bir format olan .stl formatında kaydedilir. Model şekildeki gibi yine Solidwork programına aktarılmış analiz kısmına bu program ile devam edilmiştir. Mevcut model topoloji optimizasyonu neticesinde şekil 8.28 de ki hale dönüşmüştür. Bu model .stl formatında kaydedilip Solidworks programında çalıştırılırsa şekilde ki gibi görünür. Fakat bu haliyle Solidwork, modelimiz grafik formatında algılar ve normal bir malzemeymiş gibi üzerinde işlem yapmanıza olanak sağlamaz. Bir nevi toz bulutu gibi algılanır ve gerilme analizi yapabilmek için modeli yeniden oluşturmanız gereklidir. Küçük bir modelinin optimize edilmesinden ortaya çıkan şekil topolojisine göre tekrar bir model oluşturulmuştur. Model çizilirken dikkat edilen en önemli kriter modelin topolojisi değiştirilmedi. Yani en az malzeme ile en yüksek mukavemet prensibi göz önünde bulundurulmaya çalışıldı.



Şekil 8.29 Pala kirişinin Solidworks'te meshlenmesi

3D programında modelimizin tanımlanan şartlara göre en optimum topolojisi tekrar çizilip kıyaslama yapmak üzere meshleme işlemi neticesinde gerilme analizine tabii tutuldu.



Şekil 8.30 Optimize edilmiş pala kirişinin gerilme analizi

8.3.6 Değerlendirme

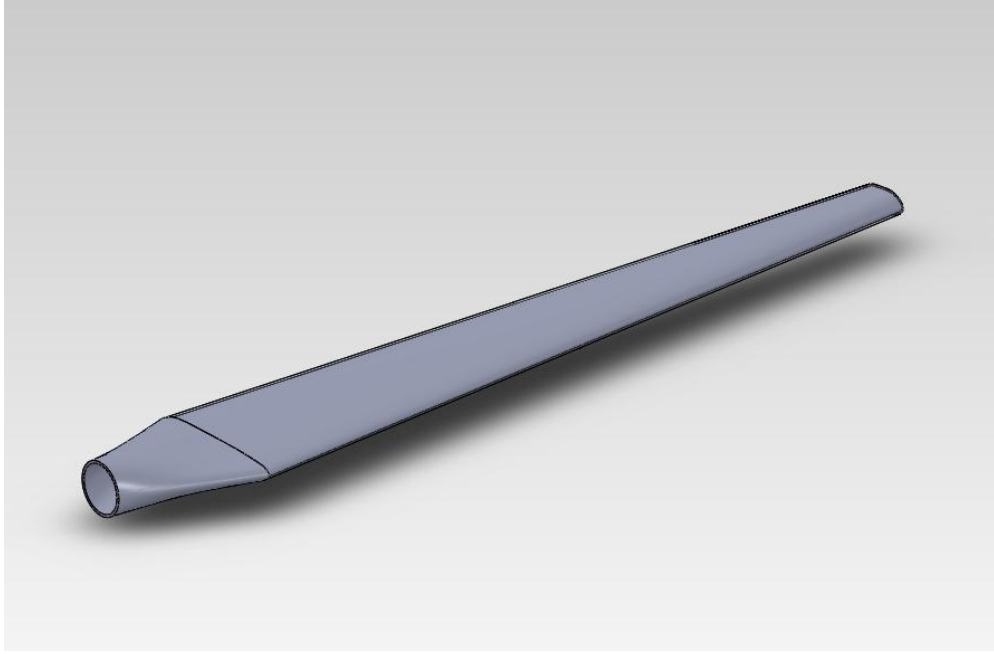
Pala kirişi modelimiz için yapılan gerilme analizi ve topoloji optimizasyonu işlemleri neticesinde ilk durumla son durum karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmayı Çizelge 8.7 de de görmemiz mümkündür. Optimize edilmemiş ilk modelimizin hacmi 8865163 (mm^3) olmasına karşın %31 lik bir azalma oranı ile optimizasyondan sonra bu değer 6037666 (mm^3) e düşmüştür. Aynı şekilde maksimum gerilmeleri değerlendirdiğimizde ilk durumda 3.730 (N/mm^2) olan gerilme optimizasyondan sonra %102 artış oranıyla 7.558 (N/mm^2) ye ulaşmıştır. Yine dikkat edilirse akma dayanımı 75.8291 (N/mm^2) mertebelerinde olan malzememiz optimizasyon uygulamasından sonra gerilme değerinde artış göstermesine rağmen makul bir ölçüde emniyet sınırları içerisinde kalmıştır. Yani %31 lik bir malzeme azaltılmasına karşın modelimizin mukavimliği emniyetli değerler içerisinde dir. Yine aynı şekilde maksimum yer değiştirme içinde tabloda da görülebileceği gibi değişimler emniyet sınırları içerisinde kalmıştır.

Çizelge 8.7 Pala kirişi optimizasyonu analiz sonuçları

Köşebent	Hacim (mm^3)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
İlk Model	8865163	3.730	1.37599
Optimizasyonu Sonrası	6037666	7.558	1.96807
Değişim	-%31	Emniyetli	Emniyetli

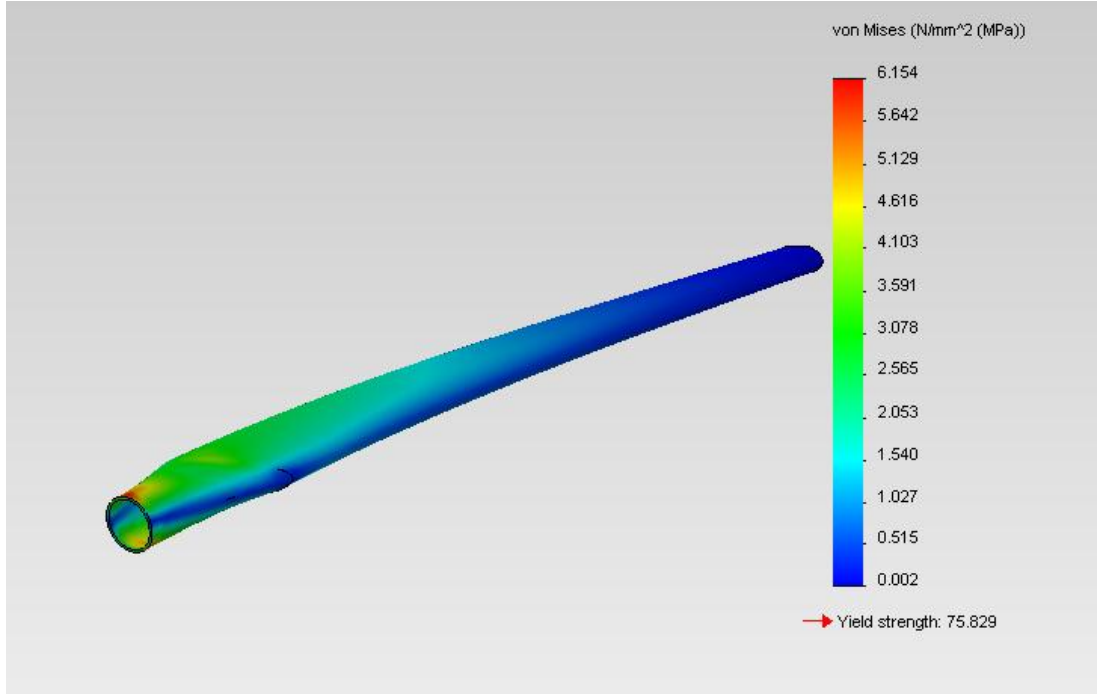
8.4 Pala Optimizasyonu

Bu bölümde ise pala kirişi ve pala dış gövdenin montajlarının yapıp gerilme analiz sonuçları değerlendirilecektir.



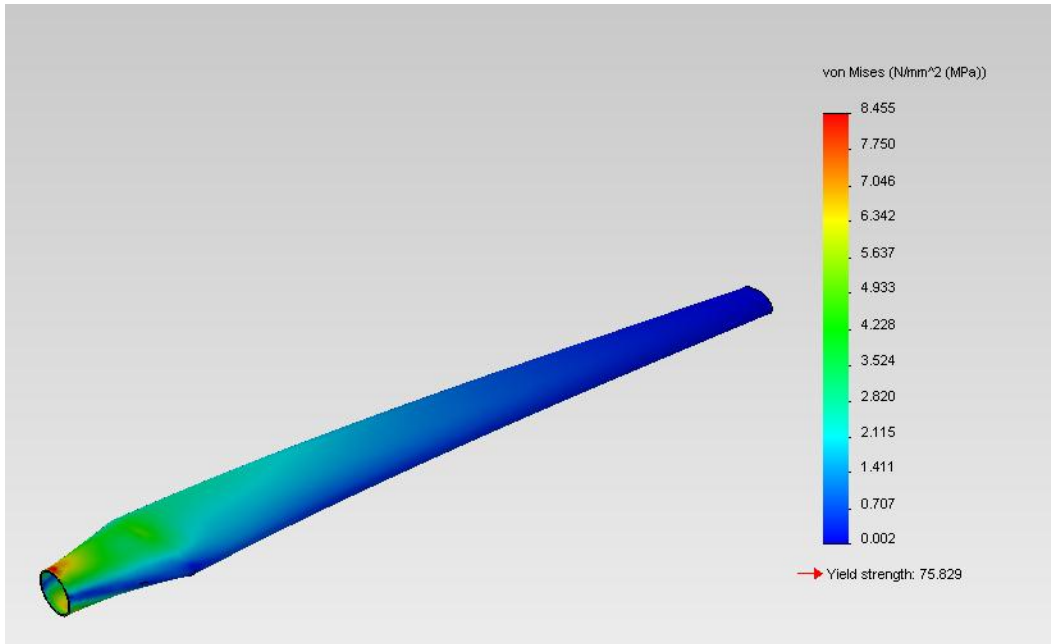
Şekil 8.31 Türbin palasının montaj katı modeli

Şekil 8.31 de görüldüğü gibi pala kirişi ile pal dış gövdenin montajı yapılmış ve Solidworks Simulation alt modülünde Alüminyum 2024 malzeme özellikleri, rijit noktalar ve uygulanacak kuvvet büyüklü programa tanıtılıp analiz yapılmıştır. Kanada etkilen kuvvet pala kirişi için tanımlanmış olan kuvvetle aynı seçilmiştir. Yapılan tüm bu işlemler neticesinde kütle ve hacimde azalma buna karşın gerilme değerlerinin emniyetli sahada kalması beklenmiştir.



Şekil 8.32 Optimizasyon öncesi gerilme analizi

Diğer modellerimizde olduğu gibi pala modelimizde de akma dayanımı değeri 75.8291 (N/mm^2) olup Şekil 8.32 de görüldüğü gibi pala kirişi optimize edilmeden önce de 6.154 (N/mm^2) değeri ile emniyet sınırları içerisinde olan katı modelimiz Şekil 8.33 te görüldüğü gibi 8.455 (N/mm^2) değeri ile de emniyet sınırları içerisinde dir.



Şekil 8.33 Optimizasyon sonrası gerilme analizi

Pala dış gövdesinin ağırlığı 13808 (gr), optimizasyon öncesi ve sonrası montaj yapılmış haliyle sırasıyla 22673 (gr), 19877 (gr) miktarlarına ulaşmıştır.Yapılan optimizasyon neticesinde toplam kütlede 2796 (gr) bir azalma söz konusudur. Buna karşın gerilme değerleri emniyetli sınırlar içerisinde kalmakla birlikte $6.154(N/mm^2)$ değerinden $8.455(N/mm^2)$ değerine yükselmiştir.

Çizelge 8.7 Pala montajının analiz sonuçları

Pala	Ağırlık (gr)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
Pala Dış Gövde	13808	---	---
Opt. Öncesi Pala	22673	6.154	1.66623
Opt. Sonrası Pala	19877	8.455	1.85445

SONUÇ VE ÖNERİLER

Mühendislik tasarım endüstrisinin daha hızlı ve daha kullanışlı topoloji optimizasyonu yöntemine ihtiyaç duyduğu günümüzde boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu için evrimsel yapı optimizasyonu, basit ve etkili bir yöntem sunmaktadır. Başlangıç tasarım alanındaki elemanların bir döngü içerisinde kademeli olarak kaldırıldığı buluşsal bir yöntemdir. Uygun bir tasarım elde edilene ya da istenilen belirli bir hacme ulaşılan dek bu işlemler devam ettirilmektedir.

Evrimsel yapı optimizasyonu yöntemine dayanan bir optimizasyon programı kullanılarak muhtelif yüklemelere ve mesnet koşullarına maruz kirişlerin en uygun tasarımları aranmıştır. Optimizasyon işlemleri Pareto Academic isimli programla yapılmıştır. Yapıdaki von Mises gerilmelerini göz önünde bulundurarak gerçekleştirilen optimizasyon işlemleri sonucunda nispeten düzgün yayılı gerilme dağılımına maruz, kafes benzeri tasarımlara ulaşılmış ve elde edilen bu nihai tasarımlarda başlangıç hacmine göre %30-40'a varan oranlarda azalma görülmüştür.

Bu çalışmalardan yola çıkılarak denilebilir ki; her hangi bir yapının veya komponentin topoloji optimizasyonu sayesinde aynı işlevi görecektir şekilde farklı topolojilerde daha mukavim, daha verimli modelleri mevcuttur.

KAYNAKLAR

- [1] Hau, E., (2006). Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics. 2.basım, Springer, New Mexico.
- [2] Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N. ve Bossanyi, E., (2001). Wind Energy Handbook, John Wiley & Sons Ltd., Chichester.
- [3] Ackermann, T, (2005). Wind Power in Power Systems, John Wiley & Sons Ltd., Chichester.
- [4] Lee, A.T. ve Flay, R.G.J., (1999). “Compliant blades for wind turbines”, IPENZ Transactions, 3:24-26.
- [5] Maheri, A., (2006). Aero-Structure Simulation and Aerodynamic Design of Wind Turbines Utilizing Adaptive Blades, University of the West of England, Mc Graw-Hill Book Co., 1.Basım, Bristol.
- [6] Lobitz, D.W., Veers, P.S., Eisler, G.R., Laino, D.J., Migliore P.G. ve Bir G.,(2001). “The Use of Twist-Coupled Blades to Enhance the Performance of Horizontal Axis Wind Turbines”, Sandia Report, 9:232-237.
- [7] Sen, C., (2003). Gökceada’nın Elektrik Enerjisi İhtiyacının Rüzgar Enerjisi ile Karsılanması, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [8] Ushiyama,I. ve Nagai,H., (1988). “Optimum Design Configurations and Performance of Savonius Rotors”, Wind Engineering, 12:59-75.
- [9] Nurbay N. ve Cınar A., (2005). Rüzgar Turbinlerinin Cesiitleri ve Birbirleriyle Karsılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- [10] Emniyetli, G., (2007). Evsel Elektrik ihtiyacının Karsılanması İçin Rüzgar Türbini Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
- [11] Lee, A.T. ve Flay, R.G.J., (1999). “Compliant blades for wind turbines”, IPENZ Transactions, 4:64-74.

- [12] Özgür M.A., (2002). Kütahya’da Seçilen Bir Konumda Rüzgar Verileriyle Elektrik Enerjisi Üretim Potansiyelinin Bulunması, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [13] DNV/Riso, (2002). Guidelines for Design of Wind Turbines, 2.Baskı, Verlag, Danimarka.
- [14] Lobitz, D.W. ve Veers P.S., (2002). Aeroelastic Behaviour of Twist-Coupled Hawt Blades, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2.Basım, New York.
- [15] Maheri, A. ve Noroozi S. ve Toomer C. ve Vinney J., (2006). A Computer Code For Coupled-Aero-Structure Simulation Of Wind Turbines Utilising Bend-Twist Adaptive Blades, University of the West of England, Bristol.
- [16] Griffin, D., (2002). “Evaluation of Design Concepts for Adaptive Wind Turbine Blades”, Sandia Report, 4:24-45.
- [17] Suresh K., Pareto Academic Software,
<http://www.sciartsoft.com/Products.html>, 20 Nisan 2012.
- [18] Xie, Y.M. ve Steven, G.P., (1997). Evolutionary Structural Optimization, 1.Basım, Springer-Verlag, Berlin.
- [19] Yıldız, A., (2001). “Taşıt Salıncak Kolunun Optimum Boyutlarının Bulunması”, Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi, 3-4 Kasım 2001, Konya.
- [20] Proos, K., (2002). Evolutionary Structural Optimisation as a Robust and Reliable Design Tool, Doktora Tezi, School of Aeronautical, Mechatronic and Mechanical Engineering, Sydney.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :İsmail AKTEPE
Doğum Tarihi ve Yeri :Alucra-1987
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :ismail.aktepe@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniv.	2009
Lise	Fen Bilimleri	Eşref Bitlis Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011	THY Teknik	Mühendis

