

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK MALİYETLİ, KÜÇÜK GÜÇLÜ YATAY
EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİN TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Kadir USTA**

Anabilim Dalı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

Programı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

HAZİRAN 2005

**DÜŞÜK MALİYETLİ, KÜÇÜK GÜÇLÜ YATAY
EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİN TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Kadir USTA
(511011006)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 9 Mayıs 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 1 Haziran 2005**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Süleyman TOLUN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Mehmet Şerif KAVSAOĞLU
Doç.Dr. Aydın MISIRLIOĞLU**

HAZİRAN 2005

ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında değerli yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Prof. Dr. Süleyman TOLUN'a , arkadaşlarım araştırma görevlisi İnş.Yük.Müh. Ahmet Ozan ÇELİK'e , İnş.Yük.Müh. Burak BOZKURT'a ve bütün öğrenim hayatım boyunca bana daima destek olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2005

Kadir USTA
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER	iii
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. AERODİNAMİK KAVRAMI	3
2.1. Bir Boyutlu Momentum Kavramı ve Betz Limiti	3
2.2.İz dönmeli(Wake Rotation) İdeal Yatay Eksenli Rüzgar Türbin	7
2.3. Genel Rotor Palası Şekli Performansının Tahmini	11
2.3.1. Genelleştirilmiş Rotor İçin, Çevrimli Rotasyonu İçeren Şerit Kuramı	12
2.3.1.1. Momentum Kuramı	14
2.3.1.2. Pala Eleman Kuramı	14
2.3.1.3.Pala Eleman Momentum Kuramı	15
2.3.1.4. Çözüm Yöntemleri	16
2.4. Güç Katsayısının Hesaplanması	17
2.5. Uç Kayıp Faktörü	18
2.6. Türbülans Çeviri İçin Rotor Modellemeleri	20
2.7.İz Dönmeli Rotor İçin En Uygun Pala Şekli	21
3. KAVRAMSAL TASARIM	23
3.1.Konunun Tanım	23
3.2. Amacımıza Göre Rüzgar Türbin Tipinin Seçilmesi	24
3.3. Pala Sayısının Belirlenmesi	24
3.4. Jeneratör seçimi	25
3.5.Rüzgar Yönüne Göre Rotorun Duruşu	26
3.6.Güç kontrol sistemi	27
3.7.Kule Seçimi	27
3.8.Rotor Yarıçapının Belirlenmesi	27
3.9.Pala Mukavemetinin İncelenmesi	30
3.10. Kavramsal Olarak Tasarlanan Küçük GüçÜreten YERT'in Özellikleri	31
4. PALA ŞEKLİ VE AERODİNAMİK ANALİZ	32
4.1. Konunun Tanımı	32
4.2. Pala Şeklinin Belirlenmesi	32
4.2.1. Rotor Pala Şeklinde Kullanılacak Profilin Belirlenmesi	33

4.2.2. Pala Şekli Belirlenmesi	35
4.3. Performans Analizi	36
4.4. Rotor Çapı Büyütülmüş Pala Geometrisi	41
5. YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİN HAREKETE GEÇİRME (CUT-IN) RÜZGAR HIZININ İNCELENMESİ	45
5.1. Konunun Tanımı	45
5.2. Ana Türbin	45
5.3. Göbek Türbini	47
5.3.1. İlk Hareket Sağlayıcı Sistemin Tork Hesabı	48
6. TÜRBİN ROTOR PALASININ YAPISAL OLARAK İNCELENMESİ	50
6.1. Konunun Tanımı	50
6.2. Pala Malzemesi	50
6.3. Normal İşletme Esnasında Çevrimli Rüzgar Yüklemesi	52
6.4. Yön Kontrol Durumu	54
6.5. Parketme Durumu	55
6.5.1. Normal Park Edilme Durumu	55
6.5.2. Arıza Durumunda Park Edilme	55
6.6. Gerilmelerin Hesaplanması	56
7. TÜRBİN MALİYETİNİN HESAPLAMASI	58
7.1. Kalıp Maliyeti	59
7.2. Pala ve Türbin Maliyet Hesabı	61
7.3. Kule Ayağı ve Temel Tipleri	63
7.3.1. Kulenin Mukavemet Değerlerinin Belirlenmesi	65
7.4. Maliyet Modeli	70
8. SONUÇLAR	71
KAYNAKLAR	73
EKLER	75
ÖZGEÇMİŞ	79

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Uç hız oranları için pala sayısı.....	28
Tablo 3.2. Türbin özellikleri.....	31
Tablo 4.1. Pala geometrisi sayısal dağılımı.....	35
Tablo 4.2. Uzatılmış pala geometrisi ölçüleri.....	42
Tablo 5.1. Farklı rüzgar hızlarındaki Tork dağılımı.....	47
Tablo 5.2. Farklı rüzgar hızlarındaki tasarlanan sistemin Tork dağılımı.....	49
Tablo 6.1. E-Cam/epoxy malzeme özellikler.....	51
Tablo 6.2. Pala bölümleri için ağırlıklar.....	53
Tablo 6.3. Pala kökünün geometrik özellikleri.....	57
Tablo 6.4. Pala kökü kesit mukavemet kontrol tablosu.....	57
Tablo 7.1. Parça maliyet tablosu.....	61
Tablo 7.2. Tek pala için harcanan malzeme.....	61
Tablo 7.3. Genel pala maliyeti.....	62
Tablo 7.4. 1.5 kW'lık YERT'nin maliyet ve maliyet oran tablosu.....	69

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1 : Rüzgar türbin için hareket eden disk modeli.....	3
Şekil 2.2 : Betz türbini için çalışma değişkenleri.....	6
Şekil 2.3 : Rotor analiz geometrisi.....	7
Şekil 2.4 : Arkadan rüzgar alan yatay eksenli rüzgar türbin geometrisi.....	12
Şekil 2.5 : Yatay eksenli türbin analizi için pala geometrisi.....	13
Şekil 2.6 : Grafik çözüm metodu - hücum açısı.....	16
Şekil 3.1 : 145STK serisinin güç eğrisi.....	26
Şekil 3.2 : Uç hız oranı karşılık gelen güç katsayısı değerleri.....	29
Şekil 4.1 : Pala şeklinin belirlenmesinde kullanılan programın tasarım algoritması.....	33
Şekil 4.2 : Farklı Reynolds sayılarının hücum açısına göre Cl ve Cd değerleri....	34
Şekil 4.3 : Farklı Reynolds sayılarında hücum açılarına göre L/D değerler.....	34
Şekil 4.4 : Veter dağılımı.....	36
Şekil 4.5 : Burulma açısı dağılımı.....	36
Şekil 4.6 : Aerodinamik performans program algoritması.....	37
Şekil 4.7 : Uç kayıp faktörü 1 iken eksenel ve teğetsel indüklenme faktörü dağılımı.....	38
Şekil 4.8 : Uç kayıp faktörünü etkisinin olduğu eksenel ve teğetsel indüklenme faktörü dağılımı.....	39
Şekil 4.9 : Palanın aerodinamik bölümün başlangıç bölümünden uç bölümüne doğru uç kayıp faktörü dağılımı.....	39
Şekil 4.10 : Paladaki yerel güç katsayısı dağılımı.....	40
Şekil 4.11 : Türbin güç katsayısı-uç hız oranları grafiği.....	41
Şekil 4.12 : İtke katsayısı-uç hız oranı grafiği.....	41
Şekil 4.13 : Son pala şeklinin her eleman için burulma dağılımı.....	43
Şekil 4.14 : Son pala şeklinin her eleman için veter dağılımı.....	43
Şekil 4.15 : Catia ile modellenmiş, aerodinamik kısımdan uca doğru modellenmiş pala geometrisi.....	43
Şekil 4.16 : Pala CAD modeli.....	44
Şekil 5.1 : Veter-Burulma integralinin dağılımı.....	47
Şekil 5.2 : İlk hareketi sağlayıcı sistem palaları arasındaki akış.....	48
Şekil 5.3 : Göbek türbin Cad Modeli.....	49
Şekil 6.1 : Hesaplamalarda kullanılan eksen takımı.....	52
Şekil 7.1 : Palanın kesit görünüşü.....	59
Şekil 7.2 : Alt kalıp.....	60
Şekil 7.3 : Üst kalıp.....	60
Şekil 7.4 : Galvanizli boru.....	63
Şekil 7.5 : Yumuşak zeminler için kazık tipi temeller.....	64
Şekil 7.6 : Sert zeminler için kuyu ve keson tipi temeller.....	64
Şekil 7.7 : Kulenin çelik kablo ile bağlantı şematiği	66
Şekil 7.8 : Kuleye gelen yükler	67
Şekil 7.9 : Kule serbest çizim diyagramı.....	68

Şekil A.1	: YERT'in CAD modeli.....	72
Şekil A.2	: YERT CAD modelinin önden görünüşü.....	73
Şekil A.3	: YERT CAD modelinin üst yandan görünüşü	72
Şekil A.4	: Kule Ayağı	73

SEMBOL LİSTESİ

A	: Rotor Süpürme Alanı
a	: Eksenel İndükleme Faktörü
a'	: Eksenel İndükleme Faktörü
A_{MK}	: Rüzgar Yönüne Dik Düzlem Üzerindeki İz düşüm Alanı
A_p	: Pala Kök Kesit Alanı
B	: Pala Sayısı
C	: Veter Uzunluğu
c	: En Uç Noktanın Tarafsız Eksene Olan Uzaklığı
C_B	: Türbin Maliyeti
C_D	: Sürüklenme Katsayısı
C_L	: Taşıma Katsayısı
C_P	: Güç Katsayısı
C_{PMaks}	: Maksimum Güç Katsayısı
C_{Pr}	: Rotor Güç Katsayısı
C_Q	: Tork Katsayısı
C_T	: İtke Katsayısı
C_{Tr}	: Yerel İtke Katsayısı
C(x)	: Enerji Maliyeti
D	: Sürüklenme Kuvveti
E	: Elastisite Modülü
e	: Kule ile Rotor Arasındaki Mesafe
F	: Uç Kayıp Faktörü
F_p	: Merkezkaç Kuvvet Aralığı
F_T	: Teğetsel Kuvvet
G	: Kayma Modülü
I_b	: Kesitin Eksenel Eylemsizlik Momenti
I_{ep}	: Veter Burulama İntegrali
I	: Kule yüksekliği

L	: Taşıma Kuvveti
M	: Eğme Momentleri Aralığı
m_B	: Değişken Boyutları
m_p	: Pala Ağırlığı
P	: Güç
P	: Basınç
P_A	: Anma Gücü
Q	: Tork
Q_A	: Anma Rüzgar Hızındaki Rotor Momenti
R	: Rotor Yarıçapı
r	: Rotor Merkezinden Palaya Olan Uzaklık
s	: Emniyet Katsayısı
T	: İtke
t	: Pala Cidar Kalınlığı
U	: Rüzgar Hızı
V_A	: Anma Rüzgar Hızı
V_{fırtına}	: Fırtına Rüzgar Hızı
W_b	: Kesme Direnci Modülü
η	: Mekanik Verim
θ_P	: Eleman Yunuslama Açısı
θ_{P,O}	: Pala Ucundaki Hatve Açısı
θ_T	: Eleman Burulma Açısı
λ	: Uç Hız Oranı
λ_A	: Anma Uç Hız Oranı
N	: Poisson Oranı
P	: Hava Yoğunluğu
σ	: Rotor Doluluk Oranı
σ'	: Yerel Pala Doluluk Oranı
σ_F	: Eksenel Gerilme
Φ	: Bağlı Rüzgar Açısı
Ω	: Açısal Hız
α	: Hücum Açısı

DÜŞÜK MALİYETLİ, KÜÇÜK GÜÇLÜ YATAY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİN TASARIMI

ÖZET

Bu yüksek lisans tezinde kavramsal rüzgar türbin tasarımı detaylı bir şekilde anlatılmış ve uygulanmıştır. Küçük güç üreten rüzgar türbini için yapı boyutları en ekonomik şekilde belirlenip yapının mukavemeti incelenmiştir. Bu inceleme için ilk olarak bir bilgisayar programı yazılmış ve başlangıç pala boyutları elde edilmiştir. Bu veriler, iteratif yöntemde, başlangıç koşullarını oluşturacak şekilde kullanılarak, palanın nihai boyutlarına varılmıştır. Nihai boyuta ait CAD modeli maliyet hesaplarında da kullanılmak üzere elde edilmiştir. TS EN 61400-2'ye uygun bir şekilde hesap yapılarak palanın kök bölümünün mukavemeti incelenmiş ve neticede tasarım tamamlanmıştır. Ayrıca, ilk harekete geçirme rüzgar hızına bağlı olarak, hareketi geçirirci bir sistem tasarlanmıştır. Bu tasarım ile ilgili detaylar, literatürde bulunan nadir kaynaklar kullanılarak ilgili bölüm içinde verilmiştir. Pala maliyeti, kalıp, malzeme ve işçilik maliyetleri hesaba katılarak tek pala için maliyet hesabı bulunmuştur. Pala, kule, alternatör ve temel vb. maliyetler içeren toplam türbin maliyeti hesaplanmıştır. Bu hesaplar güncel birim fiyatlar yardımı ile yapılmıştır. Bu bağlamda pratiğe yönelik maliyetler elde edilmiştir. Son olarak, CATIA paket programı ile modelleme yapılmıştır.

LOW COST, LOW POWER HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE DESIGN

SUMMARY

In this study, conceptual design of a wind turbine is described and applied. Low power wind turbine dimensions are determined in detail by means of considering economical aspects. Afterwards, the strength of the structure investigated. For this investigation, firstly, the dimension of the blade is determined with the help of a computer program. The obtained data has been assumed to be the initial conditions for the iterative process and the final dimensional configuration has been determined. The CAD model of the final design has been obtained in order to be used in the cost determination. The design process is lasted by investigating the root section of the blade, competent to TS EN 61400-2. Besides, according to cut-in wind velocity, an initial motion providing system has been designed. This design has been explained in detail in the related section referring to small amount of published work on wind turbine starting. The cost of blade was obtained considering the contribution of the carving, material and labor costs. Overall cost of turbine including the blade, tower, alternator and foundation etc. costs was then calculated. These calculations were performed, employing the updated unit cost of each item. By means of these work, a practical cost of a structure has been achieved Finally CAD modeling has been performed using CATIA software.

1. GİRİŞ

1980'lerin başından itibaren petrol arzının azalması ve talebin karşılanması riski nedeniyle yeni alternatif enerji üretim sistemleri üzerinde pek çok çalışma başlatılmıştır [1, 2, 3]. Bu alternatif sistemlerinden öncelikli gelenler güneş enerjisi ve rüzgar enerjisinin kullanıldığı sistemlerdir [4]. Rüzgar türbinleri, rüzgarın içerdiği kinetik enerjiyi, mekanik enerjiye ve sonrada elektrik gücüne çevirirler. Rüzgar enerjisinin çevre dostu olması nedeniyle de, rüzgar türbinleri, konuyla ilgili alanlarda oldukça dikkat çekmiş, kullanımı yaygınlaşmaya başlamış ve üzerinde oldukça çalışılmıştır [5]. Ayrıca maliyetin, işletme koşulları dikkate alındığında oldukça uygun ve güvenilir olması da tercih edilme sebeplerinden bir tanesidir [2]. Temelde Wilson'ın geliştirdiği Glauert metodu kullanılarak rüzgar türbinlerinin performans karakteristikleri aşamalı olarak belirlenebilir. Yöntem, rüzgar türbinlerinde hareket ettiren (actuator) disk kavramının uygulanmasını içerir. Wilson'da hareketli disk kavramını Pala Eleman Şerit (Strip) teorisi ile birleştirerek geleneksel yatay ve dikey eksenli rüzgar türbinlerinin aerodinamik davranışını belirlemeye çalışmıştır. Yakın zamanlarda, iz (wake) etkisi dikkate alınarak bu teoriler geliştirilmiştir [6]. Son zamanlar da konuyla ilgili gelişmeler sistemin daha verimli çalışması adına fayda sağlamaktadır. Konuyla ilgili çok detaylı bilgi ve tarihsel gelişim Ackerman ve Söder'in (2002) yaptığı çalışmada mevcuttur. Rüzgar enerjisi önem kazandıkça, rüzgar teknolojisinde de önemli aşamalar kaydedilmiştir. Bu bağlamda, tasarım konfigürasyonları dair seçimler, geleneksel halde değil de işletme koşulları ve sektörün ihtiyaçlarına göre şekillenmiştir [7]. Wright ve Wood'a (2004) göre, mümkün olan maksimum gücün üretilmesi aşamasında başlangıç hareketinin önemi oldukça büyüktür. Enerji ihtiyacı olan ancak rüzgarın düzenli olmadığı bölgelerde küçük rüzgar türbinleri kullanılır. Bu düşük ve düzensiz rüzgar koşullarında, ilk hareketin yavaş sağlanması, üretilen toplam enerjinin azalmasına sebep olur [8]. Başlangıç hareketi ile ilgili yapılmış çalışmalar oldukça azdır. Ebert ve Wood (1997) ve Mayer ve diğ. (2001), yaptıkları deneysel çalışmalarda farklı rüzgar hızlarında ilk hareket davranışlarını incelemişlerdir [6, 12].

Bu yüksek lisans tezinde, küçük güç üreten bir rüzgar türbinin, maliyetler göz önünde bulundurularak, kavramsal tasarımı yapılmıştır. Kullanılan aerodinamik teori, Bölüm 2’de ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Kavramsal tasarım ile ilgili yaklaşımlar ve tanımlar Bölüm 3’de verilmiştir. Bu bilgi ışığında rüzgar türbin tipinin, pala sayısının, jeneratörün, rüzgar yönüne göre rotor duruşunun, güç kontrol sisteminin ve kulenin seçimi yapılmıştır. Sözü edilen bu seçimler yapıldıktan sonra, ulaşılmak istenen güç için jeneratörün ihtiyaç duyduğu dönme hızına göre, anma rüzgar hızı belirlenmiştir. Belirlenen rüzgar hızı kullanılarak, ilk rotor yarıçapı teorik olarak hesaplanmıştır. Son olarak da belirlenen bu parametreler yardımı ile rüzgar türbini ilk yaklaşım olarak şekillendirilmiştir.

Bölüm 4’de ise FORTRAN’da yazılan bir program yardımı ile ilk olarak pala geometrisi belirlenmiştir. Bu programda pala elemen momentum teorisi kullanılmıştır. Belirlenen bu pala geometrisi, Bölüm 2’de anlatılan iteratif performans tahmini yönteminde başlangıç koşulu olarak kullanılmıştır. Bulunan sonuçlar, grafikler halinde verilmiştir.

Bölüm 5’de, bu çalışmadaki rüzgar türbini için ilk hareketi sağlayıcı bir tasarım anlatılmıştır.

Bölüm 6’da TS EN 61400-2’ye uygun olarak farklı yüklemeler dikkate alınarak palanın yapısal analizi yapılmıştır. İlk olarak pala malzemesi seçilmiş ve çeşitli yüklemeler altında pala davranışı incelenmiştir.

Bölüm 7’de türbin maliyeti için her bir bileşenin maliyetleri hesaplanarak toplam türbin maliyeti hesaplanmıştır. Bunun yanında pala birim maliyeti bulunmuştur. Tasarlanan türbin CAD modeli Ek-A’da verilmiştir.

Bulunan sonuçlar ve yorumlar, Bölüm 8’de verilmiştir.

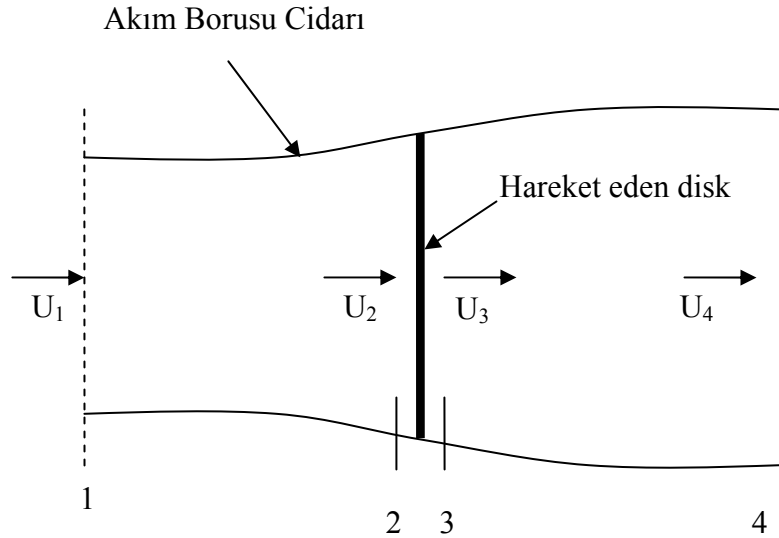
2. AERODİNAMİK KAVRAMI

2.1. Bir Boyutlu Momentum Kavramı ve Betz Limiti

İdeal türbin rotor gücünü, ideal rotora gelen rüzgar itkisini, rotor hareketinin yerel rüzgar alanına etkisini belirlemek için Betz'in önerdiği basit model kullanılır.

Bu model 100 sene önce geliştirilmiş olup basit bir lineer momentum kavramına dayanır ve hesaplamalarda akım borusu iki farklı kesitte ve yan yüzeyleri sınırları olan bir kontrol hacmi kabulü yapılır (Şekil 2.1). Akım da sadece bu iki kesit arasındadır ve türbin basınç karakteristiği yaratan hareket eden bir disk kabulü yapılır [9]. Hesaplamalarda aşağıdaki kabuller yapılır;

1. Homojen, sıkıştırılamayan akışkan akımı,
 2. Sürüklenme yok,
 3. Sonsuz sayıda pala,
- Disk alanı veya palada uniform itki.



Şekil 2.1: Rüzgar türbin hareket eden disk modeli

Kontrol hacmi bileşenlerine gelen net kuvveti elde etmek için lineer momentum korunumu uygulanır. Gelen net kuvvet, rüzgar türbine gelen yük ile aynı şiddette ancak ters yönlüdür. Türbine gelen rüzgar kuvveti aşağıdaki şekilde yazılır;

$$T = U_1 (\rho AU)_1 - U_4 (\rho AU)_4 \quad (2.1)$$

Kararlı akım için $(\rho AU)_1 - (\rho AU)_4 = \dot{m}$ olduğundan;

$$T = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (2.2)$$

şeklini alır.

İtki pozitif olduğu için rotorun arkasındaki hız, U_4 , serbest akım, U_1 , 'den küçüktür. Türbin rotorunun her iki tarafında da iş yapılmaz ve kontrol hacmi için Bernoulli denklemi yazılırsa;

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (2.3)$$

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (2.4)$$

Giriş ve çıkış basınçları birbirine eşit ve disk boyunca hız değişimini olmadığı kabulü yapılır ($p_1 = p_4$ ve $U_1 = U_4$).

İtki hareket eden diskinin her iki tarafına gelen net toplam kuvvet aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$T = A_2 (p_2 - p_3) \quad (2.5)$$

Denklem 2.3 ve 2.4 birbiri ile toplanıp, çıkan sonucun her iki tarafı hareket eden disk alanı ile çarpılırsa itki aşağıdaki gibi elde edilir;

$$T = \frac{1}{2}\rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) \quad (2.6)$$

Denklem 2.2 ve 2.6'da verilen denklemlerden itki hesaplanırsa ($\dot{m} = A_2 U_1$);

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (2.7)$$

Rüzgar alanı ve rotor düzlemi arasındaki rüzgar hızındaki kısmi azalma eksenel indüklenme faktörü, a , tanımlanırsa;

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (2.8)$$

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (2.9)$$

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (2.10)$$

Bu durum, rotordaki rüzgar hızının, serbest akım ve rüzgar hızındaki bileşenlerde kısmi azalma oluştuğunda geçerlidir. Eğer, eksenel indüklenme faktörü sıfır değerinden başlayarak değeri büyümeye başlarsa rotor arkasındaki rüzgar hızı giderek azalır ve değeri 1/2 olduğunda rotor arkasındaki rüzgar hızı sıfıra ulaşır ve bu fiziksel olarak mümkün olamayacağı için Betz limiti geçerliliğini yitirir.

Üretilen güç, P , itkinin, T , diskteki hız ile çarpımından bulunur.

$$P = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1 - U_4) V_2 = \frac{1}{2} \rho A_2 U_2 (U_1 + U_4) (U_1 - U_4) \quad (2.11)$$

Denklem 2.9 ve 2.10'daki denklemler Denklem 2.11'de yerine yazılırsa, güç, P ;

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a(1 - a)^2 \quad (2.12)$$

Burada, $U_1 = U$ (serbest akım hızı), $A_2 = A$ (kontrol hacmi kesit alanı) ile değiştirilmiştir.

Rüzgar türbin rotor performansı genellikle güç katsayısı ile karakterize edilir ve rotor gücünün rüzgar gücüne bölünmesiyle bulunur;

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A U^3} \quad (2.13)$$

Güç katsayısı boyutsuz olup rotorun rüzgara eklediği gücü ifade eder. Denklem 2.12 ve 2.13'den güç katsayısı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (2.14)$$

Bu denklemin türevi alınarak değerini sıfır yapan a değeri yerine konursa ($a=1/3$), C_p 'nin en büyük değeri bulunur ($C_p=16/27=0.593$).

Bu durum şöyle ifade edilebilir; giriş kesiti alanı, disk kesiti alanının $2/3$ 'ü olan bir akım borusu olarak düşünülürse (çıkış alanı, disk kesiti alanının 2 katı) ve aynı şekilde ideal rotordaki hız, serbest akım hızının $2/3$ olacak şekilde tasarlanırsa, fizik kurallarına göre elde edilebilecek en büyük gücün üretilmesine olanak sağlanır.

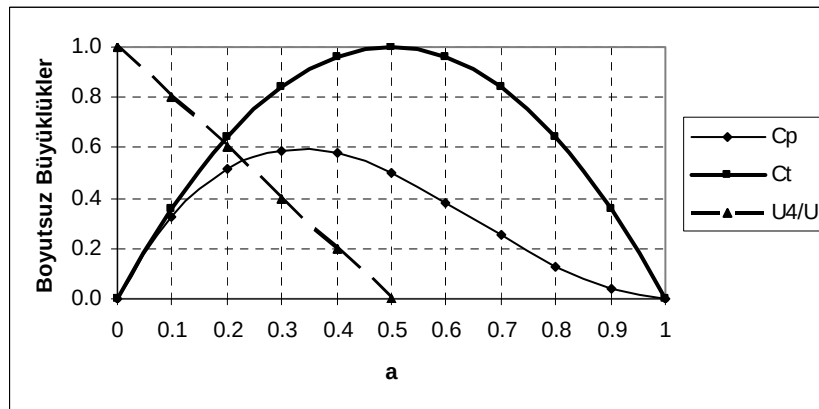
Denklem 2.6, 2.9 ve 2.10'dan rotordaki aksenal itki;

$$T = \frac{1}{2} \rho A U_1^2 [4a(1-a)] \quad (2.15)$$

İtkide güce olduğu gibi boyutsuz bir katsayı ile tanımlanır;

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (2.16)$$

$a=0.5$ iken C_T değeri 1'e eşittir. Maksimum güç üretimi olduğunda $C_T=8/9$ değerini alır.



Şekil 2.2: Betz türbini için çalışma değişkenleri

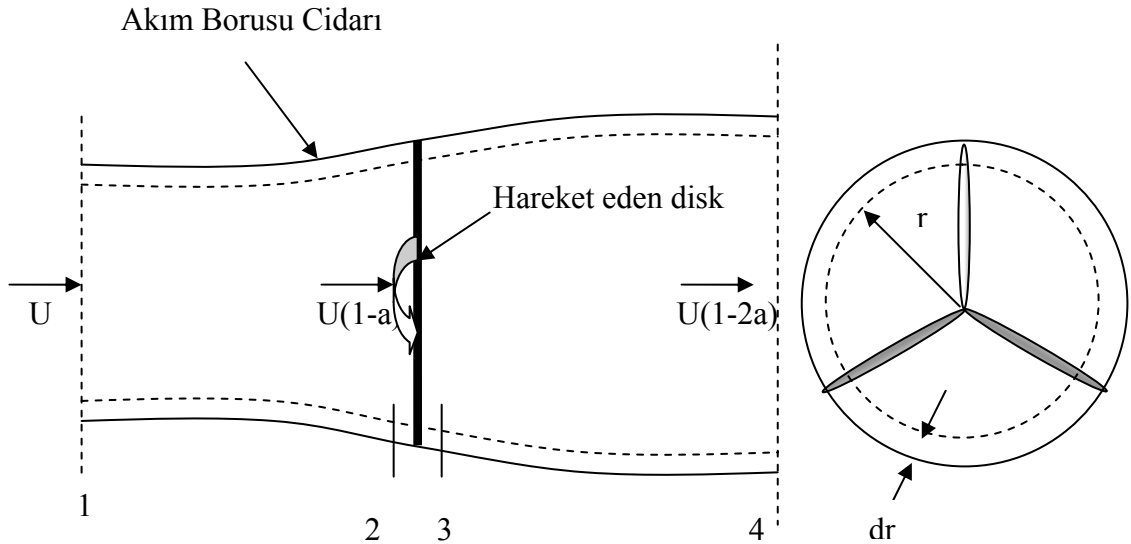
Anlaşıldığı gibi eksenel indüklemeye faktörü 0.5'den büyükse, lineer momentum kavramını kullanmak uygun değildir. Pratikte ulaşılabilecek en büyük güç katsayısını azaltan üç etken vardır ve bunlar;

1. Rotor ortasında oluşan girdaplar,
2. Sonlu sayıda pala ve buna bağlı olarak uç kayıpları,
3. Sıfırdan farklı aerodinamik sürüklenme.

2.2. İz dönmeli (Wake Rotation) İdeal Yatay Eksenli Rüzgar Türbin

Yukarıdaki hesaplamalarda lineer momentum kavramı kullanılmış ve akımda çevirinin olmadığı kabulü yapılmıştı. Bu hesaplara, rotor torku ile ilişkilendirilebilen, rotorun dönerken açısal momentum oluşturduğu durum eklenir. Rotorun arkasındaki akım, rotorun dönüş yönünün tersine doğru bir hareket yapar ve akımın rotora etkittiği torkun etkisiyle meydana gelir.

Dönme ile kinetik enerji oluşur ve rotordan daha az enerji elde edilmesine neden olur. Üretilen tork yüksek ise, türbin çevirilerinden kaynaklanarak oluşan kinetik enerjide fazladır. Bu durum şöyle açıklanabilir; yavaş dönen rüzgar türbinleri, hızlı dönen rüzgar türbinlere göre daha fazla çevrinti kayıpları oluşmasına sebebiyet verir.



Şekil 2.3: Rotor analiz geometrisi

Şekil 2.3.2’de hesaplamada kullanılacak olan parametreler gösterilmiştir. Akımda yer alan açısal hız, rüzgar türbin rotorunun açısal hızından küçük kabulü yapılırsa, çevrinti içindeki basınç değerinde serbest akımın basınç değerine eşit olduğu kabulü yapılır. Hesaplamalarda çapı, r , et kalınlığı, dr , ve kesit alanı, $2\pi r dr$, olan dairesel kesitli akım borusu kabulü yapılır. Basınç, iz dönmesi ve indüklemeye faktörü yarıçapın fonksiyonudur.

Pala açısal hızı ile hareket eden kontrol hacmi kullanılarak, enerji denklemi palaların etrafındaki basınç farkının hesaplanması için, enerji denklemi palaların önünde ve arkasında uygulanabilir.

Hızın eksenel bileşeni sabit kalarak, palayla bağlı olan akım diskinin etrafındaki açısal hız Ω ’dan $\Omega + \omega$ ’ye çıkar ve bunun sonucunda;

$$p_2 - p_3 = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (2.18)$$

sonuç olarak itki;

$$dT = (p_2 - p_3) dA = \left[\rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (2.19)$$

açısal indüklemeye faktörü, a' , aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$a' = \omega / 2\Omega \quad (2.20)$$

hesaplamalarda iz dönmesi olduğundan, rotordaki azalan hız sadece eksenel bileşenden, Ua , oluşmaz ve rotor düzlemindeki bileşende, $r\Omega a'$, vardır.

İtki için ifade aşağıdaki gibi olur;

$$dT = 4a'(1 + a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (2.21)$$

Dairesel kesitte itki, eksenel indüklemeye faktörü kullanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$dT = 4a(1 + a) \frac{1}{2} \rho U^2 2\pi r dr \quad (2.22)$$

Denklem 2.21 ve 2.22 birbirine eşitlenirse;

$$\frac{a(1+a)}{a'(1+a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{U^2} = \lambda_r^2 \quad (2.23)$$

Uç hız oranı, pala uç hızının, serbest akım rüzgar hızına oranıdır, ve aşağıdaki gibidir;

$$\lambda = \Omega r / U \quad (2.24)$$

Yerel hız oranı da ortalama yarıçaptaki rotor hızının, rüzgar hızına oranıdır ve aşağıdaki gibidir;

$$\lambda_r = \Omega r / U = \lambda r / R \quad (2.25)$$

Açısal momentum korunumu ilkesinden yararlanılarak, rotordaki tork için bir ifadeye varılabilir. Bunun için, rotora uygulanan tork, Q, iz dönmesindeki açısal momentumundaki değişime eşitlenmelidir.

Artan dairesel kesitlerden oluşan bir eleman için eşitlik;

$$dQ = d\dot{m}(\omega r)(r) = (\rho U_2 2\pi r dr)(\omega r)(r) \quad (2.26)$$

$U_2 = U(1-a)$ ve $a' = \omega/2\Omega$ olduğu için, Denklem 2.26 aşağıdaki hali alır;

$$dQ = 4a'(1-a)\frac{1}{2}\rho U \Omega r^2 2\pi r dr \quad (2.27)$$

Her bir elemanda üretilen güç, dP, aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$dP = \Omega dQ \quad (2.28)$$

Denklem 2.28'de dQ yerine Denklem 2.27'nin sağ tarafı konulup ve yerel uç hız oranının tanımı kullanılarak her bir elemanda üretilen güç denklemi aşağıdaki gibi olur;

$$dP = \frac{1}{2}\rho A U^3 \left[\frac{8}{\lambda^2} a'(1-a) \lambda_r^3 d\lambda_r \right] \quad (2.29)$$

Anlaşılabileceği gibi her bir halkadaki güç, açısal ve eksenel indüklenme faktörünün ve uç hız oranının bir fonksiyonudur. Rotor düzlemindeki hava akımının şiddetini ve yönünü açısal ve eksenel indüklenme faktörleri belirler. Yerel uç hız oranı, uç hız oranı ve yarıçapın bir fonksiyonudur.

Her bir halkanın, güç katsayısına, dC_p , artarak katkıda bulunan etkisi;

$$dC_p = \frac{dP}{\frac{1}{2}\rho AU^3} \quad (2.30)$$

Sonuç olarak;

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^{\lambda} a'(1-a) \lambda_r^3 d\lambda_r \quad (2.31)$$

Bu denklemin ifade edilebilmesi için, a , a' , ve λ_r 'nin ilişkilendirilmesi gerekir.

Denklem 2.23 çözülerek a ve a' değeri cinsinden ifade edilirse;

$$a' = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + \frac{4}{\lambda_r^2} a(1-a)} \quad (2.32)$$

Mümkün olabilecek en fazla gücün üretilmesi için gerekli aerodinamik koşullar, Denklem 2.31'deki $a'(1-a)$ 'nın en büyük değerine ulaşmasıyla mümkündür. Denklem 2.32'deki a' değerini, $a'(1-a)$ 'de yerine konulup, Denklem 2.31'in türevi alınarak sıfıra eşitlenirse;

$$\lambda_r^2 = \frac{(1-a)(4a-1)^2}{1-3a} \quad (2.33)$$

elde edilir. Elde edilen denklem maksimum güç için eksenel indüklenme faktörünü, her bir halkadaki yerel uç hız oranı cinsinden tanımlamaktadır. Denklem 2.23'de yerine koyularak her bir halkada maksimum güç için;

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (2.34)$$

Olmalıdır.

Denklem 2.33'ün a 'ya göre türevi alınır, maksimum güç için, $d\lambda_r$ ve da arasında, aşağıdaki gibi ilişkiye varılır;

$$2\lambda_r d\lambda_r = \left[\frac{6(4a-1)(1-2a)^2}{(1-3a)^2} \right] da \quad (2.35)$$

Denklem 2.33 ve 2.35, Denklem 2.31'de yerine konularak güç katsayısı aşağıdaki gibi bulunur;

$$C_{p,max} = \frac{24}{\lambda^2} \int_{a_1}^{a_2} \left[\frac{(1-a)(1-2a)(1-4a)}{(1-3a)} \right]^2 da \quad (2.36)$$

Denklem 2.36'daki integralin alt sınır koşulu, a_1 , eksenel indüklem katsayısı $\lambda_r = 0$ 'a karşılık gelir. Üst sınır koşulu, a_2 , ise $\lambda_r = \lambda$ 'a karşılık gelir ve denklem (2.33)'den;

$$\lambda^2 = (1-a_2)(1-4a_2)^2 / (1-3a_2) \quad (2.37)$$

Denklem 2.33'de $a_1=0.25$ değeri için $\lambda_r = 0$ bulunur.

Denklem 2.37 istenilen uç hız oranları için çözülebilir ' a ' değerleri için çözülebilir.

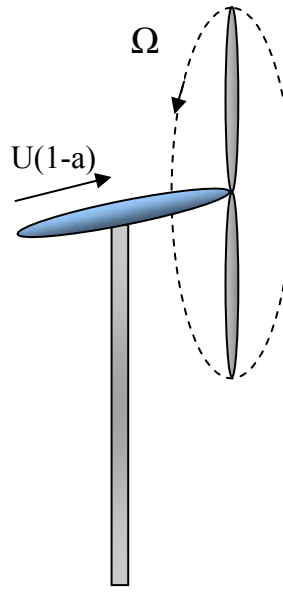
2.3. Genel Rotor Palası Şekli Performansının Tahmini

Genelde, imalat zorlukları nedeniyle rotor optimum şeklini alamaz. Ayrıca, optimum şekli verilmiş bir pala, optimum tasarım değerlerinden farklı uç hız oranlarında çalıştırılırsa, artık optimum durumda olmayacaktır. Yani pala biçimi, kolay imalata ve karşılaşılabileceği rüzgar ve rotor hız aralıklarına göre tasarlanmalıdır. Optimum olmayan bir pala göz önüne alındığında, yineleme (iteratif) bir yaklaşım kullanılır. Yani bir pala biçimi kabulü yapılır ve bu palanın performansı tahmin edilir, sonra bir başka pala kabulü ve onun performansı denenir. En uygun pala biçimi bulunana kadar iterasyon işlemine devam edilir.

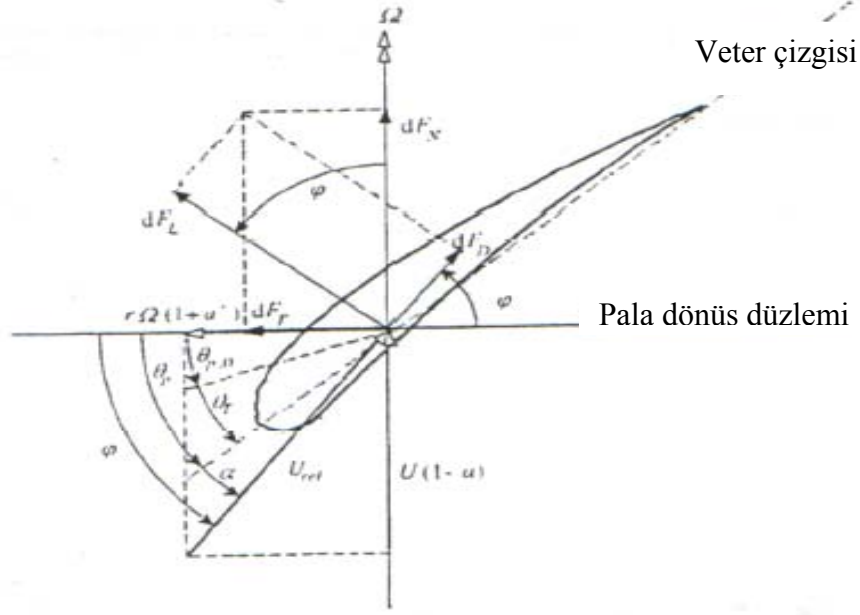
Burada seçilen pala biçimlerinden bahsedilecektir. Analizler iz dönmesi, sürüklenme, sonlu sayıda pala kayıplar ve optimum tasarım performansını da içerecektir. Daha sonra bu yöntemler, en uygun pala biçiminin belirlenmesinde kullanılacaktır. Buna, tam rotor tasarım sürecinin bir parçası olan iz dönmesi dahildir.

2.3.1. Genelleştirilmiş Rotor İçin, İz Döngüsü İçeren Şerit Kuramı

Burada, taşıma katsayısını lineer olmayan aralığı, eğrisi hücum açısı ile kıyaslanarak dikkate alınacaktır. Hesaplamalar, momentum ve pala elemanı, çıkartılan dört denklemle başlayacaktır. Bu analizlerde palanın veter ve burulma dağılımının bilindiği kabulü yapılacaktır. Hücum açısı aslında bilinmemekle birlikte, ilave ilişkilendirmeler ile palanın performansına bağlı olarak çözülebilir. Momentum ve pala elemanı kuramlarından türetilen kuvvet ve momentlerin eşit olması gerekir. Bunların eşitliğinden türbin tasarımını için akım şartları türetilir.



Şekil 2.4: Arkadan rüzgar alan yatay eksenli rüzgar türbin geometrisi



Şekil 2.5: Yatay eksenli türbin analizi için pala geometrisi

$$\theta_T = \theta_p - \theta_{p,0} \quad (2.38)$$

$$\varphi = \theta_p - \alpha \quad (2.39)$$

$$\tan \varphi = \frac{U(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{1-a}{(1+a')\lambda_r} \quad (2.40)$$

$$U_{rel} = U(1-a)/\sin \varphi \quad (2.41)$$

$$dF_L = C_l \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c dr \quad (2.42)$$

$$dF_N = C_d \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c dr \quad (2.43)$$

$$dF_N = dF_L \cos \varphi + dF_D \sin \varphi \quad (2.44)$$

$$dF_T = dF_L \sin \varphi - dF_D \cos \varphi \quad (2.45)$$

$$dF_N = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) c dr \quad (2.46)$$

$$dQ = BrdF_T \quad (2.47)$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) crdr \quad (2.48)$$

2.3.1.1. Momentum Kuramı

Eksenel momentumdan;

$$dT = \rho U^2 4a(1-a) \pi r dr \quad (2.49)$$

şeklindedir. Açısal momentumdan;

$$dQ = 4a'(1-a) r U \pi r^3 \Omega dr \quad (2.50)$$

şeklinde ifade edilir.

2.3.1.2. Pala Eleman Kuramı

Pala eleman kuramından;

$$dF_N = B \frac{1}{2} r U_{rel}^2 (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) cdr \quad (2.51)$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) crdr \quad (2.52)$$

Burada itki, dT, normal kuvvetle dF_N aynıdır. Bağlı hız, serbest akım rüzgarının fonksiyonu olarak ifade edilir (2.41). Yani Denklem 2.51 ve 2.52'de şu şekilde yazılabilir;

$$dF_N = \sigma' \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) r dr \quad (2.53)$$

$$dQ = \sigma' \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) r^2 dr \quad (2.54)$$

burada σ' , yerel katılık oranı;

$$\sigma' = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (2.55)$$

2.3.1.3. Pala Eleman Momentum Kuramı

İndükleme faktörlerinin, a ve a' 'nın hesaplanmasında kabul edilen uygulamada C_d sıfır seçilmesidir. Düşük sürüklenme katsayısına sahip profiller için bu yöntem, ihmal edilebilir seviyede küçük hatalar üretir. Bu yüzden, momentum ve pala eleman teorilerinden gelen tork denklemlerinin eşitlenmesinde, $C_d = 0$ kabulü yapılarak;

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma' C_l}{4\lambda_r \sin \varphi} \quad (2.56)$$

eşitliğine varılır.

Normal kuvvetlerin denklemlerinin eşitlenmesinden ise;

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma' C_l \cos \varphi}{4 \sin^2 \varphi} \quad (2.57)$$

elde edilir. Denklem 2.40, 2.56 ve 2.55'de bazı sayısal değişiklikler yapılarak, aşağıda oldukça kullanışlı denklemler elde edilir.

$$C_l = 4 \sin \varphi \frac{(\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi)}{\sigma' (\sin \varphi + \cos \varphi)} \quad (2.58)$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma' C_l}{4 \cos \varphi} \quad (2.59)$$

Çıkartılan diğer denklemler ise şunlardır;

$$\frac{a}{a'} = \lambda_r \tan \varphi \quad (2.60)$$

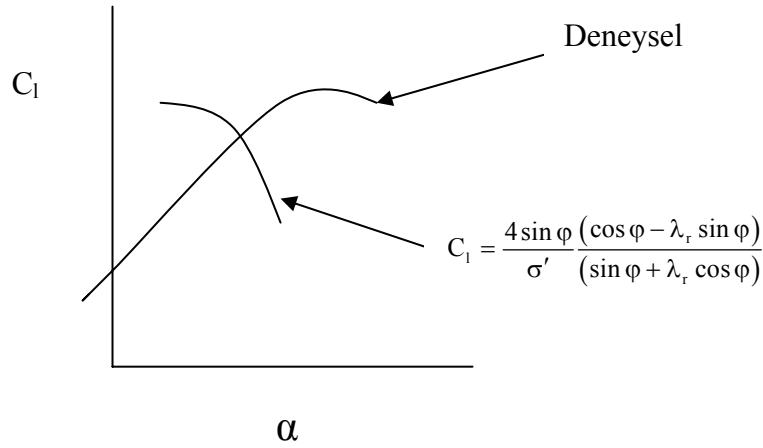
$$a = \frac{1}{\left[1 + 4 \sin^2 \varphi (\sigma' C_l \cos \varphi) \right]} \quad (2.61)$$

$$a' = \frac{1}{\left[(4 \cos \varphi / (\sigma' C_l)) - 1 \right]} \quad (2.62)$$

2.3.1.4 Çözüm Yöntemleri:

Her bir pala kesitinde akım koşullarını ve kuvvetleri belirlemek için, yukarıda sözü edilen denklemler kullanılarak, iki çözüm yöntemi önerilebilir. İlk yöntemde ölçülmüş profil karakteristiklerini ve PEK denklemlerini, C_1 ve a 'nın direk çözümü için kullanılır. Bu yöntemle nümerik çözüm yapılabilir, ancak grafik çözüm yöntemi ile de akım koşulları belirlenebilir. İkinci çözüm yöntemi ise, büyük eksenel indüklemeye faktörleri gözlenen durumlar için, iteratif bir nümerik yaklaşım yöntemidir. Her iki yöntem aşağıda anlatılacaktır.

1.Yöntem: C_1 ve α için çözüm: $\theta=\alpha+\theta_p$ olduğu için, verilen bir pala geometrisi ve belirli işletme koşullarında, Denklem 2.58'de her bir kesitte iki bilinmeyen parametre (C_1 ve α) vardır. Bu bilinmeyenleri bulabilmek için, seçilen bir profile göre C_1 ve α ampirik eğrilerinden faydalanılır. Daha sonra Denklem 2.58'de eşitliği sağlayan ampirik C_1 ve α değerleri bulunur. Bu yöntem grafik yada nümerik çözüm yollarının her ikisi ile yapılabilir. C_1 ve α bulunduktan sonra, a ve a' , Denklem 2.59 ve 2.62 arasındaki herhangi iki denklem kullanılarak hesaplanabilir. Ancak, sonuçların geçerliliği için, eksenel indüklemeye faktörünün, eğrilerin kesişme noktasındaki değerinin 0.5'den küçük olması şartı kontrol edilmelidir.



Şekil 2.6: Grafik çözüm metodu - hücum açısı

2.Yöntem a ve a' için iteratif çözüm: Başka eşdeğer çözüm yöntemi de, yani akım koşulları ve indüklemeye faktörleri türetmek üzere, a ve a' 'ün değerlerinin iterasyonudur. Şöyle ki;

1. a ve a' için değerler seçilir,

2. Denklem (2.40) dan bağıl rüzgar açısı hesaplanır,
3. $\theta = \alpha + \theta_p$ den hücum açısı hesaplanır ve C_l ve C_d bulunur,
4. a ve a' değerleri Denklem 2.56, 2.57, 2.61, ve 2.62 ile güncellenir.

Bu süreç, yani hesaplanan değerlerin bir önceki sonuçlara göre daha kabul edilebilir toleransta olduğu gözlenene kadar devam eder. Bu, yöntem özellikle çok ağır yüklenmiş rotor koşulları için kullanışlıdır.

2.4. Güç Katsayısının Hesaplanması

Her bir kesit için a değeri elde edildikten sonra, tüm rotorun güç katsayısı, aşağıdaki Denklem 2.63 kullanılarak hesaplanır.

$$C_p = \left(8/\lambda^2\right) \int_{\lambda_h}^{\lambda} \lambda_r^3 a'(1-a) [1 - (C_d/C_l) \cot \varphi] d\lambda_r \quad (2.63)$$

burada λ_r , merkezdeki yerel hız oranıdır. Ayrıca;

$$C_p = \left(8/\lambda^2\right) \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sin^2 \varphi (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi) (\sin \varphi - \lambda_r \cos \varphi) [1 - (C_d/C_l) \cot \varphi] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (2.64)$$

Bu denklemler nümerik olarak çözülür. Burada, eksenel indüklemeye faktörünün hesabında yapılan sürüklemeye etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Denklem 2.63'ün türetilişi aşağıdaki gibidir.

Her bir halkanın güce katkısı;

$$dP = \Omega dQ \quad (2.65)$$

olarak verilir. Burada Ω , rotorun dönme hızıdır. Rotordan gelen toplam güç;

$$P = \int_{r_h}^R dP = \int_{r_h}^R W dQ \quad (2.66)$$

Güç katsayısı;

$$C_p = \frac{P}{P_{wind}} = \frac{\int_{r_h}^R W dQ}{\frac{1}{2} \rho R^2 U^3} \quad (2.67)$$

Denklem 2.54'deki diferansiyel tork ifadesi ve yerel uç hızı tanımı kullanılarak;

$$C_p = \frac{2}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sigma' C_l (1-a)^2 (1/\sin \varphi) [1 - (C_d/C_l) \cot \varphi] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (2.68)$$

elde edilir.

$$\sigma' C_l (1-a) = 4a \sin^2 / \cos \varphi \quad (2.69)$$

$$a \cdot \tan \theta = a' \lambda_r \quad (2.70)$$

bulunur. Bu Denklemler 2.68'de yerine koyulduğunda istenen sonuç elde edilir.

$$C_p = \left(8/\lambda^2\right) \int_{\lambda_h}^{\lambda} \lambda_r^3 a' (1-a) [1 - (C_d/C_l) \cot \varphi] d\lambda_r \quad (2.71)$$

$C_d=0$ iken, C_p için türetilen bu denklem Çeviri rotasyonu içeren momentum teorisi ile türetilen denklemin aynısıdır.

2.5. Uç Kayıp Faktörü

Palanın ekşi basınç tarafındaki basınç değerleri, artı basınç tarafındakilere oranla daha küçük oluğu için, hava akımı, taşımayı ve uçtaki güç üretimini azaltacak, alçak yüzeyden, yüksek yüzeye doğru hareket eder. Bu etki genelde daha geniş palalarda görülür.

Uç kayıpların hesaplara katılması için birkaç yöntem öne sürülmüştür. Bunlarda en yaygın olanı Prandtl'ın geliştirdiği yaklaşımdır (Vies 1979). Bu yönteme göre, yukarıda anlatılan denklemlere bir düzeltme faktörü, F konulmuştur. Bu düzeltme faktörü, pala sayısının, bağıl rüzgar açısının ve pala konumunun bir fonksiyonudur. Prandtl'ın yöntemine göre;

$$F=(2/\pi)\cos^{-1}\left[\exp\left(-\left\{\frac{(B/2)[1-(r/R)]}{(r/R)\sin\varphi}\right\}\right)\right] \quad (2.72)$$

$$X=\cos^{-1}\left[\exp\left(-\left\{\frac{(B/2)[1-(r/R)]}{(r/R)\sin\varphi}\right\}\right)\right] \quad (a)$$

Burada Denklem (a)'dan çıkan açı, radyan cinsindendir. Ayrıca F, her zaman 0 ile 1 arasında bir değer alır. Bu uç kaybı düzeltme faktörü, pala boyunca pala ucundaki kayıplardan kaynaklanan r yarıçapındaki kuvvetlerin azalmasını karakterize eder ve momentum teorisinden türetilen kuvvetlere etki eder. Yani 2.49 ve 2.50 denklemleri aşağıdaki hali alır;

$$dT=F\rho U^2 4a(1-a)\pi r dr \quad (2.73)$$

$$dQ=4a'(1-a)\rho U\pi r^3\Omega dr \quad (2.74)$$

momentum teorisi ve pala elemanından elde edilen kuvvetler eşitlenirse (şerit kuramı), akım koşullarının türetilmesi işlemi değişir. Uç kaybı düzeltme katsayısı, bu işlemler içinde yer alınca bu değişiklikler aşağıdaki gibi olur.

$$a'/(1-a)=\sigma'C_1/(4F\lambda_r\sin\varphi) \quad (2.75)$$

$$a/(1-a)=\sigma'C_1\cos\varphi/(4F\sin^2\varphi) \quad (2.76)$$

$$C_1=4F\sin\varphi\frac{(\cos\varphi-\lambda_r\sin\varphi)}{\sigma'(\sin\varphi+\lambda_r\cos\varphi)} \quad (2.77)$$

$$a'/(1-a')=\sigma'C_1/(4F\cos\varphi) \quad (2.78)$$

$$a=1/\left[1+4F\sin^2\varphi/(\sigma'C_1\cos\varphi)\right] \quad (2.79)$$

$$a'=1/\left[4F\cos\varphi/(\sigma'C_1)-1\right] \quad (2.80)$$

$$U_{rel}=\frac{U(1-a)}{\sin\varphi}=\frac{U}{(\sigma'C_1/(4F))\cot\varphi+\sin\varphi} \quad (2.81)$$

Denklem 2.67 değişmeden kalır. Güç katsayısı da aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$C_p = \frac{8}{\lambda^3} [1 - (C_d/C_l) \cot \theta] d\lambda_r \quad (2.82)$$

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} F \sin^2 \varphi (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi) (\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi) [1 - (C_d/C_l) \cot \theta] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (2.83)$$

2.6. Türbülans Çeviri İçin Rotor Modellemeleri

Sözü edilen rotor analizleri, Momentum ve PEK'den türetilen itki kuvvetlerinin eşitlenmesi ile, paladaki hücum açısının hesaplanması şeklinde yapılmaktadır. Ancak türbülans çevirileri söz konusu olunca, momentum teorisi ile hesaplanan itki geçerliliğini yitirir.

Bu durumda, daha önceki analiz yöntemlerinin sonuca varması mümkün olmaz.

Türbülans çevirilerinin dikkate alındığı durumlarda, pala eleman teorisiyle bağlantılı olarak, eksenel indükleme faktörü ve itki katsayısı arasında ampirik bir ilişki kurularak çözüm sağlanabilir. Glaurt'ın geliştirdiği uç kayıplarını dikkate alan ampirik ilişki aşağıdaki gibidir;

$$a = (1/F) \left[0.143 + \sqrt{0.0203 - 0.6427(0.889 - C_T)} \right] \quad (2.84)$$

bu eşitlik $a > 0.4$ değerleri için geçerlidir veya $C_T > 0.96$ için eşitlik sağlanır. Glaurt'ın ampirik ilişkilendirmesi, rotorun tamamı ait itki katsayısı için tanımlanmıştır. Genelde bu ilişki, her bir pala kesitine ait, eşdeğer yerel itki katsayısı için aynı şekilde uygulanır.

Her bir dairesel rotor kesiti için, lokal itki katsayısı (Wilson 1976) aşağıdaki gibidir;

$$C_{T_r} = \frac{dF_N}{\frac{1}{2} \rho U^2 2\pi r dr} \quad (2.85)$$

Pala eleman teorisinden türetilen normal kuvvet denkleminde, Denklem 2.53, lokal itki katsayısı aşağıdaki halde türetilir;

$$C_{T_r} = \sigma'(1-a)^2 (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) / \sin^2 \varphi \quad (2.86)$$

artık, aşırı yüklenmiş türbin için çözüm işlemleri düzenleme yapılabilir. En kolay yöntem, a ve a' değerlerinin deneme yapılma yöntemi ile yapılan seçildiği iteratif süreçti r(ikinci yöntem). Hücüm açısı, C_l ve C_d değerleri tespit edildikten sonra, Denklem 2.86 kullanılarak lokal itki katsayısı hesaplanabilir. Eğer, C_{T_r} değeri 0.96'dan küçükse daha önce türetilen denklemler kullanılabilir. Ancak, C_{T_r} 0.96'dan büyük ise, eksenel indüklemeye faktörü, mevcut local itki katsayısı ve Denklem 2.84 kullanılarak bir kez daha tahmin edilir. Açısal indüklemeye faktörü, a' , Denklem 2.78 kullanılarak belirlenir.

2.7. İz Dönmeli Rotor İçin En Uygun Pala Şekli

Çeviri rotasyon etkisini de içeren, ideal bir rotor için pala şekli, genel rotor analizleri kullanılarak belirlenebilir. Bu optimizasyon yöntemi, çeviri rotasyonu içerir ancak, sürüklemeye ve uç kayıpları ihmal edilir ($C_d=0$, $F=1$).

Bağıl rüzgar açısının fonksiyonu olan, C_p denkleminin bir bölümünün kısmi türevi alınarak bu optimizasyon işlemi yapılır. Daha sonra bu türev '0' a eşitlenerek ;

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} = \left[\sin^2 (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi) (\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi) \right] = 0 \quad (2.87)$$

elde edilir, ve buradan da;

$$\lambda_r = \sin \varphi (2 \cos \varphi - 1) / \left[(1 - \cos \varphi) (2 \cos \varphi + 1) \right] \quad (2.88)$$

ulaşılır. İlave sayısal işlemler sonucunda;

$$\varphi = (2/3) \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_r} \right) \quad (2.89)$$

$$c = \frac{8\pi r}{BC_l} (1 - \cos \varphi) \quad (2.90)$$

elde edilir. İndüklemeye faktörü aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (2.91)$$

$$a=1/\left[1+4\sin^2\varphi/(\sigma'C_1\cos\varphi)\right] \quad (2.92)$$

Optimum doluluk, daha önce anlatılan yöntemlerle hesaplanır.

Doluluk, pala kalınlığının, süpürme alanına oranıdır, yani;

$$\sigma=\frac{1}{\pi R^2}\int_{r_h}^R c dr \quad (2.93)$$

Eşit aralıklarla verilen N adet kesitlerden oluşan pala modelinde, doluluk, aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır;

$$\sigma \cong \frac{B}{N\pi} \left(\sum_{i=1}^N c_i / R \right) \quad (2.94)$$

3. KAVRAMSAL TASARIM

3.1. Konunun Tanımı

Kavramsal tasarım sırasında etkin birçok parametre vardır. Ancak, bunlardan bazılarının tasarım öncesinde belirlenmesi gerekmektedir. Bu tasarım kriterleri, aşağıdaki gibi sıralanarak ve bu bölüme ait kısımlarda anlatılacaktır.

1. Amacımıza göre rüzgar türbin tipinin belirlenmesi,
2. Pala sayısının belirlenmesi,
3. Jeneratörün belirlenmesi,
4. Rotorun rüzgar yönüne göre duruşu,
5. Kulenin belirlenmesi.

Betz'e göre ideal bir rüzgar türbini teorik olarak gücün 16/27'ni üretir. Eğer rüzgar gücünün maksimum olduğu durum göz önüne alınırsa, rotor ile rüzgar düzleminde rüzgar hızı sıfıra ulaşacaktır. Aynı şekilde rüzgar hızının maksimum olduğu düşünülürse, bu defa kuvvet sıfır olacaktır. Eğer rüzgar hızı 2/3 oranında azaltılırsa yukarıdaki Betz'in güç üretim teorisi gerçekleşir [10]. Bu teoriye göre, ideal rotordaki hız, serbest akım hızının 2/3 olacak şekilde tasarlanırsa elde edilebilecek maksimum gücün üretilmesine olanak sağlar.

Sonuç olarak, elde edilebilecek maksimum güç, rüzgar gücünün %59,3'dür ve aşağıdaki hesaplanır:

$$P_{\text{maks}} = C_{p,\text{maks}} \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V^3 \quad (3.1)$$

Burada, $C_{p,\text{maks}}$ elde edilebilecek maksimum güç katsayısı (16/27), ρ havanın yoğunluğu (kg/m^3), R rotor yarıçapı (m), V rüzgar hızı (m/s). Bu çalışmada deniz seviyesindeki hava yoğunluğu alınmıştır ($\rho = 1.225 \text{ kg}/\text{m}^3$) [11].

3.2. Amacımıza Göre Rüzgar Türbin Tipinin Seçilmesi

En yaygın kullanılan iki rüzgar türbini, yatay eksenli ve düşey eksenli rüzgar türbini şeklindedir.

Yatay eksenli rüzgar türbininin (YERT) dönme eksenini, rüzgar yönüyle paraleldir ve bir çok tasarım şekli vardır. Pala sayısına göre tek palalı, iki palalı, üç palalı ve çok palalı tasarımları vardır. Palanın yönlendirilmesine göre de rotorun rüzgar yönüne duruşu açısından, rüzgarı önden alan ve rüzgarı arkadan alan tasarım şekilleri mevcuttur.

Düşey eksenli rüzgar türbin (DERT)'in dönme eksenini, rüzgar yönüne diktir. DERT'lerin YERT'lere göre üstünlüğü, rüzgarı her yönden alabilmesidir. Genellikle deniz aşırı (offshore) yerlerde kullanılır ve yüksek güç gereksinimi olduğu durumlarda kullanılırlar.

Elektrik gücü çıkışına göre, rüzgar türbini aşağıdaki gibi sınıflandırılır:

1. Küçük güç üreten(2 kW'e kadar),
2. Orta güç üreten(2-100 kW arasında),
3. Büyük güç üreten(100kW ve üstü).

Bu çalışmada, küçük güç üreten rüzgar türbini tasarımı göz önüne alınacaktır. Maliyet açısından ilk yatırımın az olması ve üretim metotlarının geniş olması tercih nedenidir. Tasarım kriterleri de buna göre seçilecektir. Küçük güç üreten rüzgar türbinleri büyük yerleşim bölgelerinden uzak bölgelerde kullanılır [12] ve kurulumunun basit olması istenir. Bu tezde, 1.5 kW (1500 W) güç üreten, yatay eksenli rüzgar türbini tasarımı yapılmasına karar verildi.

3.3. Pala Sayısının Belirlenmesi

Kavramsal tasarımın kısımlarından biri, rüzgar türbininde kullanılacak olan pala sayısının belirlenmesidir. Pala sayısının fazla olması, tasarımını yapılacak olan rüzgar türbini için yeterli torkun oluşmasını sağlar. Ancak, rotordaki pala sayısının artmasıyla beraber, maliyette de bir artış meydana gelmektedir ve bunu önlemek için optimum gereksinimi sağlayacak pala sayısı tayin edilmelidir. Ayrıca pala sayısının, performansa, ses ve görünümüne, işletme maliyetine ve yük dağılımına etkisi, göz önünde bulundurulmalıdır.

Son yıllarda tek pala kullanılmaya başlanmış ve tek palalı rotor kullanımının, maliyet açısından yararlı olacağı gibi görülmüş ise de bir çok problemlerle karşılaşılması olasıdır. Şöyle ki; çalışma esnasında yüksek eksenel hız ve buna bağlı olarak da ses kirliliği meydana getirir. Ayrıca, dengesiz çalışma durumu mevcut olup, ilk harekete geçiş, iki ve daha fazla palalı rotorlardan daha zordur.

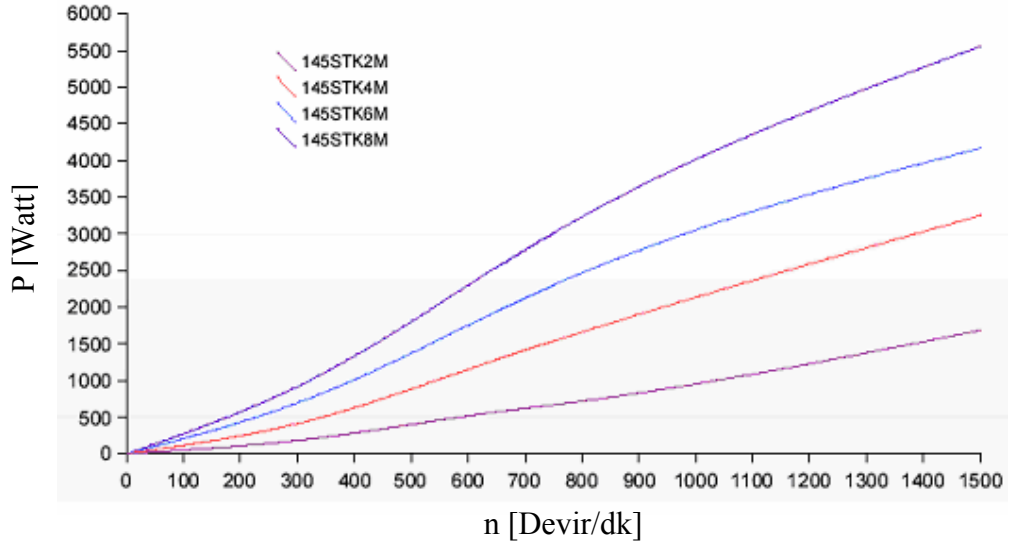
Yukarıdaki nedenlerden dolayı iki ve üç palalı rotor arasında seçim yapılması daha uygundur. İki ve üç palaya sahip rotorların atalet momentleri farklıdır. Üç palalı rotorun kütsel hareketi, açısal simetriye haiz olup, aynı durum iki palalı rotor hareketi için geçerli değildir. Bu açıdan, iki pala hareketine ait dinamik yapısal denklemler çok daha karmaşık bir hal alır [12]. Ayrıca ilk hareket için başlangıç torku üç palaya sahip rotordan daha azdır. Üç palalı sistemler ile ilgili denklemler ise, sabit katsayılarla sahip olduklarından, kolay çözüm imkanı ve etki-tepki ilişkilendirilmesinin daha rahat anlaşılmasını sağlamaktadırlar.

Bütün bu nedenleri göz önünde bulundurarak, bu tezde üç palalı rotor sistemi seçilmiş ve Bölüm 4’de performansı araştırılmıştır.

3.4. Jeneratör Seçimi

Rüzgar türbin jeneratörleri, mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Rüzgar türbin rotor tasarımında, en önemli bölüm ve yapılan tasarımın, çalışma sınır şartlarını belirleyen jeneratör seçimidir. Küçük güç üreten rüzgar türbinlerinde genellikle kalıcı mıknatıslı alternatörler kullanılır ve kullanılma nedeni, dişli kutusu gereksiniminin olmayışdır. Yüksek devirlerde güç üretirler [3]. Dişli kutusu kullanılan türbinlerde, dişli kutusu kayıplarının yanında, fazladan ağırlık ve ses sorunları ile karşılaşılmasına olasıdır. İstenilen güç değeri artıkça, jeneratörün boyutu büyümekte ve aynı zamanda rotor çapı da büyür. İlk harekete geçiş için gerekli tork fazla olmamaktadır.

Bu çalışmada 145STK4M, Direk-Sürücülü, Kalıcı-Mıknatıslı, Fırçasız Alternatör seçilmiştir. 736 devir/dk’da 1.5 kW güç üretmekte ve maksimum devir sayısı 1500 (devir/dk)’dır. Güç eğrisi aşağıdaki Şekil 3.1.’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1: 145STK serisinin güç eğrisi.

Tercih sebepleri ve tasarımdaki yararları aşağıdaki gibi maddeler halinde verilebilir;

1. Dişli kutusuna gereksinim olmaması,
2. Bakıma ihtiyaç duyulmaması,
3. En yüksek güç-ağırlık oranı,
4. Uyumlu mekanik ara yüz.

3.5. Rüzgar Yönüne Göre Rotorun Duruşu

Bölüm 3.2’de anlatıldığı gibi YERT’lerde rotorun rüzgar yönüne duruşu açısında rüzgarı önden ve arkadan alan tasarımları vardır.

Rüzgarı önden alan konumlandırma en yaygın olanıdır ve en önemli avantajı kule gölge etkisinin az olmasıdır. Bu özellik palaya gelen dinamik yükleri ve ritmik gürültü etkisini azaltır. Kullanılmakta olan küçük güç üreten rüzgar türbinlerinin %75’lik gibi büyük oranda, rüzgarı önden alan konumlandırma kullanılır [14].

Rüzgarı arkadan alan konumlandırma daha çok büyük güç üreten, rotor yarıçapı büyük olan rüzgar türbinlerinde kullanılır.

Bu tez de rüzgarı önden alan konumlandırma seçilmiştir.

3.6. Güç Kontrol Sistemi

Güç kontrol sistemlerinin amacı, rüzgar türbinin tasarlandıkları anma hızının üzerinde çalışması durumunda hasara uğramasını engellemektir. Anma hızından daha yüksek hızlarda palaların aerodinamik performansını düşürerek jeneratörde oluşabilecek aşırı yüklemeyi engel olurlar [12]. Bu sistemler aşağıdaki gibi sınıflandırılırlar:

1. Sabit hız ile stall kontrol,
2. Değişken hız ile stall kontrol,
3. Sabit hız ile pitch kontrol,
4. Değişken hız ile pitch kontrol.

Bu çalışmada stall kontrollü sistemi kullanılacaktır. Stall kontrollü türbinlerde palalar göbeğe sabit bir şekilde monte edilirler. Rüzgar hızının artmasıyla beraber palalara gelen hücum açısı değişir. Böylece, palalar stall etkisine girer ve güç kontrolü sağlanmış olur. Ancak, stall kontrollü türbinler anma hızının üzerindeki hızlarda güç seviyesini koruyamazlar.

3.7. Kule Seçimi

Küçük güç üreten rüzgar türbinlerinde, kule tercihleri arasında boru tipi yapılar veya konik tipi yapılar kullanılır. Kule tercihi en önemli kriter kulenin rijitliği ve doğal frekansıdır. Boru kesitli kuleler imalat açısından oldukça avantajlıdır. Küçük rüzgar türbinlerinde genellikle boru tipi kuleler kullanılır. Türbinin yerleşim yerine göre en uygun rüzgarı yakalamak için kulenin yüksekliği değişebilir. Bu çalışmada boru tipi kule seçilmiştir.

3.8. Rotor Yarıçapının Belirlenmesi

Rotor yarıçapı, Denklem 3.2'deki rotorun alanıyla belirlenebilir ve bu alan rüzgar türbininin anma gücüne, anma güç katsayısına, anma rüzgar hızına bağlıdır. Anma gücü aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$P_A = \frac{1}{2} \rho A V_B^3 C_p \eta \quad (3.2)$$

Burada, P_A anma rüzgar gücü olup, tasarımda hedeflediğimiz ve normal işletme şartında beklediğimiz güçtür, ρ deniz seviyesindeki havanın yoğunluğu (kg/m^3), A rotorun alanı, V_A anma rüzgar hızı, C_P anma güç katsayısıdır.

Bölüm 3.4’de 145SK4M Direk Sürücülü Kalıcı Mıknatıslı Fırçasız Alternör’ü seçilmiştir. 736 devir/dk’da 1.5 kW güç üretmektedir. Buradan yola çıkarak Denklem 3.2’den rotor yarıçapı ve anma rüzgar hızı bulunabilir. Anma rüzgar hızı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$V_A = \frac{\Omega R}{\lambda_A} \quad (3.3)$$

Burada, λ uç hız oranı olup, pala uç hızının anma rüzgar hızına oranıdır, Ω rotorun açısal hızı (rad/s)’dir. Açısal hız:

$$\Omega = \frac{\pi n}{30} \quad (3.4)$$

Burada, n rotorun dönüş hızıdır (devir/dk). Denklem 3.4’deki açısal hız, Denklem 3.3’de yerine yazılırsa ve daha sonra Denklem 3.3’deki anma rüzgar hızı, Denklem 3.2’de yerine yazılırsa aşağıdaki ifadeye ulaşılır;

$$P_A = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 \left(\frac{\frac{\pi n}{30} R}{\lambda_A} \right)^3 C_P \eta \quad (3.5)$$

Burada üç bilinmeyen vardır. Bunlar sırasıyla, R rotor yarıçapı, λ uç hız oranı, C_P maksimum güç katsayısı yani ulaşılmak istenen güç katsayısı ve uç hız oranı teorik olarak belirlenebilir [9]. Aşağıdaki Tablo 3.1.’da uç hız oranı için pala sayıları verilmiştir;

Tablo 3.1: Uç hız oranları için pala sayısı[9]

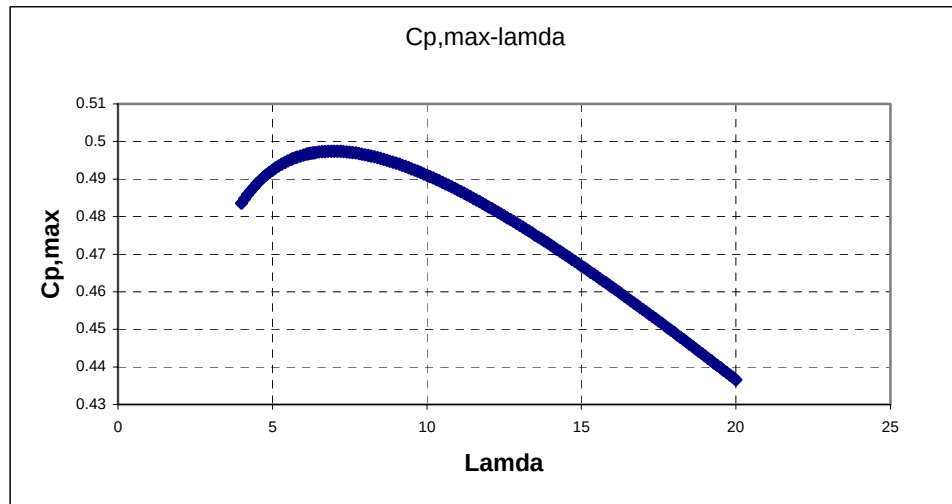
Uç Hız Oranı	Pala Sayısı
1	8-12
2	6-12
3	3-6
4	3-4
>4	1-3

Bölüm 3.3.'de pala sayısını tasarım için, üç palalı olarak belirlendi ve uç hız oranımızın 3'den büyük olması gerekmektedir. Rotorun devir sayısı anma gücünde 736 devir/dk olup uç hız oranının dörtten büyük olduğu tahmin edilebilir.

Aşağıdaki ampirik formülden uç hız oranı binde beşlik bir hatayla belirlenebilir ve bu ampirik formül, uç hız oranı 4 ve 20 arasında ve C_l/C_d 'nin 25'den büyük olması ve bir ile üç palalı olması durumunda geçerlidir [9].

$$C_{p,Maks} = \left(\frac{16}{27} \right) \lambda \left[\lambda + \frac{1.32 + \left(\frac{\lambda - 8}{20} \right)^2}{B^{\frac{2}{3}}} \right]^{-1} - \frac{(0.57)\lambda^2}{\frac{C_l}{C_d} \left(\lambda + \frac{1}{2B} \right)} \quad (3.6)$$

Pala sayısı 3 ve C_l/C_d 'de bu çalışmada 85 olarak alınmış olup, Bölüm 4.2.1'de profil seçimine bağlı olarak, Reynolds sayısına ve hücum açısına göre nasıl belirlendiği anlatılacaktır. Denklem 3.6'de yukarıdaki değerler yerine konularak teorik olarak maksimum güç katsayısına gelen uç hız oranına belirlenir. Belirlenen bu güç katsayısı teorik olup, yaptığımız tasarım için maksimum güç katsayısını vermektedir. Amacımız bu değere yakın performans veren pala şeklini tayin etmektir.



Şekil 3.2: Uç hız oranı karşılık gelen güç katsayısı değerleri.

Şekil 3.2'den maksimum güç katsayısına karşılık gelen uç hız oranı belirlenir ve yaptığımız tasarım için değeri, $\lambda=7.5$, olarak seçilmiştir. Maksimum güç katsayısının değeri ise 0.497143'dür.

Denklem 3.5’de $\eta=0.8$ verimlilik eklendikten sonra, bulunan bu değerler Denklem 3.5’de yerine konularak rotorun yarıçapı belirlenir ve daha sonra bulunan rotor çapı Denklem 3.4 yerine yazılarak anma rüzgar hızına ulaşılır. Bulunan bu değerler sırasıyla, tasarım rotor yarıçapı, $R=1.125$ m ve anma rüzgar hızı, $V_A=11.561$ m/s olarak bulunur.

Denklem 3.4 ve Denklem 3.3’ten alternatörün maksimum devir sayısı yardımıyla çalışmayı durdurma (cut-out) rüzgar hızı belirlenebilir. Bulunan, çalışmayı durdurma rüzgar hızı 24.5 m/s’dir. Ancak frenleme süresi için, bulunan rüzgar hızı biraz düşürülmelidir. Bu çalışmada, çalışmayı durdurma rüzgar hızı 22 m/s olarak seçilmiştir.

Son olarak çalışmaya başlama rüzgar hızının (cut-in) belirlenmesi Bölüm 5’te anlatılacaktır.

3.9. Pala Mukavemetinin İncelenmesi

Bu çalışmada, palanın mukavemetini incelemek için TS EN 61400-2 standardındaki yük durumları göz önünde bulundurulacak ve Bölüm 5’te incelenecektir. İncelenecek yük durumları sırasıyla;

1. Anma hızındaki yük durumu,
2. Yön kontrol durumundaki yük durumu,
3. Park edilmiş durumundaki yük durumu,
4. Arıza durumundaki yük durumu.

Burada malzeme seçimi önemlidir. Rüzgar türbin palaları değişken yüklere maruz kalmakta olup, bu yüklerle iyi mukavemet sağlayan malzeme seçilmesine özen gösterilmedir. Bu nedenle, komposit malzeme kullanılmasında yarar vardır. Hafifliğin yanında yüksek mukavemet özelliklerine sahip olması seçilme nedenidir.

3.10. Kavramsal Olarak Tasarlanan Küçük Güç Üreten YERT'in Özellikleri

Aşağıdaki Tablo 3.2'de kavramsal olarak tasarlanan, küçük güç üreten YERT'nin özellikleri verilmiştir.

Tablo. 3.2: Türbin Özellikleri

Anma Gücü	1500	Watt
Anma Rüzgar Hızı	11.561	m/s
Rüzgar Yönü	Önden	-
Anma Devir Sayısı	736	devir/dk
Rotor Çapı	1.125	m
Pala Malzemesi	E-Cam/ Epoxy	-
Airfoil	SG-6040	-
Jeneratör Tipi	Kalıcı Mıknatıslı alternatör	-
Jeneratör Devir Sayısı Aralığı	<1500	Devir/dk
Güç Kontrol Sistemi	Stall Kontrol	-
Kule	Boru	-
Çalışmaya Başlama Rüzgar Hızı (Beklenen)	-	m/s
Çalışmayı Kesme Rüzgar Hızı	22	m/s

4. PALA ŞEKLİ VE AERODİNAMİK ANALİZ

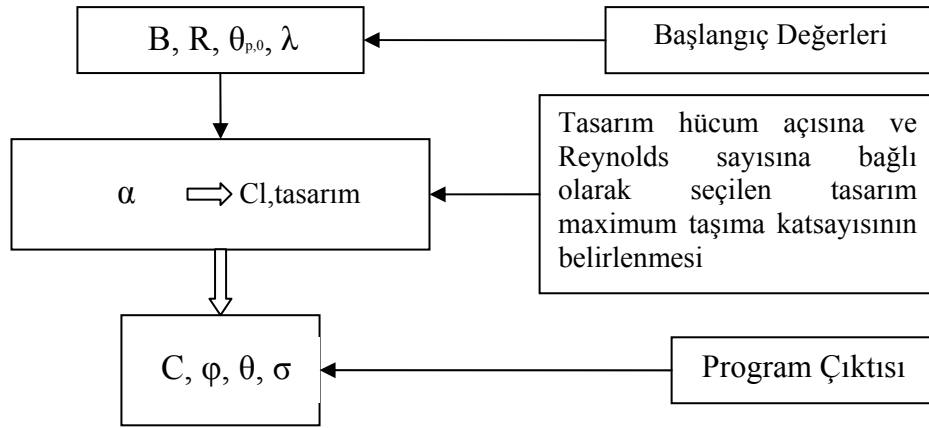
4.1. Konunun Tanımı

Bu bölümde kavramsal olarak tasarladığımız YERT'in ve Bölüm 3'de belirlediğimiz koşulları göz önünde bulundurularak, ilk olarak rotor palasının şekli bulunur ve bulunan pala şeklinin performans analizi yapılarak güç katsayısındaki azalma miktarı belirlenir. Bu azalmayı telafi edecek bir biçimde rotor şekli (geometrisi) değiştirilerek tasarımda hedeflediğimiz anma gücüne ulaşabiliriz.

Bu çalışmada, optimum rotor pala şeklinin performans analizi yapılarak güç sayısının nasıl değiştiğine bakılacaktır. Bu bağlamda optimum rotor palasının şeklinin bulunması ve performans analizi yapmak için iki farklı bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programlar FORTRAN PowerStation 4.0 paket programını kullanılarak yazılan, pala.f90 ve performans.f90 programlarıdır. Optimum pala şekli belirlendikten sonra bulduğumuz burulma açısı dağılımı, veter dağılımı ve doluluk oranı dağılımını performans.f90 programına alınarak rotor palasının performansı hesaplanır. Programlar Ek-B'de verilmiştir.

4.2. Pala Şeklinin Belirlenmesi

Optimum pala şeklini belirlemek için Bölüm 2.8'de anlatılan iz(wake) dönmeli rotor için en uygun pala şeklinin bulunması konusundaki hesaplamalar yapılmıştır. Bu yöntem iz dönmesini içerir ancak sürüklenme ve uç kayıpları ihmal edilir ($C_d=0$ ve $F=1$). FORTRAN PowerStation 4.0'da hesaplamaları yapmak için pala.f90 programı yazılmıştır. Programın algoritması aşağıdaki Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



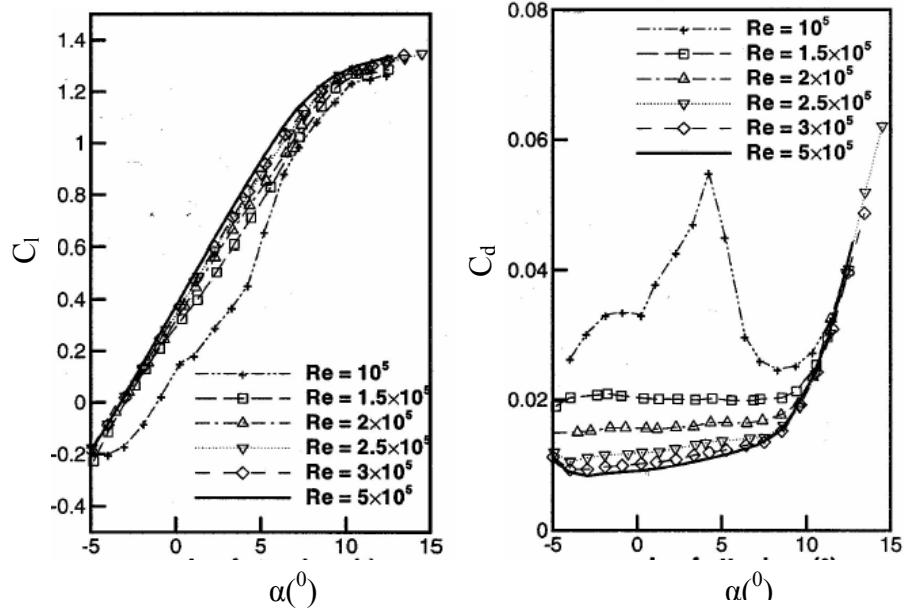
Şekil 4.1: Pala şeklinin belirlenmesinde kullanılan programın tasarım algoritması

Rotor palası genellikle 10 ile 20 eleman arasında bölünür. Bu çalışmada rotor palası 20 eleman bölünmüştür ve aerodinamik bölüm, rotor yarıçapının yüzde 20’lik bölümünden başlatılmıştır (rotor göbeği tasarımı için yeterli mesafenin olması için dikkat edilmiştir). Aerodinamik bölümden itibaren rotor palası 17 elemana ayrılmıştır. Rotor palası sayısı, rotor yarıçapı ve uç hız oranı Bölüm 3.4’te belirlenmiştir. Hatve açısı (Pitch açısı), $\theta_{p,0}, 0^\circ$ olarak alınmıştır.

4.2.1. Rotor Pala Şeklinde Kullanılacak Profilin Belirlenmesi

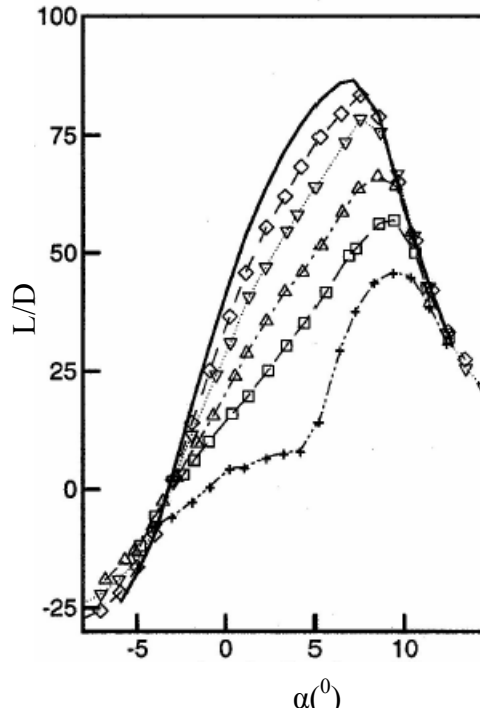
Seçilecek olan profilin rüzgar türbin performansına etkisi büyüktür. Düşük Reynolds sayılarında (100.000 – 500.000) düşük taşıma, güç üretiminde performansın düşmesine neden olur. Profil seçiminde önem verilmesi gereken durum, düşük Reynolds sayılarında yüksek taşıma, düşük sürüklenme olmasının, yani taşıma/sürüklenme (L/D)’nin yüksek olmasına dikkat edilmelidir. Ayrıca imalat açısından kolay imal edilebilirliğini de göz önünde bulundurulmalıdır. Simetriye sahip profillerin L/D oranı düşük olup, kamburluğa sahip profillerin L/D oranı yüksektir [14].

Rüzgar türbinleri için Prof. Michael Selig ve Phillipe Giguere’in tasarımı olan SG6040-41-42-43 bu çalışma için uygundur [13]. SG6043 L/D oranı SG6040’dan büyük olsa bile imalat için uygun olmayabilir. Bu tezde SG60** serilerinden SG6040 seçilmiştir. İmalat için uygun ve düşük Reynolds sayılarında L/D oranı yüksektir. SG6040’ın 100.000 ve 500.000 arasındaki Reynolds sayılarındaki ve farklı hücum açılarında taşıma ve sürüklenme değerleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2: Farklı Reynolds sayılarının hücum açısına (α) göre C_l ve C_d değerleri

Aşağıdaki Şekil 4.3’de de yine aynı Reynolds sayılarında ve farklı hücum açılarında L/D oranı verilmiştir. Techdig programından tasarım için, L/D oranı 85 olarak bulunmuş olup bu değeri 7 derecelik hücum açısında karşılık gelmektedir. Bu hücum açısında $C_l=1.06175$ olarak belirlenmiştir. Bulunan bu değerler Bölüm 3.7’de kavramsal olarak tasarladığımız rüzgar türbinin rotor yarıçapının bulunması sağlar. Bölüm 3.7’de bu değerler kullanılmıştır.



Şekil 4.3: Farklı Reynolds sayılarında hücum açısına (α) göre L/D değerleri

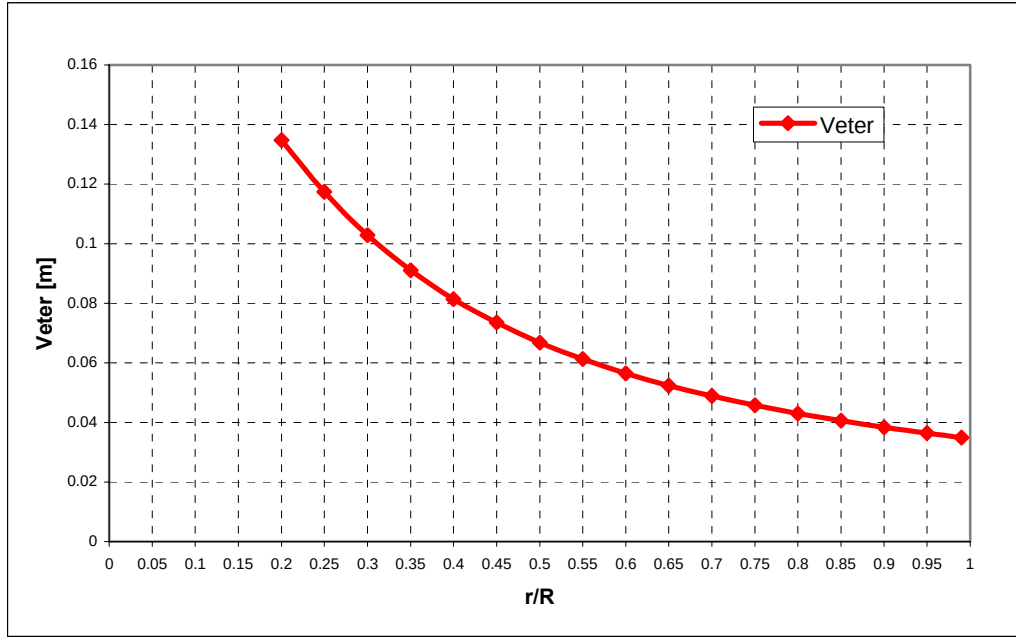
4.2.2. Pala Şekli Belirlenmesi

Veter dağılımı sürüklenme katsayısına bağlıdır. Taşıma katsayısı yüksek olan profil kullanıldığında veter uzunluğu ve aynı biçimde doluluk oranı da azalmaktadır. Burulma açısı tasarım uç hız oranına göre değişmektedir ve uç hız oranı küçük ise burulma artmaktadır. İlk program çıktıları aşağıdaki Tablo 4.1’de gösterilmiştir. Burada bulunan değerlerde, sürüklenme ve uç kayıplar dikkate alınmamıştır. Hesaplamalarda, bağıl rüzgar açısı dağılımı için Denklem 2.89, veter dağılımı için Denklem 2.90, burulma açısı dağılımı için Denklem 2.39 ve doluluk dağılımı için Denklem 2.94 kullanılmıştır.

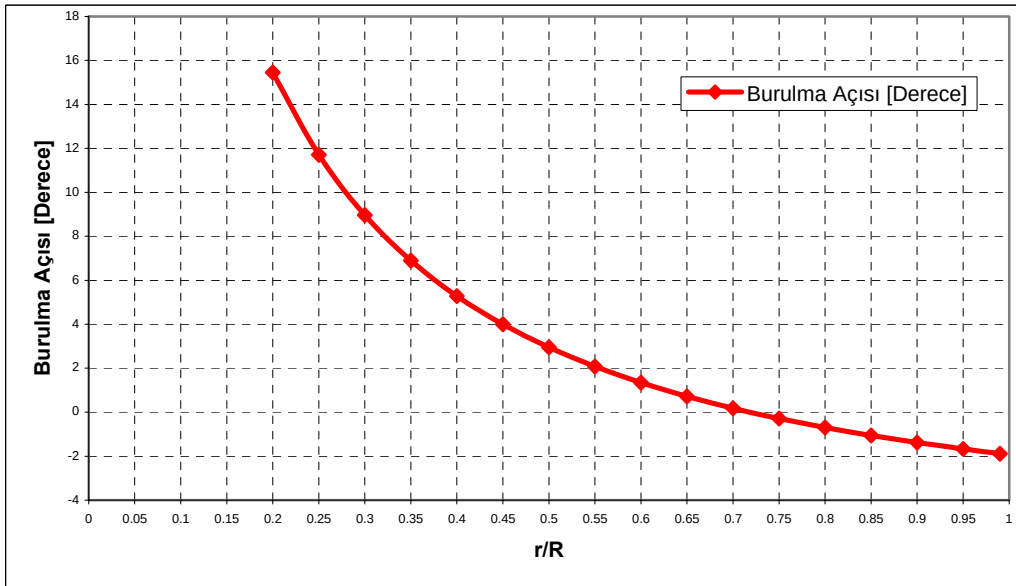
Tablo 4.1: Pala geometrisi sayısal dağılımı

r/R	r	Burulma Rüzgar Açısı [derece]	Veter [m]	Bağıl Rüzgar Açısı [derece]	Doluluk
0.2	0.225	15.451	0.1347	22.451	0.2858
0.25	0.2813	11.7075	0.1174	18.7075	0.1992
0.3	0.3375	8.9686	0.1029	15.9686	0.1455
0.35	0.3937	6.8974	0.0911	13.8974	0.1104
0.4	0.45	5.285	0.0814	12.285	0.0863
0.45	0.5062	3.9985	0.0735	10.9985	0.0693
0.5	0.5625	2.9503	0.0668	9.9503	0.0567
0.55	0.6188	2.081	0.0613	9.081	0.0473
0.6	0.675	1.3492	0.0565	8.3492	0.04
0.65	0.7312	0.725	0.0524	7.725	0.0342
0.7	0.7875	0.1866	0.0489	7.1866	0.0296
0.75	0.8438	-0.2823	0.0458	6.7177	0.0259
0.8	0.9	-0.6943	0.043	6.3057	0.0228
0.85	0.9563	-1.0591	0.0406	5.9409	0.0203
0.9	1.0125	-1.3843	0.0384	5.6157	0.0181
0.95	1.0688	-1.6759	0.0364	5.3241	0.0163
1	1.125	-1.9389	0.0346	5.0611	0.015

Doluluk oranı 0.0699 değerinde bulunmuştur. Aşağıda Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da veter ve burulma açısının her elemana karşılık değerleri verilmiştir.



Şekil 4.4: Veter dağılımı

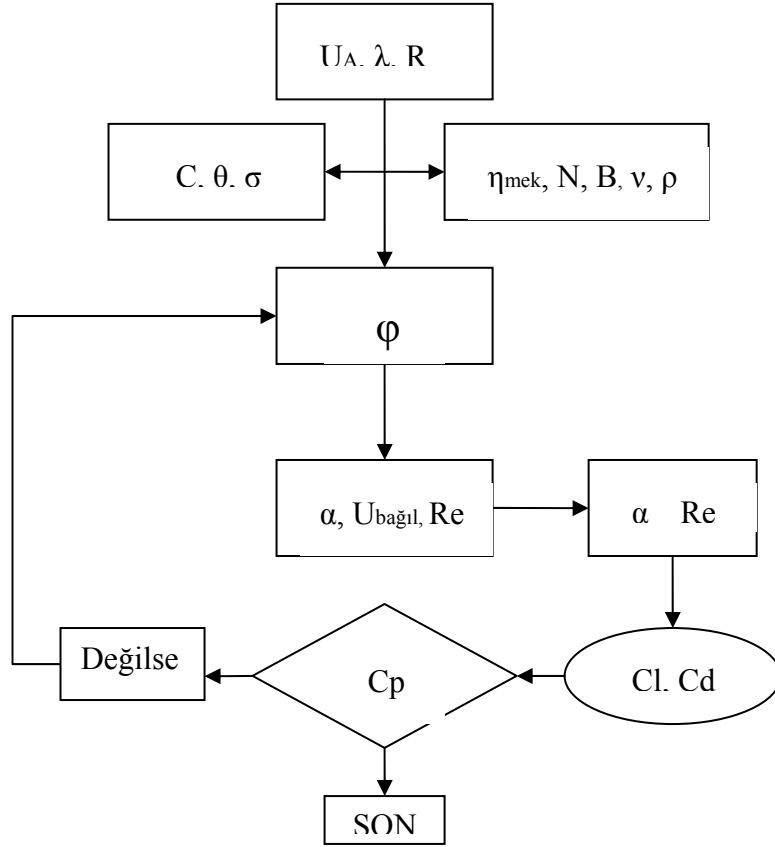


Şekil 4.5: Burulma açısı dağılımı

4.3. Performans Analizi

Bu bölümde optimum rotor palası şekline göre performans analizi yapılacaktır. Bunun için FORTRAN PowerStation 4.0 paket programında performans.f90 programı yazılmıştır. Bir önceki bölümde bulunan değerler bu programa girilir. Bulunan değerler perform.dat dosyasına yazdırılarak ve performans.f90 programının,

veri dosyasına eklenir. Diğer program çıktısından alınan değerler sırasıyla doluluk oranı dağılımı, veter dağılımı ve burulma açısı dağılımıdır. Aşağıda Şekil 4.6'da performans.f90 programının algoritması gösterilmiştir.



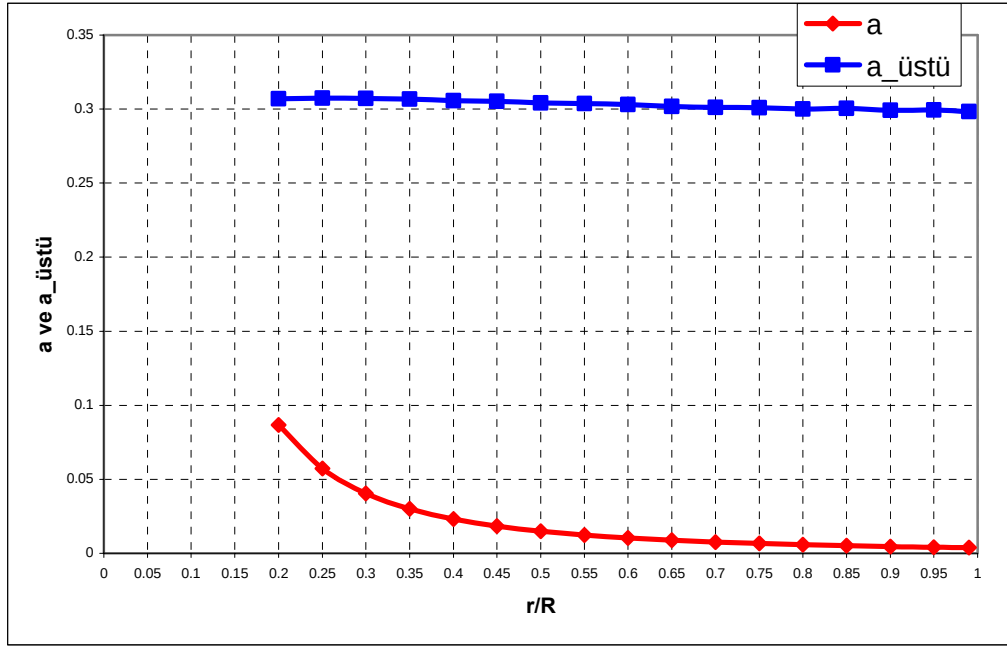
Şekil 4.6: Aerodinamik performans program algoritması

Bu programda güç katsayısı, itki katsayısı ve güç hesaplanmıştır. Bunların hesaplanabilmesi için aksenel indüklenme faktörü, teğetsel indüklenme faktörü, bağl hız açısı ve itki katsayısı da hesaplanır. Bunun yanında uç kayıp faktörü de hesaplara katılmıştır. Programa pala sayısı, mekanik verim, kinematik viskozite ve havanın yoğunluğu sabit değerler olarak girilmiştir. Reynolds sayısı pala boyunca değişeceği için Bölüm 4.2.1'deki SG6040 için verilen farklı Reynolds sayılarında (100.000 – 500.000) hücum açısına karşılık gelen C_l ve C_d değerleri Techdig programı yardımıyla bulunarak veri dosyasının içine konulmuştur. Hücum açısı ve Reynolds sayılarına karşılık gelen C_l ve C_d katsayıları bu veri dosyasından alınır. 12 dereceden büyük hücum açıları yani stall bölgesi için C_l ve C_d katsayıları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [8];

$$C_l = 2 \sin \alpha \cos \alpha \quad (4.1)$$

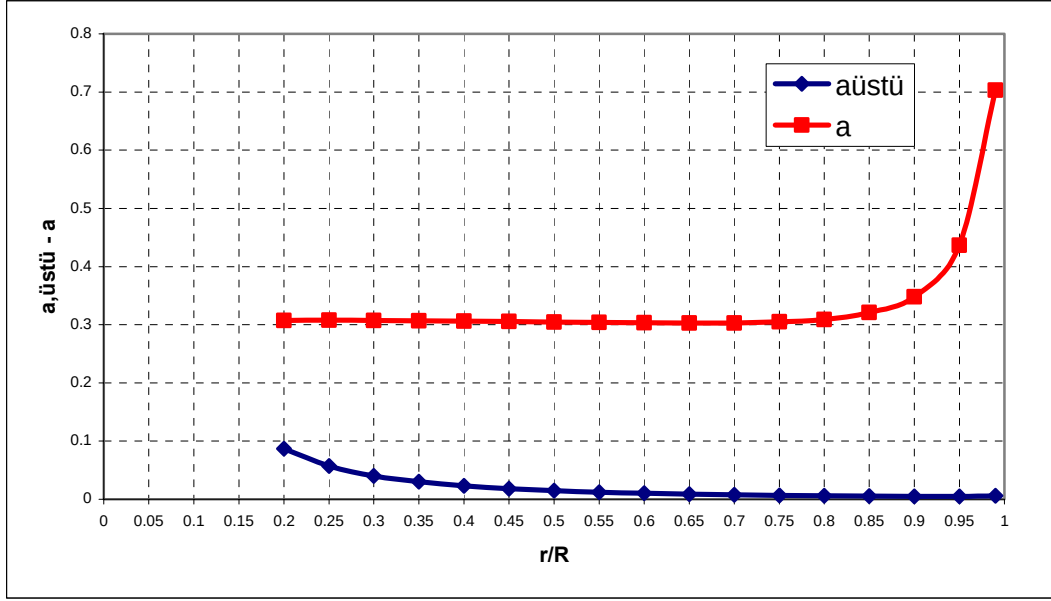
$$C_d = 2 \sin^2 \alpha \quad (4.2)$$

Hücum açısının (-5 ; -12) değerleri arasındaki tamsayılı değerler, Reynolds sayısına bağlı olarak, C_l ve C_d değerleri veri dosyasından alınır. Hücum açısına karşılık gelen değerler, lineer extrapolasyon yapılarak C_l ve C_d değerleri bulunur. Son olarak giriş değeri olan anma rüzgar hızı, uç hız oranı ve rotor palasının yarıçapı girilerek program çalıştırılır. Eksenel indüklemeye faktörüne yaklaşıldığında program sonlanır.

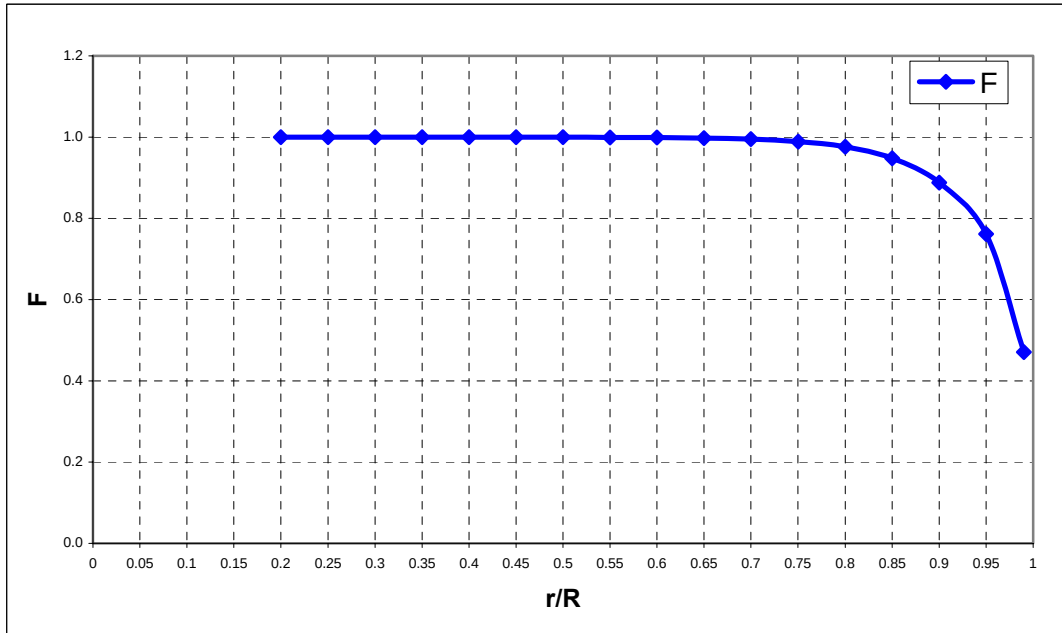


Şekil 4.7: Uç kayıp faktörü 1 iken eksenel ve teğetsel indüklemeye faktörü dağılımı

Uç kayıp faktörü ($F=1$) ihmal edildiğinde ve anma rüzgar hızında güç katsayısının değeri $C_p=0.5293691$ ve itki katsayısının değeri $C_t=0.8474914$ olarak bulunmuştur. Anma gücü 1.594 kW olarak bulunmuştur. Ancak uç kayıp faktörü hesaplara katıldığında bu değerlerde büyük bir değişiklik olmaktadır. Aşağıdaki Şekil 4.8'de her elemandaki eksenel ve teğetsel indüklemeye faktörlerinin sonuçları verilmiştir.



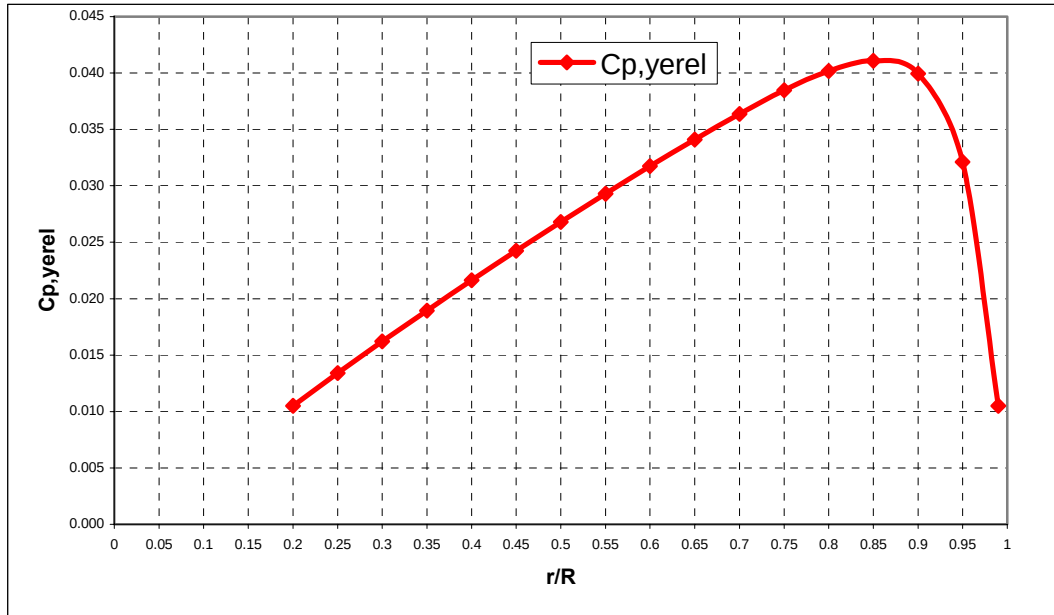
Şekil 4.8: Uç kayıp faktörünü etkisinin olduğu aksel ve teğetsel indükleme faktörü dağılımı



Şekil 4.9: Palanın aerodinamik bölümün başlangıç bölümünden uç bölümüne doğru uç kayıp faktörü dağılımı

Şekil 4.4’de uç kayıp faktörü gösterilmiş olup, rotor palasının uç bölümüne yaklaşıldıkça uç kayıp faktörü azalmaktadır. Pala ucunda uç kayıp faktörü 0 değerini aldığı için palanın uç bölümü, yani %99’dan sonraki bölüm işlemlere ilave

edilmemiştir, çünkü program çıktısında pala ucundaki hız sıfır değerini vermekte ve bunun fiziksel olarak olanaksız olduğu bilinmektedir.

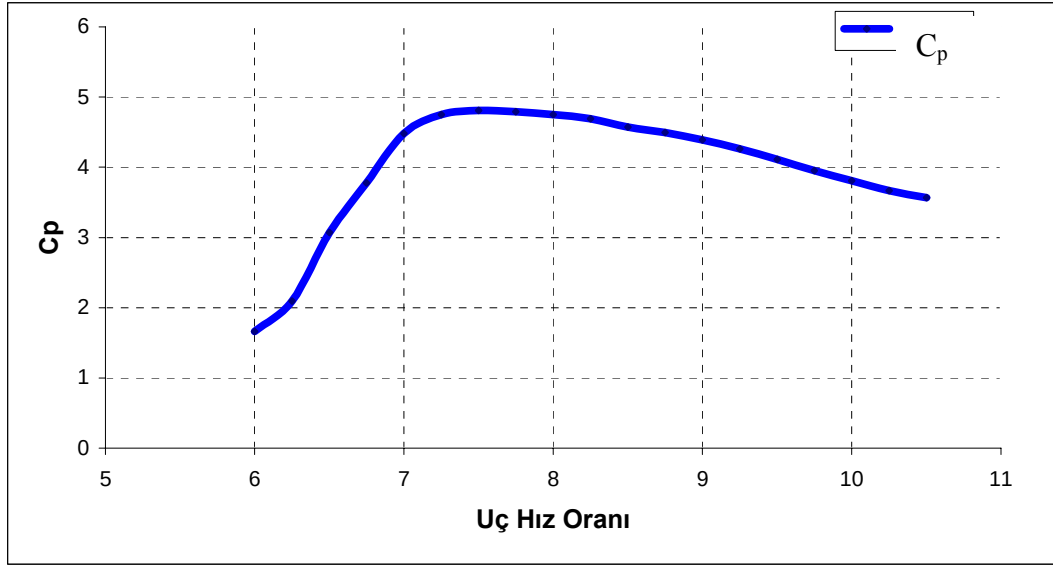


Şekil 4.10: Paladaki yerel güç katsayısı dağılımı

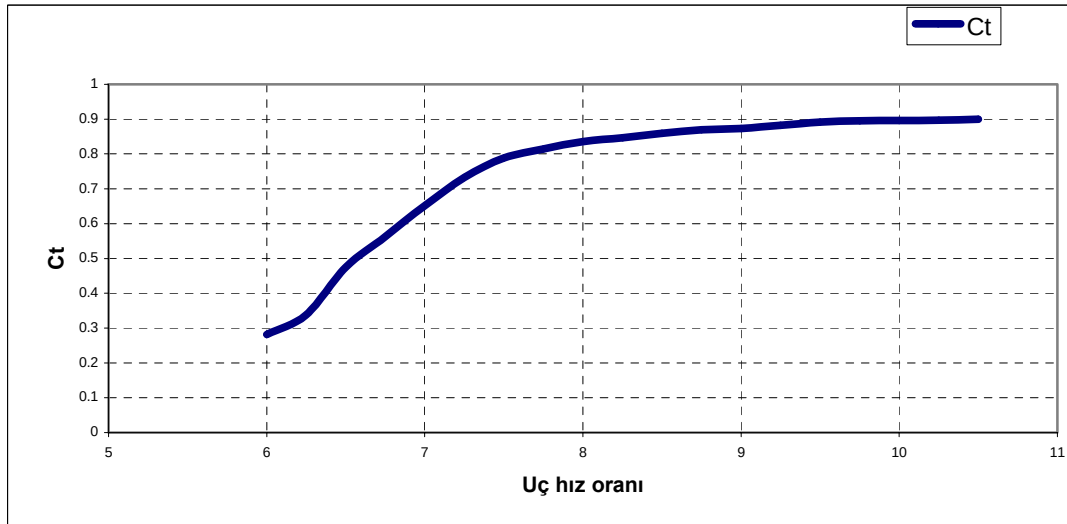
Anma rüzgar hızı 11.561 m/s, rotor yarıçapı 1.125 m olan ve aerodinamik bölüm rotor yarıçapının %20'lik bölümünden başlayan performans analizi sonuçları aşağıdaki gibi çıkmıştır:

- $P = 1.402$ (kW),
- $C_p = 0.4655175$ (Güç katsayısı),
- $C_t = 0.8123433$ (İtke katsayısı).

Palanın aerodinamik başlangıç bölümünden pala ucuna doğru Reynolds sayısı sırasıyla, 239.864 ve 263.020 değerlerinde olmaktadır.



Şekil 4.11: Türbin güç katsayısı-uç hız oranları grafiği



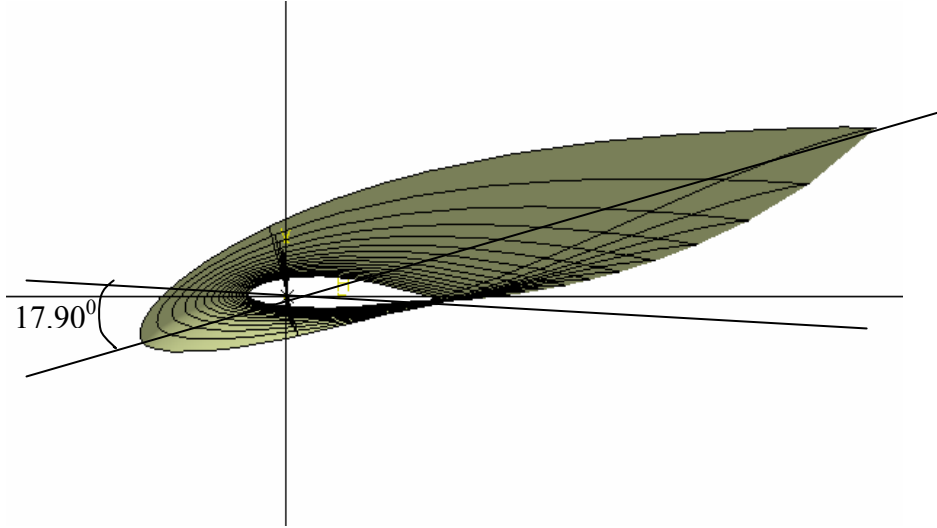
Şekil 4.12: İtki katsayısı-uç hız oranı grafiği

4.4. Rotor  apı Büyütülmüş Pala Geometrisi

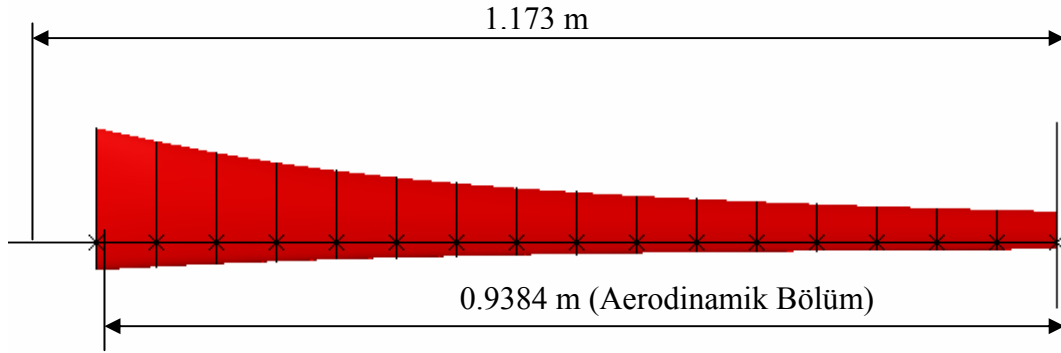
Kavramsal tasarımı istenilen g  e ulaşmak için rotor yarıçapı, diğer bir değişle bu bölümde incelediğimiz palamızın uzunluğu arttırılarak, 1501 Watt'lık g  e ulaşılır. Pala boyu 1.125 m'den 1.173 m'ye artırıldı.

Tablo 4.2: Uzatılmış pala geometrisi ölçüleri

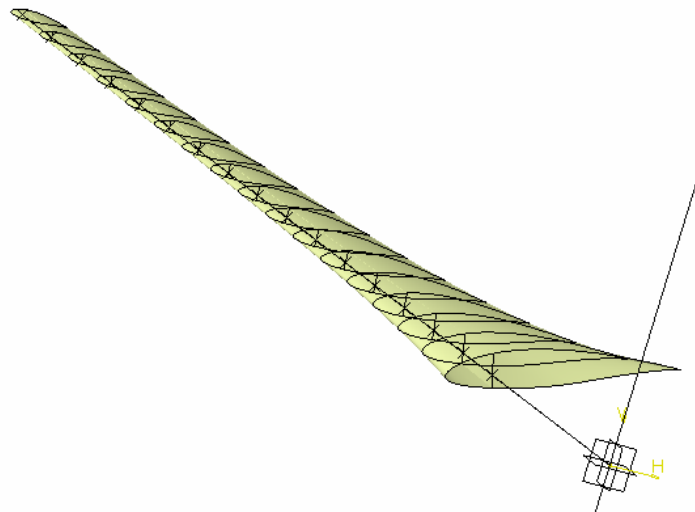
r/R	r [m]	Burulma açısı [Derece]	Veter [m]
0.2	0.2346	15.451	0.1405
0.25	0.2932	11.7075	0.1224
0.3	0.3519	8.9686	0.1073
0.35	0.4105	6.8974	0.0949
0.4	0.4692	5.285	0.0849
0.45	0.5278	3.9985	0.0766
0.5	0.5865	2.9503	0.0697
0.55	0.6452	2.081	0.0639
0.6	0.7038	1.3492	0.0589
0.65	0.7624	0.725	0.0547
0.7	0.8211	0.1866	0.051
0.75	0.8798	-0.2823	0.0477
0.8	0.9384	-0.6943	0.0448
0.85	0.997	-1.0591	0.0423
0.9	1.0557	-1.3843	0.04
0.95	1.1143	-1.6759	0.038
1	1.173	-1.9389	0.0361



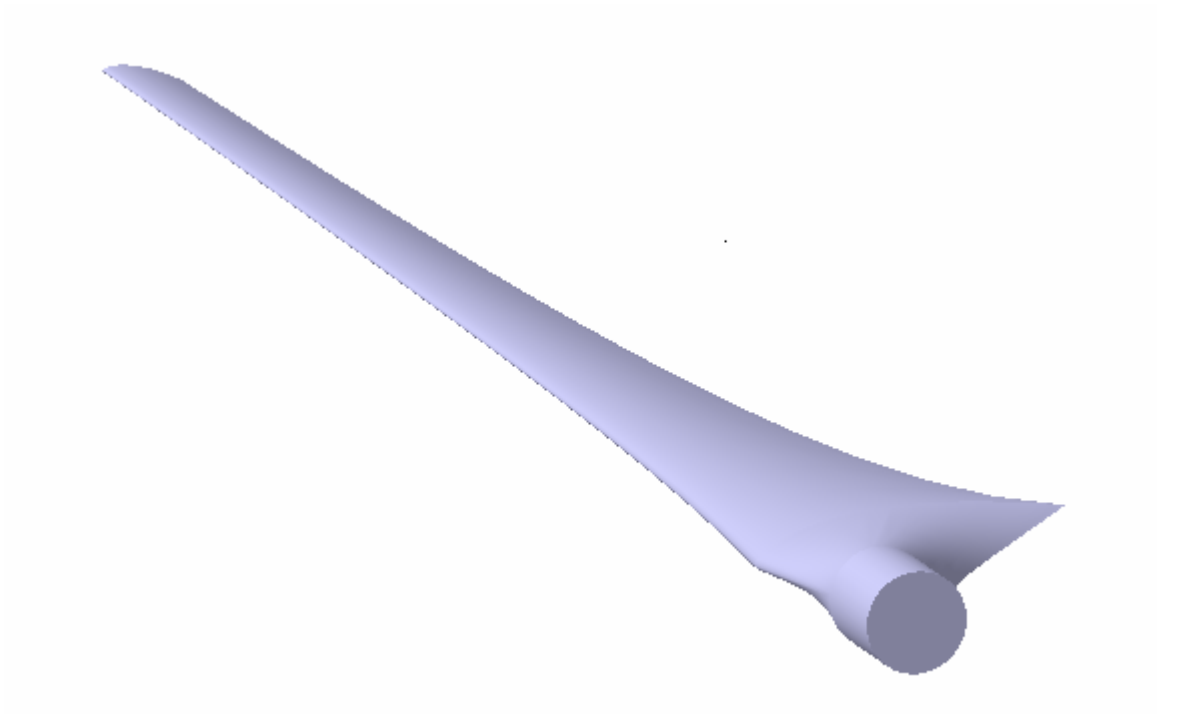
Şekil 4.13: Son pala şeklinin her eleman için burulma dağılımı



Şekil 4.14: Son pala şeklinin her eleman için veter dağılımı



Şekil 4.15: Catia ile modellenmiş, aerodinamik kısımdan uca doğru pala geometrisi



Şekil 4.16: Pala CAD modeli

5. YATAY EKSENİLİ RÜZGAR TÜRBİNİN HAREKETE GEÇİRME (CUT-IN) RÜZGAR HIZININ İNCELENMESİ:

5.1. Konunu Tanımı

Bu bölümde, Bölüm 3'te kavramsal olarak tasarladığımız ve Bölüm 4'te pala şeklini verdiğimiz, daha sonrada aerodinamik analizini yaparak son pala şekline ulaştığımız Küçük Güç Üreten YERT'in harekete geçirilmesini (Cut-in wind speed) sağlayacak rüzgar hızını belirlenmesine çalışılacaktır.

Bu çalışmada, Avustralya'daki Newcastle Üniversitesi'nin [8, 13] bu konuda yaptığı çalışmalardan bulduğu, aerodinamik formüller kullanılarak sonuç bulunmaya çalışılacaktır.

5.2. Ana Türbin

Küçük rüzgar türbinlerinde genellikle Kalıcı-Mıknatıslı Alternatörler kullanılır. Genel olarak Kalıcı-Mıknatıslı Alternatörlerin başlangıç tork mukavemeti 0.4 N.m civarındadır. Bu çalışmada da Bölüm 3.4'te Direk-Sürücülü, Kalıcı-Mıknatıslı, Fırçasız Alternatör seçilmiş ve türbin tasarımının diğer hesaplamaları buna göre yapılmıştı. Kullandığımız alternatörün başlangıç tork mukavemetini 0.4 N.m alındı ve çıkan sonuçlar bu tork değerine göre yorumlanacaktır.

Aşağıdaki Şekil 5.1'de r yarıçapındaki pala elemanı gösterilmiştir. Eksenel indüklenme faktörü $a \ll 1$ den küçük olduğu zaman iz içindeki momentum ve enerji, hesaplamalarda ihmal edilir [8]. Her eleman için genel tork ifadesi aşağıdaki gibidir;

$$dT = \frac{1}{2} B \rho V_A^2 c (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) r dr \quad (5.1)$$

12 dereceden büyük hücum açıları için C_l ve C_d katsayılarını Denklem 4.1 ve Denklem 4.2'deki hesaplanır. Şekil 5.1'de görüldüğü gibi türbin rotoru dönmeye başlamadan önceki hücum açısı büyük olduğu için hücum açısı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \theta \quad (5.2)$$

ve

$$\sin \alpha = \cos \theta \quad (5.3)$$

Buradan Denklem 5.1 aşağıdaki gibi olur;

$$dT = B\rho V_A^2 c \sin(2\theta) r dr \quad (5.4)$$

Bundan sonra birkaç işlem yapılarak bütün uzunluklar rotor yarıçapı R ile bütün hızlarda U_0 ile normalize edilerek aerodinamik tork aşağıdaki formülde verildiği gibi hesaplanır;

$$T = \frac{1}{2} B\rho V_0^2 R^3 l_{cp} \quad (5.5)$$

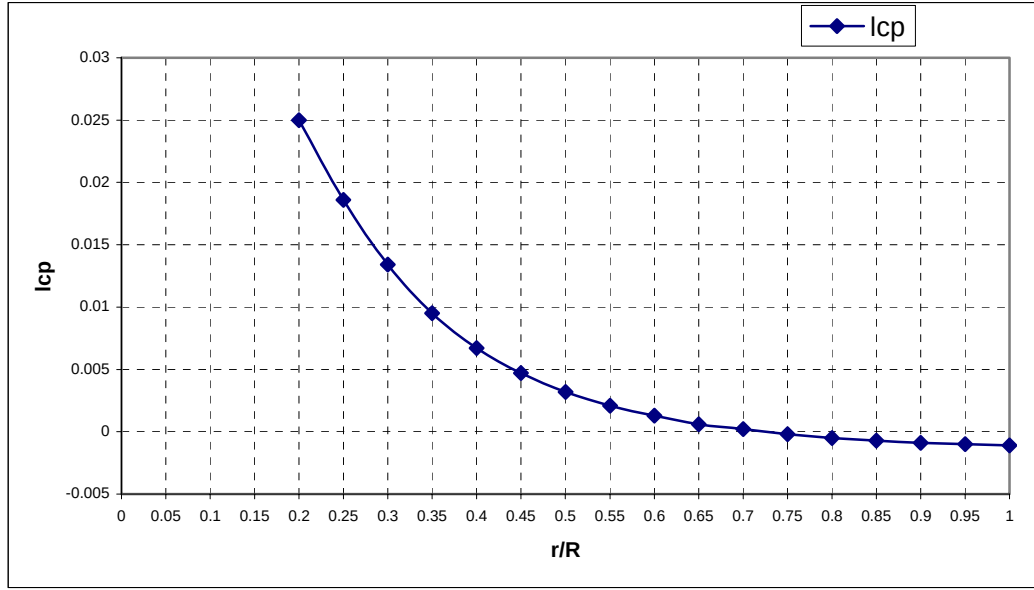
burada, V_0 rotoru harekete geçirme hızıdır, l_{cp} , veter-burulma integrali, ve aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$l_{cp} = \int_{r_s}^1 cr \sin(2\theta)(1 - \sigma \cos^2 \theta) dr \quad (5.6)$$

Buradaki integralin alt limit değeri r_s , palada aerodinamik bölümünün başladığı yarıçap değeri olarak tanımlanır ve son olarak da harekete geçirme rüzgar hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$V_0 = \left(\frac{2T_R}{B\rho R^3 l_{cp}} \right) \quad (5.7)$$

Bölüm 3'te anlatılan pala.f90 programıyla pala son geometrisi elde edildikten sonra, yukarıda anlatılan formüller programa eklenerek veter-burulma integrali elde edilebilir. Sonuç olarak her eleman için elde edilen l_{cp} değerleri aşağıda Şekil 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.1: Veter-Burulma integralinin dağılımı

Veter-Burulma integralinin toplam pala boyunca toplam değeri 0.0059 olarak hesaplanmıştır. 2.5 m/s ile 5 m/s arasında değişen hızlar için hesaplanan tork değerleri aşağıdaki Tablo 5.1'de verilmiştir.

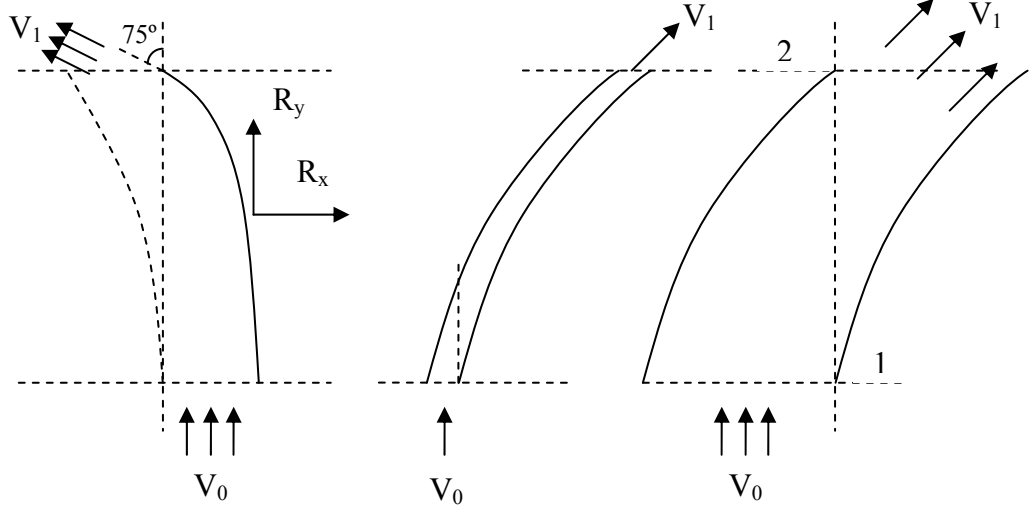
Tablo 5.1: Farklı rüzgar hızlarındaki Tork dağılımı

Rüzgar hızları(V_0) (m/s)	Tork (N.m)
2.5	0.0882
3	0.127
3.5	0.1728
4	0.2258
4.5	0.286
5	0.3528

5.3. Göbek Türbini

İlk hareketi sağlayıcı sistemin tasarım hesaplarında, ideal akışkan kabulü yapılarak impuls momentum teoremi kullanılmıştır [15]. Boru dirseğine gelen itki kuvveti kavramı ile sisteme etki eden rüzgar kuvveti belirlenmiştir. 2.5 ile 5 m/s aralığındaki rüzgar hızları için sistemin üretebileceği başlangıç torku hesaplanmıştır. Hesaplanan bu tork değerleri, Tablo 5.1'de verilen ana türbin başlangıç torku değerleri ile karşılaştırılmıştır.

5.3.1. İlk Hareket Sağlayıcı Sistemin Tork Hesabı



Şekil 5.2: İlk hareketi sağlayıcı sistem palaları arasındaki akış

Şekil 5.2’de görüldüğü gibi pala yerleşimi, maksimum tork üretecek bir şekilde yapılmıştır. Ortadaki şekilde palanın kök bölümü ve sağda palanın uç kısmı görülmektedir. Hesaplarda göz önüne alınan durum, palanın uç kısmındaki yerleşimdir. 1-2 doğrultusu, akıma direnç gösterecek pala geometrisini optimize etmektedir. Giriş ve çıkış kesitlerinde kontrol hacmine gelen kuvvetler atalet ve basınç kuvvetleridir (ağırlık kuvvetleri ihmal edilmiştir). Kontrol hacminin palaya uyguladığı etki kuvvet bileşenleri, R_x ve R_y şekilde gösterilmiştir. Kontrol hacmine giriş ve çıkış kesitlerindeki etkili kuvvetler, ρQV ’dir (Impuls-Moment Teoremi). Burada, Q debi, ve AxV ’ye eşittir. Buna göre;

$$R_y = \rho QV(1 - \cos \alpha) \quad (5.8)$$

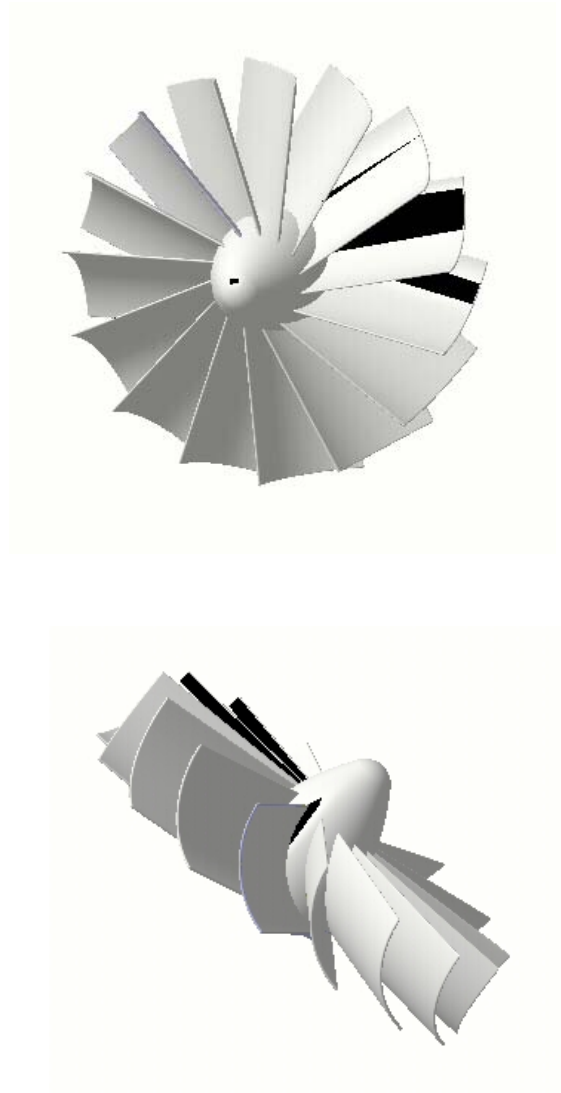
$$R_x = \rho QV \sin \alpha \quad (5.9)$$

tasarlanan sistem 15 paladan oluşup üretilen tork, farklı rüzgar hızları için aşağıda Tablo 5.2’de verilmiştir. Palalar arasındaki kesit alan, eksen boyunca eşit kabulü yapılarak, hesaplamalardaki kesit alan $911,5 \text{ mm}^2$ ’dir. Palalar birbirleriyle 24° açı yapacak şekilde tasarımı yapılmıştır.

Tablo 5.2: Farklı rüzgar hızlarındaki tasarlanan sistemin Tork dağılımı

Rüzgar hızları(V0) (m/s)	Tork (N.m)
2.5	0.2396
3	0.3154
3.5	0.4696
4	0.6134
4.5	0.7763
5	0.9585

Görüldüğü gibi göbek türbini, ana türbininin ilk hareket için tork değerlerinden fazlasını üretebilmektedir. Aşağıdaki Şekil 5.3’de göbek türbini CAD modeli gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Göbek türbini Cad Modeli.

6. TÜRBİN ROTOR PALASININ YAPISAL OLARAK İNCELENMESİ

6.1. Konunun Tanımı

Bu bölümde tasarladığımız Küçük Güç Üreten YERT'in palasının mukavemeti hesaplanacaktır. Hesaplamalarda Türk Standartlar Enstitüsü(TSE)'nin CENELEC tarafından kabul edilen EN 61400-2 (1996) standardını esas alarak, TSE Mühendislik Hizmetleri Hazırlık Grubu'nca hazırlanmış olan, TSE EN 61400-2 standardı kullanarak hesaplanacaktır. Bu standart Rüzgar Türbin Jeneratör Sistemleri'nin ikinci bölümü olan, Küçük Rüzgar Türbinlerinin Güvenliği'dir [11].

Basitleştirilmiş yük hesaplama metodu için tasarım yük durumları aşağıdaki gibi sıralanır;

1. Normal işletme esnasında çevrimli rüzgar yüklemesi (güç üretimi),
2. Yön kontrol(güç üretimi),
3. En küçük maruz kalma(park etme),
4. En büyük maruz kalma(park etme).

Analiz tipine göre, birinci durum yorgunluk, diğerleri kopma yükleridir.

6.2. Pala Malzemesi

Pala malzemesi seçerken, hafiflik ve aynı zaman da mukavemetini yüksek olması gerekir. Kolay imal edilebilirliği ve maliyetini düşük olması istenir. Bunlar göz önünde bulundurularak E-cam/epoxy komposit malzemesi [18] seçilmiştir. E-cam/epoxy komposit malzemesinin özellikleri aşağıdaki Tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1: E-Cam/epoxy Malzeme Özellikler

E-Cam/epoxy	Gerilme Değerleri	Birimler
Fiber Hacim Oranı	0.55	-
Yoğunluk	2100	kg/m ³
Uzamasına Elastisite Modülü(E11)	39	GPa
Yanal Elastisite Modülü(E22)	8.6	GPa
Kayma modülü(G12)	3.8	GPa
Poisson Oranı(v12)	0.28	-
Boyuna Kopma Mukavemeti	1080	MPa
Enine kopma Mukavemeti	39	Mpa
Boyuna Basma Mukavemeti	620	MPa
Enine Basma Mukavemeti	128	MPa
Kayma Mukavemeti	89	MPa
Kalınlık	0.5	Mm

Orthotropik bir tabakanın xy koordinatlarında, düzlem gerilme durumu için diğer sabitler aşağıdaki gibi hesaplanır;

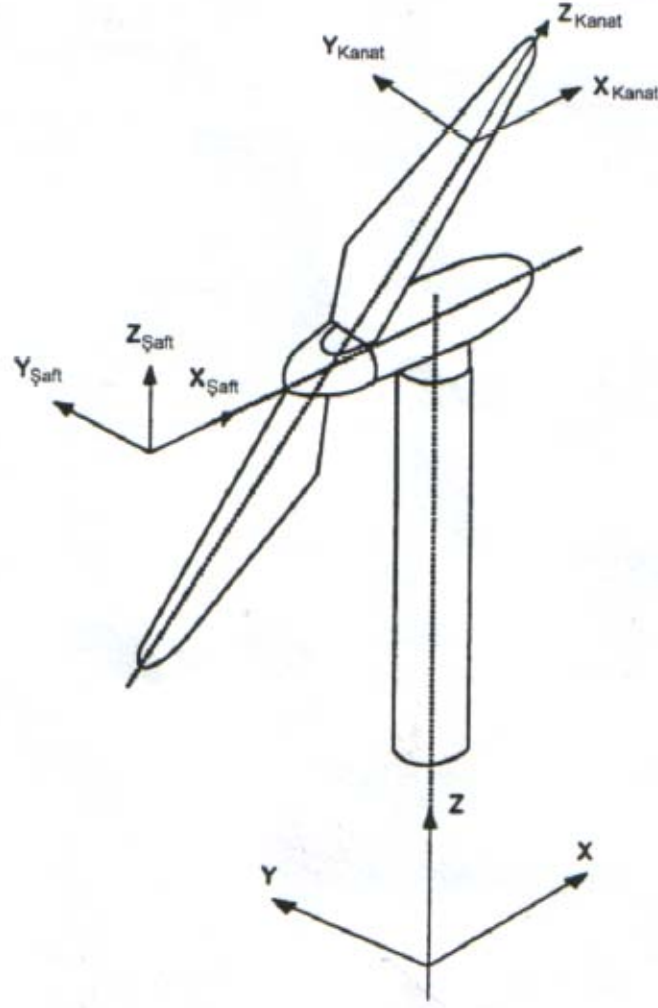
$$\frac{1}{E_{xy}} = \frac{1}{E_{11}} \cos^4 \theta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{\nu_{12}}{E_1} \right) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + \frac{1}{E_2} \sin^4 \theta \quad (6.1)$$

$$\nu_{xy} = E_x \left[\frac{\nu_{12}}{E_1} (\sin^4 \theta + \cos^4 \theta) - \left(\frac{1}{E_{11}} + \frac{1}{E_{22}} - \frac{1}{G_{12}} \right) \sin^2 \theta \cos^2 \theta \right] \quad (6.2)$$

$$\frac{1}{E_{yx}} = \frac{1}{E_{11}} \sin^4 \theta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2\nu_{12}}{E_{11}} \right) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + \frac{1}{E_{22}} \cos^4 \theta \quad (6.3)$$

$$\frac{1}{G_{xy}} = 2 \left(\frac{2}{E_{11}} + \frac{2}{E_{22}} + \frac{4\nu_{12}}{E_{11}} - \frac{1}{G_{12}} \right) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + \frac{1}{G_{12}} (\sin^4 \theta + \cos^4 \theta) \quad (6.4)$$

6.3. Normal İşletme Esnasında Çevrimli Rüzgar Yüklemesi



Şekil 6.1: Hesaplamalarda kullanılan eksen takımı

Hesaplamalarda kullanmak için, toplam pala ağırlığı yaklaşık olarak hesaplanmıştır. CATIA paket programından pala dört ayrı kısım olarak, aerodinamik kabuk bölümü ve kiriş bölümü, pala kök kabuk bölümü ve kiriş bölümüne ayrılmıştır. Buradan çıkan alanlar kalınlık ile çarpılarak hacim, daha sonrada E-cam/epoxy'nin yoğunluğu ile çarpılarak pala ağırlığı tahmin edilmiştir. Aşağıdaki Tablo 6.2'de bunlar gösterilmiştir.

Tablo 6.2: Pala bölümleri için ağırlıklar

Pala Bölümleri	Ağırlık[kg]	t (mm)
Aerodinamik Bölüm, Kabuk	2.530	2.5
Aerodinamik Bölüm, Kiriş	0.397	5
Kök Bölümü, Kabuk	1.114	4
Kök Bölümü, Kiriş	0.159	6
Toplam Pala Ağırlığı	4.2	

Pala kökündeki merkezkaç kuvvet aralığı;

$$\Delta F_p = 2m_p R_{p,a} \left(\frac{\pi n_A}{30} \right)^2 \quad (6.5)$$

ile hesaplanır. Burada, m_p pala ağırlığı, $R_{p,a}$ palanın ağırlık merkezinden pala kök-göbek bağlantısına kadar olan mesafe, n_A anma gücündeki anma devir sayısıdır.

$$\Delta F_p = 2 \cdot 4,2 \cdot 0,328 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 736}{30} \right)^2 = 4226.45 \text{ N}$$

Pala kökündeki eğme momentlerinin aralığı,

$$\Delta M_{p,x} = \frac{Q_A}{B} + 2m_p g R_{p,a} \quad (6.6)$$

$$\Delta M_{p,y} = \lambda_A \frac{Q_A}{B} \quad (6.7)$$

ile hesaplanır. Burada Q_A anma rüzgar hızındaki rotor momenti, λ_A anma gücündeki uç hız oranı, g yerçekimi ivmesidir.

$$Q_A = \frac{P_A 30}{n_A \pi \eta} \quad (6.8)$$

$$Q_A = \frac{1500 \cdot 30}{736 \cdot \pi \cdot 0.8} = 24.327 \text{ Nm}$$

buradan pala kökündeki eğme momentlerinin aralığı;

$$\Delta M_{p,x} = \frac{24.327}{3} + 2 \cdot 4,2 \cdot 9,81 \cdot 0.328 = 15.09 \text{ Nm}$$

$$\Delta M_{p,y} = 7,5 \frac{24,327}{3} = 60.82 \text{ Nm}$$

olarak bulunur.

6.4. Yön kontrol Durumu:

Pala kökündeki yükler yön değiştirme hareketinden dolayı en büyük dönme momenti;

$$M_{p,y,maks} = m_p \omega_{maks}^2 e + 2\omega_{maks}^2 l_p \frac{\pi n_A}{30} + \frac{R}{9} \Delta F_{x,saft} \quad (6.9)$$

burada ω_{maks} yön kontrolünde en büyük açısal hızı, e kule ile rotor arasındaki mesafe, l_p kanat atalet momenti (kgm^2), $\Delta F_{x,saft}$ rotor milinin itme kuvvet aralığıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\Delta F_{x,saft} = \frac{3\lambda_A Q_A}{2R} \quad (6.10)$$

$$\Delta F_{x,saft} = \frac{3 \cdot 7,5 \cdot 24,327}{2 \cdot 1,173} = 155.5 \text{ N}$$

$$l_p = 0.1013 \text{ kgm}^2$$

$$e = 0.15865 \text{ m}$$

$$M_{p,y,maks} = 4,2 \cdot 1^2 \cdot 0,15865 + 2 \cdot 1^2 \cdot 1,1013 \frac{\pi \cdot 736}{30} + \frac{1.173}{9} 155.5 = 190,5 \text{ Nm}$$

burada yön kontrolündeki en büyük açısal hız 1 rad/s olarak alınmıştır.

6.5. Park Etme Durumu

Park etmede normal park edilmiş ve arıza nedeniyle park edilmiş iki yük durumu dikkate alınmıştır.

6.5.1. Normal Park Edilme Durumu

Normal park edilmiş rüzgar türbini için fırtınadaki rüzgar durumu dikkate alınır. Kavramsal tasarımda fırtına rüzgar hızını 60 m/s olarak alınmıştı. Aşağıdaki hesaplamada fırtına rüzgar hızı 1.4 katsayısı ile artırılmıştır. Her bileşen üzerindeki yükler için;

$$F_{NP} = C_s \frac{1}{2} \rho (1.4 V_{fırtına})^2 A_{MK} \quad (6.11)$$

burada, C_s sürüklenme katsayısı olup dairesel kesitler için, pala kök çapına göre 0.7 ile 1.3 arasında değerler alır. Bu çalışmada dairesel kesitli pala kökü kullanılmış ve çap 0.1 m'den küçük olduğu için sürüklenme katsayısı 1.3 olarak belirlenmiştir, A_{MK} rüzgar yönü dik bir düzlem üzerindeki iz düşüm alanıdır.

$$F_{NP} = 1.3 \frac{1}{2} 1.225 (1.4 \cdot 60)^2 \cdot 0.072 = 404.52 \text{ N}$$

6.5.2. Arıza Durumunda Park Edilme

Yön kontrol mekanizmasını bozulması durumunda durumun da rüzgar türbini bütün yönlerden rüzgara maruz kalabilir ve arıza durumunda arıza durumundaki yük durumu aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$F_{NPA} = C_s \frac{1}{2} \rho (V_{fırtına})^2 A_{MK} \quad (6.12)$$

$$F_{NPA} = 1.3 \frac{1}{2} 1.225 (60)^2 \cdot 0.072 = 206.328 \text{ N}$$

6.6. Gerilmelerin Hesaplanması

Daire biçimindeki kanat kökü için;

Eksenel yük;

$$\sigma_F = \frac{F_Z}{A} \quad (6.13)$$

Eğilme;

$$\sigma_M = \frac{\sqrt{M_x^2 - M_y^2}}{W_b} \quad (6.15)$$

burada, W_b kesme direnci modülü olup;

$$W_b = \frac{I_p}{c} \quad (6.16)$$

burada I_p kesitin eksenel eylemsizlik momenti, c dairesel kesitin tarafsız eksen tarafından en uzak noktaya olan uzaklıktır. Dairesel kesitler için I_p değeri;

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (6.17)$$

Toplam gerilme;

$$\sigma_T = \sigma_F + \sigma_M \quad (6.18)$$

$$\sigma_T \leq \frac{\sigma_K}{S} \quad (6.19)$$

Burada, emniyet faktörü olup, Normal İşletme Esnasında Çevrimli Rüzgar Yükleme (1. Durum) için 8 ve diğer yüklemeler olan Yön kontrol Durumu (2. Durum), Park Etme Durumu (3. ve 4. Durum) için 3 alınacaktır. Aşağıdaki Tablo 6.4'de yüklemeler için bulunan gerilmeler verilmiştir ve bu gerilmelerin, yapılan kontrole göre uygun olup olmadıkları belirtilmiştir.

Tablo 6.3: Pala kökünün geometrik özellikleri

Pala Kök Çapı	0.05	m
Pala Kök Alanı	0.0019635	M ²
Eylemsizlik Momenti(I _p)	0.0000003	M ⁴
Kesme Modülü	0.0000123	M ³
c	0.025	m

Tablo 6.4: Pala Kökü kesit mukavemet kontrol tablosu

	σ_T [MPa]	s	$\frac{\sigma_K}{s}$ [MPa]	$\sigma_T \leq \frac{\sigma_K}{s}$
1. Durum	7.155	10	10.8	Uygun
2. Durum	15.082	3	360	Uygun
3. Durum	0.206	3	360	Uygun
4. Durum	0.104	3	360	Uygun

7. TÜRBİN MALİYETİNİN HESAPLAMASI

Bu bölümde tasarımını yaptığımız Küçük Güç Üreten YERT'in pala imalatına ve maliyetine değinilecektir. Küçük yarıçapa sahip pala imalatında genellikle elle yatırma yöntemi ve reçine transfer yöntemi (resin transfer mold) (RTY) yöntemi kullanılmaktadır. Elle kalıplama yönteminin yararları sırasıyla;

1. Düşük maliyet,
2. Hızlı uygulama.

Sakıncaları;

1. Uçucu maddeler,
2. Sağlık riskleri,
3. En az etkili malzeme kullanımıdır.

Reçine transfer yönteminin yararları;

1. Daha düşük boyutlu,
2. Duyarlılık,
3. En az uçucu maddeler,
4. Bitirilmiş iki kenar.

Sakıncaları;

1. Daha yüksek kalıp maliyeti,
2. Maliyetli teçhizat ihtiyacı,
3. Reçine akış modelin önemi,
4. Delik başına en düşük hacim.

Bunların yanında elle yatırma yönteminde açık kalıp ve tek kalıp yöntemi kullanılmaktadır. RTY'de kapalı kalıp ve alt-üst kalıp olmak üzere iki kalıp kullanılması gerekmektedir. Maliyet açısından bakıldığında elle yatırma yönteminin uygulanması daha düşük maliyet ile pala imal elde etmemize olanak sağlar. Burada dikkat edilecek durum alt ve üst kalıptan çıkan palanın alt ve üst kabuklarının hücüm ve firar kenarlarının kalınlıklarının yapışmayı müsaade edecek kalınlıkta olması

gerekmektedir. Bunun yanında aerodinamik merkez çizgisi boyunca pala kökünden uca doğru giriş konularak iki kabuğun birleşmesi daha iyi olmaktadır.



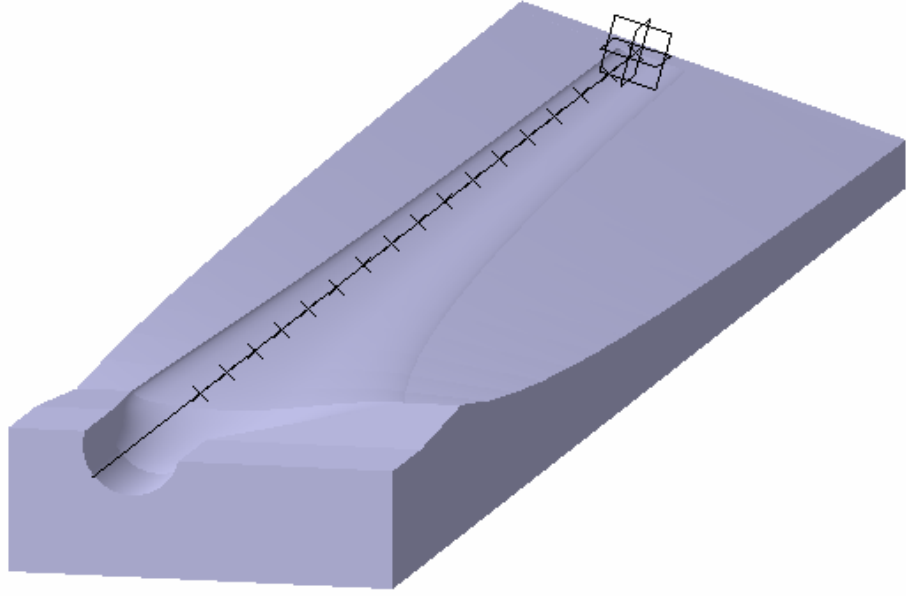
Şekil 7.1: Palanın kesit görünüşü

7.1. Kalıp İmalatı

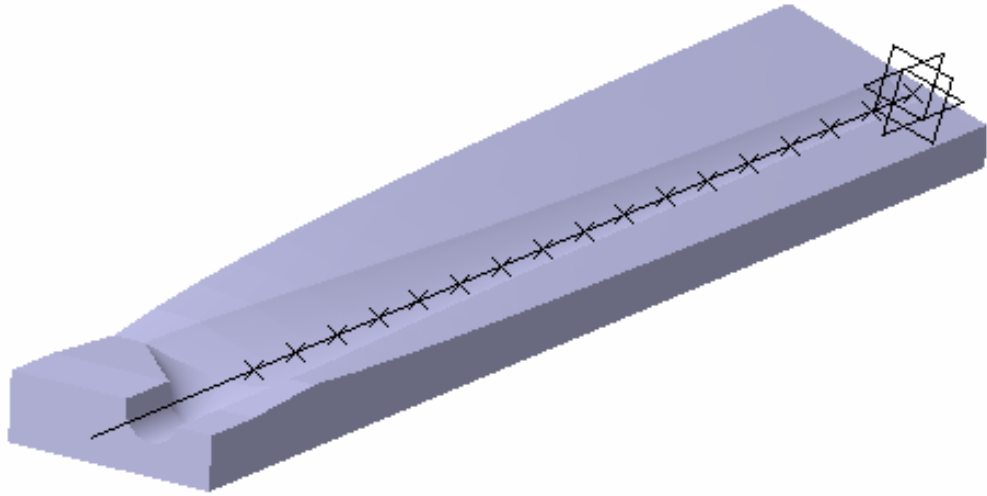
Bu çalışmadaki pala imalatında, elle yatırma yöntemi için alt ve üst kalıp olmak üzere iki kalıp kullanılmıştır. Daha sonra bu kalıplardan çıkan palanın alt ve üst kabukları birleştirilerek pala imalatı son bulur. Kalıp malzemesi olarak alüminyum ve ahşap olmak üzere iki malzeme kullanılabilir. Alüminyumun ahşap kalıp malzemesine göre sakıncaları vardır. Bunlar, kalıplama işlemi bittikten sonra kalıpladığımız malzemenin kalıptan çıkartılması zor olmaktadır ve zaman açısından bakıldığında bu işlem toplam üretim de zamanın uzun sürmesine neden olmaktadır. İkinci olarak alüminyum malzemenin ahşap malzemeye göre fiyatı pahalıdır. Bu çalışmada ahşap malzemesi olarak meşe seçilmiştir. Fiyatı diğer ahşap malzemeye göre biraz pahalıdır. Ancak, kalıbın kullanılma süresi karşılaştırıldığında oluşan bu fiyat farkı aynı olmaktadır.

Catia paket programı kullanılarak alt ve üst kalıp modellenir. Daha sonra CNC makinesinde, bilgisayar ortamında oluşturulan kalıp modelleri işlenir. İhtiyaç duyulan kalıp modeli için yüzey kalitesi iyi sonuç vermekte ve hızlı kalıp imalatı gerçekleştirilmektedir. Maliyet açısından uygun olmakla beraber, istenilen pala geometrisi hassas bir şekilde işlenebilir.

Catia paket programı kullanılarak elle yatırma yöntemi için kullanılacak alt ve üst kalıplar aşağıdaki Şekil 7.2 ve 7.3’de gösterilmiştir.



Şekil 7.2: Alt kalıp



Şekil 7.3: Üst kalıp

7.2. Pala ve Türbin Maliyet Hesabı

Kullanılacak kalıp malzemesi olarak meşe ağacı kullanılmıştır. CNC’de işlenmemiş kalıp malzemesi, dikdörtgen prizma halinde 200*200*1110 mm ölçülerindedir. Meşe ağacının kütük m³ fiyatı 550 YTL’dir. Çam ve benzeri ahşap malzemelerin kütük m³ fiyatı 250 ila 450 YTL arasında değişmektedir. Aşağıdaki Tablo 7.1’de alt ve üst kalıpların işlenmemiş ahşap malzemesi olan meşe ağacının kütük fiyatı ve CNC’deki işlem maliyeti gösterilmiştir.

Tablo 7.1: Kalıp maliyet tablosu

	Maliyet
Alt Kalıp Malzeme	26.862 YTL (19.90 \$)
Üst Kalıp Malzeme	26.862 YTL (19.90 \$)
Alt Kalıp İşleme (CNC)	250 YTL (185 \$)
Üst Kalıp İşleme (CNC)	250 YTL (185 \$)

Pala malzemesi olarak E-cam/epoxy seçilmiştir.. 0/90 Woven Yarn (kumaş örgü) cam elyaf takviyeli malzemenin m² fiyatı 4.20 İngiliz Sterlini (7.66 \$) ve SP Systems firmasından fiyatları alınmıştır. Yapıştırıcı malzeme olarak Bisfenol-A Epoksi Vinilester Reçine kullanılmıştır. Reçine Poliyer Poliester firmasından fiyatı alınmıştır ve kg fiyatı 4.75 \$’dır.

Tablo 7.2: Tek pala için harcanan malzeme

	Kalıp Alanı [m ²]	Harcanan Malzeme [m ²]	E-Cam Maliyeti [\$]
Alt Kalıp	0.089	0.534	4.1
Üst Kalıp	0.077	0.462	3.53
Kiriş	0.012	0.072	0.520
Toplam	0.178	1.068	8.15

Ayrıca alt ve üst kalıptan kompozit malzemenin daha çabuk ve dış yüzeyinin iyi bir şekilde kalıptan çıkması için, vaks ile kalıp yüzeyi kaplanır. Bunu yanında, kalıbın

bakım süresinin uzaması sağlanır. Vaks maliyeti kullandığımız kalıp için yaklaşık olarak 4 YTL (2.98 \$)'dır

Palanın toplam hacmi 0.002979 m^3 olup harcanan reçinenin miktarını tahmin edilebilir. Pala hacminin %25-35 miktarı kadar reçine kullanılır. Kullanılan reçinenin yoğunluğu $1044 \text{ [kg/m}^3\text{'d}ür. Buradan 3.11 \text{ [kg]} reçinenin kullanılacağı bulunur. Aşağıdaki Tablo 7.3'de pala maliyeti için direk maliyet yöntemi kullanılarak tek pala maliyeti belirlenmeye çalışılmıştır. Dört işçinin çalıştırıldığı varsayılarak tek işçi maliyeti 800 $ olarak alınmıştır. Diğer giderler elektrik vb. tüketim gibi üretim yapan firmanın sabit giderleridir. Direk maliyet yönteminde sabit giderler işçi maliyetinin %120-180 arasında bir oranla bulunur. Bu çalışmada bu oran %150 olarak alınmıştır.$

. Tablo 7.3: Genel pala maliyeti [18]

	%20 fire payı dahil edilerek	Direk İşçilik		Üretim Giderleri	
Üretim	Malzeme Gideri [\$]	Saat (1 ay)	Ücret [\$]	Oran	Gider [\$]
Pala	22.923	200	3200	%150	4800

Kalıp Maliyeti(alt ve üst kalıp):	: 410	[\$]
Direkt Malzeme Gideri	: 22923	[\$]
Direk İşçi Gideri (4 çalışan)	: 3200	[\$]
Üretim Giderleri	: 4200	[\$]
<u>Toplam</u>	: <u>30733</u>	<u>[\$]</u>

Yukarıda anlatılan hesaplamalarda bir ay içerisinde 1000 pala imalatı göz önüne alınarak tek pala maliyeti 30.74 [\$] olarak bulunur.

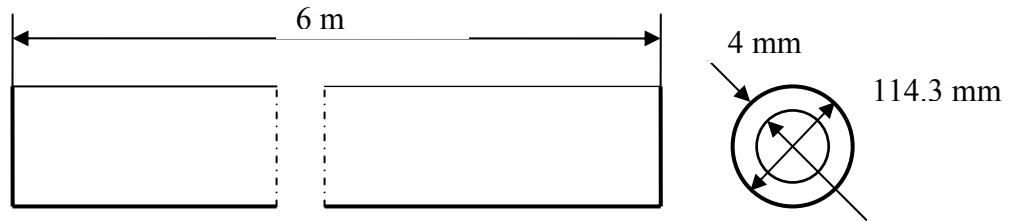
Bölüm 3.7'de boru tipi boru seçilmişti. Kule malzemesi olarak galvanizli boru kullanılabilir. Bu çalışmadaki kule yüksekliği 18 m olarak belirlenmiştir. 6 m yüksekliğindeki 114.3 mm çapında ve 4 mm'lik cidar kalınlığındaki galvanizli boru kullanılabilir. Bu ebatları borunun fiyatı 17.287 YTL (12.81 \$)'dır. Toplam 3 adet kullanılacağı için toplam maliyeti 51.84 \$'dır.

Kalıcı mıknatıslı alternatör fiyatı 400 \$'dır. Genel olarak tasarladığımız YERT'in, yukarıda hesaplanan ana parçalardan oluşan maliyet 544.05 \$'dır.

Bunların yanında hub, ana şaft, kontrol sistemi, frenleme sistemi, kurulum, montaj, taşıma ve şebekeye bağlamanın maliyete etkisinin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

7.3. Kule Ayağı ve Temel Tipleri

Bu çalışmadaki kulede 114.3 mm çapında ve cidar kalınlığı 4 mm olan galvanizli boru kullanılmıştır. Malzeme genel imalat çeliği olup St 37'dir. Galvanizli boru seçilmesinin nedeni korozyona etkin bir önlem oluşturması ve ekonomik olmasıdır. Her bir boru 6 m uzunluğunda olup, 3 adet kullanılmıştır. Birleştirilmeleri kaynak ile değil manşon ile yapılmıştır ve bu durum montajın daha pratik olmasına olanak sağlar. Aşağıdaki Şekil 7.4'de galvanizli borunu ölçüleri verilmiştir.

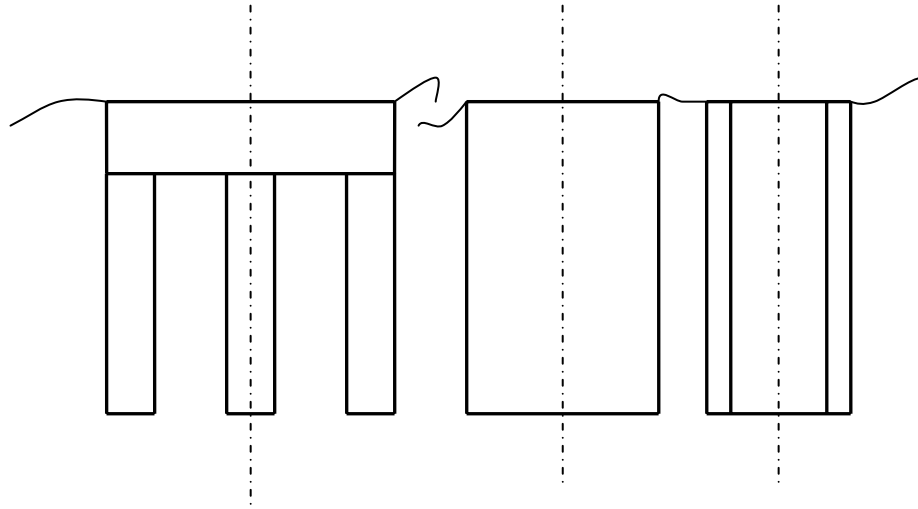


Şekil 7.4: Galvanizli boru

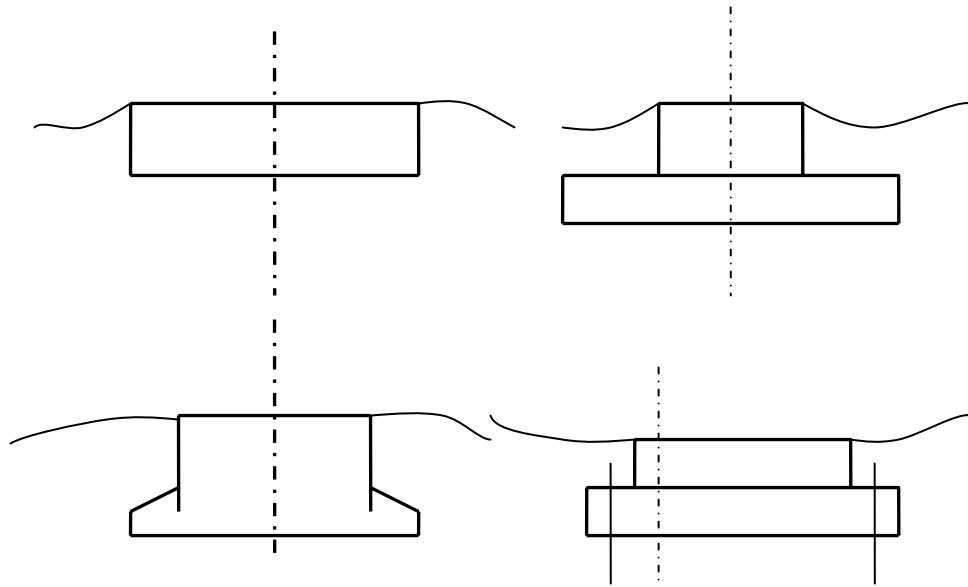
Kulenin burkulmaya ve eğilmeye karşı dayanımı hesaplanması gerekmektedir. Burada kule ayağı ankastre ayak olarak temele bağlanacaktır ve ayağın en alt kısmında yatay taban levhası bulunur. Böylece, kuleden gelen düşey kuvvetler, taban levhası aracılığıyla temel üst yüzeyine yayılı yük olarak aktarılır ve ayaklar ankraj bulonlarıyla temele bağlanır. Ankastre ayaklarda ankraj bulonları, moment aktarma nedeniyle çekmeye çalışır ve yüklenecekleri çekme kuvvetine göre boyutlandırılarak temele bağlanır.

Temel tipi seçimini aşamasında, rüzgar türbinin yerleşim bölgesine göre değişiklikler gösterir. Bu nedenle yumuşak zeminlerde ve sert zeminlerde farklı temel tipleri seçilir. Düşük taşıma gücü karakteristiği zayıf gösteren organik, bataklık tabii dolgu, sıkıştırılmış tabii dolgu, yumuşak kil ve gevşek kum zeminler gibi bölgelerde kurulacak rüzgar türbini için kazıklı temel, sert zeminli örneğin sıkı kil, ve sıkı kum zeminler, sıkıştırılmış kaba kum ve çakıl, tortul taşlı, sert kayalık zeminler gibi

bölgeler için keson temeller veya kuyu temeller kullanılır. Bu temel tiplerinin bazıları Şekil 7.7 ve 7.8’de gösterilmiştir.



Şekil 7.5: Yumuşak zeminler için kazık tipi temeller



Şekil 7.6: Sert zeminler için kuyu ve keson tipi temeller

Temel giderleri ve montajı maliyet değerlerine eklenmesiyle maliyet artış göstermektedir. Temel maliyeti yaklaşık 125 \$ olarak alınmıştır. Kule ayağının maliyeti kullanılan saclar ve kaynak maliyetleri ile birlikte 75 \$’dır. Toplam kule maliyeti malzeme ve işçilik giderleri dahil 146 \$’dır.

7.3.1. Kulenin Mukavemet Değerlerinin Belirlenmesi

Kulenin üstündeki rüzgar türbininin ağırlığından dolayı kule burkulmaya maruz kalır. Burkulmanın elastik sınırlar içerisinde kalması gerektiğinden seçilen kulenin burkulma mukavemetinin yeterli emniyetin içerisinde kalması gerekmektedir. Yani plastik şekil değiştirme meydana gelmemelidir. Burkulma kuvveti Denklem 7.1'deki gibidir.

$$F_{BR} = \frac{\pi^2 c_0 EI}{l^2} \quad (7.1)$$

Burada, l kule uzunluğu, I kesitin eylemsizlik momenti, c_0 mesnetleme şeklini ifade eder ve kulenin temel bölümü ankastre olup, diğer uç ise serbesttir ($c_0=0.25$) [19,20].

$$F_{BR} = \frac{\pi^2 \cdot 0,25 \cdot 211000 \cdot 2110654,72}{18000^2} = 3375,45 \text{ N} = 3.376 \text{ kN}$$

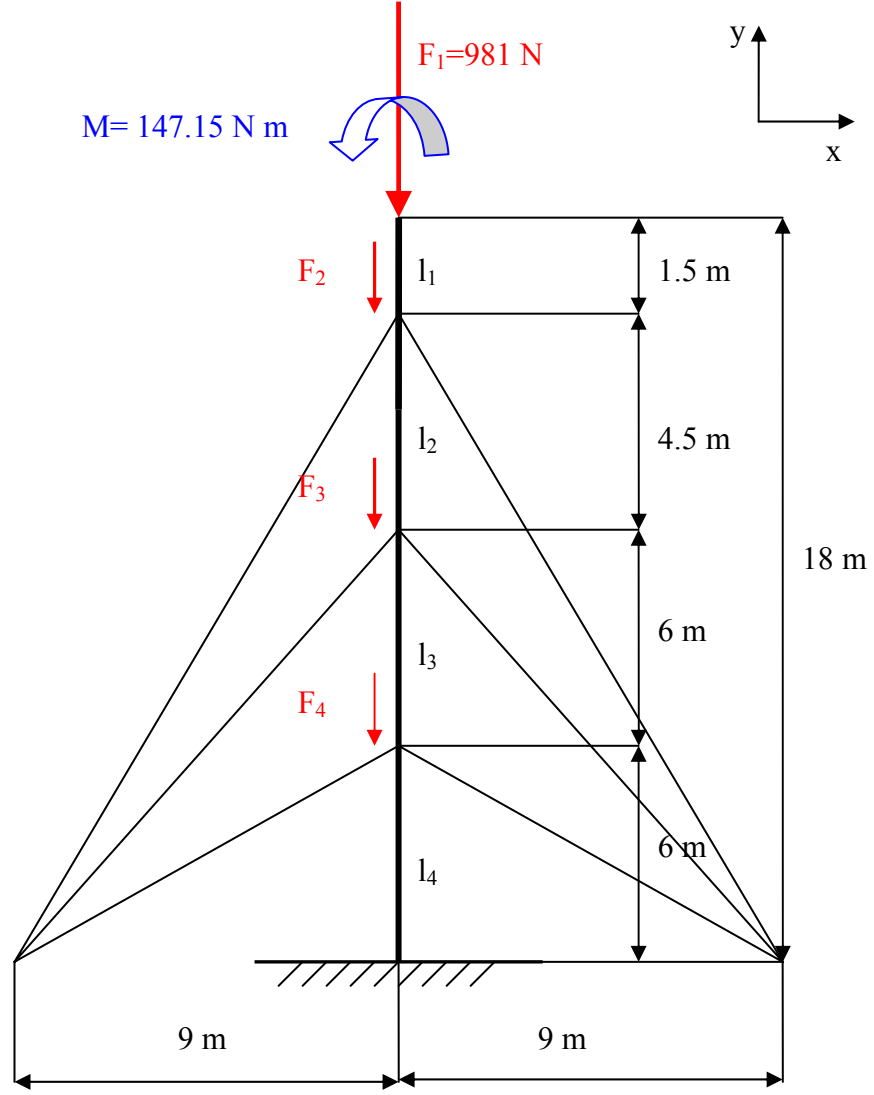
$$A = \frac{\pi(114.3^2 - (114.3 - 8)^2)}{4} = 1386.07 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{BR} = \frac{F_{BR}}{A} \quad (7.2)$$

buradan $\sigma_{BR} = 2.436 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur. Burada A galvanizli borunun kesit alanıdır ($A = \pi(d_1^2 - d_2^2)/4$). Tasarladığımız rüzgar türbinin ağırlığı tahmini değeri 100 kg (981 N)'dır ve buradan;

$$F_{BR} = 3.376 \text{ kN} > F = 0.981 \text{ kN}$$

olarak bulunur. Sonuç olarak zorlanmaya maruz kalan kuledeki gerçek yük, kuleyi karasız denge durumuna getiren burkulma kuvvetinden küçüktür.



Şekil 7.7: Kulenin çelik kablo ile bağlantı şematığı

Şekil 7.7’de görüldüğü üzere M momenti gösterilmiştir ve türbinin ağırlık merkezi ile kule merkezi arasında 150 mm eksantirik kaçıklıktan dolayı oluşan momentir. Kule çelik kablolar ile bağlanırsa burkulma hesaplamaları ise şöyledir;

$$F_{BR} = \frac{p^2 c_0 EI}{l^2} \quad (7.3)$$

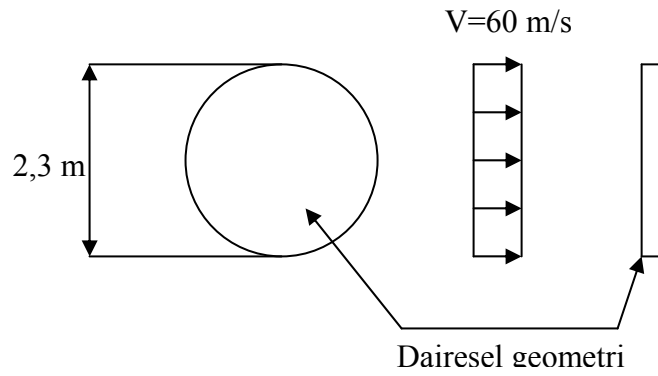
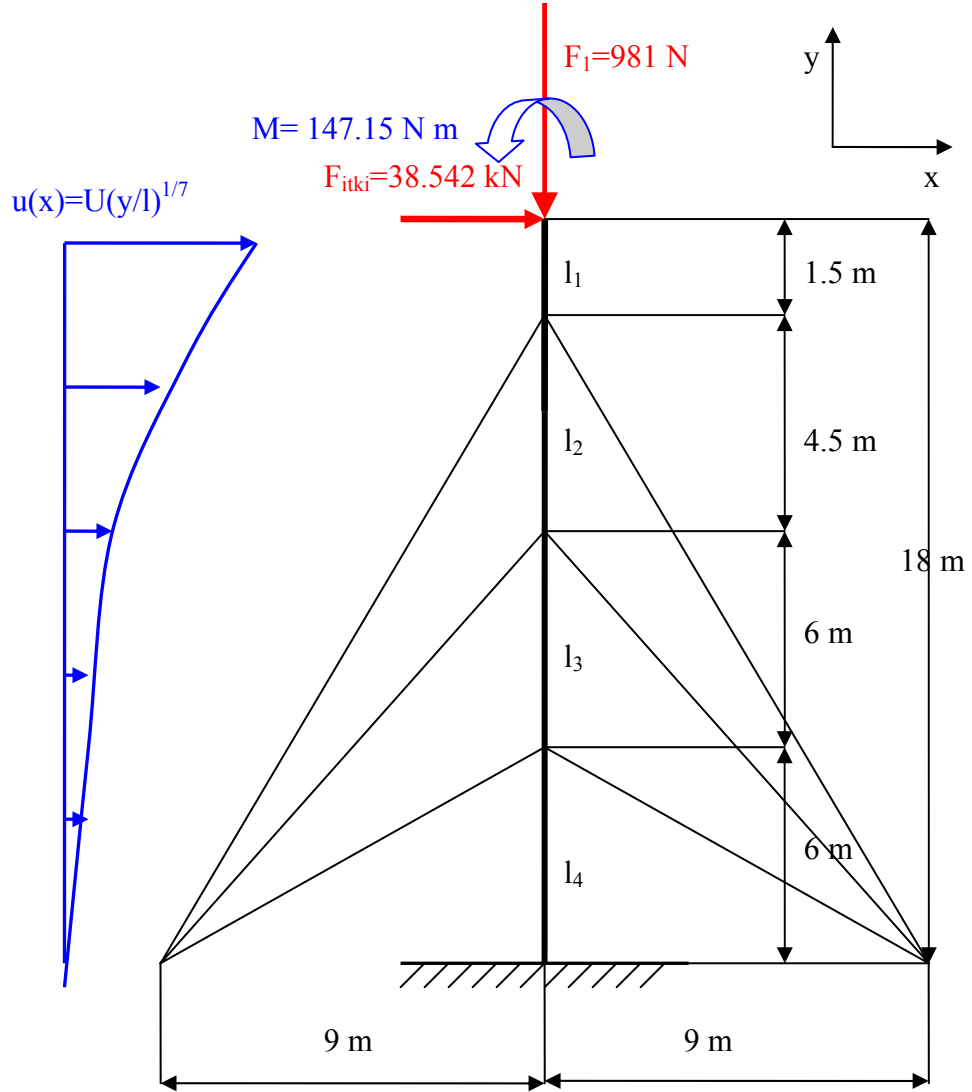
Her bir bölüme gelen burkulma kuvveti;

$$F_1 = 1160 \text{ N} = 1.16 \text{ kN} < F_{BR1} = 486.064 \text{ kN}$$

$$F_2 = 1650 \text{ N} = 1.65 \text{ kN} < F_{BR2} = 54.007 \text{ kN}$$

$$F_3 = 3300 \text{ N} = 3.3 \text{ kN} < F_{BR3} = 30.379 \text{ kN}$$

$$F_4 = 3650 \text{ N} = 3.65 \text{ kN} < F_{BR4} = 30.379 \text{ kN}$$



Şekil 7.8: Kuleye gelen yükler

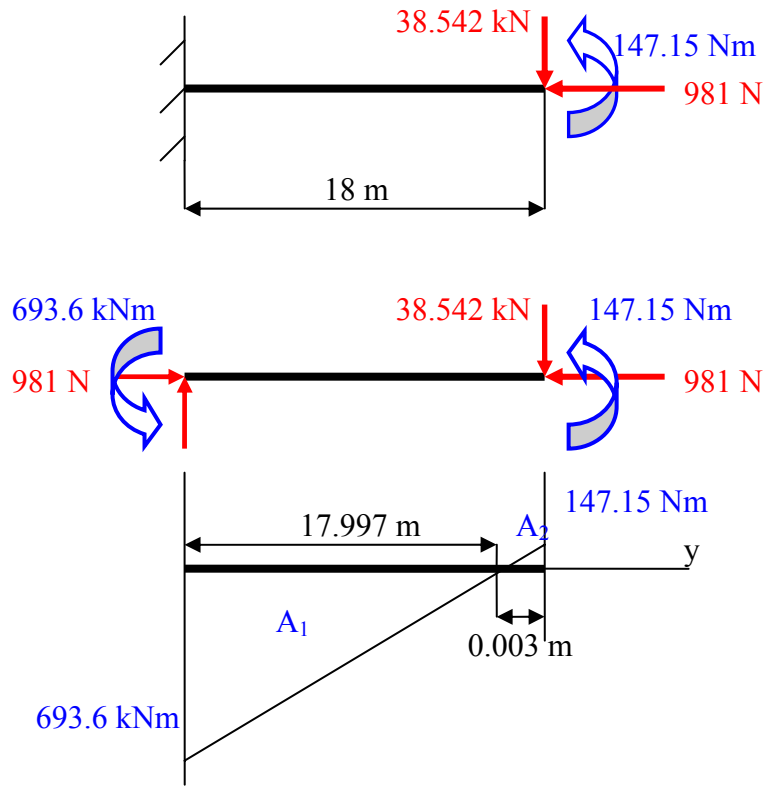
Kule çapı küçük olduğundan kuleye gelen itki kuvveti, rüzgar türbine gelen maksimum itki kuvvetinin yanında ihmal edilebilir. Rüzgar türbinine gelen

maksimum itki kuvvetini dairesel bir geometri olarak düşünöldü. Reynolds sayısı 103'den büyük değęerler için sürökleme katsayısı 1.17 olarak alınabilir [21]. Rüzgar hızı lineer değıştiği kabulü yapabiliriz. Çünkü, 2.5 m'lik bir yükseklik mesafesinde ihmal edilebilecek seviyede hata vermektedir. İtki;

$$F_{itki} = \frac{1}{2} \rho C_D A V^2 \quad (7.4)$$

$A=4.15 \text{ m}^2$, $C_D=1.17$ ve fırtına rüzgar hızı 84 m/s olarak alınarak;

$$F_{itki}=38542 \text{ N} = 38.542 \text{ kN}$$



Şekil 7.9: Kule serbest çizim diyagramı

Buradan kule ucundaki yer değıştirme 7.48 mm olarak bulunur. Burada kablolar denge durumunu koruması için ve kulenin kurulumunda kolay bir şekilde olması için kullanılması uygundur. Aynı zamanda bakımının kolay bir şekilde yapılması kulenin indirilip ve kaldırılması için Ek A'daki kule tasarımı gözönüne alınmıştır. Kablo maliyetleri ve oranı Tablo 7.4'de gösterilmiştir.

7.4. Maliyet Modeli

Tablo 7.4’de tasarladığımız Küçük Güç Üreten YERT’in toplam maliyetin her bir bileşenine göre maliyet ve maliyet oranı gösterilmiştir.

Tablo 7.4: 1.5 kW’lık YERT’nin maliyet ve maliyet oran tablosu

Kullanılan Parçalar	Maliyet (\$)	Maliyet (%)
Pala	93	8.1
Alternatör	400	34.9
Kule	146	12.8
Alternatör Koruması Gövdesi	50	4.4
Göbek	30	2.6
Montaj	50	4.4
Kurulum	150	13
Taşıma	50	4.4
Kontrol sistemleri	30	2.6
Şebeke Bağlantısı	90	8
Diğer	55	4.8
Toplam	1144	100

Bu çalışmada 18 m kule yüksekliğinde ve 2.346 m pala çapında 1.5 kW’lık güç elde edilmektedir. Bunun beraber, anma gücü 11.5 m/s rüzgar hızında ulaşılmaktadır. Kulenin yüksekliğine bağlı olarak rüzgar hızı değişmekte ve yıllık bazda bakıldığında elde edilen güç miktarı değişmektedir. Şöyle ki, kule yüksekliği artırıldığında, daha yüksek rüzgar hızı yakalanmakta ve bu nedenle yıllık bazda üretilen güçte artmaktadır. Ancak kule yüksekliğini artırıldığında kule konstrüksiyonu değişmekte ve bu da toplam maliyete yansımaktadır. Kule yüksekliği artması ile daha çok rüzgara maruz kalındığından kulenin stabilite bir biçimde kala bilmesi için konstrüksiyon değişmektedir. Aynı zamanda kurulum maliyeti, montaj maliyeti vb. maliyetlerde artışa neden olmaktadır. Kurulum maliyetinde kule temel tipinin değişmesiyle birlikte maliyette artış olmaktadır. Kule konstrüksiyonun değişmesiyle YERT’in montajı aynı zaman da yukarıda kurulum anlatıldığı gibi daha

zor olacağından aynı biçimde maliyette artış meydana gelmektedir. Kule yüksekliği ile alternatör maliyeti, şebeke bağlantı maliyeti ve pala maliyeti diğer değişkenlerin maliyeti gibi değişme göstermez.

Maliyet modeli Denklem 7.3'deki gibi modellenir [14].

$$C(x) = C_B \left(\mu \left(\frac{m(x)}{m_B} \right) + (1 - \mu) \right) \quad (7.4)$$

Burada $C(x)$ ve $m(x)$ sırasıyla maliyet ve bileşenleri göstermektedir. μ maliyet oranını göstermektedir. Rotor çapı, alternatör ve şebeke bağlantısı maliyet oranları dışındaki oranlar çıkartılırsa bileşen maliyet modeli;

$$C_1(18) = 0.490C_B(18) \left(0.9 \left(\frac{1}{18} \right)^3 + (1 - 0.9) \right) \quad (7.5)$$

Rotor çapı, alternatör kule yüksekliği ile değiştiği varsayılarak maliyet modeli;

$$C_2(18) = 0.430C_B(18) \left(0.9 \left(\frac{1}{18} \right)^2 + (1 - 0.9) \right) \quad (7.6)$$

Sonuçta toplam maliyet modeli;

$$C_1(18) = 0.490C_B(18) \left(0.9 \left(\frac{1}{18} \right)^3 + (1 - 0.9) \right) + 0.430C_B(18) \left(0.9 \left(\frac{1}{18} \right)^2 + (1 - 0.9) \right) \quad (7.7)$$

8. SONUÇLAR

Bu tezde, ilk olarak kavramsal olarak tasarladığımız küçük güç üreten Yatay Eksenli Rüzgar Türbininin Rotor yarıçapı 1.125 m olarak bulunmuş olup, daha sonra pala şeklinin aerodinamik analizi yapılarak güç katsayısı azalmıştır (teorik güç katsayısından). Anma gücündeki düşüşü engellemek için rotor yarıçapı 1.173 m'ye kadar artırıldı ve 1500 Watt'lık güce ulaşıldı. Aerodinamik analizin sonucunda güç katsayısı 0.4655175 olarak bulundu. Anma rüzgar gücüne 11.5 m/s'lik rüzgar hızında ulaşıldı. Devreden çıkarma rüzgar hızı 24 m/s olarak bulundu ancak frenleme süresi düşünülerek 22 m/s'lik rüzgar hızı alındı.

Aerodinamik analizde pala boyunca Reynolds sayısının çok büyük bir şekilde değişmediği görüldü. Bunun nedeni, pala ucuna doğru veter uzunluğunun küçülmesidir. Bağlı hız pala ucunda yüksek olsa bile veter küçük olduğu Reynolds sayısı aerodinamik bölümünün başlangıç elemanındaki Reynolds sayısı ile yakın bir değer almaktadır.. Reynolds sayısı, pala ucundan aerodinamik bölüme kadar, 263020 ile 239864 olarak değişmiştir.

Daha sonra harekete başlama hızının tahmin edilmeye çalışıldı. Harekete başlamadan önceki anda hücum açısı yüksek olmakta ve L/D oranı düşük olduğu düşük hızlarda ilk harekete başlamada zor olmaktadır. Daha düşük hızlarda rotoru harekete geçirmek için göbek bölümüne düşünülen tasarım, düşük hızlarda ana türbinimizden daha yüksek tork üretmektedir. 2.5 m/s'lik rüzgar hızında ana rotor 0.0882 N.m tork üretirken göbekteki çok palalı rotor 0.2396 N.m tork üretmektedir. Bu sistemin yaralı olduğu bu değerlerden anlaşılıyor.

Son olarak, pala köküne gelen yük durumlarının mukavemet hesaplamasının sonucu da, normal işletme durumunda ve yön kontrol durumundaki gerilmelerin yüksek çıkmasıdır. Park etme ve arıza durumunda pala kök kısmındaki gerilme değerleri diğer iki durumdan düşük çıkmıştır. Düşük çıkmasını nedeni rüzgara dik kesit alanının düşük olmasıdır.

Türbin maliyeti 1144 \$ olarak hesaplanmış ve genel maliyet oranına göre alternatör fiyatı diğer elemanlara göre fiyatının yüksek olduğu belirlenmiştir ve alternatör

fiyatını, genel türbin maliyetini büyük ölçüde belirleyen parametre olduğu anlaşılmıştır.

Tasarlanan küçük güç üreten yatay eksenli rüzgar türbini, ticari olarak satılan aynı güç üreten Whisper modelinden daha küçük rotor çapına sahiptir ve aynı rüzgar hızı daha düşüktür. İlk hareketi kolaylaştıran sistemle(göbek türbini) çalışması durumunda, daha düşük hızlarda tasarladığımız türbin güç üretmeye başlayacaktır.

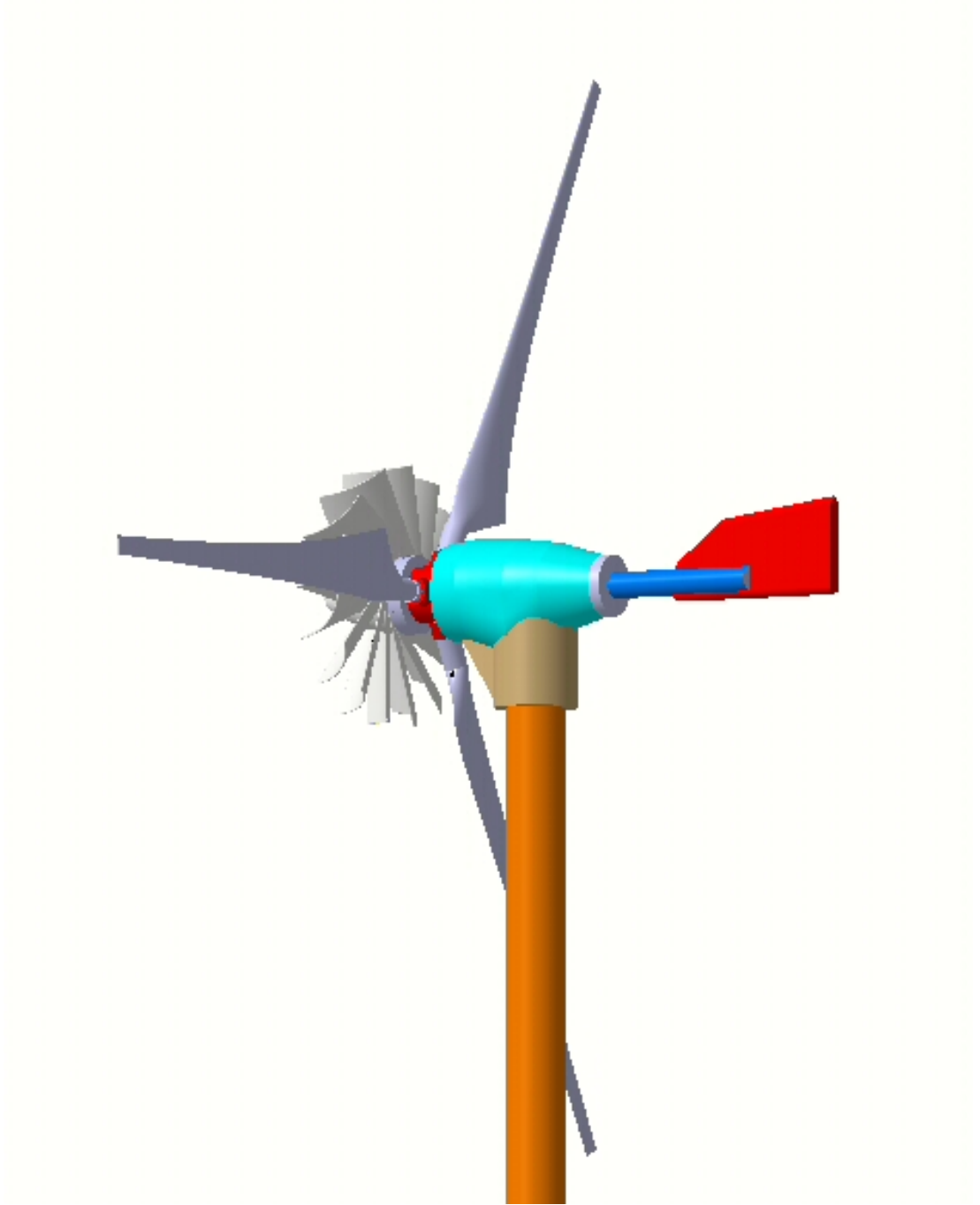
KAYNAKLAR

- [1] **Negm, H.M., Maalowi, K.Y.**, 1998. Structural Design Optimization of Wind Turbine Towers, pp. 649-666.
- [2] **Ackermann, T., Söder, L.**, 2002. AN Overview of Wind Energy and Sustainable, *Energy Review*, pp.67-128.
- [3] **Thereshher, R.W., Dodge, D.M.**, 1998. Trends in the Evolution of Wind Turbine Generator Configurations and System, *Wind Energy 1*, pp. 70-85.
- [4] **Veers, P.S., Lobitz, W.**, 2003. Trends in the Design, Manufacture and Evaluation of Wind Turbine Blades, *Wind Energy 6*, pp. 245-259
- [5] **Jung, S.N., No, T.S.,Ryu, K.W.**, 2004. Aerodynamics Performance Prediction of a 30 kW Counter-Rotating Wind Turbine System, *Renew. Energy 1*, pp. 631-644.
- [6] **Wringht. A.K., Wood. D.H.**, 2004. The Starting and Low Wind Speed Behaviour of a Small Horizontal Axis Wind Turbine, *Wind Energy and industrial Aerody*, 92, pp. 1265-1279.
- [7] **Ebert, P.R., Wood, D.H.**, 1997. Observations of the Starting Behaviour of a Small Horizontal-axis Wind Turbine, *Renew. Energy*, pp. 245-257.
- [8] **Mayer, C., Bechly, M., Hamsey, M.**, 2001. The Starting Behaviour of a Small Horizontal-axis Wind Turbine, *Renew. Energ*, 22, pp. 411-417.
- [9] **Manwell, J.F., McGovan, J.G., Rogers, A.L.**, 2002. Wind Energy Explained, Theory, *Design And Application*, Wiley&Sons, Newyork.
- [10] **McKittrick, L.R., Cairns, D.S., Mandal, J., Combs, D.C.,Rabern, D.A., Van Luchene, R.D.**, 2001. Analysis of a composite blade design for the AOC 15/50 wind turbine using a finite element model, SAND2001-1441, *College of Engineering Montana State University, Bozeman, MT*.
- [11] **Türk Standard**, 2003. TS EN 61400-2, Küçük Türbin Jeneratör Sistemleri- Bölüm 2: Küçük Rüzgar Türbinlerinin Güvenliği.
- [12] **Scherer. R.**, 1999. Blade Design Aspect, *Renew. Energy 16*. pp. 1272-1277

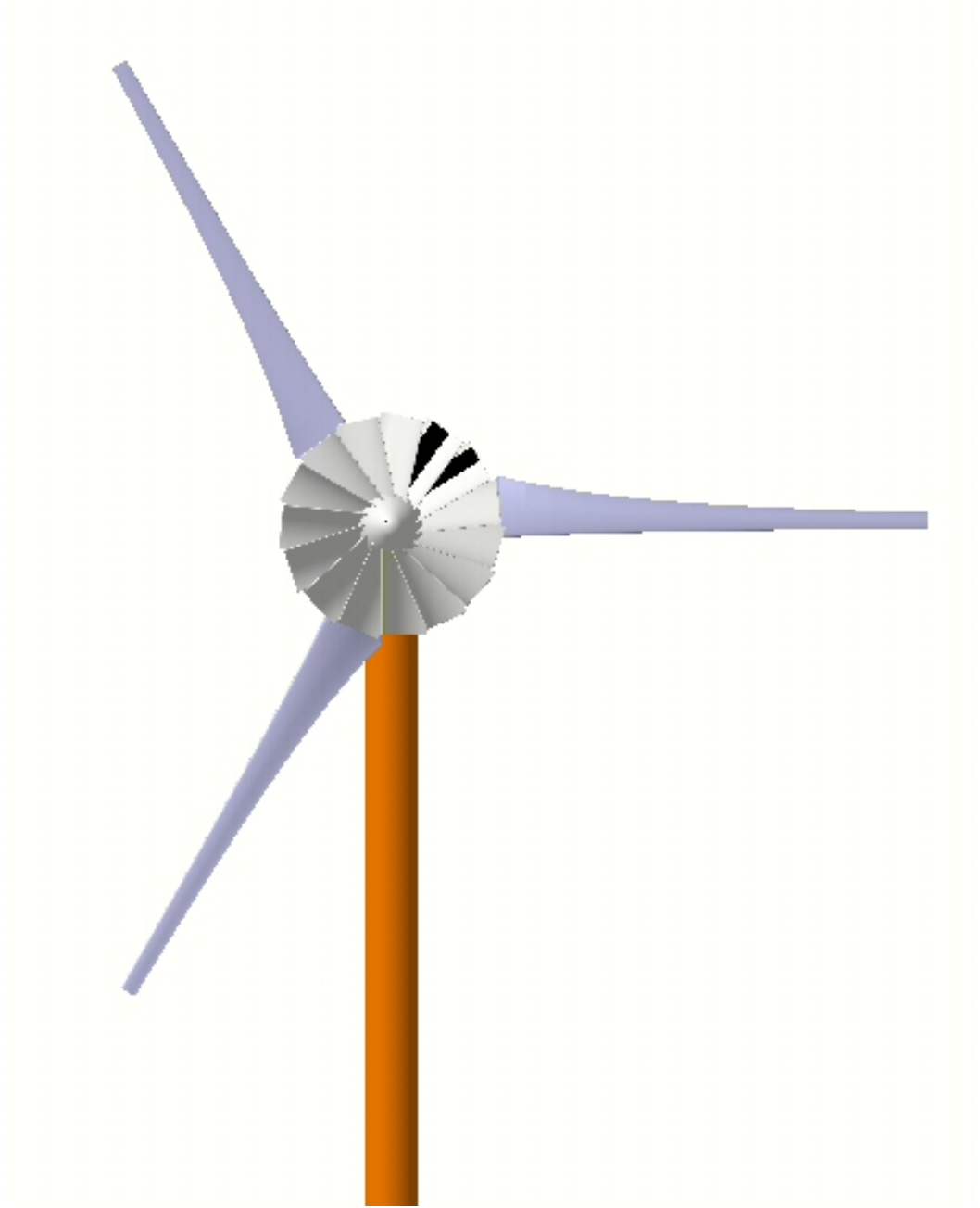
- [13] **Wood, D.**, 2002. Small Wind Turbine Design Course Note. *University of Newcastle*, Australia.
- [14] **Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E.**, 2001. Wind Energy Handbook, Wiley, England.
- [15] **Sümer, B.M., Ünsal, İ., Bayazıt, M.**, 1983. Hidrolik, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [16] **Beşerik, G.**, 1992. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinlerinin Aerodinamik Dizaynı, *Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bil. Ents.*, İstanbul.
- [17] **US, S.**, 2003. Horizontal Axis Wind Turbine Rotor Design, *Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bil. Ents.*, İstanbul.
- [18] **Wilson, J.R., Haka, S.F., Bettner, M.S., Meigs, R.F.**, 2001. Financial and Managerial Accounting, McGraw-Hill Companies, New York, US
- [19] **Deren, H., Uzgider, E., Piroğlu, F.**, 2003. Çelik Yapılar, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- [20] **Beer. F.P., Johnston. R. E.**, 1992. Mechanics of Materials, McGraw-Hill, England.
- [21] **Fox, R.W., McDonald. A.T.**, 2002. Introduction to Fluid Mechanics, Purdue University, Wiley, New York, USA.

EKLER

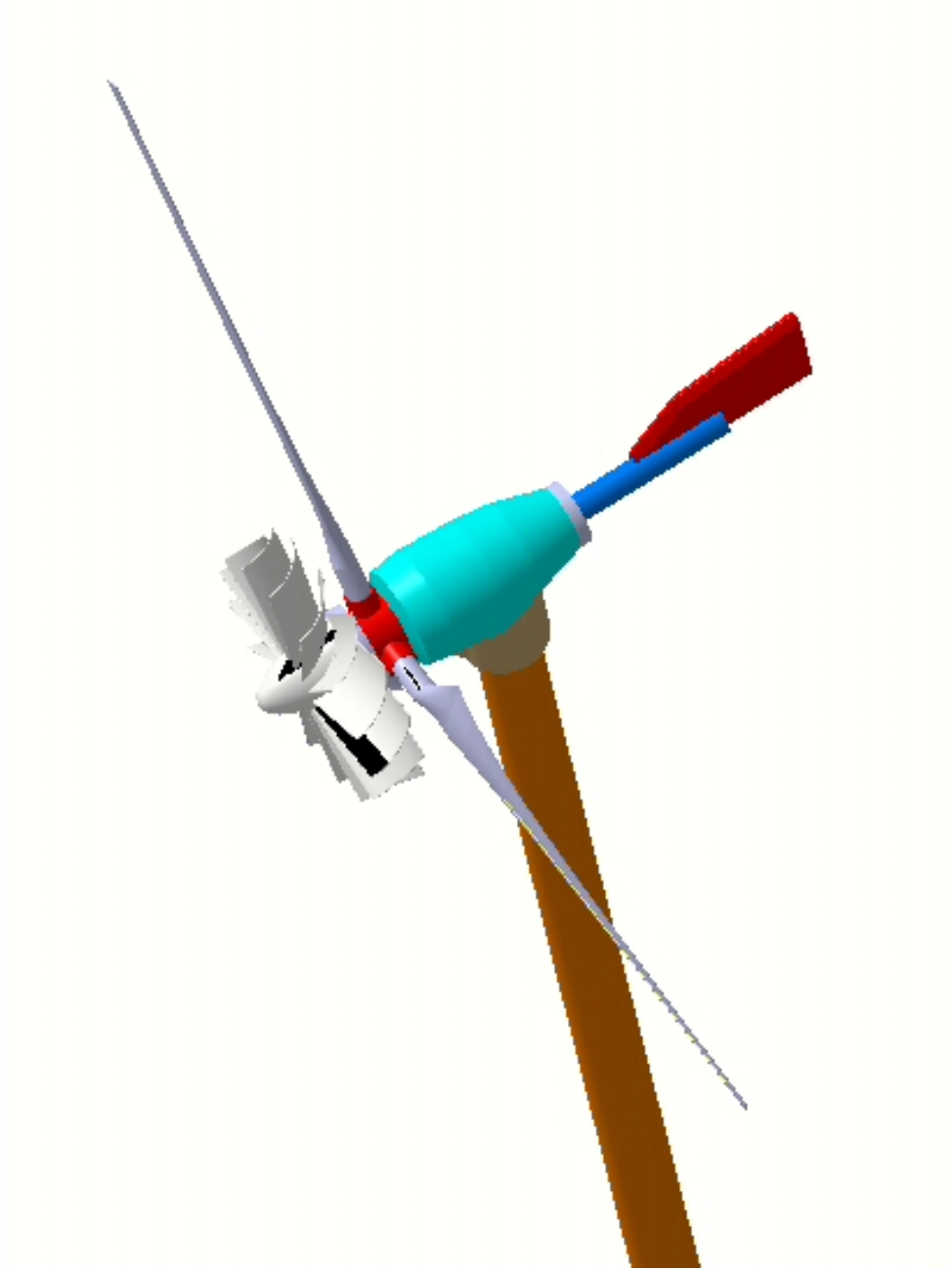
Ek-A



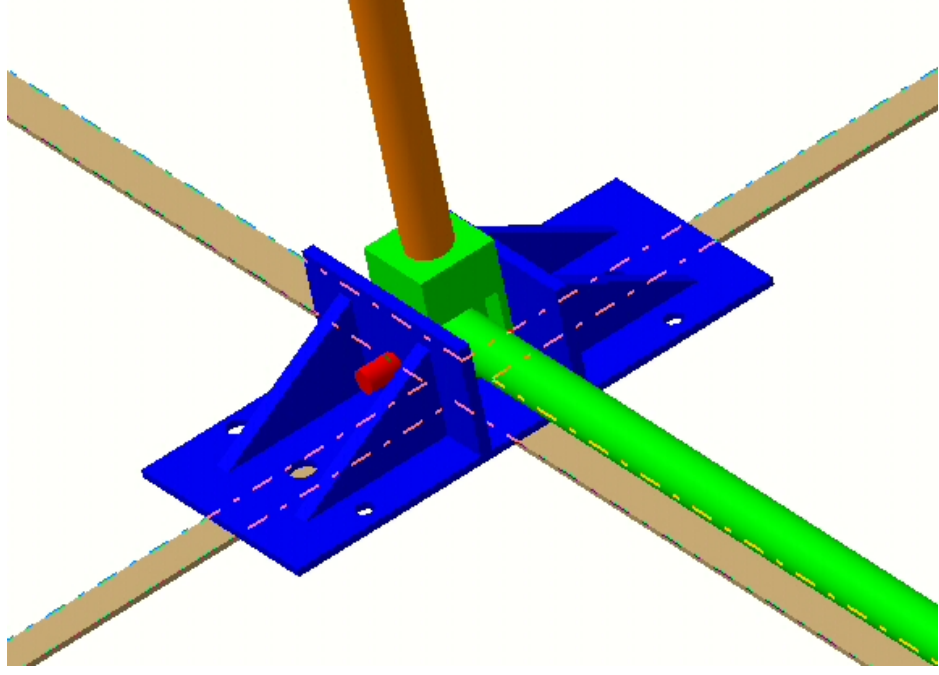
Şekil A.1: YERT'in CAD modeli



Şekil A.2: YERT CAD modelinin önden görünüşü



Şekil A.3: YERT CAD modelinin üst yandan görünüşü



Şekil A.4: Kule Ayağı

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Bolu’da doğan Kadir USTA , ilk öğrenimini Bolu İnkılap İlkokulu’nda, orta öğrenimini 50.Yıl Ortaokul’unda ve lise öğrenimini İzzet Baysal Teknik Lisesi-Elektronik Bölümü’nde tamamladı. 1996 yılında başladığı K.T.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2000 yılında mezun oldu. 2001 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Uçak Mühendisliği Bölümü’nde yüksek lisans öğrenimine başladı.