

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

**ÇİFT ROTORLU RÜZGÂR TÜRBİNİ ANALİZİ**

**AHMET HİKMET UNTUÇ**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE**

**2015**

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

**ÇİFT ROTORLU RÜZGÂR TÜRBİNİ  
ANALİZİ**

**AHMET HİKMET UNTUÇ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMANI  
PROF. DR. SELİM SİVRİOĞLU**

**GEBZE  
2015**

**T.R.**  
**GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY**  
**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

**ANALYSIS OF DOUBLE ROTOR WIND  
TURBINE**

**AHMET HİKMET UNTUÇ**  
**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF**  
**MASTER OF SCIENCE**  
**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

THESIS SUPERVISOR  
PROF. DR. SELİM SİVRİOĞLU

**GEBZE**  
**2015**



## YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 19/06/2015 tarih ve 2015/38 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 08/07/2015 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Ahmet Hikmet UNTUÇ'un tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

### JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Prof. Dr. Selim SİVRİOĞLU

ÜYE

: Doç. Dr. Hasan KURTARAN

ÜYE

: Doç. Dr. Mehmet GÖKTÜRK

### ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve ...../..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

## ÖZET

Bu çalışmada yatay eksenli çift rotorlu rüzgâr türbininin performansı analiz edilmiştir. Tek rotorlu türbinler için yaygın kullanılan Pala Elemanı Momentum Teorisi'nde ikinci rotoru da kapsayacak düzenlemeler yapılmıştır. Rotorlar arasında akış düzensizlikleri ihmal edilmiştir. Öndeki rotordan dolayı meydana gelen teğetsel hız bileşeninin arkadaki rotora etkisi dikkate alınmıştır. Oluşturulan bu modele dayalı bir bilgisayar programı yazılmıştır. Bu program ile sabit kord ve burulmasız palaları olan ve rotorları aynı yönde dönen bir çift rotorlu rüzgâr türbininin performansı değişik hatve açıları ve uç hız oranlarında gözlemlenmiştir. Çift rotorlu türbin için % 26 güç artışı tespit edilmiştir. Güç artışı daha önce yapılan deneysel çalışmalara ve HAD simülasyonlarına yakın çıkmıştır.

**Anahtar Kelimeler: Çift Rotorlu Rüzgâr Türbini, Pala Elemanı Momentum Teorisi.**

## SUMMARY

In this work, the performance analysis of horizontal axis double rotor wind turbine is done. The Blade Element Momentum (BEM) Theory, which is commonly used for single rotor wind turbines, is modified in order to include the second rotor. Flow irregularities between the rotors are neglected. The influence of the tangential velocity component on the rear rotor which is induced because of the front rotor is taken into consideration. A computer program based on this composed model is coded. By this code, the performance of a double rotor wind turbine which has constant chord non-twisted blades and its rotors rotate in the same direction is observed in different pitch angles and tip speed ratios. The power increase of 26 % for the double rotor wind turbine is determined. The power increase is close to the findings of prior experimental research and CFD simulations.

**Key Words: Double Rotor Wind Turbine, Blade Element Momentum (BEM) Theory.**

## TEŞEKKÜR

Bu tezi yazmamda bana yol gösteren ve yardım eden danıŐmanım Prof. Dr. Selim SİVRİOĞLU'na ve Prof. Dr. Ercan ERTÜRK'e,

Ve bugünlere gelebilmemde büyük emeği geçen ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

	<b><u>Sayfa</u></b>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Rüzgâr Türbinlerinin Sınıflandırılması	2
1.2. Dünyada ve Türkiye’de Rüzgâr Enerjisinin Durumu	5
1.3. Çift Rotorlu Rüzgâr Türbinleri	7
2. RÜZGÂR TÜRBİNİ AERODİNAMIĞI	11
2.1 Pala Profili	11
2.2. Pala Profiline Etkiyen Aerodinamik Kuvvetler	13
2.3. Reynolds Sayısı ve Etkisi	17
2.4. Akım Ayrılması ve Hız Kaybı	18
2.5. Dönen Rotorun Aerodinamiği	20
3. NÜMERİK YÖNTEM	25
3.1. Momentum Teorisi	25
3.2. Pala Elemanı Teorisi	31
3.3. İkinci Rotor İçin Düzenleme	36
3.4. Program Algoritması	39
4. SONUÇ	41
5. TARTIŞMA	51
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ	55



# SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

## Simgeler ve Açıklamalar

### Kisaltmalar

AoA	:	Hücum açısı
$C_d$	:	Sürüklenme katsayısı
$C_l$	:	Taşıma katsayısı
$C_p$	:	Güç katsayısı
BEM	:	Blade Element Momentum
HAD	:	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HAWT	:	Horizontal Axis Wind Turbine
VAWT	:	Vertical Axis Wind Turbine
WWEA	:	World Wind Energy Association

# ŞEKİLLER DİZİNİ

<b><u>Sekil No:</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
1.1: Rotor dönme eksenine göre rüzgâr türbinleri.	2
1.2: AB içerisinde 2030 yılına kadar üretilmesi beklenen rüzgâr enerjisi.	4
1.3: Pala maliyetinin toplam maliyete oranının pala uzunluğu ile değişimi.	5
1.4: Dünya genelinde kümülatif kurulu rüzgâr gücü.	6
1.5: AB içerisinde enerji kaynaklarının dağılımı.	6
1.6: Türkiye’de kurulu kümülatif rüzgâr gücü.	7
1.7: 2002 yılında Kaliforniya’da denenmiş çift rotorlu rüzgâr türbini.	8
1.8: 30 kW gücünde çift rotorlu rüzgâr türbini.	9
2.1: Pala profili.	11
2.2: Akış profili.	13
2.3: Pala profiline etkiyen taşıma ve sürüklenme kuvvetleri.	14
2.4: Taşıma katsayılarının hücum açısı ile değişimi.	15
2.5: Sürüklenme katsayılarının hücum açısı ile değişimi.	15
2.6: Taşıma katsayılarının sürüklenme katsayıları ile değişimi.	16
2.7: Aerodinamik özelliklerin Reynolds sayısı ile değişimi.	18
2.8: Akım ayrılması.	19
2.9: Hücum açısının artmasıyla hız kaybının gerçekleşmesi.	19
2.10: $\delta r$ genişliğinde bir pala parçası üzerindeki hız bileşenleri.	20
2.11: Palaların arasından geçen rüzgârın hız bileşenlerinin değişimi.	22
2.12: Dönen pala profili üzerindeki hız bileşenleri.	23
2.13: Kord uzunluğu ve burulma açısının optimum dağılımı.	24
3.1: Kontrol hacmi.	25
3.2: Dönen halka şekilli akım tüpü.	30
3.3: $\delta r$ genişliğinde halka şekilli diferansiyel kesit alanı.	31
3.4: Dönen pala profili üzerindeki aerodinamik kuvvetler.	33
3.5: İki rotor arasında akım tüpünün gerçek hali ve varsayımı.	37
3.6: Çift rotorlu türbinde teğetsel hız bileşenleri.	38
3.7: İkinci rotor için pala profili üzerindeki hız bileşenleri.	39
3.8: İlk rotor için program algoritması.	40
4.1: Öndeki rotorun hatve açısının rotorların performansına etkisi.	42

4.2:	Uç hız oranı 4 ve hatve açısı $10^\circ$ iken güç eğrileri.	42
4.3:	Uç hız oranı 4 ve hatve açısı $12^\circ$ iken güç eğrileri.	43
4.4:	Uç hız oranı 4 ve hatve açısı $14^\circ$ iken güç eğrileri.	43
4.5:	Uç hız oranı 5 ve hatve açısı $10^\circ$ iken güç eğrileri.	44
4.6:	Uç hız oranı 5 ve hatve açısı $12^\circ$ iken güç eğrileri.	45
4.7:	Uç hız oranı 5 ve hatve açısı $14^\circ$ iken güç eğrileri.	45
4.8:	Uç hız oranı 6 ve hatve açısı $10^\circ$ iken güç eğrileri.	46
4.9:	Uç hız oranı 6 ve hatve açısı $12^\circ$ iken güç eğrileri.	47
4.10:	Uç hız oranı 6 ve hatve açısı $14^\circ$ iken güç eğrileri.	47
4.11:	Maksimum güç eğrilerinin karşılaştırılması.	48
4.12:	Ön hatve açısı $12^\circ$ iken performansın uç hız oranı ile değişimi.	49
4.13:	Ön hatve açısı $14^\circ$ iken performansın uç hız oranı ile değişimi.	49
4.14:	Ön hatve açısı $16^\circ$ iken performansın uç hız oranı ile değişimi.	49
4.15:	İkinci rotorun performansının ikinci rotorun hatve açısı ile değişimi.	50
4.16:	Toplam performansın ikinci rotorun hatve açısı ile değişimi.	50

# TABLolar DİZİNİ

<b><u>Tablo No:</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
4.1: Birinci Durumda Performansın Hatve Açıları İle Değişimi.	41
4.2: Birinci Durumda Güç Artış Oranları.	43
4.3: İkinci Durumda Performansın Hatve Açıları İle Değişimi.	44
4.4: İkinci Durumda Güç Artış Oranları.	45
4.5: Üçüncü Durumda Performansın Hatve Açıları İle Değişimi.	46
4.6: Üçüncü Durumda Güç Artış Oranları.	47
4.7: Maksimum Performansın Alındığı Parametreler.	48

# 1. GİRİŞ

Son yıllarda gündemde olan küresel ısınma ve iklim değişikliği, giderek artan enerji ihtiyacının geleneksel yollarla karşılanmasının sorgulanmasına neden oldu. Fosil yakıtlardaki fiyat artışı ve bunların atmosfere sera gazları salınımına sebebiyet vermesi, hidroelektrik enerji santrallerinin çevresel etkileri ve nükleer enerjinin yüksek güvenlik riski ve atık yönetimi gibi birtakım sorunlar rüzgâr enerjisi gibi temiz enerji üretim yöntemlerinin araştırılması ve geliştirilmesini kaçınılmaz kıldı.

Rüzgâr türbinleri üzerine yapılmakta olan mevcut çalışmalar birkaç farklı hedef üzerinde durmaktadır. Bunlar genel olarak daha büyük boyutlu rüzgâr türbinleri tasarlamak, türbinin dikileceği konuma uygun tasarlamak ve küçük ölçekli rüzgâr türbinleridir [Bak, 2013].

Bunların dışında kalan ve henüz teorik ve deneysel çalışmaların ötesinde ticari uygulama safhasına geçmemiş bir çalışma konusunu ise çift rotorlu rüzgâr türbinleri oluşturmaktadır. Çift rotorlu rüzgâr türbinleri de toplam maliyeti aşağıya çekecek ve dolayısıyla enerji üretim maliyetini azaltabilecek yönde bir gelişmedir. Ancak çift rotorlu türbin tasarımı tek rotorlu türbin tasarımına göre aşılması gereken bir takım zorluklar barındırmaktadır. Bu zorlukların başında iki rotor arasındaki aerodinamik etkileşimleri iyi tanımlayabilmek gelmektedir. İşte bu nedenle bu çalışmada tek rotorlu türbin tasarımında yaygın olarak kullanılan teorik yöntemde bazı düzenlemeler yapılarak çift rotorlu türbin tasarımına uyarlanmıştır. Hesaplamalarda kolaylık oluşturması için birtakım basitleştirmeler yapılmıştır. Oluşturulan bu modele dayanan bir program yazılmıştır. Tasarlanan çift rotorlu rüzgâr türbininin performansı yazılan bu program vasıtasıyla incelenmiştir.

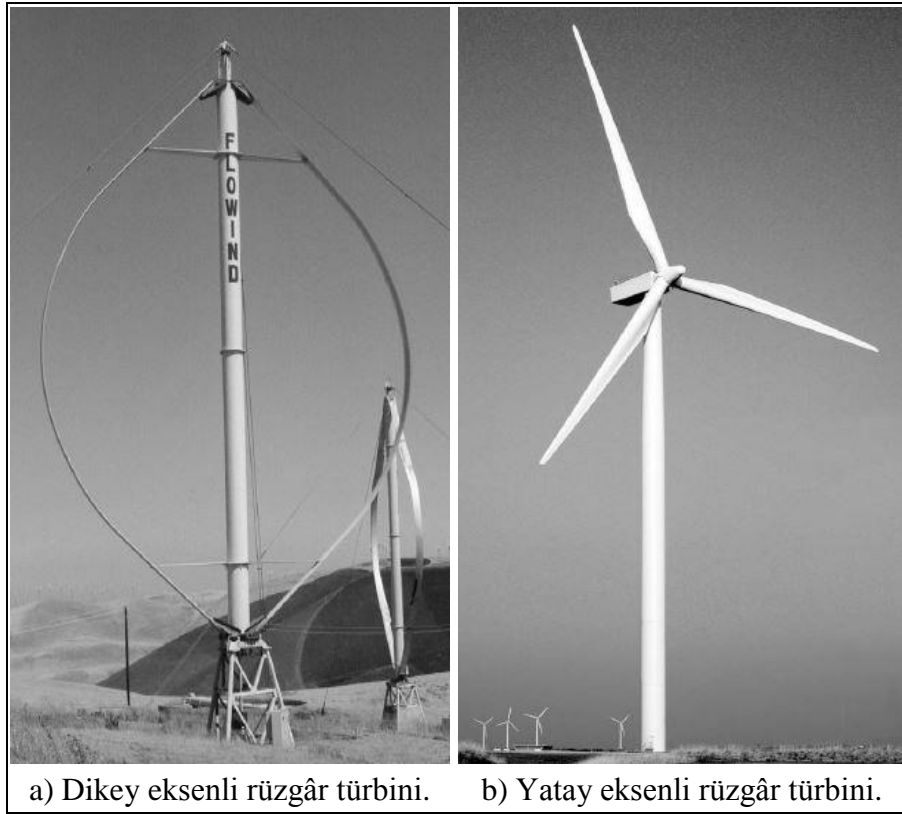
Bu tez çalışmasının ilk bölümünde rüzgâr türbinlerinin sınıflandırılması yapıldıktan sonra dünyada ve Türkiye’de rüzgâr enerjisinden yararlanma durumuna değinilecek ve çift rotorlu türbinler üzerinde yapılan çalışmalardan bahsedilecektir. İkinci bölümde öncelikle rotoru oluşturan en küçük eleman olan pala kesitinin 2 boyutlu aerodinamiği anlatılacak ardından rotorun performansını belirleyen tasarım parametrelerinden bahsedilecektir. Üçüncü bölümde Pala Elemanı Momentum (Blade Element Momentum, BEM) Teorisi anlatılacak ve çift rotorlu türbin için yapılan modifikasyona yer verilecektir. Son olarak dördüncü bölümde analiz sonuçlarına yer verilecektir.

## 1.1. Rüzgâr Türbinlerinin Sınıflandırılması

- Rotor Dönme Eksenine Göre Rüzgâr Türbinleri

Rüzgâr türbinleri, rotorlarının dönme eksenine göre ikiye ayrılırlar. Buna göre bir türbinin rotorunun dönme eksenini rüzgâra dik yönde ise bu türbin dikey eksenli rüzgâr türbini (vertical axis wind turbine, VAWT), eğer rotorun dönme eksenini rüzgâra paralel yönde ise yatay eksenli rüzgâr türbini (horizontal axis wind turbine, HAWT) olarak adlandırılmaktadır.

Şekil 1.1’de Darrieus rotoru olarak da adlandırılan bir dikey eksenli rüzgâr türbini ve bir yatay eksenli rüzgâr türbini birlikte verilmiştir [Hau, 2006].



Şekil 1.1: Rotor dönme eksenine göre rüzgâr türbinleri.

VAWT kulesinde jeneratör ve dişli kutusu gibi bileşenleri kulenin tepesine koymaya gerek yoktur, bu nedenle mekanik bileşenler yere daha yakın bir konuma yani daha erişilebilir bir konuma yerleştirilir. Bu da imalat ve kurulum kolaylığı gibi avantajlar sağlamaktadır. Bir diğer avantajlı oldukları nokta ise rüzgârın her zaman

rotora tam karşı yönden geliyor oluşudur. Yatay eksenli türbinlerde bunu gerçekleştirmek için “yaw mekanizması” adı verilen bir sisteme ihtiyaç vardır.

Dikey eksenli türbinlerin eleştirilen yönleri ise düşük performansları, rotorun kendiliğinden dönmeye başlayamaması, pala açılarını değiştirerek güç çıkışının veya rotor dönme hızının kontrol edilememesidir [Hau, 2006].

Dikey eksenli türbinlerin şüpheyle bakılan teknolojisine karşılık yatay eksenli türbinler kendini kanıtlamış durumdadır. Ancak yatay eksenli türbinlerin de eleştirilen yönleri mevcuttur. Küçük eksenli türbinler hala ekonomik olmaktan uzaktır. Mevcut eğilimler daha büyük boyutlu türbin üretimi dolayısıyla daha büyük rotor üretimi üzerinedir. Bu da aşılması gereken ciddi sorunları barındırmaktadır.

Dikey eksenli türbinlerin aksine yatay eksenli türbinlerin rotorları değişken yer çekimi kuvvetlerine maruz kalırlar ve bu kuvvetler pala ağırlığı ile orantı olarak artmaktadır. Yatay eksenli türbinlerde pala ağırlığı pala boyutunun küpüyle orantılı olarak artmaktadır. Bu yüzden her boyut artışı beraberinde gelen ağırlık artışı hem rotor üzerindeki yüklemenin kritik boyutlara ulaşması hem de türbinin ekonomik olmaktan çıkması anlamına gelmektedir [Tjiu et al., 2014], [Ashwill and Laird, 2007].

Bu tez çalışması küçük ölçekli yatay eksenli rüzgâr türbinleri üzerinedir ve bu nedenle bundan sonra yatay eksenli rüzgâr türbini ifadesi yerine türbin terimi kullanılacaktır.

#### • Kurulduğu Yere Göre Rüzgâr Türbinleri

Rüzgâr türbinleri karaya kuruldukları gibi denizlere de kurulabilirler. Bu nedenle kuruldukları yere göre ikiye ayrılırlar. Karaya kurulan rüzgâr türbinlerinin yaklaşık 30 yıllık bir geçmişi bulunurken denize kurulan rüzgâr türbinleri henüz oldukça yeni bir eğilimdir.

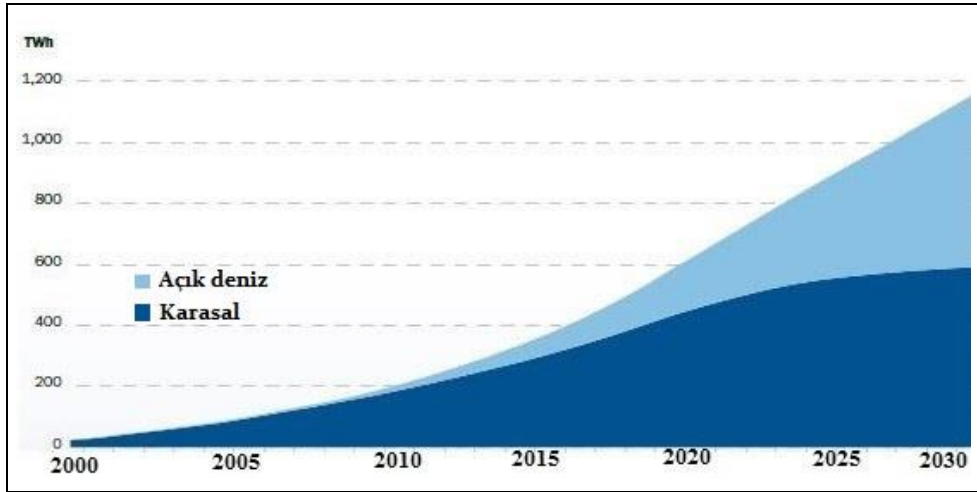
Açık denizlerde karaya göre ortalama rüzgâr hızının daha yüksek olması ve ağaç, bina, dağ gibi rüzgâr önünde engel oluşturan pürüzlülüklerin denizlerde bulunmaması yatırımcıları denizlerden de yararlanma fikrine götürmüştür. Bu nedenle yakın zamanda denizlerde de rüzgâr türbinleri kurulmaya başlanmıştır. Denizlere kurulan rüzgâr türbinleri açık deniz (offshore) rüzgâr türbinleri olarak adlandırılırlar ve karaya kurulanlardan birtakım farklılıklar içerirler.

Açık deniz rüzgâr türbinleri genellikle karaya kurulan rüzgâr türbinlerinden daha büyük rotor çapına sahiptirler. Bununla beraber deniz seviyesinin üzerinde

karaya göre daha düzgün bir rüzgâr dağılımı vardır. Bu nedenle türbin kulesinin karadaki rüzgâr türbinlerindeki kadar uzun olmasına gerek yoktur. Kule boyunun kısa tutulması ağırlık merkezini daha aşağıya çekeceğinden stabiliteye olumlu etkisi olacaktır [Tjiu et al., 2014].

Açık deniz rüzgâr türbinlerinin farklılaştığı bir diğer nokta, türbine ulaşmanın zorluğundan dolayı türbinde kullanılan parçaların daha yüksek güvenilirliğe sahip olmaları böylece daha az arızalanmaları istenmektedir. Açık deniz rüzgâr türbinlerinin bakım onarım maliyetlerinin karadakilere oranla yüksek oluşu enerji üretim maliyetlerinin karadaki türbinlerden daha yüksek olmasında bir etkidir [Tjiu et al., 2014].

Açık deniz rüzgâr türbinlerinin toplam maliyeti yüksek olsa da dünya çapında geniş deniz alanlarının varlığı ve rüzgâr potansiyeli yüksek olan arazilerin sınırlı olması gelecekte bu alana olan ilgiyi daha da arttıracaktır. Şekil 1.2’de Avrupa Birliği içerisinde 2030 yılına kadar üretilmesi öngörülen rüzgâr enerjisinin kara ve açık denize göre dağılımı gösterilmektedir [EWEA, 2009]. Buna göre şu anda yüzdesi oldukça düşük olan açık deniz rüzgâr türbinlerinden, yapılması öngörülen yatırımlar sayesinde, 2030 yılında neredeyse başa baş enerji üretimi sağlanması beklenmektedir.



Şekil 1.2: AB içerisinde 2030 yılına kadar üretilmesi beklenen rüzgâr enerjisi.

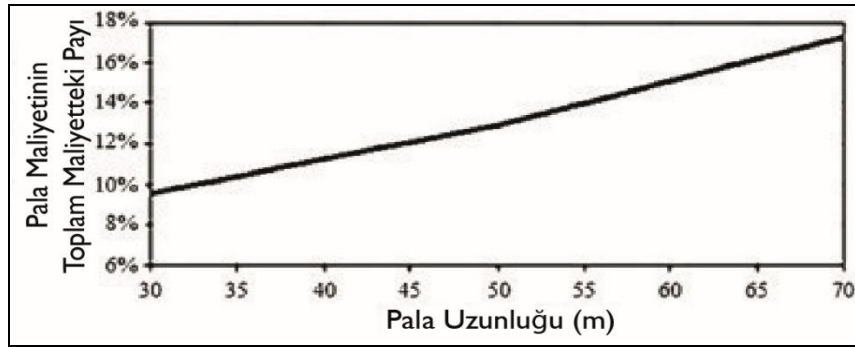
- Kapasitelerine Göre Rüzgâr Türbinleri

Rüzgâr türbinleri günümüzde güç üretme kapasitelerine göre ikiye ayrılmaktadırlar. Genel olarak 1 MW ve üzeri kapasitedeki türbinler büyük ölçekli



rüzgâr türbinleri, 100 kW ve altı kapasitedeki türbinler küçük ölçekli rüzgâr türbinleri olarak adlandırılırlar. Bu iki kapasitenin arası geçiş bölgesini oluşturmaktadır.

Büyük ölçekli türbinlerde rotor çapı arttıkça pala maliyetinin toplam maliyet içerisindeki payı da artmaktadır. Bu durum Şekil 1.3'te gösterilmiştir [T.P.I. Composites, 2003]. Mevcut pala malzeme ve imalat teknikleriyle daha büyük rotorlar tasarlamak ekonomik olmaktan çıkmaktadır. Küçük ölçekli türbinlerde ise pala maliyetinin toplam maliyet içerisindeki payı daha az öneme sahiptir. Bu nedenle küçük ölçekli rüzgâr türbinlerinde eğilim daha büyük ve daha iyi aerodinamik performansa sahip rotor üreterek enerji üretim maliyetini daha aşağıya çekmektir.



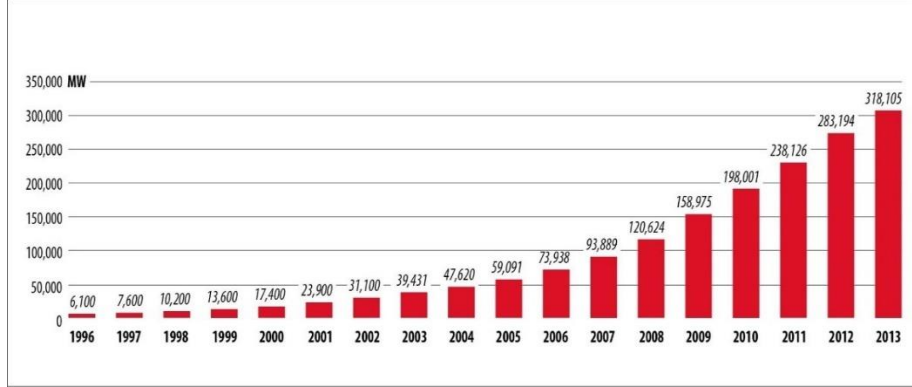
Şekil 1.3: Pala maliyetinin toplam maliyete oranının pala uzunluğu ile değişimi.

Büyük ölçekli rüzgâr türbinlerinde rotor çapı arttıkça pala ağırlığı arttığından dolayı son zamanlarda yapısal iyileştirmeler üzerinde durmak önem kazanmıştır. Mevcut büyük ölçekli türbinlerin çoğunluğunda pala üretiminde cam elyafı kullanılmaktadır. Pala ağırlığını azaltmak için karbon elyafı kullanımı düşünüldüyse de daha pahalı bir malzeme olmasından dolayı birçok üretici bu fikirden uzak durmaktadır. Küçük ölçekli türbinlerde henüz böyle bir sorun olmadığı için çalışmalar daha çok rotorun aerodinamik performansı üzerinde yoğunlaşmaktadır.

## 1.2. Dünyada ve Türkiye’de Rüzgâr Enerjisinin Durumu

Dünyamızdaki rüzgâr enerjisi potansiyelini belirleyebilmek için yapılan çalışmalarda birbirinden farklı sonuçlar ortaya çıkmıştır. Bu çalışmalar neticesinde üretilebilecek gücün 56 TW ile 148 TW arasında olabileceği tahmin edilmektedir ancak bu çalışmalar biraz fazla iyimser sonuçlar içermektedir [Adams and Keith,

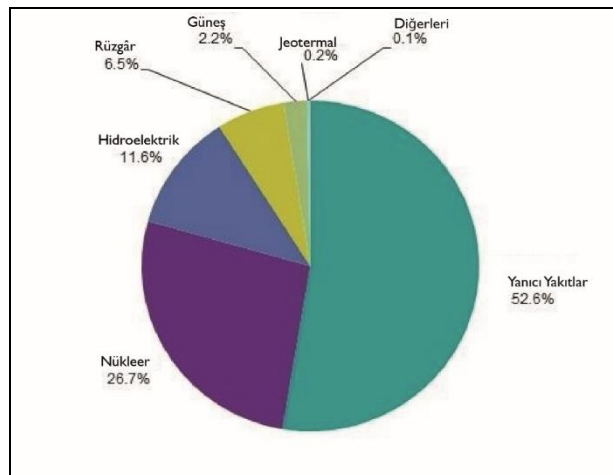
2013]. Günümüzde bu kapasitenin çok küçük bir kısmı kullanımdadır. 2013 yılı sonu itibariyle dünya genelinde kurulu rüzgâr gücü miktarı 318 GW kadardır. 1996 - 2013 yılları arasındaki kurulu kümülatif güç Şekil 1.4'te gösterilmektedir [GWEC, 2013].



Şekil 1.4: Dünya genelinde kümülatif kurulu rüzgâr gücü.

Dünya genelinde kurulu rüzgâr gücünün büyük bir kısmı sırasıyla Çin, ABD ve Almanya'ya aittir. Çin toplam kurulu gücün % 28,7'sine sahiptir ve 2013 yılı içerisinde yapılan yeni yatırımların da % 45'i yine Çin'den gelmiştir. Kıtalara göre dağılımda ise Avrupa'yı sırasıyla Asya ve Kuzey Amerika izlemektedir ancak yakın zamanda Çin'in yapacağı yatırımlar nedeniyle Asya kıtasının birinciliği alması beklenmektedir [GWEC, 2013].

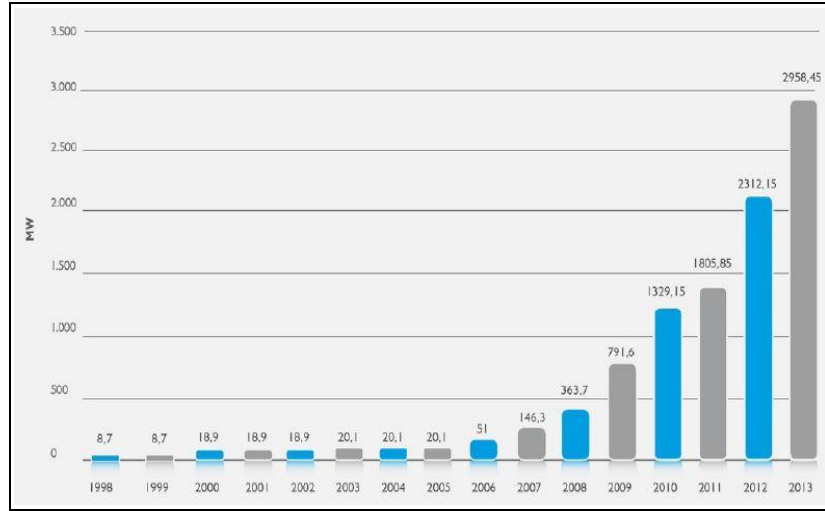
Enerji kaynaklarının daha dengeli dağılım gösterdiği Avrupa Birliği içerisinde elektrik üretiminde yararlanılan enerji kaynaklarının oranları Şekil 1.5'te verilmiştir [Web 1, 2015].



Şekil 1.5: AB içerisinde enerji kaynaklarının dağılımı.

Türkiye rüzgâr enerjisi bakımından Avrupa'da en büyük potansiyele sahip ülkelerin başında gelmektedir. Türkiye'de toplam rüzgâr gücü potansiyeli 48 GW düzeyindedir [Web 2, 2015]. Rüzgâr enerjisi potansiyeli en çok Marmara ve Ege bölgelerinde bulunmaktadır, bu iki bölgenin ardından Akdeniz bölgesi gelmektedir.

Türkiye'de rüzgâr enerjisine yapılan yatırımlar 2007 yılından itibaren artış göstermiştir. 2013 yılı sonu itibariyle işletmede olan toplam kurulu güç 2760 MW seviyesindedir [Web 2, 2015]. Şekil 1.6'da 2014 yılına kadar kurulan kümülatif rüzgâr gücü kapasitesi gösterilmektedir [Web 3, 2015]. 2015 yılında 5 GW seviyesine erişilmesi beklenmektedir ayrıca 2023 yılında 20 GW kurulu güç kapasitesine ulaşılması hedeflenmektedir [Web 4, 2015].



Şekil 1.6: Türkiye'de kurulu kümülatif rüzgâr gücü.

### 1.3. Çift Rotorlu Rüzgâr Türbinleri

Bir rüzgâr türbini rotoru, rüzgârın sahip olduğu kinetik enerjinin teorik olarak en çok % 59,3'ünden yararlanabilir ve buna Betz limiti denir [Betz, 1966]. Modern türbinlerde bu oran yaklaşık olarak % 45 - 50 civarındadır. Bu nedenle rotordan geçen rüzgâr hala enerjisinin çoğunluğunu kaybetmemiştir. Bu gerçekten yola çıkarak mevcut rotorun arkasına bir rotor daha eklenebilir ve öndeki rotordan geçen rüzgârın enerjisi ikinci kez hasat edilebilir.

Çift rotor kullanma fikri henüz araştırma aşamasındadır. Öndeki rotoru geçtikten sonra rüzgârın akış rejiminde bir hayli düzensizlik meydana gelmektedir. Tek rotorlu türbin tasarımında bu önemli bir sorun teşkil etmezken çift rotorlu türbin

için özellikle arkadaki rotorun bu düzensiz akıştan nasıl etkileneceği ve nasıl tasarlanması gerektiği cevap bekleyen bir konudur.

Çift rotorlu türbin tasarımında kullanılabilir ve iki rotor arasındaki aerodinamik etkileşimleri dikkate alan bir teorik yöntem bulunmamaktadır. Araştırmalar çoğunlukla rüzgâr tüneli deneyleri ve HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) simülasyonları ile yürütülmektedir. İki yöntemde olayın fiziğini anlamada oldukça önemli bir yer tutmaktadır fakat ön tasarım sürecinde zaman, işgücü ve maliyet bakımından ilk başvurulacak seçenek olmaktan uzaktırlar.

2002 yılında Kaliforniya’da yapılan bir saha çalışmasında, çift rotor kullanılması durumunda yıllık enerji üretiminde % 40’a varan artış olabileceği öne sürülmüştür [Appa, 2002]. Bu çalışmada her biri iki adet paladan oluşan rotorlar ve birbirinden bağımsız iki jeneratör kullanılmıştır. Rotorlar birbirine zıt yönde dönecek şekilde ayarlanmıştır. Şekil 1.7’de bu türbin gösterilmektedir [Appa, 2002].



Şekil 1.7: 2002 yılında Kaliforniya’da denenen çift rotorlu rüzgâr türbini.

Bir başka çalışmada Şekil 1.8’de verilen 30 kW gücündeki çift rotorlu rüzgâr türbini tasarlanmış ve sahada denenmiştir [Jung et al., 2005]. Bu türbinin rotorları birbirine zıt yönde dönmektedir ve çapları birbirinden farklıdır. Öndeki rotor arkadaki rotorun yarısı kadardır.



Şekil 1.8: 30 kW gücünde çift rotorlu rüzgâr türbini.

Bu çalışmada arkadaki rotorun tek başına kullanılması durumuna göre % 20'ye yakın güç artışı elde edilebileceği öne sürülmüştür. Ancak öndeki rotor ile arkadaki rotorda farklı pala kesit profili kullanıldığını belirtmekte fayda vardır. Çalışmada ayrıca analiz de yapılmış ve analiz sonuçlarının saha testleriyle uyum içinde olduğu savunulmuştur. Analizin ilgi çekici kısmı daha önceden yapılmış bir rüzgâr tüneli testi verilerinden faydalanılmasıdır. Daha sonra bu çalışmada kullanılan rotor, ölçülerine sadık kalınarak, farklı bir grup araştırmacı tarafından HAD simülasyonu ile incelenmiş ve maksimum güç artışı % 9,67 olarak hesaplanmıştır [Kumar et al., 2012].

Bir başka HAD çalışmasında ise 500 kW'lık bir tek rotorlu türbinin, üzerinde bulunan rotorun aynısı kullanılarak bilgisayar ortamında çift rotorlu türbin modeli oluşturulmuş ve simülasyonu gerçekleştirilmiştir [Shen et al., 2007]. Çift rotorlu türbinin yılda % 43,5 daha fazla enerji üretebileceği savunulmaktadır. Bu çalışmada aynı zamanda rotorların birbirine olan uzaklığının ve dönme hızlarının performansa etkisi de gözlemlenmiştir.

2014 yılında yapılan bir rüzgâr tüneli deneyinde oldukça faydalı bilgiler elde edilmiştir [Özbay et al., 2014]. Bu çalışmada serbest akım rüzgâr hızı profilinin gerçek koşullardaki akışa benzemesi için rüzgâr tünelinin zemini pürüzlülük oluşturacak engellerle kaplanmıştır. Daha önceki çalışmalardan farklı olarak rotorların birbirlerine hem zıt yönde hem de eş yönde dönmesi durumları incelenmiştir. Buna göre rotorlar aynı yönde döndüğü zaman tek rotorlu bir türbine

göre % 48'e kadar daha fazla güç üretilebileceği, rotorlar zıt yönde döndüğü zaman ise % 60'a kadar daha fazla güç üretilebileceği savunulmaktadır.

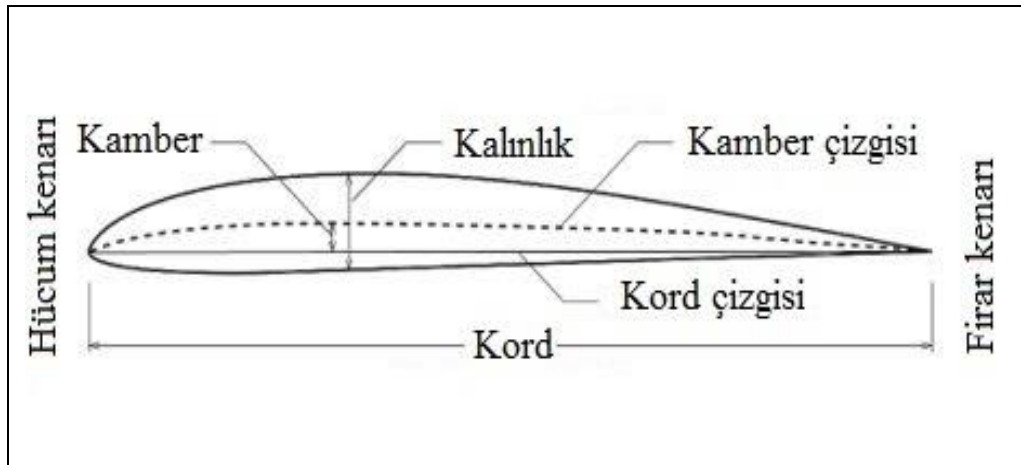
## 2. RÜZGÂR TÜRBİNİ AERODİNAMİĞİ

Yatay eksenli bir rüzgâr türbininin aerodinamik tasarımı ve performans analizini gerçekleştirebilmek için rotor aerodinamiğini iyi öğrenmek gereklidir. Rotor aerodinamiğini anlamaya da rotoru oluşturan en küçük eleman olan pala profilinden başlamak yerinde olacaktır.

Bu bölümde 3. bölümde anlatılacak olan BEM Teorisi'ne zemin oluşturmak için pala profilinin geometrik özellikleri açıklanacak, pala profili üzerinde oluşan aerodinamik kuvvetler ve bu kuvvetleri etkileyen faktörlere değinilecek, değişik pala profillerinin birbirinden farklı aerodinamik karakteristiklerinden bahsedilecek, rotorun aerodinamik tasarımında yararlanılan pala ailelerine ve güncel pala profili tasarım eğilimlerine değinilecektir.

### 2.1. Pala Profili

Pala profili rotorun bir palasını oluşturan en küçük eleman olarak tanımlanmıştır. Daha detaylı olarak bahsedilecek olursa bir pala profili, üzerinden geçecek olan akışkanın akış özelliklerini değiştirerek bundan fayda sağlayan geometrik bir şekilden ibarettir ve bir palanın belirli bir konumunun kesiti alındığında palanın o konumdaki pala profili elde edilmiş olur. Şekil 2.1'de bir pala profili görülmektedir [Web 5, 2015].



Şekil 2.1: Pala profili.

Yukarıdaki şekilde pala profiline ait bazı geometrik özellikler gösterilmektedir. Burada hücum kenarı (leading edge, L.E.) pala profilinin iki uç noktasından rüzgârla ilk karşılaşanı, firar kenarı (trailing edge, T.E.) ise rüzgâra son temas edenidir. Bu iki noktayı birleştirdiği varsayılan doğruya ise kord çizgisi (chordline, c) denilmektedir. Kord çizgisi yatay bir düzlemde dururken hücum kenarı palanın en ileri kısmını, firar kenarı ise en geri kısmını oluşturur. Kord çizgisi önemlidir çünkü pala profiline ait diğer birçok geometrik ve aerodinamik özellik kord çizgisi uzunluğunun yüzdesi olarak verilir veya kord çizgisi uzunluğuna bölünerek boyutsuzlaştırılır.

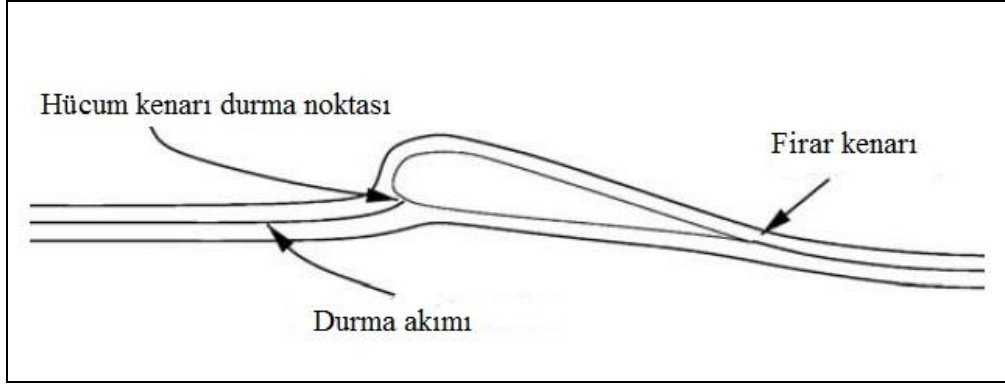
Pala profilinin alt kısmına basınç tarafı (pressure side), üst kısmına ise emme tarafı (suction side) denilmektedir. Bu durum havanın basıncının pala elemanının üst tarafında düşmesi ve alt tarafında yükselmesinden ileri gelmektedir ve daha sonra aynı bölümde detaylı şekilde incelenecektir. Basınç tarafı ile emme tarafı arasındaki dik uzaklık pala profilinin lokal kalınlığını verir. Şekilden de görüleceği gibi hücum kenarından firar kenarına doğru kalınlık her konumda değişmektedir. Kalınlığın maksimuma ulaştığı noktadaki kalınlık değeri pala profilinin kalınlığıdır ve büyüklüğü kord uzunluğunun yüzdesi cinsinden verilir. Maksimum kalınlığın kord çizgisi üzerinde bulunduğu nokta pala profilinin aerodinamik karakterini etkilemektedir.

Pala profilinin bütün konumlarındaki kalınlıklarının orta noktaları birleştirilerek oluşturulan eğriye kamber çizgisi (camberline) adı verilmektedir. Kamber çizgisi ile kord çizgisi arasındaki dik uzaklık ise o konumdaki lokal kamberdir. Maksimum kamber ise pala profilinin kamberidir ve bunun da büyüklüğü kord uzunluğunun yüzdesi cinsinden verilir. Maksimum kamber ile maksimum kalınlık aynı noktada olmak zorunda değildir. Bazı pala profillerinde maksimum kamber hücum kenarına daha yakınken bazı pala profillerinde firar kenarına daha yakın olabilmektedir. Bu iki çeşit pala profilinin de birbirinden farklı aerodinamik özellikleri bulunmaktadır. Maksimum kamber noktası ve kamber büyüklüğü bir pala profilinin aerodinamik karakterinde doğrudan etkilidir. Bazı pala profillerinde kamber sıfırdır yani kamber çizgisi ile kord çizgisi üst üstedir. Bu pala profillerine simetrik pala profili adı verilmektedir. Simetrik pala profillerinin akrobasi uçakları ve helikopterler gibi bazı özel kullanım alanları bulunmaktadır.



## 2.2. Pala Profiline Etkiyen Aerodinamik Kuvvetler

Pala profilinin üzerinden geçen rüzgârın akışında değişiklik meydana getirdiği daha önce bahsedilmiştir. Şekil 2.2'de verilen pala profiline dikkatlice bakıldığında üst yüzeyinde rüzgârın izleyeceği yolun, alt yüzeyindekinden daha uzun olduğu görülecektir [Hansen, 2008].

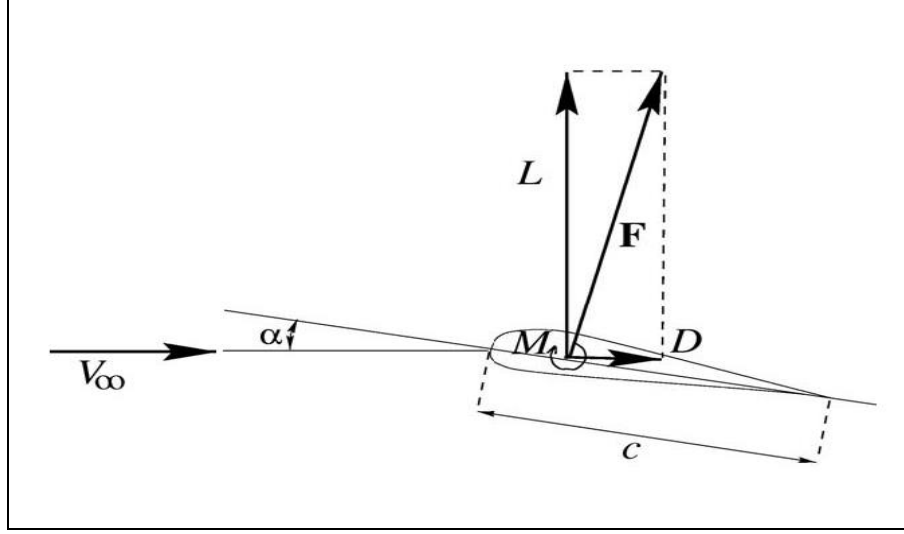


Şekil 2.2: Akış profili.

Süreklilik yasası gereği pala profilinin önünde de arkasında da rüzgârın kütle debisinin aynı olması gerekmektedir. Bunun sağlanabilmesi için de üst taraftan geçen rüzgârın daha uzun olan yolu, alt taraftan geçen rüzgâr ile aynı sürede alması gerekmektedir. Bir başka deyişle üst tarafta akışın hızlanması alt tarafta ise duruma göre yavaşlaması veya sabit kalması gerekir. Bernoulli yasası gereği hızı artan rüzgârın dinamik basıncı artarken statik basıncı azalacaktır. Alt tarafta ise tam tersi olacak ve yavaşlayan rüzgârın dinamik basıncı azalırken statik basıncı artacaktır. Böylece pala profilinin üst tarafında alçak basınç alt tarafında yüksek basınç meydana gelecektir. Daha önce bahsedildiği gibi üst tarafa emme tarafı alt tarafa basınç tarafı denilmesi bundan kaynaklanmaktadır. Bu basınç farkı pala profilini aşağıdan yukarıya doğru iten taşıma kuvvetine (lift force,  $F_L$ ) neden olacaktır.

Rüzgâr pala profili üzerinden geçerken oluşan ikinci kuvvet türü ise sürüklenme kuvveti (drag force,  $F_D$ ) olarak adlandırılır. Sürüklenme kuvveti rüzgârın pala profiline gösterdiği direnç kuvvetidir ve genel olarak pala profilinin şeklinden ve pala profili ile akışkan arasındaki sürtünmeden kaynaklanır. Şekil 2.3'te bir pala profili üzerinde taşıma ve sürüklenme kuvvetleri birlikte gösterilmektedir [Hansen,

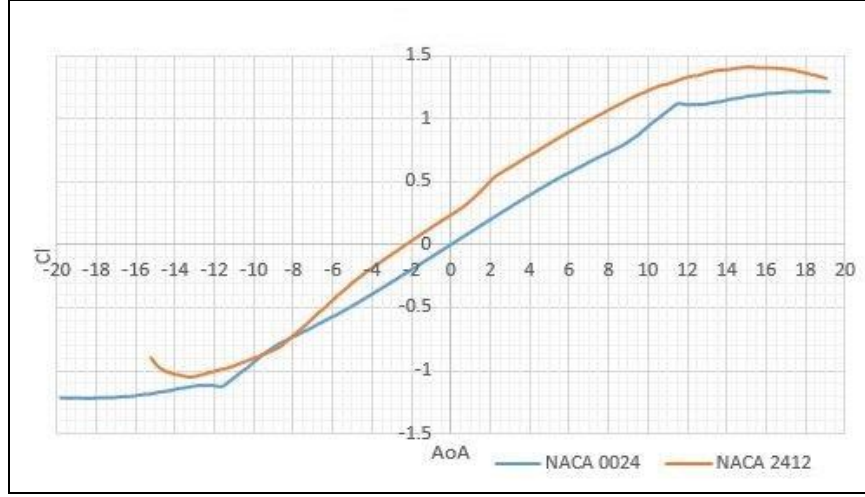
2008]. Şekilden de görülebileceği gibi taşıma kuvveti rüzgârın akış yönüne dik yönde etki ederken sürüklenme kuvveti rüzgârla aynı yönde etki etmektedir.



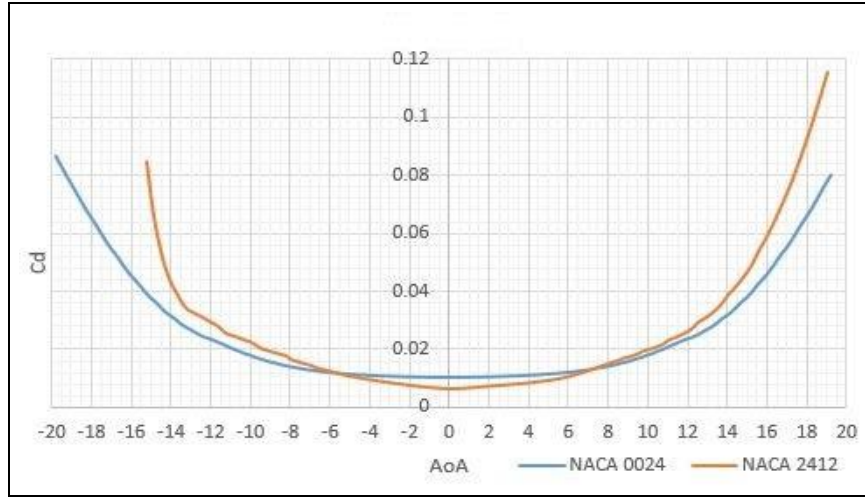
Şekil 2.3: Pala profiline etkiyen taşıma ve sürüklenme kuvvetleri.

Şekil 2.3'te rüzgârın hız vektörü ile pala profilinin kord çizgisi arasında  $\alpha$  açısı bulunmaktadır. Rüzgâr bu açı ile pala profiline yaklaşmaktadır ve bu açıya hücum açısı (angle of attack, AoA) denilmektedir. Hücum açısı oldukça önemli bir parametredir. Taşıma ve sürüklenme kuvvetleri hücum açısının birer fonksiyonudurlar.

Taşıma ve sürüklenme kuvvetleri aynı zamanda pala profilinin şekline de bağlıdır. Farklı pala profillerinde aynı hücum açısında farklı taşıma ve sürüklenme kuvvetleri oluşabilir. Özellikle kamber ve kalınlık değerleri ile bunların kord çizgisi üzerindeki konumları ve pala profilinin hücum kenarının şekli bu kuvvetler üzerinde etkilidir. Şekil 2.4 ve 2.5'te sırasıyla iki farklı pala profilinin hücum açısıyla taşıma ve sürüklenme kuvvetleri karşılaştırılmıştır. Her iki şekilde de pala profillerinde aynı hücum açılarında diğer bütün parametreler aynıyken farklı taşıma ve sürüklenme kuvvetleri meydana geldiği görülmektedir. Bu durum pala profilinin şeklinin aerodinamik kuvvetler üzerindeki etkisini yansıtmaktadır.



Şekil 2.4: Taşıma katsayılarının hücum açısı ile değişimi.



Şekil 2.5: Sürüklenme katsayılarının hücum açısı ile değişimi.

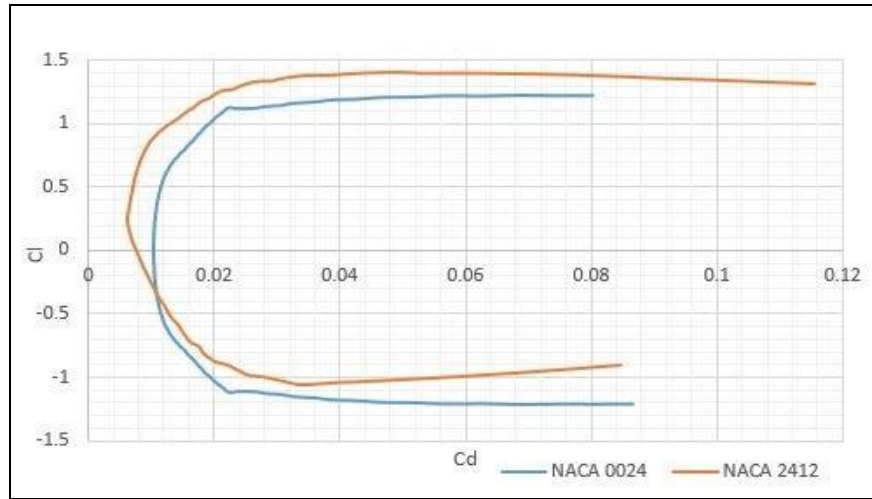
Yukarıdaki şekillerde taşıma katsayısı (lift coefficient,  $C_L$ ) birim uzunluktaki pala profili üzerinde oluşan taşıma kuvvetinin rüzgârın dinamik basıncına bölünmesiyle elde edilen boyutsuz bir özelliktir. Aynı şekilde sürüklenme katsayısı (drag coefficient,  $C_D$ ) sürüklenme kuvvetinin dinamik basınca bölünmesiyle bulunan boyutsuz bir özelliktir. Taşıma ve sürüklenme katsayıları denklem 2.1 ve 2.2'deki gibi hesaplanabilir.

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho U^2 c} \quad (2.1)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U^2 c} \quad (2.2)$$

Şekil 2.4'te her iki pala profili için taşıma katsayısının hücum açısıyla belirli bir değere kadar artış gösterdiği gözlemlenmektedir. Hücum açısı sıfır iken bir pala profili pozitif taşıma katsayısına sahiptir diğerinin ise taşıma katsayısı sıfırdır. Taşıma katsayısı sıfır olan pala profili simetrik pala profilidir. Simetrik pala profillerinde hücum açısı sıfır derece olduğunda taşıma kuvveti oluşmaz. Simetrik olmayan pala profillerinde ise sıfır derece hücum açısında taşıma kuvvetinin oluşmasının sebebi kamber nedeniyledir.

Taşıma ve sürüklenme katsayılarının hücum açısıyla değişimini gösteren grafikler aerodinamik çalışmalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Bununla birlikte taşıma katsayısının sürüklenme katsayısı ile değişimini gösteren grafik de önemli bilgi içermektedir. Şekil 2.6'da daha önce taşıma ve sürüklenme katsayılarının hücum açısı ile değişimi verilen pala profillerinin taşıma katsayılarının sürüklenme katsayılarına göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 2.6: Taşıma katsayılarının sürüklenme katsayıları ile değişimi.

Yukarıdaki şekilde taşıma katsayısının sürüklenme katsayısına bölünmesiyle elde edilen oran,  $C_l/C_d$ , rüzgâr türbinleri için önemlidir. Rüzgâr türbinleri için  $(C_L/C_D)_{max}$  değerinin hem büyük olması hem de bu değere karşılık gelen taşıma katsayısının o pala profilinin maksimum taşıma katsayısına,  $Cl_{max}$ , yakın olması amaçlanır.

## 2.3. Reynolds Sayısı ve Etkisi

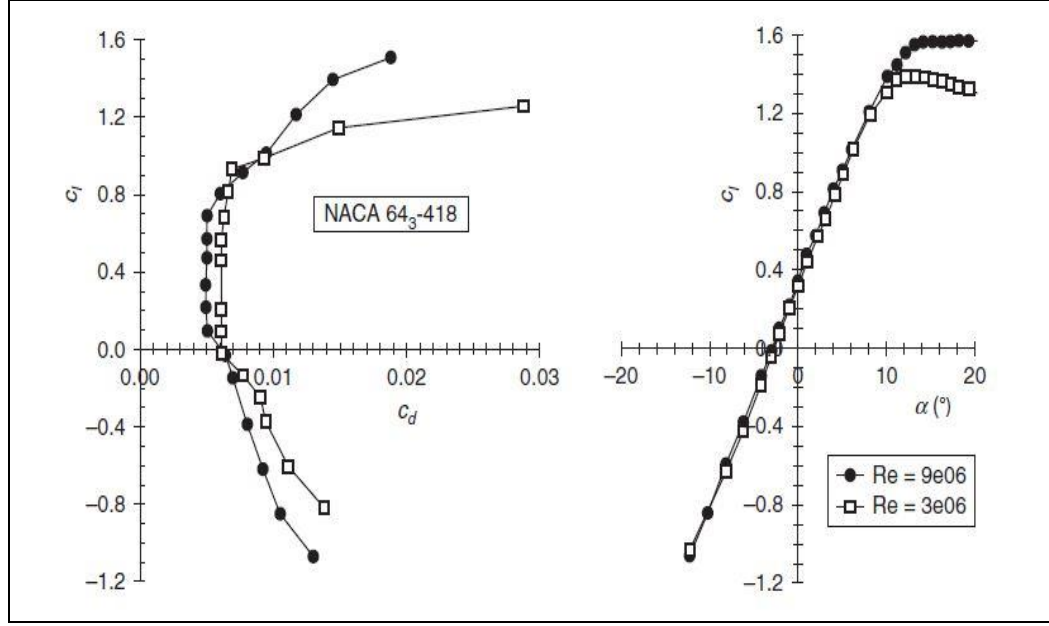
Reynolds ( $Re$ ) sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır ve akışkanlar mekaniğinde sıklıkla kullanılan boyutsuz sayılardan biridir. Reynolds sayısı bir akışın karakteristiği hakkında bilgi içermektedir. Reynolds sayısına bakılarak bir akışın laminar mi türbülanslı mı olduğu anlaşılabilir. Pala profili üzerinden akış için Reynolds sayısı aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$Re = \frac{\rho U c}{\mu} = \frac{U c}{\nu} \quad (2.3)$$

Burada  $\rho$  ortam sıcaklığındaki havanın yoğunluğunu,  $U$  serbest akış hızını,  $\mu$  havanın ortam sıcaklığındaki dinamik viskozitesini ve  $c$  de kord uzunluğunu temsil etmektedir. Eşitlik  $\rho/\mu$  yerine kinematik viskozite,  $\nu$ , getirilerek en sağdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

Görüldüğü gibi kord uzunluğu dışındaki terimler seçime tabi değildir. Bunun anlamı bir rotor tasarımı sürecinde seçilecek bir kord uzunluğuna karşılık gelen Reynolds sayısı önceden aşağı yukarı tahmin edilebilir. Genellikle küçük ölçekli rüzgâr türbinlerinde Reynolds sayısı  $10^5$  mertebesindeyken, büyük ölçekli rüzgâr türbinlerinde  $10^6 - 10^7$  aralığındadır. Bir pala profilinin taşıma ve sürüklenme katsayılarının hücum açısına göre değişimi iki farklı Reynolds sayısında Şekil 2.7’de gösterilmektedir [Timmer and Bak, 2013]. Şekilden de görüleceği gibi Reynolds sayısı artarken maksimum taşıma katsayısı artmaktadır. Bununla beraber  $(C_L/C_D)_{max}$  değeri ve bu değere karşılık gelen hücum açısı değişmektedir. Dolayısıyla rotor tasarımı sürecinde kullanılacak pala profilinin ilgili Reynolds sayısındaki aerodinamik özellikleri kullanılmalıdır.

Reynolds sayısının bir diğer önemi deneysel çalışmalar sırasında ortaya çıkmaktadır. Rotorun küçültülmüş bir modeli rüzgâr tüneline test edilmek istendiğinde deney sonuçlarının tutarlı olabilmesi için tünel ortamındaki Reynolds sayısının gerçek ortamdaki ile aynı olması gerekmektedir.

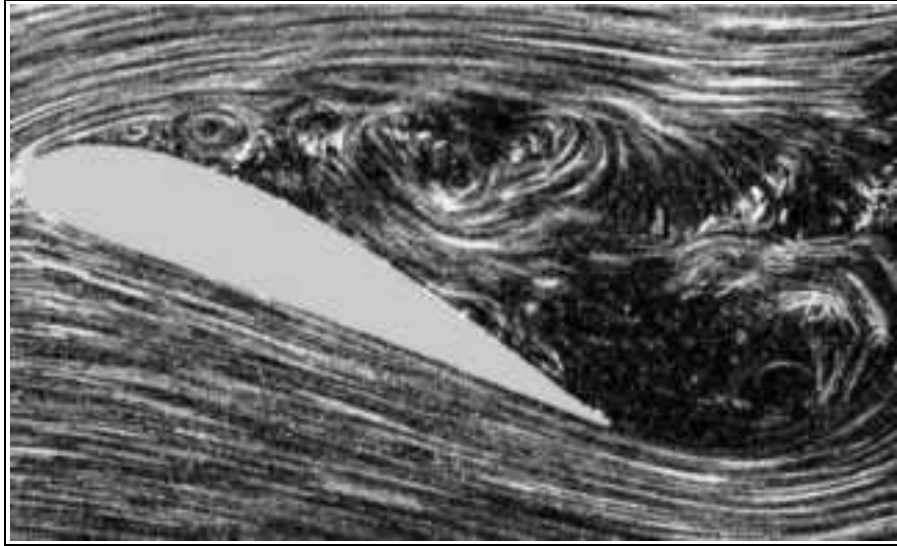


Şekil 2.7: Aerodinamik özelliklerin Reynolds sayısı ile değişimi.

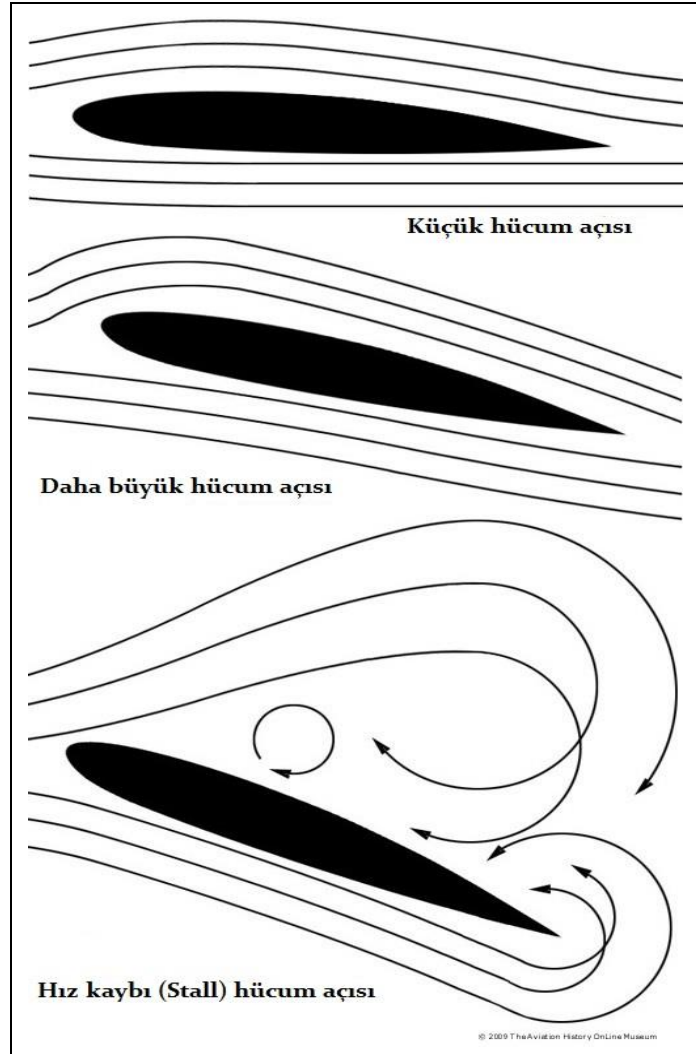
## 2.4. Akım Ayrılması ve Hız Kaybı

Bir pala profilinin üzerinde taşıma kuvveti oluşmasına akışın pala üzerinde hızlanması ve basıncının düşmesi sebep olur. Akışın pala profilinin üst tarafında hızlanması ise hücum açısının artmasıyla orantılıdır. Hücum açısının artmasıyla birlikte belirli bir açıya kadar taşıma katsayısı yaklaşık olarak doğrusal artış gösterir. Bu sırada hızlanan akış artık pala profilinin üst yüzeyine tutunamamaya başlayarak firar kenarına yakın bir yerde yüzeyden ayrılmaya başlayacaktır. Bu akım ayrılması hücum açısının artması ile birlikte artacak ve ayrılmaya başlama noktası hücum kenarına yaklaşmaya başlayacaktır. Bu esnada taşıma katsayısı hala artmaya devam etmektedir. Bir zaman sonra taşıma katsayısı zirve noktasına ulaşacaktır. Bu noktadan sonra hücum açısının artışıyla beraber akış hücum kenarından ayrılmaya başlayacaktır. Hücum kenarından başlayan akım ayrılması taşıma kuvvetinin birden bire düşmesine neden olacaktır. Bu hadiseye hız kaybı (stall) denilmekte ve havacılıkta istenmeyen bir durum oluşturmaktadır. Rüzgâr türbinlerinde ise performans düşüşüne ve yorulma yüklemesine neden olmaktadır.

Maksimum taşıma katsayısının ulaşıldığı hücum açısı pala profilinin şekline bağlıdır. Aynı kamberde farklı kalınlıklardaki iki pala profilinden kalın olan daha geç hız kaybına uğramaktadır. Şekil 2.8 ve 2.9'da akım ayrılması ve hücum açısının artmasıyla hız kaybının gerçekleşmesi verilmiştir [Web 6, 2015], [Web 7, 2015].



Şekil 2.8: Akım ayrılması.

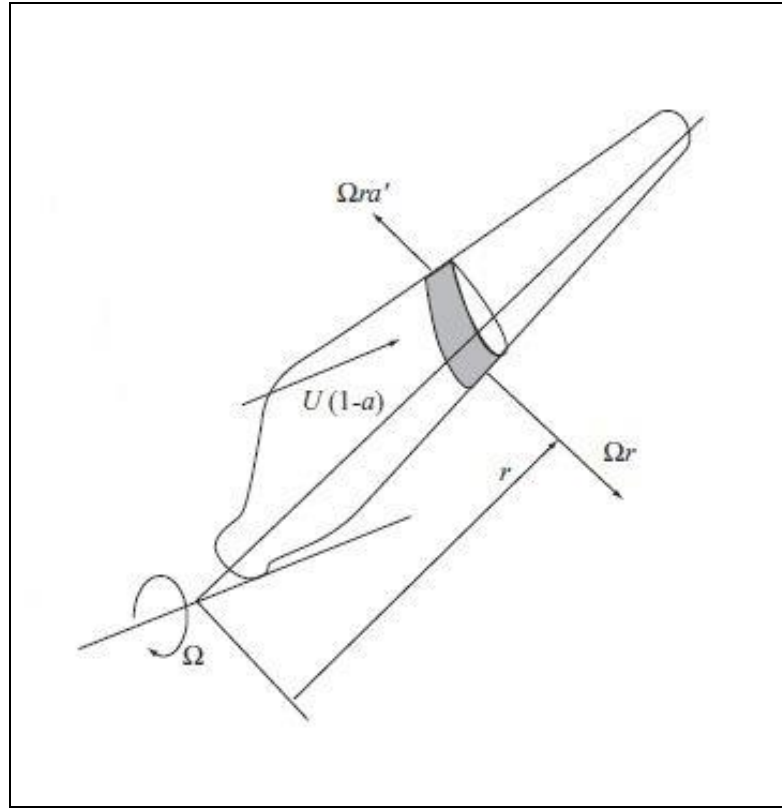


Şekil 2.9: Hücum açısının artmasıyla hız kaybının gerçekleşmesi.

## 2.5. Dönen Rotorun Aerodinamiği

Rüzgâr türbini rotoru pala profillerinin birleşmesinden oluşmaktadır. 2 boyutlu bir pala profili üzerindeki aerodinamik kuvvetleri hesaplamak pala profiline gelen rüzgârın hücum açısını bildikten sonra kolaylıkla yapılabilir ancak dönen bir rotor için bu durum biraz daha karmaşıktır. Öncelikle rotoru küçük parçalara ayırıp bu parçalar üzerinde 2 boyutlu analiz yapmak işleri kolaylaştırmaktadır.

Şekil 2.10'da bir pala üzerindeki rüzgâr hız bileşenleri gösterilmektedir [Burton et al., 2001]. Şekilde görüldüğü gibi pala bir yatay eksen etrafında  $\Omega$  açısal hızıyla dönmektedir. Taralı parçanın orta noktasının rotor dönme eksenine olan uzaklığı  $r$  kadardır ve bundan dolayı o noktada rotorun teğetsel hızı  $\Omega r$  büyüklüğündedir. Şekilde rüzgâr rotora tam karşıdan gelmektedir. Rüzgârın serbest akış hızı  $U$  ile gösterilmektedir. Serbest akan rüzgâr rotor önüne gelirken hızında bir miktar yavaşlama meydana gelir. Bu yavaşlama oranına aksel indükleme (axial induction) faktörü denilir ve  $a$  ile gösterilmektedir. Bu nedenle taralı parçanın orta noktası üzerinden geçen rüzgârın aksel hızı  $U(1 - a)$  kadardır.



Şekil 2.10:  $\delta r$  genişliğinde bir pala parçası üzerindeki hız bileşenleri.

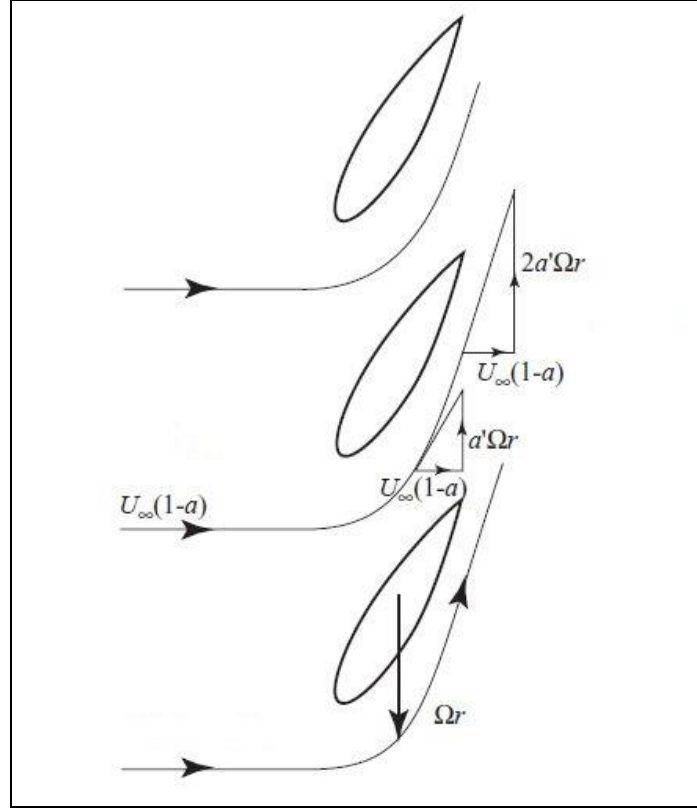


Eksenel indüklemeye faktörü palanın her konumunda farklı değerler alabilmektedir bu nedenle palayı olabildiğince küçük parçalara ayırarak analiz yapmakta fayda vardır. Dönen rotora sadece eksenel hız bileşeni ile yaklaşan rüzgâr rotordan geçerken rotorun dönme yönünün aksi yönde bir dönme hareketi kazanır. Bunun nedeni rüzgârın rotoru döndürmek için uyguladığı itme kuvvetine karşılık olarak rotorun rüzgâra uyguladığı tepki kuvvetidir. Başlangıçta büyüklüğü sıfır olan bu teğetsel hız bileşeni palanın firar kenarında  $2a'\Omega r$  değerine ulaşır. Analiz sırasında orta nokta değeri olan  $a'\Omega r$  kullanılır. Burada  $a'$  açısız indüklemeye faktörü olarak anılır ve rüzgârın rotordan geçerken kazandığı açısız hızın rotorun açısız hızına oranıdır. Açısız indüklemeye faktörü denklem 2.4'teki gibi hesaplanır.

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (2.4)$$

Burada  $\omega$  rüzgârın firar kenarından çıktıktan hemen sonraki açısız hızıdır. Denklemden hücum kenarı ile firar kenarının ortasındaki açısız hız büyüklüğü olan  $\omega/2$  kullanılmıştır. Açısız indüklemeye faktörünün büyüklüğü de eksenel indüklemeye faktörü gibi dönme eksenine olan uzaklıkla değişebilmektedir.

Şekil 2.11'de üç paladan oluşan bir rotorun palaları arasından geçen rüzgârın hız bileşenlerinin kord boyunca değişimi gösterilmektedir [Burton et al., 2001]. Şekilden de görüleceği gibi rüzgârın eksenel hız bileşeni pala üzerinden geçerken sabit kalırken teğetsel hız bileşeni artmaktadır. Rüzgâr rotordan geçtikten sonra teğetsel hız bileşeni ile bir miktar daha akışına devam eder ardından bu hız bileşeni sönümlenir.



Şekil 2.11: Palaların arasından geçen rüzgârın hız bileşenlerinin değişimi.

- Dönen Pala Profili Üzerindeki Hız Bileşenleri

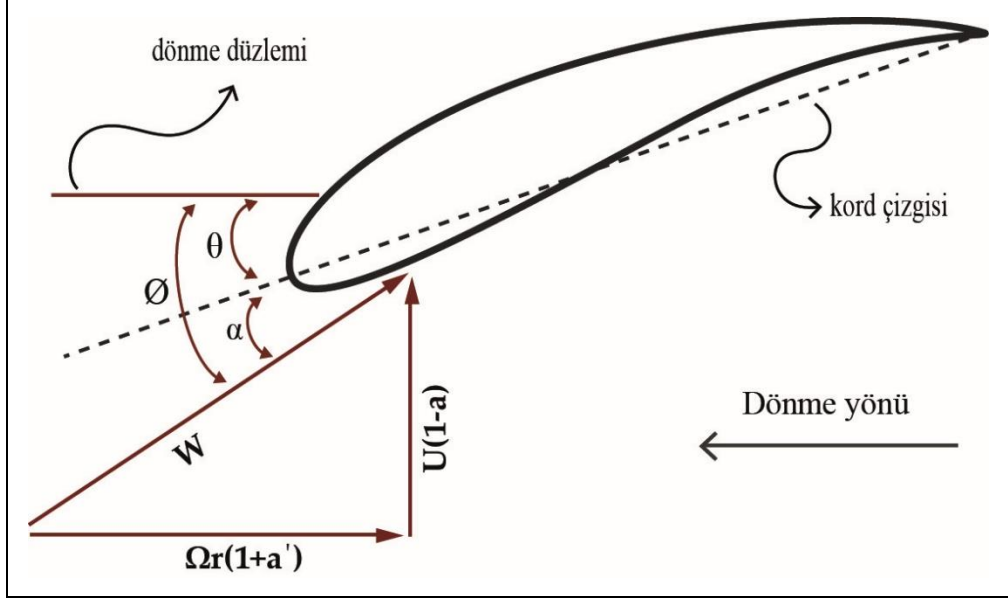
Dönen pala profili üzerindeki kuvvetleri incelerken palayı sabit kabul edip rüzgârın palaya göre bağıl hareketini gözlemlemek kolaylık sağlayacaktır. Buna göre rotor önünde  $U(1 - a)$  değerinde aksenal hıza sahip olan rüzgâr aynı zamanda rotora göre  $\Omega r$  kadar bağıl teğetsel hızla dairesel hareket yapacaktır. Rüzgârın bu bağıl hareketi rotorun dönme hareketinden kaynaklanmaktadır. Bunun haricinde bir de rüzgâr rotor üzerinden geçerken oluşan ve daha önce açıklanan  $a'\Omega r$  ortalama büyüklüğünde teğetsel hız bileşeni vardır. O halde dönen pala profili üzerindeki toplam teğetsel hız rüzgârın rotora göre bağıl teğetsel hızı ile rotorda indüklenen ortalama teğetsel hızın toplamına eşit olacaktır. Bu durum denklem 2.5'te verilmiştir.

$$\text{Teğetsel Hız} = \Omega r + \Omega a' r = \Omega r(1 + a') \quad (2.5)$$

Dönen pala profilinin üzerinden geçen rüzgârın toplam hızı aksenal ve teğetsel hızların vektörel toplamına eşittir ve denklem 2.6'da gösterildiği şekilde hesaplanır.

$$W = \sqrt{(U(1-a))^2 + (\Omega r(1+a'))^2} \quad (2.6)$$

Denklem 2.6'da  $W$ , aksenal ve teğetsel hızların bileşkesini temsil etmektedir. Şekil 2.12'de dönen pala profili üzerindeki hız bileşenleri gösterilmiştir.



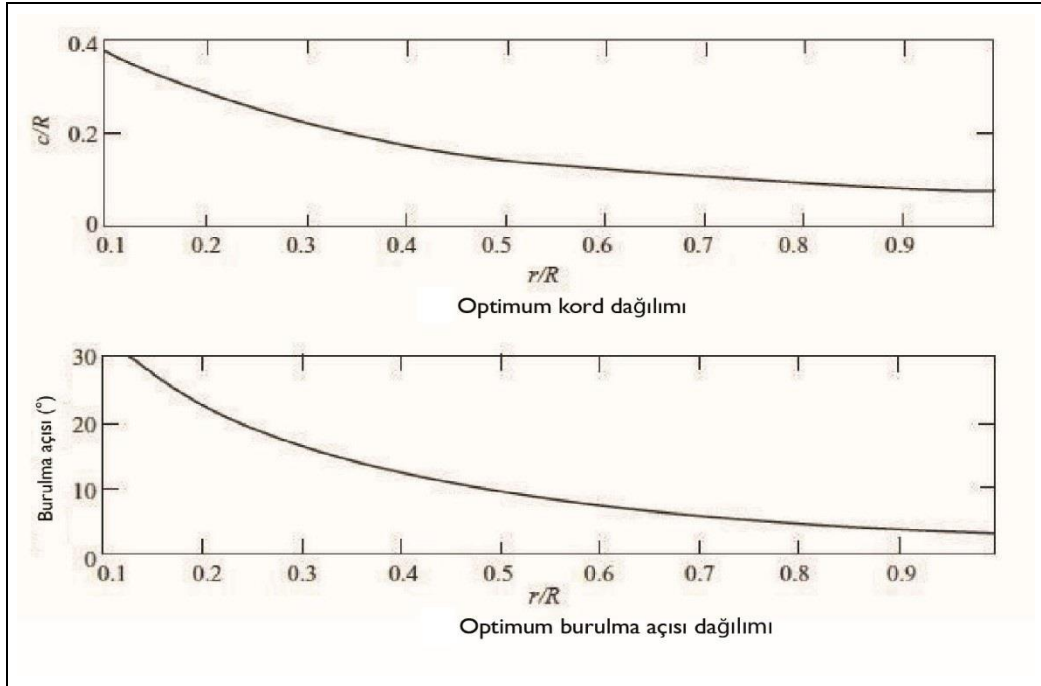
Şekil 2.12: Döner pala profili üzerindeki hız bileşenleri.

Şekil 2.12'de teğetsel hız bileşeni,  $\Omega r(1+a')$ , rotorun dönme yönüne zıt olarak gösterilmiştir çünkü hem bağıl teğetsel rüzgâr hızı,  $\Omega r$ , hem de indüklenen teğetsel hız,  $\Omega a'r$ , rotor dönme yönünün tersi yöndedir. Aksenal hız bileşeni ise uçak pervanelerinin aksine pala kesitinin alt yüzeyinden, basınç yüzeyi, etki etmektedir. Bileşke hız vektörü,  $W$ , ile kord çizgisi arasındaki açı,  $\alpha$ , hücum açısıdır. Bileşke hız vektörü ile rotorun dönme düzlemi arasındaki açı,  $\phi$ , akış açısıdır. Kord çizgisi ile dönme düzlemi arasındaki açı,  $\theta$ , ise hatve (pitch) açısıdır. Denklem 2.7'de bu açılar arasındaki ilişki verilmiştir.

$$\alpha = \phi - \theta \quad (2.7)$$

Şekil 2.12 incelendiğinde bileşke hız vektörünün büyüklüğünün ve hücum açısının, teğetsel hız bileşeninin büyüklüğünden doğrudan etkileneceği görülmektedir. Teğetsel hız bileşeni ise rotor dönme eksenine olan uzaklıkla

artmaktadır. Bu nedenle dönme ekseninden pala ucuna kadar özellikle hücum açısı değişiklik gösterecektir. Bu nedenle özellikle büyük ölçekli rüzgâr türbinlerinde rotor göbeğinden ucuna kadar her yerde optimum hücum açısı ve taşıma katsayısı dağılımı sağlamak için pala tasarım aşamasında burulma (twist) açısı ile tasarlanır. Bu burulma açısı genellikle rotor göbeğinden ucuna doğru azalma gösterir. Bunun haricinde yine rotor göbeğinden ucuna doğru azalan bir kord dağılımı tercih edilir. Şekil 2.13'te 3 paladan oluşan bir rotor için optimum burulma açısı ve kord dağılımı gösterilmiştir [Burton et al., 2001]. Bununla beraber bazı küçük ölçekli türbin üreticileri imalat kolaylığından dolayı burulmasız ve sabit kord uzunluğuna sahip pala üretmeyi tercih etmektedirler.



Şekil 2.13: Kord uzunluğu ve burulma açısının optimum dağılımı.

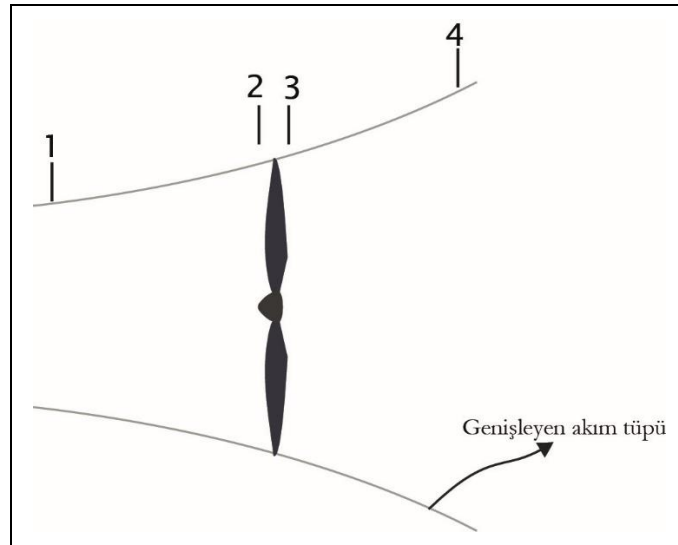
### 3. NÜMERİK YÖNTEM

Bu tez çalışmasında HAWT tasarım sürecinde genel kabul görmüş olan ve özellikle ön tasarım aşamasında sıklıkla kullanılan BEM Teorisi kullanılacaktır.

BEM Teorisi, Pala Elemanı Teorisi ve Momentum Teorisi'nin birleşiminden oluşmaktadır. Literatürde bu alanda kullanılan ve daha hassas sonuçlar verebilen çeşitli yöntemler bulunsa da BEM Teorisi en hızlı sonuç alınabilen ve uygulaması kolay olan yöntem olması sebebiyle tasarım aşamasında sıklıkla tercih edilmektedir. Bununla beraber bu teorinin bazı kısıtlamaları da söz konusudur. BEM Teorisi akışın türbülanssız, kararlı ve rotor üzerinde iki boyutlu olduğunu kabul eder. Bu nedenle bu yöntemle hesaplanan performans değerleriyle gerçek değerler arasında her zaman farklılık olduğunu not etmekte fayda vardır.

#### 3.1. Momentum Teorisi

Momentum Teorisi içerisinde rotorun da yer aldığı ve Şekil 3.1'de gösterilen bir kontrol hacminin var olduğunu ve bu kontrol hacmini çevreleyen yan yüzeylerden hava akımının olmadığını varsayar. Buna göre kontrol hacminin sadece bir girişi ve bir çıkışı bulunmaktadır.



Şekil 3.1: Kontrol hacmi.

Yukarıdaki şekilde kontrol hacmine giren hava akımı 1 noktası ile gösterilmektedir. Rotor 2 ve 3 noktaları arasında sonsuz sayıda paladan oluşan hayali bir disk ile temsil edilmektedir. 4 noktası ise hava akımının kontrol hacminden çıktığı noktadır. Bu kontrol hacmine akım tüpü adı verilir. Rüzgâr akım tüpü içerisinde hareket ederken hızı hem aksenal hem de dairesel yönde değişime uğrar bu yüzden momentumunda da değişim meydana gelir. Alt bölümlerde, rüzgâr akımının momentumunun değişim hızından yararlanarak rotor üzerinde oluşan aksenal kuvvet ve torkun hesaplanması gösterilecektir.

- Aksenal Momentum

Şekil 3.1'deki akım tüpü gittikçe genişleyen bir kesit alanına sahiptir. 1 noktasında akım tüpüne giren rüzgâr rotor önüne yaklaşırken rotorun oluşturduğu bir dirençle karşılaştığından hızında bir miktar yavaşlama ve buna karşılık basıncında da bir miktar artış meydana gelir. Sıkıştırılmaz akış ve kütle korunumu kabulünden dolayı akım tüpü kesit alanında genişleme gerçekleşir. 2 ve 3 noktaları rotorun hemen önü ve arkasıdır. Bu noktalar arasında aksenal hızın sabit kaldığı kabul edilir. Buna karşılık 2 noktasından 3 noktasına geçerken havanın statik basıncında düşüş meydana gelmektedir. Bu düşüş rotora aktarılan enerjiden kaynaklanmaktadır. Bu nedenle 1 noktasında ortam basıncında olan ve 2 noktasında basıncı ortam basıncından yüksek olan hava akımının basıncı, 3 noktasına geldiğinde ortam basıncının altına iner. Daha sonra hava akımı basıncı artarak ve hızı azalarak 4 noktasına gelir. Bu noktada havanın basıncı tekrar ortam basıncına eşitlenmiş olur. Yine sıkıştırılmaz akış ve kütle korunumu kabulünden dolayı 3 noktasından 4 noktasına doğru akım tüpü kesit alanında genişleme meydana gelir.

Rotor üzerindeki aksenal kuvveti hesaplamak için rotor yüzeyindeki basınç farkını (  $P_2 - P_3$  ) bilmek gerekir. 1 ve 2 noktaları arasında ve 3 ve 4 noktaları arasında akışı engelleyen herhangi bir unsur bulunmadığı için bu noktalar arasında Bernoulli denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (3.1)$$

$$P_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = P_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (3.2)$$

1 ve 4 noktalarındaki basınçların eşit olduğu (  $P_1 = P_4$  ) ve 2 ile 3 noktalarındaki hızların eşit olduğu (  $U_2 = U_3$  ) hatırlanırsa yukarıdaki denklemler aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (3.3)$$

$$P_3 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (3.4)$$

Denklem 3.3 ve 3.4 kullanılarak rotor üzerindeki aksenal basınç farkı denklem 3.5'teki gibi hesaplanabilir.

$$P_2 - P_3 = \frac{1}{2}\rho(U_1^2 - U_4^2) \quad (3.5)$$

Rotor üzerindeki aksenal kuvvet basınç farkıyla yüzey alanının çarpımından oluşmaktadır ve aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$T = A_2(P_2 - P_3) = \frac{1}{2}\rho A_2(U_1^2 - U_4^2) \quad (3.6)$$

Aynı şekilde rotor üzerindeki net aksenal kuvvet akım tüpündeki rüzgârın momentumunun değişim hızına eşit ve zıt yönlüdür ve aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$T = \dot{m}(U_1 - U_4) = \rho A_2 U_2 (U_1 - U_4) \quad (3.7)$$

Denklem 3.6'da akım tüpü içerisinde kütle debisi sabit kaldığı için 2 noktasındaki hız ve kesit alanı kullanılarak ifade edilmiştir. Her iki yoldan hesaplanan net aksenal kuvvet birbirine eşitlenirse:

$$T = \frac{1}{2}\rho A_2(U_1^2 - U_4^2) = \rho A_2 U_2 (U_1 - U_4) \quad (3.8)$$

Denklem 3.7'de gerekli sadeleştirmeler yapılırsa:

$$U_2 = \frac{(U_1 + U_4)}{2} \quad (3.9)$$

olarak bulunur. Yukarıdaki denkleme göre rotor üzerinden geçen rüzgâr akımının aksenal yöndeki hızı, akım tüpüne giren ve akım tüpünden çıkan rüzgâr akımının hızlarının aritmetik ortalamasına eşittir. Rotora gelen rüzgâr akımının yavaşlama oranı olan aksenal indüksiyon faktörü aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$a = \frac{(U_1 - U_2)}{U_1} \quad (3.10)$$

Rotor üzerindeki rüzgâr hızı,  $U_2$ , ve rotorun gerisindeki rüzgâr hızı,  $U_4$ , aksenal indüksiyon faktöründen yararlanarak serbest akım rüzgâr hızı,  $U_1$ , cinsinden yeniden yazılırsa:

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (3.11)$$

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (3.12)$$

elde edilir. Yukarıdaki denklemlere bakıldığında aksenal indüksiyon faktörünün anlamı daha iyi anlaşılacaktır. Aksenal indüksiyon faktörü 0 değerini aldığı anda hem rotor üzerindeki rüzgâr hızı hem de rotorun gerisindeki rüzgâr hızı serbest akım rüzgâr hızına eşit olmaktadır. Bu da rüzgârın rotorun içinden hiç yavaşlamadan geçip gittiği veya bir rotor yokmuş gibi hareket ettiği anlamına gelir ki böyle bir durumda rüzgârın enerjisinden hiç faydalanılmayacaktır. Diğer bir aşırı durum ise aksenal indüksiyon faktörünün 1 değerini almasıdır. Bu da rotorun bir duvar görevi görerek içinden rüzgâr akımının geçmesine izin vermemesi anlamına gelir. Bu nedenle bir HAWT rotoru için aksenal indüksiyon faktörü 0 ile 1 arasında bir değer alacaktır. Rotor performansının analizi için asıl ilgilenilmesi gereken durum aksenal indüksiyon faktörünün 0,5'e ulaştığı andır. Bu noktada rotorun gerisindeki rüzgâr hızı 0 değerini alır. Bu nedenle aksenal indüksiyon faktörünün 0,5'e ulaştığı andan



itibaren BEM Teorisi geçerliliğini yitirir. Böyle durumlar için bir düzeltme faktörü mevcuttur ve daha sonra ayrıntılı olarak anlatılacaktır.

Denklem 3.8'deki aksenal kuvvet (itme kuvveti) aksenal indüksiyon faktörü kullanılarak yeniden düzenlenirse:

$$T = \frac{1}{2} \rho A U_1^2 [4a(1-a)] \quad (3.13)$$

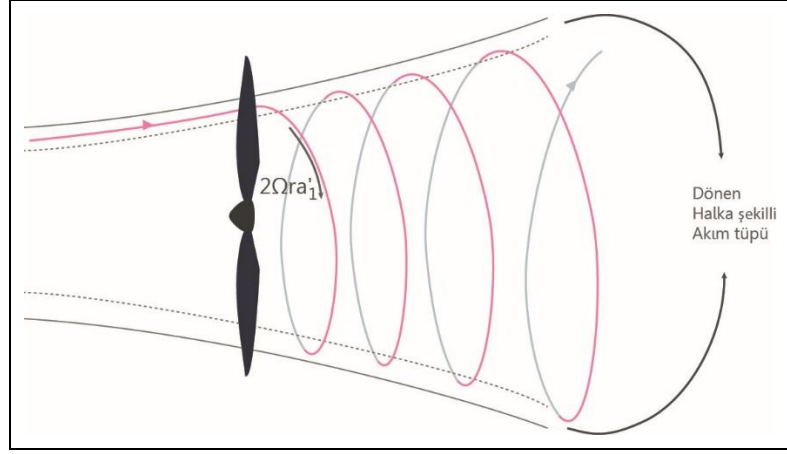
elde edilir. Denklemdeki kesit alanı rotor diskinin kesit alanını,  $A_2$ , temsil etmektedir. Şimdi rotor üzerindeki itme kuvveti sonsuz küçüklükte bir rotor disk alanı için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$dT = \frac{1}{2} \rho U_1^2 [4a(1-a)] 2\pi r dr \quad (3.14)$$

- Açısal Momentum

Eksenal Momentum Teorisi'nde aksenal momentumun korunumundan yararlanarak rotor üzerindeki itme kuvveti diferansiyel formda ifade edilmişti. Benzer şekilde açısal momentumun korunumundan yola çıkılarak rotor üzerindeki tork hesaplanabilir.

Bir önceki bölümde akım tüpündeki hız değişimi açıklanmıştı. Eksenal momentum analizi yapıldığı için aksenal hız bileşenleri dikkate alınmıştı. Gerçekte rotor üzerinden geçen rüzgâr akımı tork oluşturur ve rotoru bir yönde dönmeye zorlar. Bu torka tepki olarak da rotorun rüzgâra teğetsel hız bileşeni kazandırdığı 2. bölümde açıklanmıştı. Şekil 3.2 rotordan geçmeden önce sadece aksenal yönde hızı olan rüzgâr akımının rotoru geçtikten sonra dönerek ilerleyişini göstermektedir. Rotorun arkasında rüzgârın teğetsel hız bileşeni gösterilmiştir. Rotor dönme eksenine uzaklığı  $r$  olan halka şeklindeki akım tüpünün genişliği  $dr$ 'dir.



Şekil 3.2: Dönen halka şekilli akım tüpü.

Şekil 3.2'deki akım tüpünün atalet momenti denklem 3.15'de verilmiştir.

$$I = mr^2 \quad (3.15)$$

Bu halka şeklindeki akım tüpünün açısal momenti ise atalet momentinin halkanın açısal hızı ile çarpımına eşittir ve aşağıda verilmiştir.

$$L = I\omega \quad (3.16)$$

Halka üzerindeki tork, açısal momentin zamana göre değişimidir ve denklem 3.17'de verilmiştir.

$$Q = \frac{dL}{dt} = \frac{d(I\omega)}{dt} = \frac{d(mr^2\omega)}{dt} = \dot{m}r^2\omega \quad (3.17)$$

Denklemden verilen tork, sonsuz küçüklikte halka için hesaplanacak olursa:

$$dQ = d\dot{m}r^2\omega \quad (3.18)$$

bulunur. Burada  $d\dot{m}$ , sonsuz küçüklikte bir halkadan geçen kütle debisidir ve aşağıdaki gibi yazılabilir.

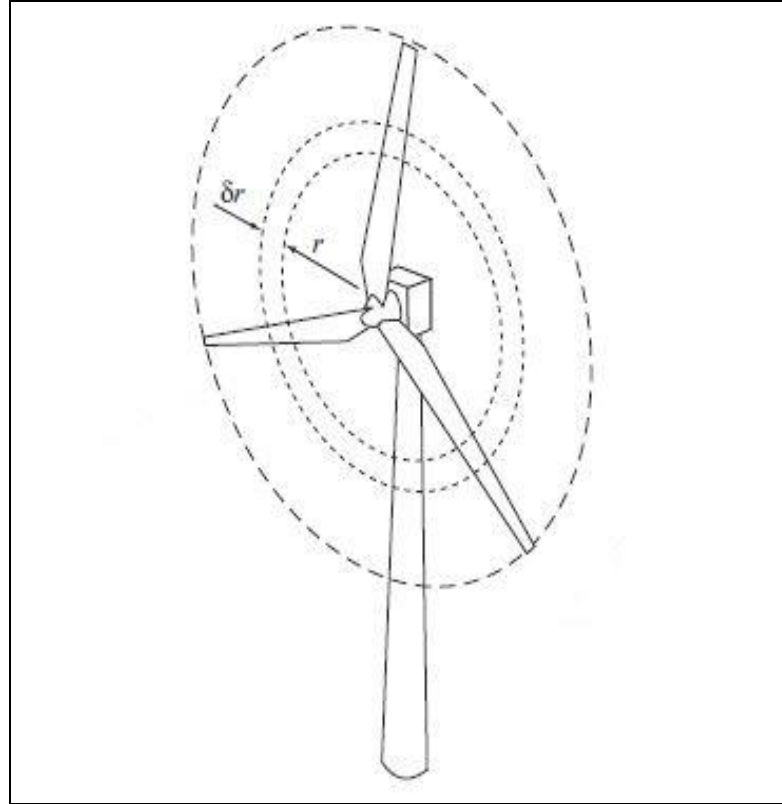
$$d\dot{m} = \rho \delta A U_2 = \rho U_1 (1 - a) 2\pi r dr \quad (3.19)$$

Yukarıdaki denklemde  $\delta A$  diferansiyel halka alanını temsil etmektedir. O halde diferansiyel halka için tork aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$dQ = 4a'(1 - a)\rho U_1 \Omega \pi r^3 dr \quad (3.20)$$

### 3.2. Pala Elemanı Teorisi

Momentum Teorisi ile hayali bir diskten oluşan rotor üzerindeki diferansiyel itme kuvveti ve tork hesaplanmıştır. Pala Elemanı Teorisi aynı işi rotoru oluşturan palaları küçük parçalara ayırarak yapar. Parçalar üzerinde oluşan kuvvetler hesaplanırken 2. bölümde bahsedilen pala aerodinamiğinden yararlanır. Şekil 3.3'de 3 adet paladan oluşan bir rotorun üzerinde  $\delta r$  genişliğinde halka şekilli akım kesiti gösterilmektedir [Burton et al., 2001].



Şekil 3.3:  $\delta r$  genişliğinde halka şekilli diferansiyel kesit alanı.

Şekil 3.3'deki diferansiyel kesit alanı üzerinde yer alan pala parçasının üzerinden geçmekte olan rüzgâr akımının aksenal ve teğetsel hız vektörleri Şekil 2.12'de verilmiş ve bu hız vektörlerinin bileşkesi olan hız vektöründen,  $W$ , bölüm 2.5.1'de bahsedilmişti. Bileşke hız,  $W$ , aksenal hız ve akış açısı,  $\phi$ , cinsinden denklem 3.21'deki gibi tanımlanabilir.

$$W = \frac{U(1 - a)}{\sin \phi} \quad (3.21)$$

Şekil 2.12'deki akış açısı,  $\phi$ , aksenal ve teğetsel hız bileşenleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\tan \phi = \frac{U(1 - a)}{\Omega r(1 + a')} \quad (3.22)$$

Yukarıdaki denklemde serbest akım hızının,  $U$ , palanın teğetsel hızına oranı,  $\Omega R$ , uç hız oranı (tip speed ratio, TSR) olarak tanımlanan boyutsuz bir parametre ile aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U} \quad (3.23)$$

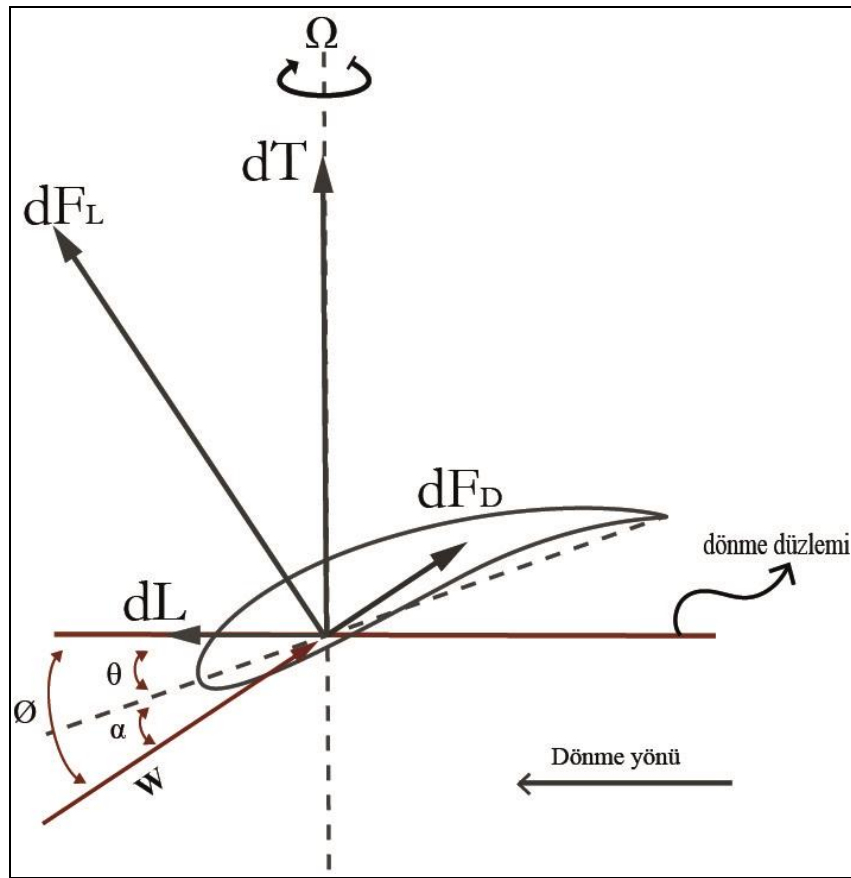
Burada  $\lambda$  uç hız oranını temsil etmektedir ve  $R$  yarıçapındaki bir palanın ucundaki hız oranı için tanımlanmıştır. Palanın dönme ekseninden  $r$  uzaklığındaki bir konum için yerel uç hız oranı kullanılmalıdır. Yerel uç hız oranı,  $\lambda_r$  aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\lambda_r = \lambda \frac{r}{R} = \frac{\Omega r}{U} \quad (3.24)$$

Denklem 3.22 yerel uç hız oranı kullanılarak denklem 3.25'te yeniden düzenlenmiştir.

$$\tan \phi = \frac{(1 - a)}{\lambda_r(1 + a')} \quad (3.25)$$

Şekil 2.12'deki dönen pala profili üzerinde oluşan aerodinamik kuvvetler Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Burada  $dF_L$  ve  $dF_D$ ,  $dr$  uzunluğundaki pala profili için diferansiyel taşıma ve sürüklenme kuvvetleridir.  $dT$ , bu kuvvetlerin dönme eksenini üzerindeki bileşkesi yani rotor üzerine uygulanan diferansiyel itme (thrust) kuvvetidir.  $dL$  ise bu kuvvetlerin dönme yönü üzerindeki bileşkesi yani diferansiyel açısal momenttir.



Şekil 3.4: Döner pala profili üzerindeki aerodinamik kuvvetler.

Diferansiyel taşıma ve sürüklenme kuvvetleri,  $dF_L$  ve  $dF_D$ , denklem 2.1 ve 2.2'den faydalanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$dF_L = C_L \frac{1}{2} \rho W^2 c dr \quad (3.26)$$

$$dF_D = C_D \frac{1}{2} \rho W^2 c dr \quad (3.27)$$

Bu kuvvetlerden yararlanılarak itme kuvveti ve açısai moment,  $dT$  ve  $dL$ , diferansiyel formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$dT = dF_L \cos \phi + dF_D \sin \phi \quad (3.28)$$

$$dL = dF_L \sin \phi - dF_D \cos \phi \quad (3.29)$$

Denklem 3.26 ve 3.27'deki taşıma ve sürüklenme kuvvetleri yukarıdaki denklemlerde yerine konularak yeniden yazılabilir.

$$dT = \sigma \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) r dr \quad (3.30)$$

$$dL = \sigma \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr \quad (3.31)$$

Burada  $W$  yerine denklem 3.21'deki değeri konulmuştur. Ayrıca katılık oranı (solidity ratio) olarak ifade edilen ve  $\sigma$  ile gösterilen yeni bir parametre kullanılmıştır. Bir rotorun dönme ekseninden  $r$  uzaklığındaki bir konumda katılık oranı, o konumda rotor palalarının kapladığı toplam uzunluğun rotorun o konumdaki çevresinin uzunluğuna oranı olarak tanımlanabilir. Katılık oranı  $r$  uzaklığındaki bir konum için aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\sigma = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (3.32)$$

Yukarıdaki denklemde  $B$  pala sayısını temsil etmektedir. Denklemden de görülebileceği gibi katılık oranı uzaklık ile azalırken pala sayısı ve kord uzunluğu ile artmaktadır. Özellikle büyük ölçekli rüzgâr türbinlerinde göbeğe yakın kısımlarda kord uzunluğunun daha fazla olduğu ve uç kısımlara gidildikçe azaldığı göze

alındığında katılık oranının göbeğe yakın kısımlarda daha büyük değerler aldığı uç kısımlara doğru küçüldüğü açıktır.

Bölüm 3.1.2’de açısal momentum teorisinden yola çıkılarak rotor üzerindeki tork denklem 3.20’de verilmişti. Denklem 3.31’de verilen açısal moment denkleminde de rotor üzerindeki diferansiyel tork aşağıdaki gibi bulunur.

$$dQ = \sigma \pi \rho \frac{U^2(1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r^2 dr \quad (3.33)$$

Denklem 3.14 ve 3.20’de verilen itme kuvveti ve tork denklem 3.30 ve 3.33’teki verilenlerle eşitlenirse indüksiyon faktörleri için iki ayrı bağıntı elde edilir.

$$a = \frac{1}{1 + [4F \sin^2 \phi / \sigma (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi)]} \quad (3.34)$$

$$a' = \frac{1}{[4F \sin \phi \cos \phi / \sigma (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi)] - 1} \quad (3.35)$$

Yukarıdaki bağıntılarda kullanılan  $F$ , Prandtl düzeltme faktörü olarak anılmaktadır. Palanın basınç tarafındaki rüzgâr akımı palanın uç kısmında, daha düşük basınçlı olan emme tarafına geçme eğilimi göstermektedir. Bu da taşıma kuvvetinin azalmasına ve performans kaybı yaşanmasına sebep olmaktadır [Manwell et al., 2002]. Bu performans kaybını hesaplamalara dâhil edebilmek için Prandtl düzeltme faktörü kullanılmaktadır. Prandtl düzeltme faktörü denklem 3.36’daki gibi hesaplanmaktadır.

$$F = (2/\pi) \cos^{-1} \left[ \exp \left( \frac{(-B/2)(1-r/R)}{(r/R) \sin \phi} \right) \right] \quad (3.36)$$

Eksenel indüksiyon faktörünü kullanarak güç katsayısı  $C_P$  aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$C_P = 4a(1-a)^2 \quad (3.37)$$

Güç katsayısı üretilen gücün gelen rüzgârın gücüne oranıdır. Güç katsayısının aksel indüksiyon faktörüne göre türevi alınarak maksimum güç katsayısı ve buna karşılık gelen aksel indüksiyon faktörü hesaplanabilir.

$$\frac{dC_P}{da} = 4(1-a)(1-3a) \quad (3.38)$$

Yukarıdaki denklem sıfıra eşitlenerek  $(C_P)_{max}$  0,59 bulunur. Bu değere karşılık gelen aksel indüksiyon faktörü ise 0,33'tür. Daha önce aksel indüksiyon faktörünün 0,5 olması durumunda rotor üzerinden rüzgâr geçişinin olmayacağı ifade edilmişti. Oysaki denklem 3.37'de aksel indüksiyon faktörünün bütün değerlerine karşılık gelen bir güç katsayısı vardır. BEM Teorisi aksel indüksiyon faktörünün 0,33'ten büyük değerlerinde doğru sonuç vermemektedir. Bu nedenle denklem 3.34 ile bulunan aksel indüksiyon faktörü 0,33'ten büyük ise Galeurt düzeltme faktörü uygulanarak yeniden hesaplanır. Düzeltilmiş aksel indüksiyon faktörü denklem 3.39'daki gibi hesaplanabilir.

$$a = \frac{1}{2} \left( 2 + \frac{a_k}{3} - \sqrt{\left( 2 + \frac{a_k}{3} \right)^2 + 4 \left( \frac{a_k}{9} - 1 \right)} \right) \quad (3.39)$$

Yukarıdaki denklemde  $a_k$ , denklem 3.40 ile bulunur.

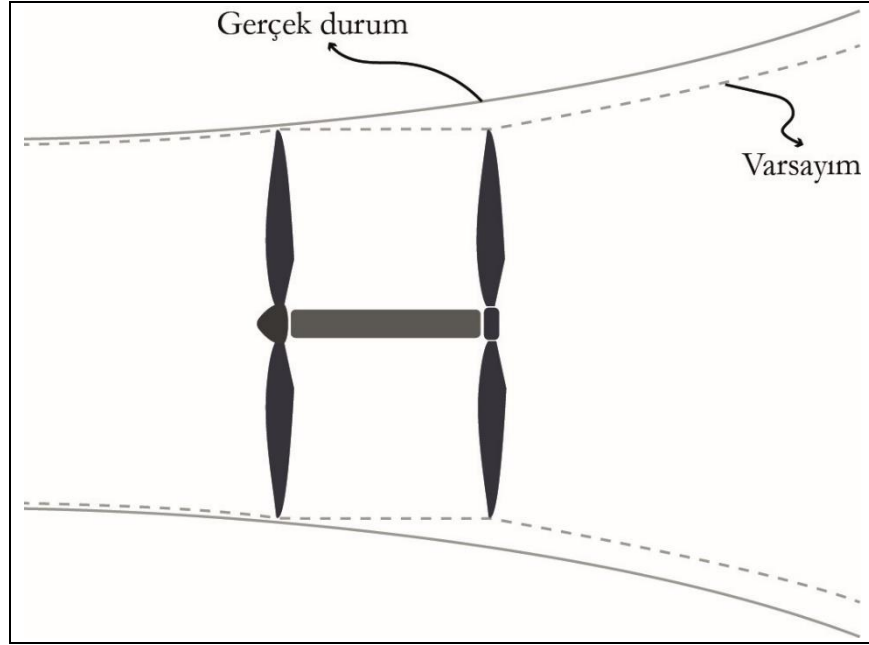
$$a_k = \frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma(C_L \cos \phi + C_D \sin \phi)} \quad (3.40)$$

### 3.3. İkinci Rotor İçin Düzenleme

Tek rotorlu bir türbinin BEM Teorisi ile performans analizi yapılırken kullanılan aksel ve açısal indüksiyon faktörlerinin nasıl hesaplanacağı önceki bölümlerde verilmiştir. İkinci rotorun performansını analiz edebilmek için bu çalışmada birtakım varsayımlar yapılmıştır. Bu varsayımlara iki rotor arasındaki akışı daha kolay modelleyebilmek için ihtiyaç duyulmuştur. Şekil 3.5'te çift rotorlu bir türbinin iki rotoru arasında akım tüpünün gerçekte alması gereken şekil ve

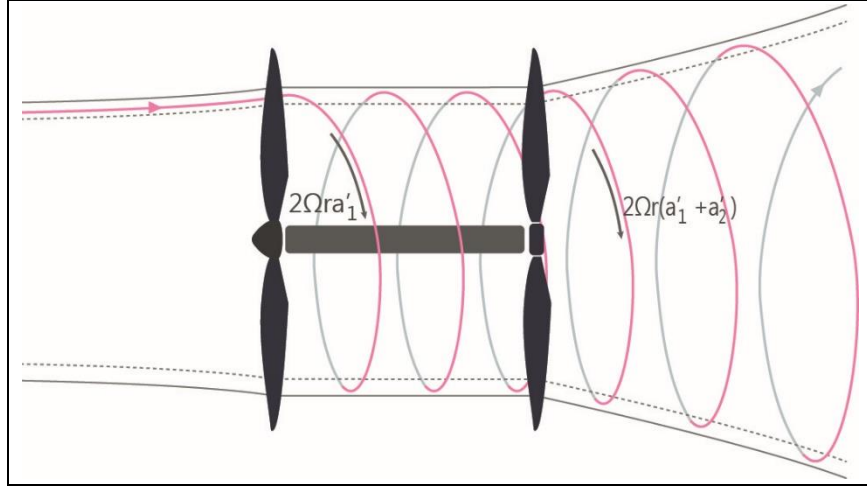


yapılan varsayım gösterilmektedir. Şekilde akım tüpü ilk rotoru geçtikten sonra 2. rotora kadar sabit genişlikte kalmaktadır. Elbette ki bu süreklilik kanununa aykırı bir durumdur ancak ilk rotordan geçen rüzgâr akımının kazandığı teğetsel hızı 2. rotora dâhil edebilmek için böyle bir varsayım yapılmıştır.



Şekil 3.5: İki rotor arasında akım tüpünün gerçek hali ve varsayımı.

Şekil 3.6'da rotorların arkasındaki teğetsel hız bileşenleri gösterilmektedir. Her iki rotor için de aynı konumdaki rüzgâr akımları dikkate alınmıştır. Bölüm 2.5'te rotor arkasındaki teğetsel hızın büyüklüğünün  $2\Omega r a'$  kadar olduğu belirtilmiş ve Şekil 2.11'de gösterilmişti. Çift rotorlu türbin için ilk rotordan çıkan bu hız bileşeni 2. rotora eklenmiştir. Bu nedenle Şekil 3.6'da 2. rotorun arkasındaki teğetsel hız büyüklüğü  $2\Omega r(a'_1 + a'_2)$  olarak görülmektedir. Her iki rotor da aynı yönde döndüğü için teğetsel hızlar toplanmıştır. Ayrıca rotorların açısal hızları da birbirine eşittir.



Şekil 3.6: Çift rotorlu türbinde teğetsel hız bileşenleri.

2. rotorun performansını hesaplayabilmek için tıpkı ilk rotorda olduğu gibi diferansiyel büyüklükteki bir pala profili üzerindeki hız bileşenlerini ve açıları bilmek gereklidir. İlk rotorun önündeki serbest akım rüzgâr hızı,  $U$ , her konumda sabit alınmıştır. 2. rotor için ise serbest akım rüzgâr hızının konum ile değişimi dikkate alınmıştır. Buna göre 2. rotor için dönme ekseninden  $r$  uzaklığındaki bir konumda serbest akım rüzgâr hızı, aynı konumda ilk rotordan çıkan rüzgâr hızına eşit kabul edilmiştir. Denklem 3.41'de 2. rotor için serbest akım rüzgâr hızı,  $U_i$ , gösterilmektedir. Serbest akım hızının konumla değişimini belirtmek için alt indis kullanılmıştır.

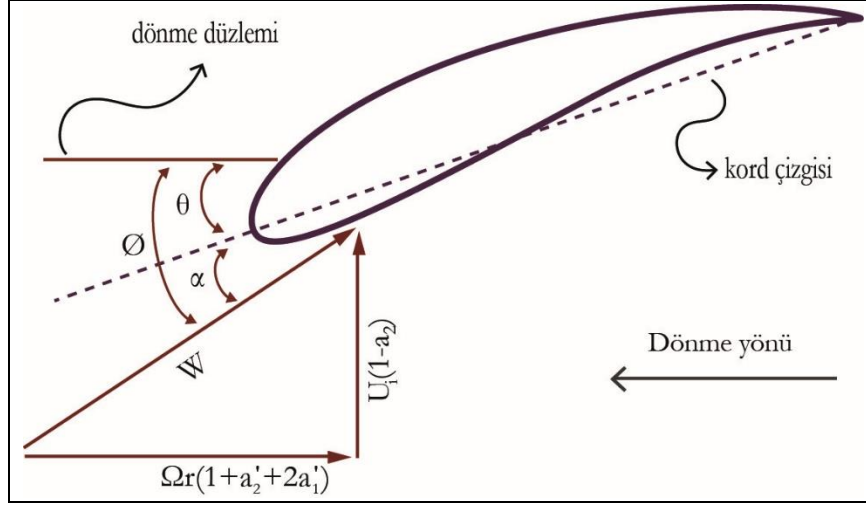
$$U_i = U(1 - a_1) \quad (3.41)$$

Eksenel ve teğetsel hız bileşenleri ise sırasıyla denklem 3.42 ve 3.43'te verilmiştir.

$$U_2 = U_i(1 - a_2) \quad (3.42)$$

$$\text{Teğetsel Hız} = \Omega r(1 + a'_2 + 2a'_1) \quad (3.43)$$

Bu hız bileşenleri Şekil 3.7'de pala profili üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 3.7: İkinci rotor için pala profili üzerindeki hız bileşenleri.

Şekil 3.7'deki akış açısı 2. rotor için aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Burada yerel uç hız oranı denklem 3.45'teki gibi hesaplanabilir.

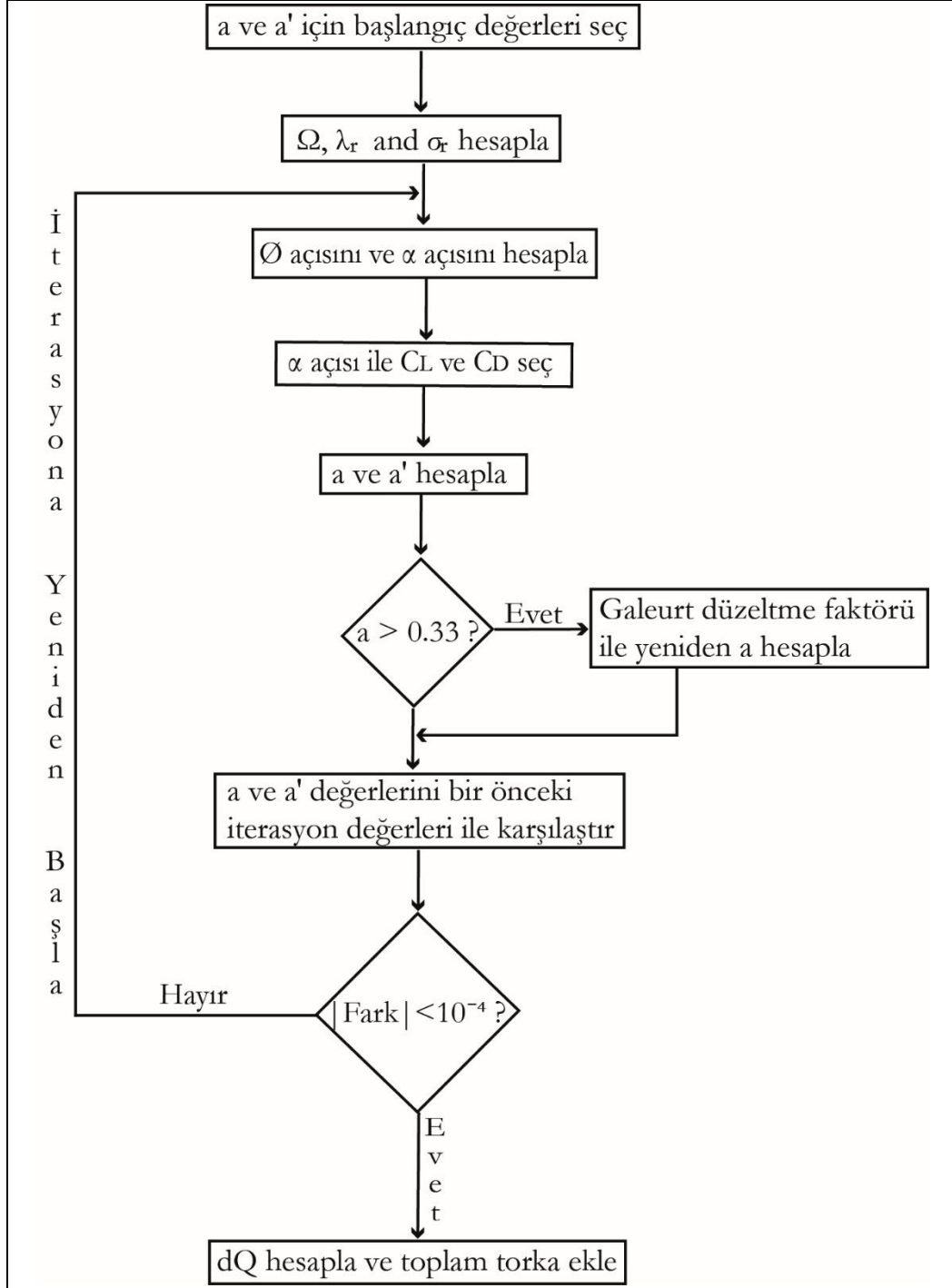
$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{1 - a_2}{\lambda_r (1 + a_2' + 2a_1')} \right) \quad (3.44)$$

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{U_i} \quad (3.45)$$

2. rotor için yapılan düzenlemeler bunlarla sınırlıdır. Eksenel ve açısal indükleme faktörlerinin hesabı tıpkı ilk rotordaki gibi yapılmaktadır.

### 3.4. Program Algoritması

BEM Teorisi ile performans analizi yapabilmek için bir program geliştirilmiştir. Buna göre analiz edilecek pala 15 eşit parçaya bölünmüştür. Sırayla her bir parça üzerinde oluşan diferansiyel tork,  $dQ$ , hesaplanmış ve ardından toplanarak toplam tork bulunmuştur. Daha sonra toplam tork rotor dönme hızı ile çarpılarak rotorun gücü hesaplanmıştır. Şekil 3.8'de ilk rotor için yazılan programın akım şeması görülmektedir. 2. rotor için de aynı algoritma kullanılmış sadece bölüm 3.3'te anlatılan düzenlemeler gerekli görülen yerlerde ilk rotor için kullanılan denklemlerin yerini almıştır.



Şekil 3.8: İlk rotor için program algoritması.

## 4. SONUÇ

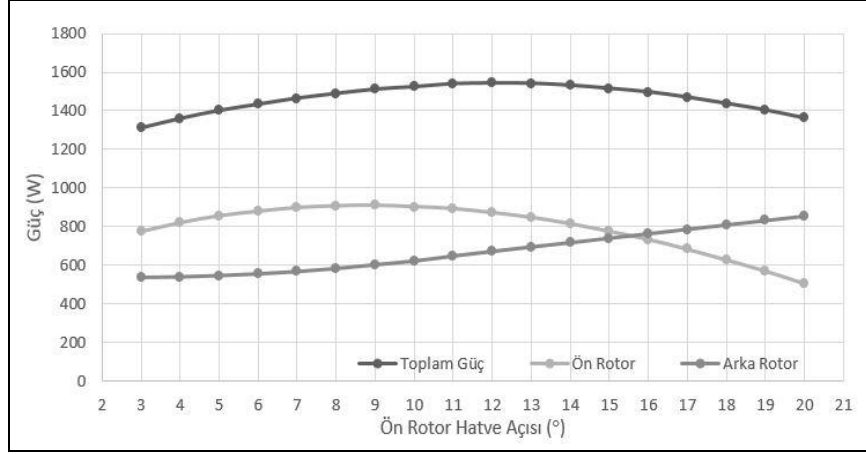
Bir önceki bölümde algoritması verilen program 3 farklı türbin modeli için koşturulmuştur. Türbinlerden ilki tek rotorludur ve 2 palaya sahiptir. Diğer türbin de tek rotorlu fakat 4 palaya sahiptir. Son olarak çift rotorlu 4 palalı türbin, önde 2 adet arkada 2 adet, incelenmiştir. Bütün türbinlerin palaları burulmasızdır. Türbinlerin palaları 0,1 m sabit kord uzunluğuna sahiptir. Rotorlar 2.80 m çapındadır. Çift rotorlu türbin de rotorlar aynı yönde dönmektedir. Ayrıca çift rotorlu türbinin rotorları aynı jeneratör mili üzerinde modellenmiştir yani dönme hızları birbirine eşittir.

Çift rotorlu türbinin performansının diğer türbinlerin performansı ile karşılaştırılması için 3 farklı test durumu oluşturulmuştur. Çift rotorlu türbinin arka rotorunun hatve açısı üç durum için de 8°'ye sabitlenmiştir. Buna göre ilk test durumunda uç hız oranı 4'te sabit tutulurken hatve açısı sırasıyla 10°, 12° ve 14° değerlerini aldığı anda türbinlerin ürettikleri güç 10 m/sn rüzgâr hızı için aşağıda verilmiştir.

Tablo 4.1: Birinci Durumda Performansın Hatve Açılı İle Değişimi.

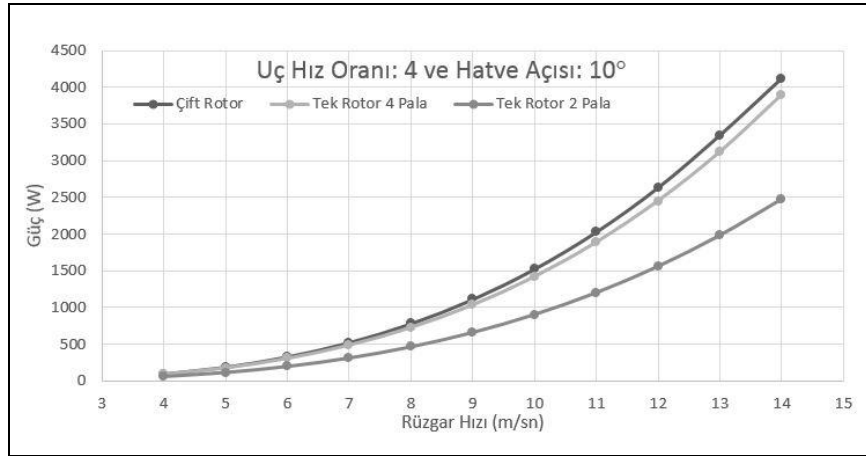
Uç Hız Oranı: 4	Üretilen Güç (W)		
	10°	12°	14°
Tek Rotor 2 Pala	901,891	871,027	814,221
Tek Rotor 4 Pala	1416,98	1398,92	1331,97
Çift Rotor	1523,15	1542,25	1530,82

Yukarıdaki tablodan da görüldüğü birinci durumda gibi tek rotorlu türbinler uç hatve 10° iken daha fazla güç üretmekte, hatve açısı 14°'ye giderken performans kaybı yaşamaktadır. Çift rotorlu türbin için ise sonuç daha farklı çıkmaktadır. Bunun nedeni verilen parametreler de hatve açısı artarken öndeki rotorun düşen performansını arkadaki rotorun dengelemesidir. Bu durum Şekil 4.1'de verilmektedir.

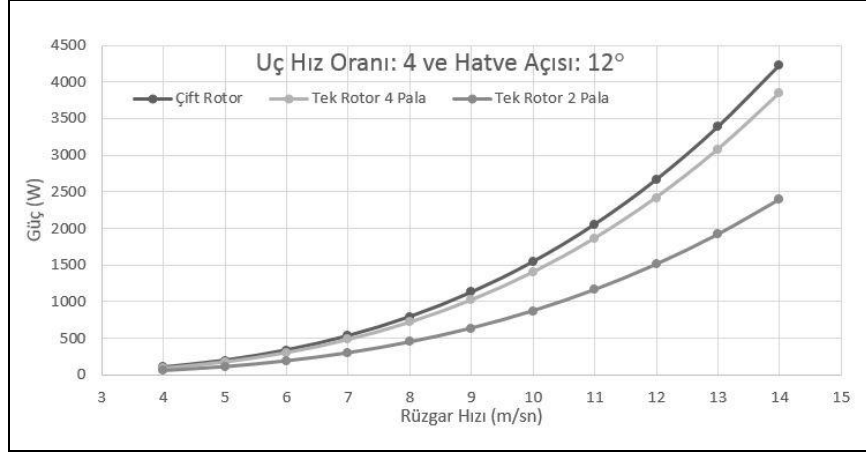


Şekil 4.1: Öndeki rotorun hatve açısının rotorların performansına etkisi.

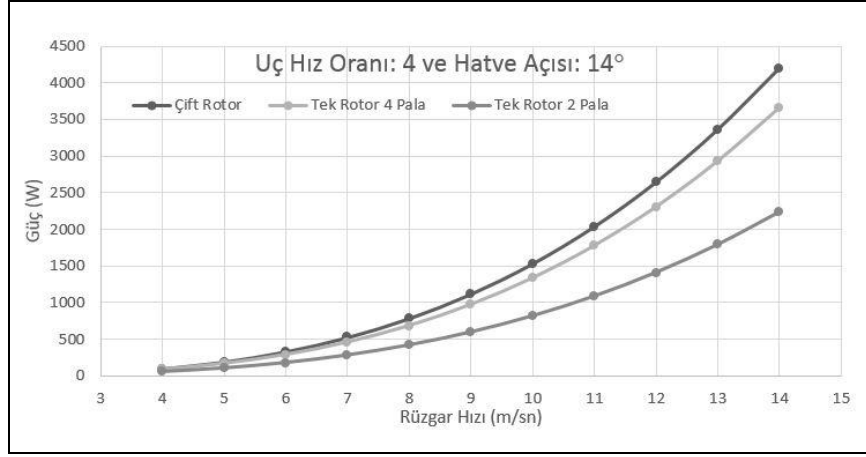
Birinci durumda türbinlerin güç eğrileri 3 farklı hatve açısı için aşağıda verilmiştir. Buna göre çift rotorlu türbinin diğer iki türbinle arasındaki performans farkı hatve açısı  $14^\circ$  olduğunda en yüksek değerini almakta, hatve açısı  $10^\circ$  olduğunda en düşük değerini almaktadır.



Şekil 4.2: Uç hız oranı 4 ve hatve açısı  $10^\circ$  iken güç eğrileri.



Şekil 4.3: Uç hız oranı 4 ve hatve açısı 12° iken güç eğrileri.



Şekil 4.4: Uç hız oranı 4 ve hatve açısı 14° iken güç eğrileri.

Birinci durum için çift rotorlu türbin kullanıldığı zaman elde edilecek güç artışının 3 farklı hatve açısında aldığı değerler aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Tablo 4.2: Birinci Durumda Güç Artış Oranları.

Uç Hız Oranı: 4	Çift Rotor Kullanıldığında Güç Artış Yüzdesi		
	10°	12°	14°
Tek Rotor 2 Palaya Göre	68,8	77	88
Tek Rotor 4 Palaya Göre	7,49	10,2	14,9

Yukarıdaki tablo da verilen güç artış oranları türbinler aynı uç hız oranı ve hatve açısında çalıştığında elde edilen artış oranlarıdır. İncelenen hatve açıları tek rotorlu türbinin performansını oldukça düşüren açılardır bu nedenle güç artış oranı bu

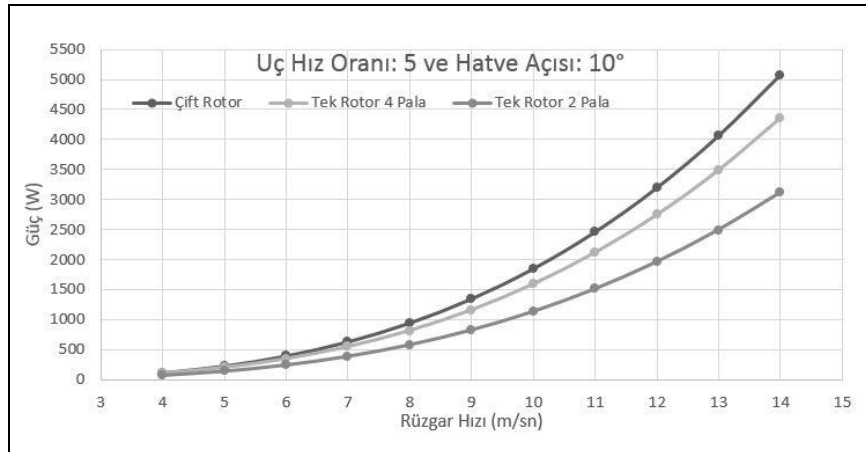
kadar yüksek görünmektedir. Türbinler kendi maksimum performans parametreleri ile çalıştığında bu sonuç daha farklı çıkacaktır.

İkinci durumda uç hız oranı 5'e çıkarılmış ve hatve açısı yine sırasıyla 10°, 12° ve 14° değerlerini almıştır. Türbinlerin ürettikleri güç 10 m/sn rüzgâr hızı için aşağıda verilmiştir.

Tablo 4.3: İkinci Durumda Performansın Hatve Açıları İle Değişimi.

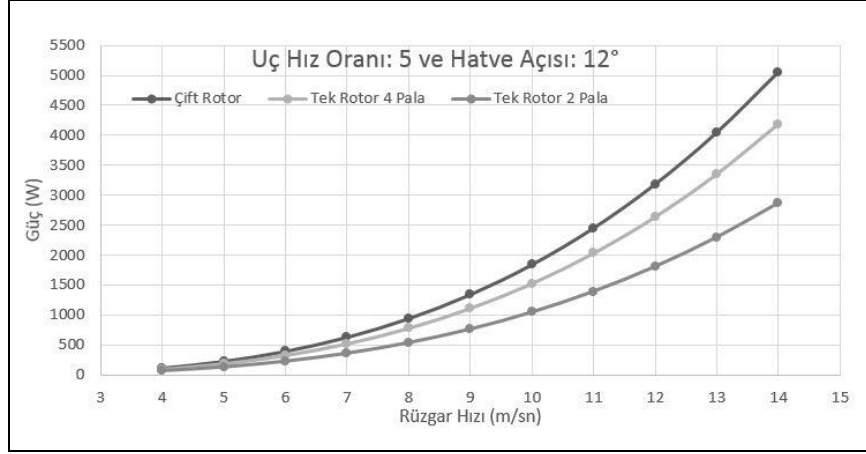
Uç Hız Oranı: 5	Üretilen Güç (W)		
	10°	12°	14°
Tek Rotor 2 Pala	1134,43	1046,65	920,765
Tek Rotor 4 Pala	1589,01	1526,72	1404,52
Çift Rotor	1849,31	1837,82	1802,84

İkinci durumda performanslar her üç türbin için de birinci durumdakinden daha yüksek çıkmaktadır. Uç hız oranının artması türbinlerin güç artışına yardımcıdır. Bununla birlikte birinci durumdan farklı olarak çift rotorlu türbinin performansı hatve açısı arttıkça düşme eğilimi göstermiştir. Bu uç hız oranında öndeki rotor etkinliğini arttırmıştır ve bu nedenle arkadaki rotorun etkinliği birinci durumla kıyaslandığında daha azdır. Öndeki rotorun da performansı hatve açısı arttıkça tek rotorlu türbinler gibi düşmüştür. Bu yüzden hatve açısı arttıkça toplam performans azalmıştır. Türbinlerin güç eğrileri 3 farklı hatve açısı için aşağıda verilmiştir. Buna göre çift rotorlu türbinin diğer iki türbinle arasındaki performans farkı hatve açısı 14° olduğunda en yüksek değerini almakta, hatve açısı 10° olduğunda en düşük değerini almaktadır.

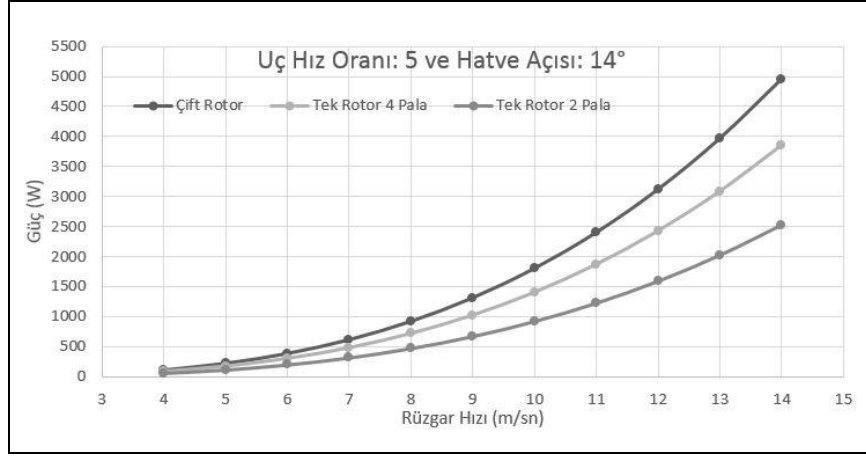


Şekil 4.5: Uç hız oranı 5 ve hatve açısı 10° iken güç eğrileri.





Şekil 4.6: Uç hız oranı 5 ve hatve açısı 12° iken güç eğrileri.



Şekil 4.7: Uç hız oranı 5 ve hatve açısı 14° iken güç eğrileri.

İkinci durum için çift rotorlu türbin kullanıldığı zaman elde edilecek güç artışının 3 farklı hatve açısında aldığı değerler aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Tablo 4.4: İkinci Durumda Güç Artış Oranları.

Uç Hız Oranı: 5	Çift Rotor Kullanıldığında Güç Artış Yüzdesi		
	10°	12°	14°
Tek Rotor 2 Palaya Göre	63	75,59	95,79
Tek Rotor 4 Palaya Göre	16,38	20,37	28,35

Güç artış oranları yukarıda görüldüğü gibi hatve açısı ile artmıştır. Tek rotorlu türbinler hatve açısına daha duyarlı görünmektedir. Çift rotorlu türbinde ise öndeki rotorun düşen performansını arkadaki rotor bir miktar telafi etmektedir. Dolayısıyla ikinci durum için çift rotorlu türbinin toplam performansı tek rotorlu türbinler kadar

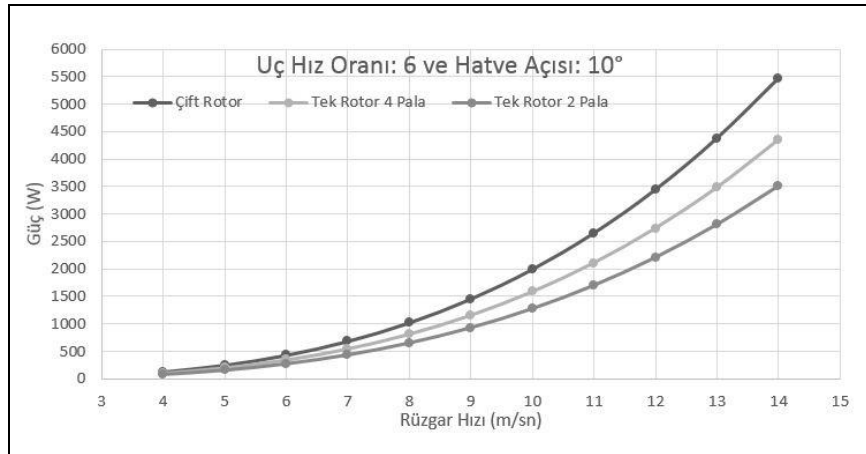
keskin bir düşüş yaşamamıştır. Bu sebep güç artış oranının hatve açısı ile artmasına neden olmaktadır.

Son olarak üçüncü durumda uç hız oranı 6'ya çıkarılmış ve hatve açısı yine sırasıyla 10°, 12° ve 14° değerlerini almıştır. Türbinlerin ürettikleri güç 10 m/sn rüzgâr hızı için aşağıda verilmiştir.

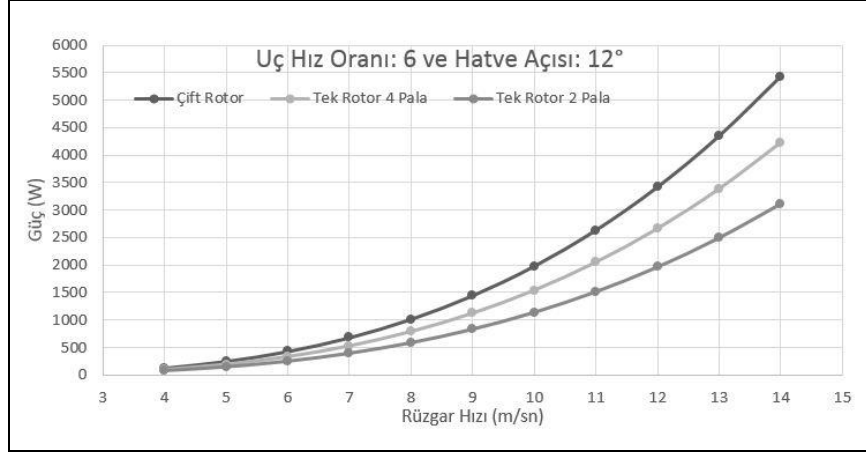
Tablo 4.5: Üçüncü Durumda Performansın Hatve Açıları İle Değişimi.

Uç Hız Oranı: 6	Üretilen Güç (W)		
	10°	12°	14°
Tek Rotor 2 Pala	1276,44	1135,78	932,25
Tek Rotor 4 Pala	1583,74	1537,92	1318,75
Çift Rotor	1993,47	1978,83	1903,73

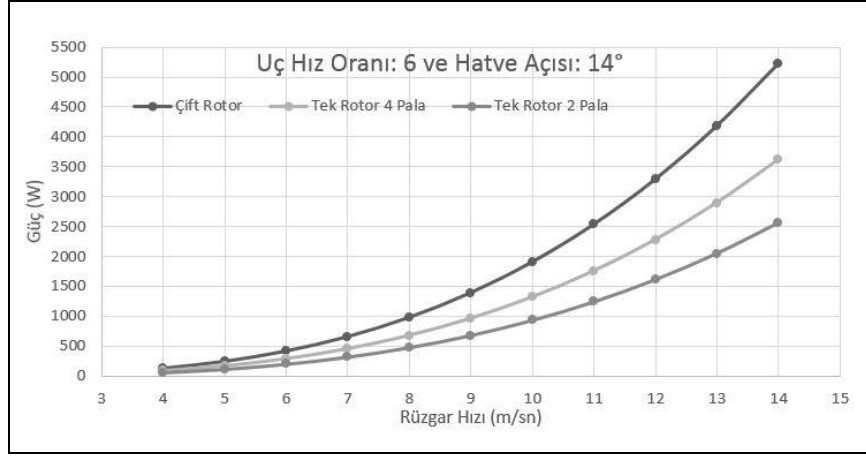
Üçüncü durumda diğer iki durumdan farklı olarak tek rotorlu 4 palalı türbinin performansında bütün hatve açıları için düşüş gözlemlenmektedir. Bu türbinin katılık oranı diğer iki türbinden daha fazladır. Katılık oranının artması türbini daha düşük dönme hızları ile sınırlamaktadır. Bu türbinin maksimum performansı uç hız oranı 5,5 olduğunda alınmaktadır. Bu uç hız oranı aşıldığı için üçüncü durumda bu türbinin performansı düşmüştür. Tek rotorlu 2 palalı türbinin performans artışı çift rotorlu türbine oranla daha fazla görünmektedir. Bu türbin yüksek dönme hızlarına daha duyarlıdır. Türbinlerin güç eğrileri 3 farklı hatve açısı için aşağıda verilmiştir. Buna göre çift rotorlu türbinin diğer iki türbinle arasındaki performans farkı hatve açısı 14° olduğunda en yüksek değerini almakta, hatve açısı 10° olduğunda en düşük değerini almaktadır.



Şekil 4.8: Uç hız oranı 6 ve hatve açısı 10° iken güç eğrileri.



Şekil 4.9: Uç hız oranı 6 ve hatve açısı 12° iken güç eğrileri.



Şekil 4.10: Uç hız oranı 6 ve hatve açısı 14° iken güç eğrileri.

Üçüncü durum için çift rotorlu türbin kullanıldığı zaman elde edilecek güç artışının 3 farklı hatve açısında aldığı değerler aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Tablo 4.6: Üçüncü Durumda Güç Artış Oranları.

Uç Hız Oranı: 6	Çift Rotor Kullanıldığında Güç Artış Yüzdesi		
	10°	12°	14°
Tek Rotor 2 Palaya Göre	56	74	104
Tek Rotor 4 Palaya Göre	25,87	28,67	44,36

Önceki iki durum gibi üçüncü durumda da hatve açısı arttıkça güç artış oranı artmıştır. Bu durumun sebebi daha önce açıklanmıştı. Üç test durumunda elde edilen güç artış oranlarının türbinler kendi maksimum performanslarında çalıştığında sağlanacak güç artış oranından farklı olduğu vurgulanmıştı. Aşağıda türbinler için

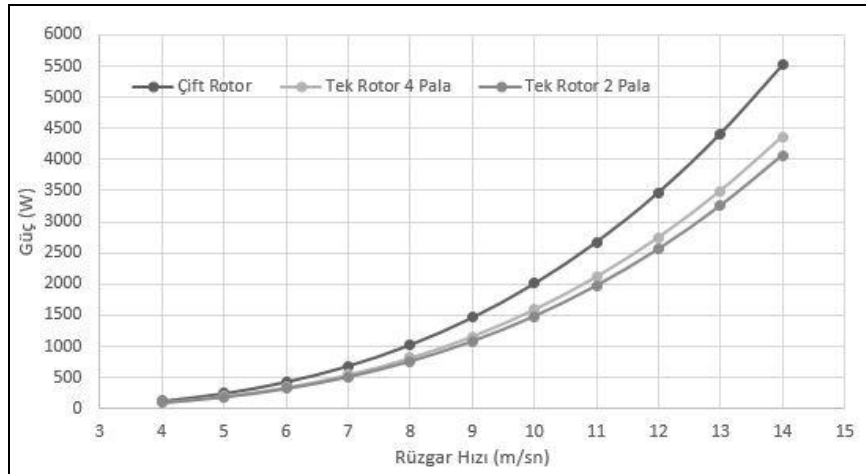
maksimum performansın alındığı parametreler, 10 m/sn rüzgâr hızında ürettikleri güç ve bu andaki güç katsayıları,  $C_p$ , verilmektedir.

Tablo 4.7: Maksimum Performansın Alındığı Parametreler.

Türbin Çeşidi	Uç Hız Oranı	Hatve Açısı		Maksimum Güç (W)	$C_p$
		1. Rotor	2. Rotor		
Tek Rotor 2 Pala	8	7°	-	1482,92	0,40
Tek Rotor 4 Pala	5,5	11°	-	1591,78	0,43
Çift Rotor	7	11°	8°	2009,23	0,54

Görüldüğü gibi tek rotorlu 2 palalı türbin diğerlerinden daha yüksek uç hız oranında daha iyi performans sağlamaktadır. Yine aynı türbin daha küçük hatve açısında maksimum performansını vermektedir. Bu yüzden üç test durumunda da büyük hatve açılarından diğer iki türbine göre daha fazla etkilenmiştir. Tek rotorlu 4 palalı türbinin uç hız oranının diğerlerinden daha düşük olmasının nedeninin bu türbinin daha fazla katılık oranına sahip olmasından kaynaklandığı aktarılmıştır.

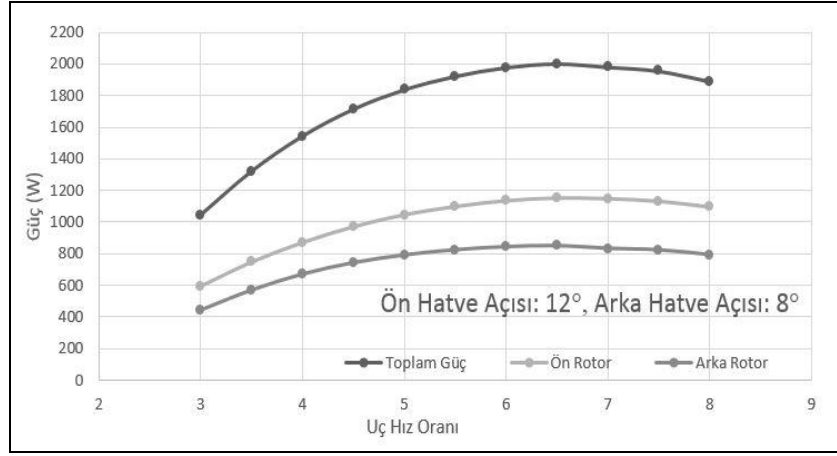
Üç türbin de maksimum performans noktalarında çalıştıklarında çift rotorlu türbin, tek rotorlu 2 palalı türbine göre % 35,49 daha fazla güç üretmektedir. Yine çift rotorlu türbin, tek rotorlu 4 palalı türbinden % 26 daha fazla güç üretmektedir. Türbinlerin maksimum güç eğrileri Şekil 4.11’de verilmektedir.



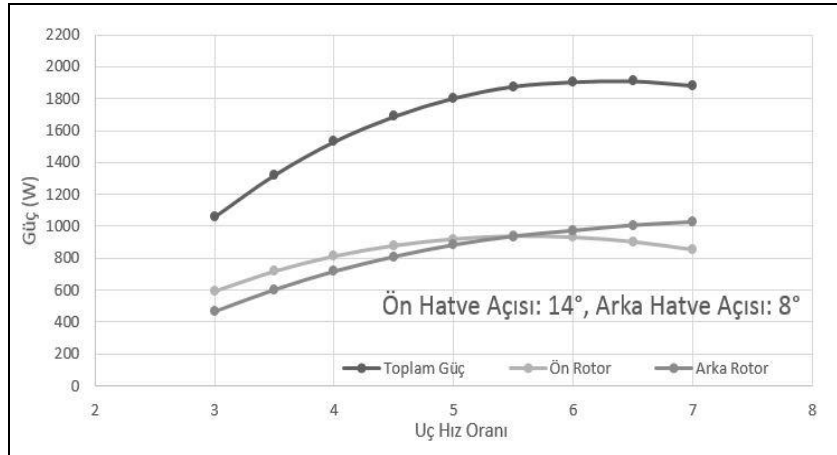
Şekil 4.11: Maksimum güç eğrilerinin karşılaştırılması.

Çift rotorlu türbinin performansı belirlenirken rotorların toplam performansının maksimum olduğu parametreler dikkate alınmıştır. Aşağıdaki şekillerde ön hatve

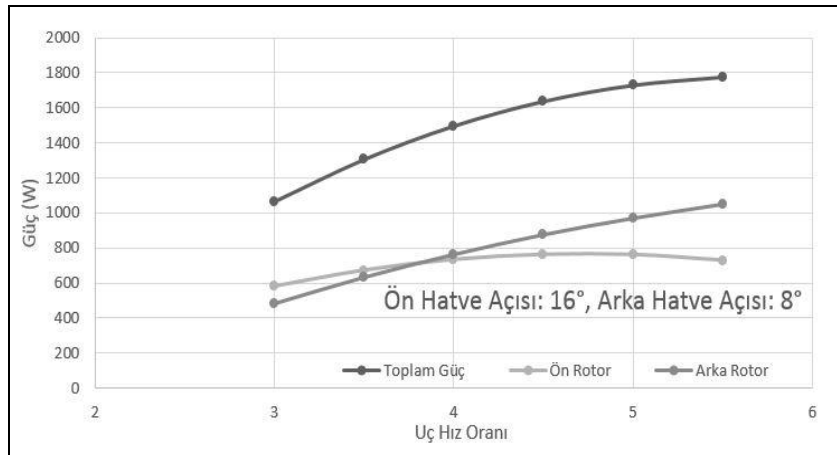
açısı sırasıyla  $12^\circ$ ,  $14^\circ$  ve  $16^\circ$  iken arka hatve açısı  $8^\circ$ de sabit tutulan çift rotorlu türbinin performansının uç hız oranı ile değişimi verilmektedir.



Şekil 4.12: Ön hatve açısı  $12^\circ$  iken performansın uç hız oranı ile değişimi.



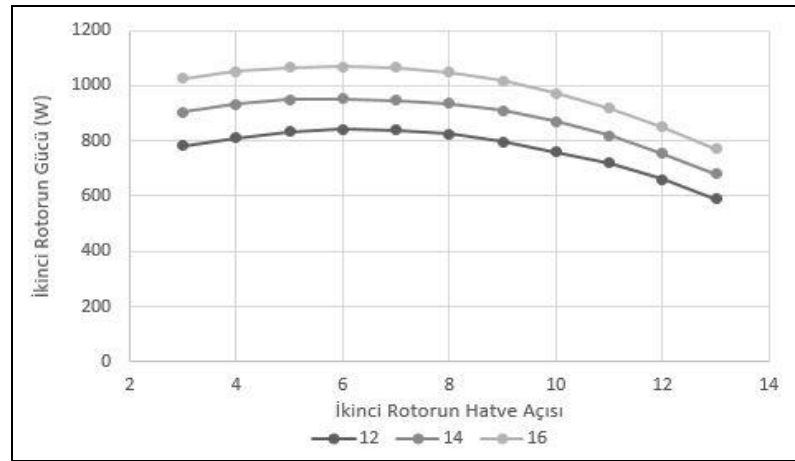
Şekil 4.13: Ön hatve açısı  $14^\circ$  iken performansın uç hız oranı ile değişimi.



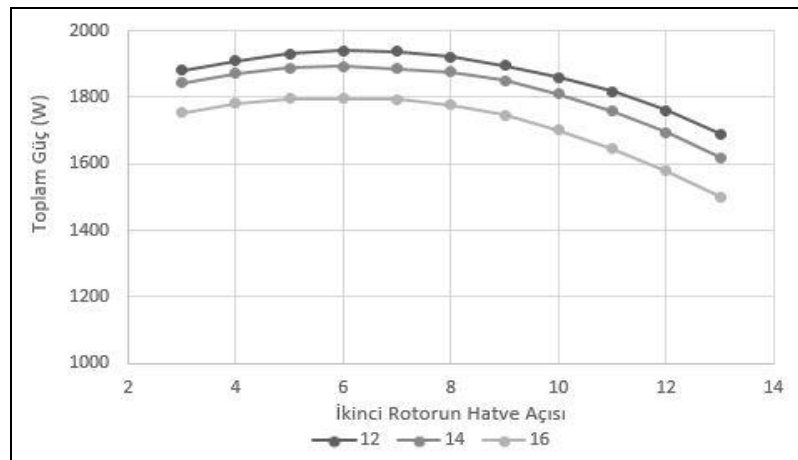
Şekil 4.14: Ön hatve açısı  $16^\circ$  iken performansın uç hız oranı ile değişimi.

Yukarıdaki şekillerden de anlaşılacağı gibi ön rotorun hatve açısı 12°den 16°ye arttıkça ön rotorun performansı düşmekte, arka rotora daha fazla rüzgâr enerjisi potansiyeli kalmakta ve bu da arka rotorun performansının artmasına neden olmaktadır. Daha önce de ifade edildiği gibi arka rotorun performans artışı ön rotorun performans kaybını tam karşılayamamakta ve bu yüzden türbinin toplam performansı azalmaktadır.

Ön rotorun hatve açısı 12°, 14°, 16°de sabit tutulurken arka rotorun hatve açısının toplam performansa ve arka rotorun performansına etkisi aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir. Arka rotorun hatve açısı 6°ye kadar artarken performans da artmaktadır, bu açıdan sonra performansta azalma görülmektedir. Kullanılan nümerik yöntemde ikinci rotorun birinci rotoru aerodinamik olarak etkilemediği kabul edilmişti. Bu durum aşağıdaki şekillerde de görülebilmektedir.



Şekil 4.15: İkinci rotorun performansının ikinci rotorun hatve açısı ile değişimi.



Şekil 4.16: Toplam performansın ikinci rotorun hatve açısı ile değişimi.

## 5. TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında çift rotorlu türbin için yeniden düzenlenen BEM Teorisi ve buna uygun geliştirilen algoritma ile çift rotorlu bir türbinin uç hız oranı ve hatve açılarının değişimi altında performansının analiz edilmesi amaçlanmıştır.

Tek rotorlu 2 palalı türbine göre % 35, tek rotorlu 4 palalı türbine göre % 26 maksimum güç artışı elde edilmiştir. Tek rotorlu 4 palalı türbine göre elde edilen % 26 güç artışı Appa [2002] ile kıyaslandığında, % 40 yıllık enerji artışı, biraz düşük gibi gözükmemektedir ancak o çalışmada kullanılan rotorların birbirine zıt yönde döndüğü dikkate alınmalıdır. Zıt yönde dönen rotorlar iyi bir kontrol ile bir birlerini gölgede bırakmadan kullanılabilirlerse daha fazla güç artışı sağlanacaktır. Çünkü öndeki rotordan dolayı oluşan teğetsel hız bileşeni rotorlar zıt yönde döndüğü zaman arkadaki rotorun güç üretmesine katkıda bulunmaktadır. Ayrıca o çalışmada kullanılan rotorlar birbirinden bağımsız jeneratörlerle çalışmaktadır. Bu, özellikle arkadaki rotorun performansını optimumda kullanabilme imkânı sağlamaktadır. Bu gibi farklar ortadan kaldırıldığında sonuçların birbirine daha yakın çıkması beklenebilir. Sonuçlar 2005 yılında yapılan çalışmayla [Jung et al., 2005] karşılaştırıldığında, elde edilen güç artışının o çalışmada elde edilen % 20'lik güç artışından daha fazla olmasının nedeni o çalışmada kullanılan ön rotorun arka rotorun yarısı uzunluğunda olması ile bağlantılıdır denilebilir. 2002 ve 2005 yıllarındaki çalışmalar ile sonuçların uyum içerisinde olması umut vericidir çünkü bu iki çalışma da gerçek saha testlerinden oluşmaktadır.

Elde edilen güç artışı hem küçük ölçekli hem de büyük ölçekli türbinler için yapılacak yatırımı kazançlı çıkaracak büyüklüktedir. Her iki ölçekte de bir yandan üretilebilecek enerji kapasitesi artarken diğer yandan enerji üretim maliyeti azalacaktır.

Uygulanan modelde ön rotorun arka rotoru aerodinamik olarak etkilediği ancak ön rotorun arka rotordan etkilenmediği esas alınmıştır. Ek olarak rotorlar arasında akım tüpünde kesit genişlemesi ihmal edilmiştir. Gerçekte durum biraz farklılık arz edecektir. Bu gibi belirsizliklerle birlikte rotorlar arasındaki akımda meydana gelen düzensizlikler ve bunların performansa etkisini hesaba katabilmek için ayrıca HAD simülasyonları ve deneysel çalışmalardan faydalanmak gereklidir. Bununla birlikte bu yöntemle sonuca diğer yöntemlerden çok daha çabuk ulaşılmaktadır. Bu nedenle

Özellikle n tasarım aşamasında faydalı bilgiler sunabilecek niteliktedir. Bu yöntemde rotorlar arasındaki mesafenin az olduğu kabul edilmiştir, yapılacak saha testlerinde sonuçların hangi mesafede tutarlı olduğunu tespit etmek gereklidir.



## KAYNAKLAR

Adams A. S., Keith D. W., (2013), "Are global wind power resource estimates overstated?", *Environmental Research Letters*, 8 (1), 015021.

Appa K., (2002), "Counter rotating wind turbine system, EISG final report", Technical Report No: 00-09, California Energy Commission, California Natural Resources Agency, California, USA.

Ashwill T., Laird D., (2007), "Concepts to facilitate very large blades", 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 817, Reno, Nevada, USA, 8-11 January.

Bak., C., (2013), "Aerodynamic Design of Wind Turbine Rotors", 1st Edition, Woodhead Publishing.

Betz A., (1966), "Introduction to the Theory of Flow Machines", 1st English Edition, Oxford Pergamon Press.

Burton T., Sharpe D., Jenkins N., Bossanyi E., (2001), "Wind Energy Handbook", 1st Edition, Wiley.

EWEA, (2009), "Pure power wind energy targets for 2020 and 2030", European Wind Energy Association.

GWEC, (2013), "Global wind report annual market update", Global Wind Energy Council.

Hansen M. O. L., (2008), "Aerodynamics of Wind Turbines", 2nd Edition, Earthscan.

Jung S. N., No T. S., Ryu K. W., (2005), "Aerodynamic performance prediction of a 30 kW counter rotating wind turbine system", *Renewable Energy*, 30, 631-644.

Kumar P. S., Bensingh R. J., Abraham A., (2012), "Computational analysis of 30 kW contra rotor wind turbine", *ISRN Renewable Energy*, 2012, 1-5.

Manwell J. F., McGowan J. G., Rogers A. L., (2002), "Wind Energy Explained", 1st Edition, Wiley.

Özbay A., Tian W., Hu H., (2014), "An experimental investigation on the aeromechanics and near wake characteristics of dual-rotor wind turbines", 32nd ASME Wind Energy Symposium, 2014-1085, National Harbor, Maryland, USA, 13-17 January.

Shen W. Z., Zakkam V. A. K., Sorensen J. N., Appa K., (2007), "Analysis of counter-rotating wind turbines", *Journal of Physics*, 75, 1-9.

Timmer W. A., Bak C., (2013), “Aerodynamic Characteristics of Wind Turbine Blade Airfoils”, 1st Edition, Woodhead Publishing.

Tjiu W., Marnoto T., Mat S., Ruslan M. H., Sopian K., (2014), “Darrieus vertical axis wind turbine for power generation II: Challenges in HAWT and the opportunity of multi-megawatt Darrieus VAWT development”, *Renewable Energy*, 75, 50-67.

TPI Composites, (2003), “Cost Study for Large Wind Turbine Blades: WindPACT Blade System Design Studies”, Technical Report No: SAND2003–1428, Sandia National Laboratories, Livermore, California, USA.

Web 1, (2015), [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity\\_production,\\_consumption\\_and\\_market\\_overview](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity_production,_consumption_and_market_overview), (Erişim Tarihi: 18/04/2015).

Web 2, (2015), <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Ruzgar>, (Erişim Tarihi: 12/04/2015).

Web 3, (2015), [http://www.tureb.com.tr/attachments/article/169/Turkiye\\_Ruzgar\\_Enerjisi\\_istatistik\\_Raporu\\_Ocak\\_2014.pdf](http://www.tureb.com.tr/attachments/article/169/Turkiye_Ruzgar_Enerjisi_istatistik_Raporu_Ocak_2014.pdf), (Erişim Tarihi: 17/04/2015).

Web 4, (2015), <http://www.gwec.net/turkey-wants-reach-5-gw-wind-power-2015/>, (Erişim Tarihi: 21/04/2015).

Web 5, (2015), <http://www.aerosente.com/2009/04/glossary-of-terms-and-equations-used-in-aviation.html>, (Erişim Tarihi: 16/05/2015).

Web 6, (2015), [http://en.wikipedia.org/wiki/Stall\\_\(fluid\\_mechanics\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Stall_(fluid_mechanics)), (Erişim Tarihi: 12/05/2015).

Web 7, (2015), [http://www.aviation-history.com/theory/angle\\_of\\_attack.htm](http://www.aviation-history.com/theory/angle_of_attack.htm), (Erişim Tarihi: 13/05/2015).

## ÖZGEÇMİŞ

1985 yılında Adana'da doğan Ahmet Hikmet Untuç, 2003 yılında başladığı Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünü 2008 yılında başarıyla tamamladı. Askerlik görevinin ardından bir süre İmalat Mühendisi olarak çalıştı. 2013 yılında yüksek lisans eğitimine Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başladı. 2013 yılından beri Gebze Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.