

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DİKEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE SAYISAL ANALİZ VE RÜZGAR
ÇİFTLİĞİ YERLEŞİM OPTİMİZASYONU**

DOKTORA TEZİ

ONUR ERKAN

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. MUSA ÖZKAN

BİLECİK, 2025
10693905

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DİKEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE SAYISAL ANALİZ VE RÜZGAR
ÇİFTLİĞİ YERLEŞİM OPTİMİZASYONU**

DOKTORA TEZİ

ONUR ERKAN

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. MUSA ÖZKAN

BİLECİK, 2025
10693905

BEYAN

Dikey Eksenli Rüzgar Türbinlerinde Sayısal Analiz ve Rüzgar Çiftliği Yerleşim Optimizasyonu adlı doktora tezinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.			
DESTEK ALINMIŞTIR	X	DESTEK ALINMAMIŞTIR	
Destek alındı ise;			
Destekleyen kurum; Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi			
Destegin Türü		Proje Numarası	
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)		2023-01.BŞEÜ.03-08	
2- TÜBİTAK			
Diğer;.....			
ETİK KURUL onayı var ise;			
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/.....	

Onur ERKAN

Tarih

.....

İmza

.....

ÖN SÖZ

Bu tez çalışmasının yürütülmesinde katkılarını sunan Sn. Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN'e teşekkürlerimi sunarım. Tezin başından sonuna kadar büyük emeği ve katkısı olan Sn. Dr. Öğr. Üyesi Yunus ÇELİK'e yardımları için teşekkür ederim. Akademi sürecimin başından bu yana hiçbir zaman desteğini esirgemeyen, her daim yol göstererek bana yardımcı olan, üzerimde büyük hakkı bulunan danışmanım Sn. Doç. Dr. Musa ÖZKAN'a teşekkür ederim.

Tüm eğitim hayatım boyunca arkamda durarak bana dayanak olan anne ve babama sonsuz teşekkür ederim.

Her zaman destekçim olan hayat arkadaşım, sevgili eşime yürekten teşekkür ederim.

Onur Erkan

2025

ÖZET

DİKEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE SAYISAL ANALİZ VE RÜZGAR ÇİFTLİĞİ YERLEŞİM OPTİMİZASYONU

Yenilenebilir enerji kaynakları, modern dünyanın gerektirdiği enerji ihtiyacını çevre dostu yaklaşımlarla karşılamakta çok önemli bir role sahiptir. Bu kaynaklar içerisinde de rüzgar enerjisi çok yüksek potansiyele sahip, umut vadeden bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Rüzgarın kinetik enerjisi rüzgar türbinleri aracılığıyla faydalı enerjiye dönüştürülerek kullanılır. En yaygın tür olan 3 kanatlı yatay eksenli rüzgar türbinleri son derece verimli dönüşüm sistemleridir. Bununla beraber basitliği, düşük maliyeti, bireysel kullanıma uygunluğu ile dikey eksenli rüzgar türbinlerine de giderek artan bir ilgi meydana gelmiştir. Bu tez çalışmasında da, günümüz araştırma dünyasında kendine önemli bir yer edinmiş dikey eksenli rüzgar türbinleri üzerine araştırma yürütülmüştür. Çalışmada sabit veter uzunluğuna sahip kanatları olan bir H-Darrieus türbini incelenmiştir. İncelemeler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile iki boyutlu, sıkıştırılamaz ve zamana bağlı akış şartları göz önüne alınarak yapılmıştır. Mevcut çalışmada öncelikle literatürde karşıt görüşlerin bulunduğu türbülans etkileri araştırılmıştır. Türbülans yoğunluğu %0-%29.2 aralığında ele alınarak türbin performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Genel anlamda türbülans yoğunluğunun artması ile türbin güç katsayısında artış olmuştur. Bununla beraber uç hız oranı 3 ve üzerinde olduğunda türbin performansında bir miktar düşüş gözlemlenmiştir. Daha sonra katılığın performans üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bu aşamada türbin katılığı 0.25-3.00 arasında değiştirilmiştir. Sonuçlar katılığın artmasıyla türbin performansında düşüş meydana geldiğini göstermiştir. Diğer taraftan, yüksek katılık ile düşük uç hız oranlarında enerji üretiminin mümkün olduğu görülmüştür. Bu çalışmalara ek olarak katılık ve türbülansın ekserji verimi üzerindeki etkileri incelenmiş, güç katsayısı üzerindeki etkilerin benzeri ekserji veriminde de gözlemlenmiştir. Bu tez kapsamında ikinci ana motivasyon olan kendini başlatma karakteri - katılık ilişkisi de araştırılmıştır. Bu noktada 0.10- 3.00 aralığında katılık değerleri göz önüne alınmıştır. Sonuçlar katılığın 1.40'a kadar artmasıyla daha hızlı kendini başlatan türbinlerin elde edilebileceğini göstermiştir. Buna ek olarak katılığın artmasıyla ulaşılabilecek maksimum uç hız oranı ciddi şekilde düşmüştür. Dolayısıyla hem kendini hızlı başlatan hem de yüksek dönüş hızlarına ulaşabilen bir türbin için katılık değerinin $\sigma \leq 1.00$ olması tavsiye edilmiştir. Mevcut tez çalışmasında son olarak dikey eksenli rüzgar türbinlerinden oluşan bir çiftlik konfigürasyonu için optimizasyon yapılmıştır. Optimizasyon aşaması iki adımda gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde 3 türbinli bir çiftlik için optimum konfigürasyonun şu parametrelerde gerçekleştiği tespit edilmiştir; türbin katılıkları 1.00, birinci yatay mesafe (X_1) 1.1D, ikinci yatay mesafe (X_2) 1.1D ve dikey mesafe (Y) 1.5D. Bu boyutlar kullanıldığında en iyi kendini başlatma performansı ve en kompakt türbin çiftliği yapısına ulaşılmıştır.

Anahtar sözcükler: Ekserji verimi, H-Darrieus rüzgar türbini, Kendini başlatma, Türbülans yoğunluğu, Yenilenebilir enerji.

ABSTRACT

NUMERICAL ANALYSIS IN VERTICAL AXIS WIND TURBINES AND WIND FARM LAYOUT OPTIMIZATION

Renewable energy sources play a very important role in providing the energy needs of the modern world with environmentally friendly approaches. One of the most important renewable energy sources is wind energy. Wind turbines can capture the kinetic energy of the wind and convert it to useful energy. The most common types of wind turbines are 3-bladed horizontal axis wind turbines. Moreover, there is a growing interest in vertical axis wind turbines due to the fact that they have many advantages, such as low cost, suitability for individual usage and a simple design. A straight-bladed H-Darrieus wind turbine is numerically investigated in this thesis. The Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses are considered under two-dimensional, incompressible, and unsteady flow conditions. First, the effect of turbulence on the performance of the wind turbine is studied in a range of turbulence intensity from 0% to 29.2%. Results show that the performance of the wind turbine increased with increasing turbulence intensity until the tip speed ratio of 2.64. It is observed that there is a slight negative effect of turbulence when the tip speed ratio is greater than 2.64. Secondly, the effect of solidity on the performance of the wind turbine is assessed for solidity values ranging from 0.25 to 3.00. It is concluded that there is a critical decrease in the performance of the wind turbine with an increase in solidity. On the other hand, wind turbines with high solidity values produce more energy at low tip speed ratios ($\lambda \leq 1.0$). Additionally, the exergy efficiency analyses are performed for both turbulence and solidity cases. Results show that the trend of the exergy efficiency - tip speed ratio relation is similar to that of the power coefficient - tip speed ratio. The second main objective of this thesis is the investigation of the effect of solidity on the self-starting performance of the wind turbine. The range of solidity is considered from 0.10 to 3.00. It is noticed that the self-starting performance of the wind turbine is enhanced by increasing the solidity up to 1.40. Furthermore, it is suggested that the solidity of the wind turbine should be $\sigma \leq 1.0$ to achieve both better self-starting and power generation performance. The optimization of the wind farm with vertical axis wind turbines is conducted in the final part of the thesis. A two-stage optimization is performed to realize better self-starting of the wind turbine cluster. Results reveal that the optimum wind farm configuration is achieved at the following parameters: the solidity of each turbine is 1.00, horizontal (X_1 , X_2) and vertical (Y) distances between the turbines are $1.1D$, $1.1D$, and $1.5D$, respectively.

Keywords: Exergy efficiency, H-Darrieus wind turbine, Self-starting, Turbulence intensity, Renewable energy.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖN SÖZ	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ	ix
KISALTMALAR LİSTESİ	x
SİMGELER LİSTESİ	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. Rüzgar Enerjisi	3
1.2. Rüzgar Türbinleri	6
1.2.1. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri	7
1.2.2. Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri	8
1.2.3. Dikey Eksenli ve Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri Kıyaslaması.....	10
2. RÜZGAR TÜRBİNİ AERODİNAMIĞI.....	12
2.1. Dikey Eksenli Rüzgar Türbinlerinin Dinamiği.....	15
3. LİTERATÜR TARAMASI.....	20
3.1. H-Darrieus Türbinlerini Matematiksel Modelleme.....	20
3.1.1. Momentum Modelleri	21
3.1.2. Vorteks Modelleri	22
3.1.3. Kademeli Modeller	23
3.2. H-Darrieus Türbinlerini HAD ile Modelleme.....	24
3.3. Türbülans Etkisi	28
3.4. Katılık Etkisi	32
3.5. Kendini Başlatma Karakteri	36
3.6. Türbin Çiftliği Konfigürasyonları	41
3.7. Özet ve Çalışma Planı	45
4. TÜRBÜLANS VE KATILIK ETKİSİNİN İNCELENMESİ	48
4.1. Numerik Modelin Oluşturulması	48
4.2. Bağımsızlık Testleri ve Doğrulama	51
4.3. Türbülans Etkisi	58
4.4. Katılık Etkisi	66
4.5. Ekserji Analizi	73
4.6. Sonuç	76
5. KENDİNİ BAŞLATMA KARAKTERİNİN İNCELENMESİ	78
5.1. Bağımsızlık Testleri ve Doğrulama	79

5.2. Katılık ve Rüzgar Hızının Etkisi.....	82
5.3. Sonuç	87
6. TÜRBİNLERİN ÇİFTLİK KONFIGÜRASYONLARINDA KENDİNİ BAŞLATMA	89
6.1. Birinci Aşama Taguchi Analizi.....	89
6.2. İkinci Aşama Taguchi Analizi.....	98
6.3. Sonuç	106
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	108
7.1. Türbülans Ve Katılığın Türbin Performansına Etkisi İçin Sonuçlar	108
7.2. Katılığın Kendini Başlatma Üzerinde Etkisi İçin Sonuçlar	109
7.3. Türbinlerin Çiftlik Konfigürasyonu İçin Sonuçlar	109
7.4. Öneriler	110
KAYNAKÇA	111
EKLER.....	125

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Enerji kaynaklarının sınıflandırılması	1
Şekil 1.2. Dünya çapında yenilenebilir enerji kapasitesindeki yıllara göre artış	2
Şekil 1.3. Net sıfır emisyon hedefi için beklenen rüzgar enerjisi kapasitesi.....	3
Şekil 1.4. Boyut ve kapasite açısından rüzgar türbinlerinde değişim	4
Şekil 1.5. Türkiye’de rüzgar enerjisine dayalı güç	4
Şekil 1.6. Türkiye’de rüzgar enerjisinin tüm kurulu güç içindeki oranı	5
Şekil 1.7. Türkiye’de 100 m yükseklikte rüzgar hızı dağılımı	5
Şekil 1.8. Tipik bir rüzgar türbini güç-rüzgar hızı eğrisi	6
Şekil 1.9. Bilecik merkezi için 10 m yükseklikte rüzgar hızı Weibull dağılımı.....	6
Şekil 1.10. Rüzgar türbini çeşitleri.....	7
Şekil 1.11. Üç kanatlı YERT elemanları ve maliyet oranları.....	8
Şekil 1.12. Kaldırma tipi Darrieus (a) ve (b), sürüklenme tipi Savonius (c) DERT	9
Şekil 2.1. İdeal bir rüzgar türbininde basınç ve hız değişimi.....	13
Şekil 2.2. İdeal güç katsayısının etkileşim faktörü (b) ile değişimi	14
Şekil 2.3. DERT üzerindeki kuvvet ve hız vektörlerinin 2B şematik gösterimi	15
Şekil 2.4. Azimut açısına göre Reynolds sayısı değişimi	18
Şekil 2.5. Azimut açısına göre hücum açısı değişimi.....	18
Şekil 3.1. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde momentum modelleri	22
Şekil 3.2. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde kademeli model.....	24
Şekil 3.3. Reynolds 3×10^5 ve 3.3×10^5 için türbülans yoğunluğunun türbin performansına etkisi.....	29
Şekil 3.4. Türbülans yoğunluğu ile üretilen tork arasındaki ilişki	30
Şekil 3.5. Uç hız oranına bağlı olarak türbülans yoğunluğunun (TI) C_P üzerindeki etkisi.....	31
Şekil 3.6. Kanat sayısı 3 ve 5 olan türbin için güç katsayısı-uç hız oranı ilişkisi	35
Şekil 3.7. Kanat sayısı (katılık) - kendini başlatma süresi ilişkisi	35
Şekil 3.8. Tork (moment) katsayısının uç hız oranına göre değişimi.....	36
Şekil 3.9. Türbin kendini başlatma süreci	37
Şekil 3.10. J kanat profilleri.....	39
Şekil 3.11. Dikey eksenli hibrit rüzgar türbini	40
Şekil 3.12. Çift rotorlu dikey eksenli rüzgar türbini	41
Şekil 3.13. Türbinlerin çiftlik konfigürasyonlarında dönüş yönleri.....	42

Şekil 3.14. Farklı dönüş durumlarında (a) tek türbin, AYD (b), AKD (c) için hız dağılımı..	43
Şekil 4.1. Hesaplama bölgesi.....	49
Şekil 4.2. Ağ bağımsızlık testi ($\lambda = 2.64$)	52
Şekil 4.3. Ağ yapısı	53
Şekil 4.4. Zaman bağımsızlığı testi ($\lambda = 3.30$).....	54
Şekil 4.5. Güç katsayısının türbin dönüş sayısına göre değişimi	55
Şekil 4.6. Analiz başına harcanan zaman ve çekirdek saat miktarı.....	56
Şekil 4.7. Numerik modelin doğrulanması.....	57
Şekil 4.8. Türbülans yoğunluğunun türbin performansı üzerindeki etkisi	58
Şekil 4.9. Türbülans yoğunluğu %21.8 ve %29.2 için bir kanat üzerindeki moment katsayısının $\lambda = 1.44$ 'te azimut açısına göre değişimi	59
Şekil 4.10. Türbülans yoğunluğu %21.8 ve %29.2'de bir kanat üzerindeki basınç katsayısının $\lambda = 1.44$ ve $\theta = 90^\circ$ için değişimi.....	60
Şekil 4.11. Türbülans yoğunluğu %0 %21.8 ve %29.2 için $\lambda = 1.44$ 'te boyutsuz teğetsel hız dağılımı.....	61
Şekil 4.12. Türbülans yoğunluğu %17.2 ve %29.2 için bir kanat üzerindeki moment katsayısının $\lambda = 2.33$ 'te azimut açısına göre değişimi	62
Şekil 4.13. Basınç katsayısının $\lambda = 2.33$ ve 135° azimut açısında türbülans ile değişimi	63
Şekil 4.14. Türbülans yoğunluğu %0 %21.8 ve %29.2 için $\lambda = 2.33$ 'te boyutsuz teğetsel hız dağılımı.....	64
Şekil 4.15. Türbülans yoğunluğu %29.2 için bir kanat üzerindeki moment katsayısının $\lambda = 3.30$ 'da azimut açısına göre değişimi	65
Şekil 4.16. Türbülans yoğunluğu %29.2 için farklı uç hız oranlarında türbin arkasında oluşan hız profili.....	65
Şekil 4.17. Türbin katılığının güç katsayısına etkisi	67
Şekil 4.18. Farklı türbin katılıklarında bir kanadın $\lambda = 1.00$ 'de moment katsayısı	68
Şekil 4.19. Türbin katılık değerleri, 0.50 (a), 1.00 (b), 2.00 (c) ve 3.00 (d) için $\lambda = 1.00$ 'de kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin moment üretimine katkısı	69
Şekil 4.20. Türbin katılığı 3.00 için, 0.25 (a), 0.50 (b), 0.75 (c) ve 1.00 (d) uç hız oranlarında kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin moment üretimine katkısı	70
Şekil 4.21. Türbin uç hız oranı 1.00 için, 3.00 (a), 1.00 (b) ve 0.50 (c) katılıkta hız dağılımı	71
Şekil 4.22. Türbin uç hız oranı 1.00 için farklı katılıklarda oluşan hız profili	72
Şekil 4.23. Türbin katılığı ve türbülansın güç katsayısı üzerindeki etkisi.....	72
Şekil 4.24. Bir rüzgar türbini ekserji analizi için parametreler ve şematik gösterim.....	73

Şekil 4.25. Türbülans yoğunluğunun türbin ekserji verimliliği üzerindeki etkisi.....	75
Şekil 4.26. Katılık, güç katsayısı ve ekserji verimliliği ilişkisi	76
Şekil 5.1. 6DOF çözüm prosedürü	78
Şekil 5.2. Kendini başlatma için ağ bağımsızlık testi.....	79
Şekil 5.3. Kendini başlatma için zaman bağımsızlık testi	80
Şekil 5.4. Kendini başlatma numerik modelini doğrulama.....	81
Şekil 5.5. Atalet momentinin simülasyon zamanı üzerindeki etkisi	82
Şekil 5.6. Atalet momentinin kendini başlatma karakteri üzerindeki etkisi	82
Şekil 5.7. Türbin katılığına göre 9 m/s rüzgar hızında kendini başlatma karakteri	84
Şekil 5.8. Türbin katılığı 0.50 (a), 1.00 (b), 1.40 (c) ve 3.00 (d) için 9 m/s’de moment katsayısı	85
Şekil 5.9. Türbin katılığına göre 6 m/s rüzgar hızında kendini başlatma karakteristiği.....	86
Şekil 5.10. Türbin katılığı 0.75 (a), 1.00 (b), 1.40 (c) ve 3.00 (d) için 6 m/s’de moment katsayısı	86
Şekil 5.11. Türbin katılığına göre 12 m/s rüzgar hızında kendini başlatma karakteristiği	87
Şekil 6.1. Birinci aşama türbin konfigürasyonu.....	90
Şekil 6.2. Faktörlerin kendini başlatma ve maksimum uç hız oranı üzerindeki etkisi.....	95
Şekil 6.3. Y5 durumu için Taguchi tahmini	96
Şekil 6.4. İkinci aşama türbin konfigürasyonu	98
Şekil 6.5. İkinci aşama Taguchi analizi sonucunda faktörlerin etki oranı	101
Şekil 6.6. P1 konfigürasyonunda türbinlerin kendini başlatma karakterleri	102
Şekil 6.7. P1 konfigürasyonunda türbinlerin güç katsayısı	103
Şekil 6.8. P1 konfigürasyonunda türbinlerin güç eğrileri altında kalan alanlar	104
Şekil 6.9. P1 ve S4 konfigürasyonlarında zamana göre oluşan hız alanları	105

TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 4.1. Türbin parametreleri.....	49
Tablo 4.2. Ağ bağımsızlık testinde incelenen ağ yapısı özellikleri.....	51
Tablo 4.3. Ağ Yapısı- 2 için eleman özellikleri.....	52
Tablo 4.4. Doğrulama ve güç katsayısı analizlerinde kullanılan parametreler.....	57
Tablo 4.5. Katılığa göre çap değerleri.....	66
Tablo 4.6. Sistemin ölü hal özellikleri.....	74
Tablo 5.1. Kendini başlatma çalışması için doğrulaması yapılan türbinin parametreleri.....	80
Tablo 5.2. Kendini başlatma çalışmalarında katılığa göre atalet momentleri.....	83
Tablo 6.1. Birinci aşama optimizasyon parametreleri.....	90
Tablo 6.2. Birinci aşama Taguchi L9 ortogonal tablosu.....	91
Tablo 6.3. WT-1 için Taguchi analizi.....	92
Tablo 6.4. WT-2 için Taguchi analizi.....	92
Tablo 6.5. WT-3 için Taguchi analizi.....	93
Tablo 6.6. WT-3 için faktörlerin kendini başlatma zamanı üzerindeki etki oranı.....	94
Tablo 6.7. Birinci aşama optimizasyon sonuçları.....	94
Tablo 6.8. Optimize edilmiş yeni konfigürasyon parametreleri.....	97
Tablo 6.9. Optimize edilmiş konfigürasyon sonuçları.....	97
Tablo 6.10. İkinci aşama optimizasyon parametreleri.....	98
Tablo 6.11. İkinci aşama Taguchi deneysel tasarım tablosu.....	99
Tablo 6.12. İkinci aşama Taguchi analizi sonuçları.....	100
Tablo 6.13. Türbin çiftliği ortalama başlama süresine faktörlerin etki oranı.....	100
Tablo 6.14. İkinci aşamada optimize edilmiş konfigürasyon parametreleri.....	101
Tablo 6.15. İkinci aşamada optimize edilmiş konfigürasyon sonuçları.....	101

KISALTMALAR LİSTESİ

ANOVA	: Analysis of Variance
AYD	: Akış Yönü Doğrultusunda
AKD	: Akışa Karşı Doğrultuda
BEMT	: Blade Element Moment Theory
ÇAT	: Çoklu Akım Tüpü
DETR	: Dikey Eksenli Rüzgar Türbini
DNS	: Direct Numerical Simulation
ETKB	: T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
GWEC	: Global Wind Energy Council
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IEA	: International Energy Agency
IRENA	: International Renewable Energy Agency
İÇAT	: İkili-Çoklu Akım Tüpü
KD	: Karma Doğrultuda
KEM	: Kanat Elemanı Momentum
LES	: Large Eddy Simulation
MGM	: Meteoroloji Genel Müdürlüğü
RANS	: Reynolds-averaged Navier-Stokes
RCC	: Ratio of Chord Length of Airfoil to Circumference of Rotor
REN21	: Renewable Energy Policy Network for the 21st Century
REPA	: Rüzgar Enerjisi Potansiyel Atlası
SST	: Shear Stress Transport
TAT	: Tekli Akım Tüpü
TSST	: Transition Shear Stress Transport
UHEM	: Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi
uRANS	: Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes
YERT	: Yatay Eksenli Rüzgar Türbini

SİMGELER LİSTESİ

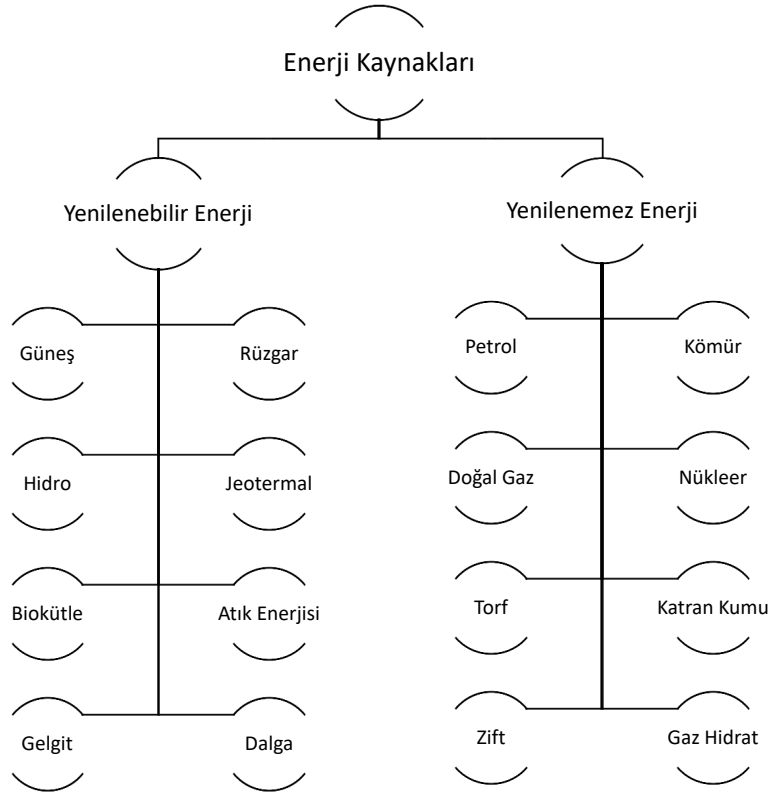
A	:Ön bakış / süpürme alanı [m^2]
A_1	:Türbin öncesi ön bakış / süpürme alanı [m^2]
A_2	:Türbin sonrası ön bakış / süpürme alanı [m^2]
b	:Etkileşim faktörü [-]
c	:Veter uzunluğu [m]
c_p	:Özgül ısı [J/kgK]
C_d	:Sürükleme katsayısı [-]
C_l	:Kaldırma katsayısı [-]
C_m	:Moment katsayısı [-]
C_P	:Güç katsayısı [-]
C_{pre}	:Basınç katsayısı [-]
D	:Türbin çapı [m]
$\dot{E}x_{fl}$:Akışın maksimum ekserjisi [J/s]
$\dot{E}x_{ph}$:Fiziksel ekserjisi [J/s]
F	:Kuvvet [N]
F_d	:Sürükleme kuvveti [N]
F_l	:Kaldırma kuvveti [N]
F_n	:Normal kuvvet [N]
F_R	:Bileşke kuvvet [N]
F_t	:Teğetsel kuvvet [N]
I	:Türbülans yoğunluğu [-]
I_s	:Tersinmezlik [J/s]
I_R	:Türbin atalet momenti [kgm^2]
k	:Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
ke	:Kinetik ekserji [J/s]
KT	:Kareler toplamı [-]
L	:Türbin kanat uzunluğu [m]
m_i	:Kanat kütlesi [kg]
\dot{m}	:Kütleli debi [kg/s]
n	:Gözlem sayısı [-]
N	:Kanat sayısı [m]
P	:Türbin gücü [W]
P_0	:Ölü hal basıncı [Pa]
P_1	:Türbin öncesi basınç [Pa]

P_2	:Türbin sonrası basınç [Pa]
p	:Basınç [Pa]
P_{th}	:Teorik rüzgar gücü [W]
R	:Türbin yarıçapı [m]
R_h	:Havanın gaz sabiti [J/kgK]
Re	:Reynolds sayısı [-]
s^2	:Varyans [-]
t	:Anlık simulasyon zamanı [s]
T	:Tork [Nm] & Zaman [s]
T_0	:Ölü hal sıcaklığı [K]
T_1	:Yüksek sıcaklık kaynağı & Türbin öncesi sıcaklık [K]
T_2	:Düşük sıcaklık kaynağı & Türbin sonrası sıcaklık [K]
T_{avg}	:Ortalama sıcaklık [K]
T_{th}	:Teorik tork [Nm]
$T_{windchill}$:Rüzgar soğutma sıcaklığı [K]
u	:Ortalama rüzgar hızı [m/s]
u_i	:X yönünde rüzgar hızı [m/s]
u_j	:Y yönünde rüzgar hızı [m/s]
V	:Serbest rüzgar hızı [m/s]
V_0	:Ölü hal rüzgar hızı [m/s]
V_1	:Türbin öncesi rüzgar hızı [m/s]
V_2	:Türbin sonrası rüzgar hızı [m/s]
V_a	:Akım tüpü içerisinde türbin öncesi rüzgar hızı [m/s]
V_b	:Kanat teğetsel hızı [m/s]
V_d	:Akım tüpü içerisinde türbin sonrası rüzgar hızı [m/s]
V_{rel}	:Bağıl rüzgar hızı [m/s]
w	:İki kanat arası alınan yol [m]
\dot{W}_{out}	:Türbin enerji üretim miktarı [J/s]
x	:X koordinatı [-]
X	:Türbinler arası yatay mesafe [m]
X_1	:WT-1 ve WT-2 arası yatay mesafe [m]
X_2	:WT-2 ve WT-3 arası yatay mesafe [m]
y	:Y koordinatı [-]
y^+	:Boyutsuz dik duvar uzaklığı [-]
y_i	:Her denemedeki çıktı değeri [-]
Y	:Türbinler arası dikey mesafe [m]
ΔH	:Entalpi değişimi [J/s]
Δt	:Zaman adımı [s]
ΔS	:Entropi değişimi [J/sK]

$\Delta\theta$:Azimut açısı adımı [$^{\circ}$]
λ	:Uç hız oranı [-]
ρ	:Yoğunluk [kg/m^3]
θ	:Azimut açısı [$^{\circ}$]
θ_T	:Bir saniyede geçilen toplam azimut açısı [$^{\circ}$]
α	:Hücum açısı [$^{\circ}$]
ϵ	:Türbülans yayılım oranı [m^2/s^3]
ω	:Türbin dönüş hızı [rad/s] & Spesifik yayılma oranı [s^{-1}]
σ	:Katılık [-]
σ_{ij}	:Gerilme tensörü [Pa]
μ	:Dinamik viskozite [kg/ms]
η_{carnot}	:Carnot verimi [-]
ψ	:Ekserji verimi [-]
$\overline{\rho u'_i u'_j}$:Reynolds gerilmeleri [Pa]

1. GİRİŞ

Enerji, yaşamın en önemli yapı taşıdır. Yıllarca enerjinin birçok türü kullanılmış ve sayısız enerji hasadı yöntemi geliştirilmiştir (Sumathi vd., 2015). Hiç şüphesiz fosil yakıtlar asırlar boyu başlıca enerji kaynakları olmuştur. Bunun temelinde fosil yakıtların yüksek enerji yoğunluğuna sahip olmaları ile dönüşüm sistemlerinin nispeten kolay ve ucuza mal edilmesi yatmaktadır. Bununla birlikte fosil yakıtlar yüksek kirliliğe neden olan, her coğrafi bölgede eşit oranda bulunmayan ve giderek azalan kaynaklar olduğu için başka enerji kaynaklarına ihtiyaç duyulmuştur. Bu noktada fosil yakıtlara alternatif olarak yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim artmıştır. Enerji kaynakları yenilenebilir ve yenilenemez enerji kaynakları olarak Şekil 1.1’de gösterildiği gibi temelde iki ana başlığa ayrılmaktadır (Demirbas, 2016; Raza vd., 2016).

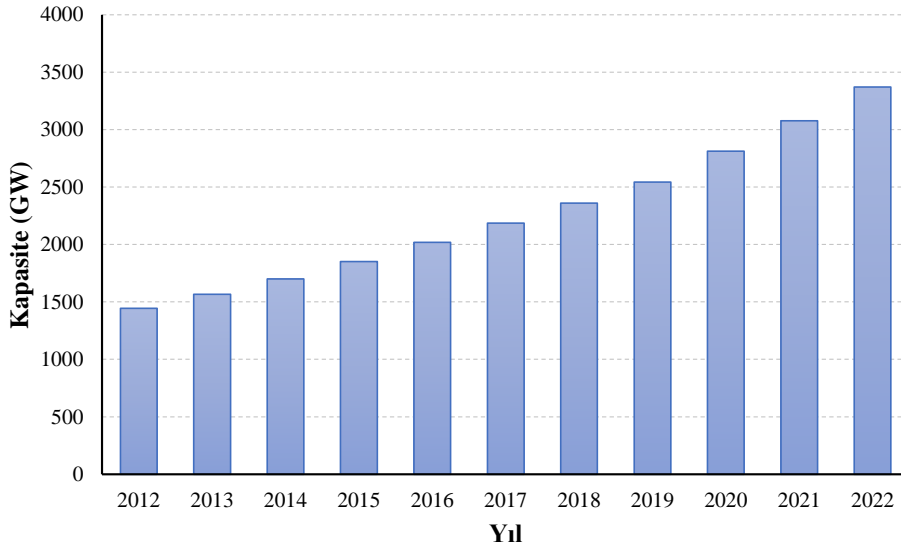


Şekil 1.1. Enerji kaynaklarının sınıflandırılması.

Kaynak: (Erkan, 2022).

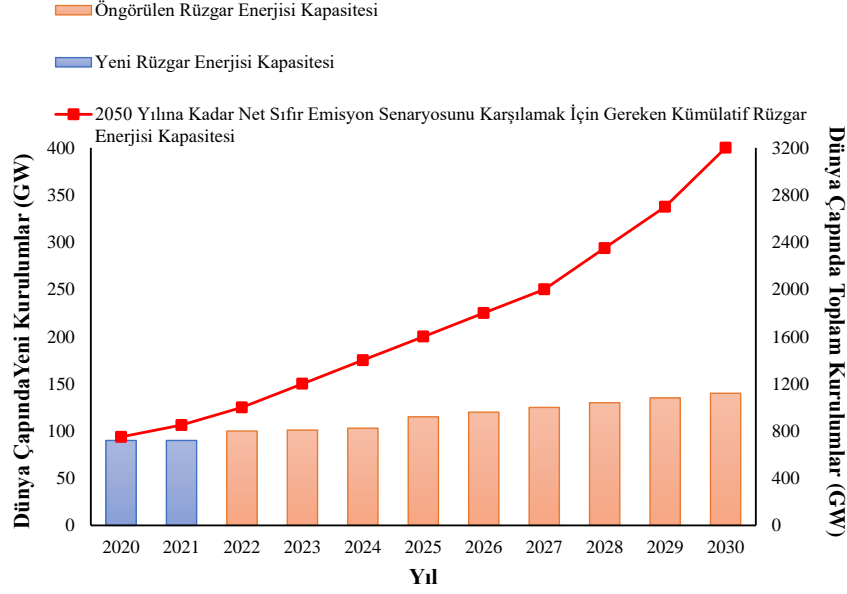
Yenilenemez enerji kaynaklarının yukarıda bahsedilen avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları ise hemen hemen tüm bölgelerde bulunması, tükenmemesi, temiz bir enerji kaynağı olması, kaynak maliyetinin olmaması gibi pek çok pozitif yöne sahiptir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının en büyük eksiklikleri faydalı enerji elde edebilmek için yüksek teknoloji gerektirmeleri, ilk yatırım maliyetlerinin nispeten yüksek olması ve örneğin güneşten sadece gündüzleri yararlanılabilmesi gibi kaynağın süreksizliğidir.

Ancak üretim aşamalarında yaşanan iyileşmeler, teknolojideki büyüme, alternatif malzemelerin (kompozit, hafif alaşımlar vb.) geliştirilmesi, enerji depolama çalışmalarındaki umut vadeden ilerlemeler, gelecekte yenilenebilir enerji alanındaki negatif yönlerin ortadan kalkabileceğinin bir göstergesidir. Uluslararası Yenilenebilir Enerji Ajansı (International Renewable Energy Agency, IRENA) tarafından sunulan 2023 yılı verilerine göre Şekil 1.2’de görüldüğü üzere son on yıllık periyotta yenilenebilir enerji kapasitesinde yüzde yüzün üzerindeki artış bunun en somut örneği olarak kabul edilebilir.



Şekil 1.2. Dünya çapında yenilenebilir enerji kapasitesindeki yıllara göre artış.
Kaynak: (IRENA, 2023).

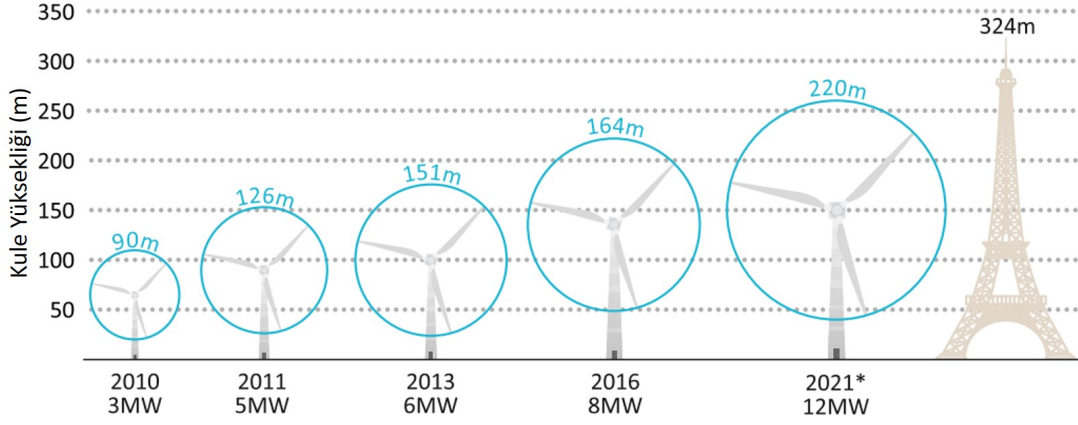
Yenilenebilir enerji kaynakları Şekil 1.1’de bahsedildiği gibi çok çeşitli olmakla birlikte bunların arasında son yıllarda giderek popülerleşen rüzgar enerjisi geniş bir uygulama alanına sahiptir. Küresel ısınmayı önleyebilmek adına 2015 yılında kabul edilen Paris İklim Anlaşması’nın en önemli hedeflerinden biri olan 2050 yılına kadar net sıfır emisyon koşulunun sağlanabilmesi için rüzgar enerjisine yönelimin daha da artması beklenmektedir. Global Rüzgar Enerjisi Kurulu (Global Wind Energy Council, GWEC) tarafından 2022 yılında sunulan raporda gelecek senelerde yapılması öngörülen projelerin kapasite değerleri ve sıfır emisyon hedefini yakalamak için gereken kapasite boşluğu bu gerçeği gözler önüne sermiştir (Şekil 1.3). Dolayısıyla rüzgar enerjisi alanında araştırma-geliştirme faaliyetlerinin oldukça önem arz ettiği görülmüştür. Yüksek verimle çalışan rüzgar türbinleri tasarlayıp üreterek, makro ölçekte olduğu kadar mikro ölçekte de rüzgardan faydalanmak net sıfır emisyon amacını nihayete erdirmek açısından son derece önemlidir. Sonuç olarak rüzgar enerjisi alanında yapılan her çalışma insanlığın geleceğine yön veren birer basamak olacaktır.



Şekil 1.3. Net sıfır emisyon hedefi için beklenen rüzgar enerjisi kapasitesi.
Kaynak: (GWEC, 2022).

1.1. Rüzgar Enerjisi

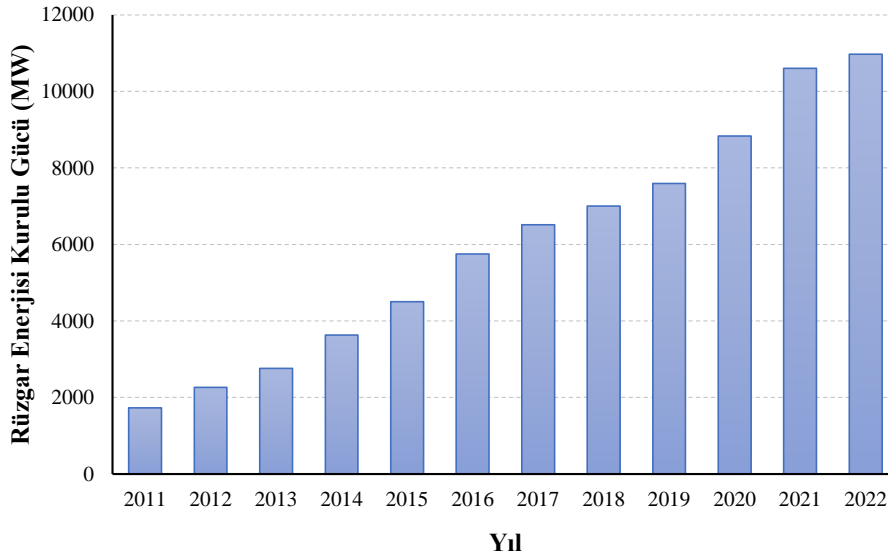
Yüksek basınç alanından alçak basınç alanına doğru hava hareketiyle oluşan rüzgar, sahip olduğu kinetik enerji sayesinde çağlar boyu insanoğlunun hayatını kolaylaştırmıştır. Rüzgar, Antik Mısır'da yelkenli gemilerin kullanımını sağlamış, daha sonra tahıl öğütme, su pompalama gibi amaçlara da hizmet etmiştir (Burton vd., 2011). Günümüze daha yakın tarihlere, 19. yüzyıla gelindiğinde ise rüzgardan elektrik enerjisi üretme noktasına varılmıştır. Amerika Birleşik Devletleri'nde Charles Francis Brush ve Danimarka'da Poul la Cour elektrik enerjisi üretmek için kullanılacak türbinlerin temellerini atmıştır (Burton vd., 2011). Elektrik üretimi amacıyla ortaya çıktıklarından bu yana Şekil 1.4'teki gibi giderek kapasitesi artan rüzgar türbinleri 2023 yılı itibariyle Çin'de 16 MW gücünde 252 metre çapındaki prototipin kullanıma alınmasıyla devasa boyutlara ulaşmıştır. Halen geliştirilmeye devam eden bu türbinlerin 22 MW güç ve 310 metreden büyük çapa sahip konsept versiyonları üzerinde çalışılmaktadır (Alnmr ve Mayassah, 2024). Rüzgar enerjisine yönelim önceki bölümde de bahsedildiği gibi net sıfır emisyon hedefine ulaşma açısından son derece önemlidir (bkz. Şekil 1.3). Dünya genelinde hızla artan rüzgar enerjisi kullanımı, Türkiye'de de bu alandaki gelişmeleri ve yatırımları hızlandırmıştır. T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nın verilerine göre 2022 yılı Haziran ayı itibariyle rüzgar enerjisi bazlı kurulu elektrik gücü Şekil 1.5'te görüldüğü gibi 10,976 MW olmuş, bu haliyle rüzgar enerjisinden elektrik üretimi toplam kurulu güç içinde % 10.81 oranına yükselmiştir (bkz. Şekil 1.6) (ETKB, 2024a).



Şekil 1.4. Boyut ve kapasite açısından rüzgar türbinlerinde değişim.

Kaynak: (IEA, 2018).

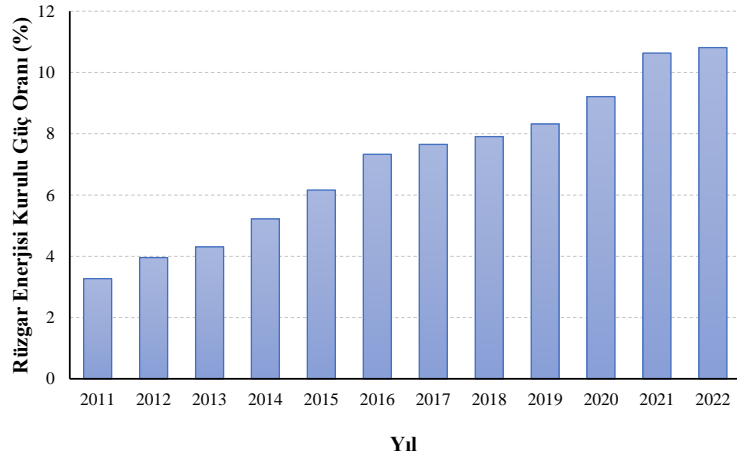
Türkiye’de rüzgar enerjisi potansiyeli oldukça yüksektir. Şekil 1.7’de 100 m yükseklik için verilen Rüzgar Enerjisi Potansiyel Atlası (REPA) incelendiğinde 3.5 m/s ve üzeri rüzgar hızına sahip bölgelerin yoğun olduğu aşikardır. Tipik bir rüzgar türbini için Neill ve Hashemi (2018) tarafından Şekil 1.8’de sunulan güç-rüzgar hızı grafiği incelendiğinde de Türkiye’deki çoğu bölgede standart tip bir rüzgar türbini ile enerji üretiminin mümkün olduğu sonucuna varılabilir. Buna ek olarak Neill ve Hashemi (2018) 6 MW gücünde bir türbin için yapmış oldukları teorik hesapta maksimum güç katsayısının (C_p) yaklaşık 0.48 olarak 7-8 m/s rüzgar hızlarında elde edildiğini belirtmiştir. Bu bilgi ışığında REPA incelendiğinde Türkiye’nin birçok bölgesinde yüksek verimle enerji üretiminin sağlanabileceği öngörülmektedir. Dolayısıyla Türkiye’de önemli ölçüde rüzgar enerjisi potansiyeli olduğu sonucunu çıkarmak yanlış olmayacaktır.



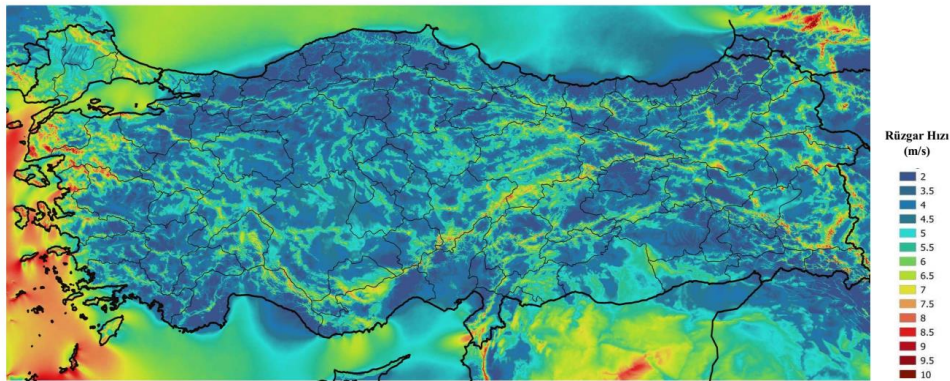
Şekil 1.5. Türkiye’de rüzgar enerjisine dayalı güç.

Kaynak: (ETKB, 2024a).

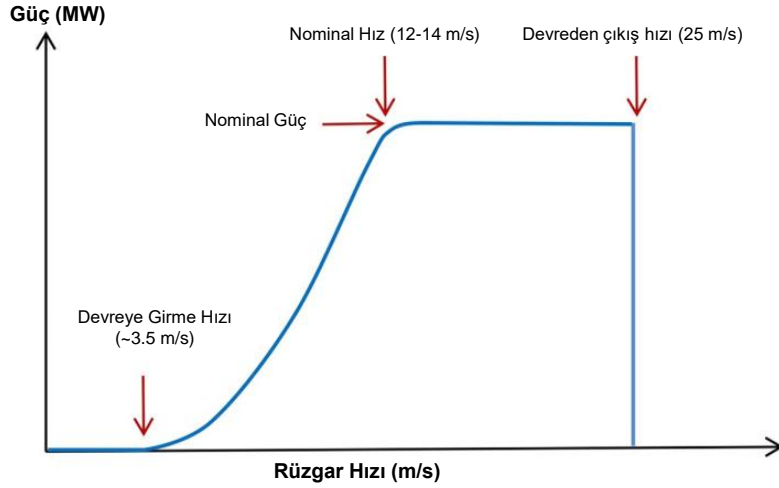
Rüzgar enerjisini verimli şekilde dönüştürmek bahsedildiği üzere genellikle 7-8 m/s rüzgar hızının elde edildiği durumlarda gerçekleşmektedir. Rüzgar doğası gereği karmaşık ve süreksizdir, ayrıca sözü geçen rüzgar hızları yerden oldukça yüksekte ve akışın genellikle binalar, ağaçlar vb. etkilerle bozulmadığı, çoğunlukla şehirlerden uzak bölgelerde alınabilir. Dolayısıyla her zaman bu kadar temiz rüzgara ulaşmak özellikle de şehirlerde, kasabalarda, çiftliklerde ve düşük yükseklikte büyük bir problemdir. Örneğin, Şekil 1.9'da Bilecik merkezinde 10 m yükseklikteki iki yıllık rüzgar hızı verilerine dayanan Weibull dağılımına bakıldığında, rüzgar hızının yüksek olasılıkla 1.2 m/s civarında olacağı gözlemlenebilir. Sonuç olarak rüzgar enerjisini efektif kullanabilmek için düşük rüzgardan faydalanmak da önemlidir. Özellikle bireysel kullanımlarda veya kendi kendine yetebilen binaların tasarımında bu, oldukça önemli bir durumdur. Dolayısıyla farklı kapasitelerdeki rüzgar potansiyelini elektriğe dönüştürmek için çok çeşitli türbinler tasarlanmış ve üretilmiştir. Aynı amaca, çeşitli oranda katkı sunarak hizmet eden bu türbinler günümüzde halen araştırılmakta ve geliştirilmektedir.



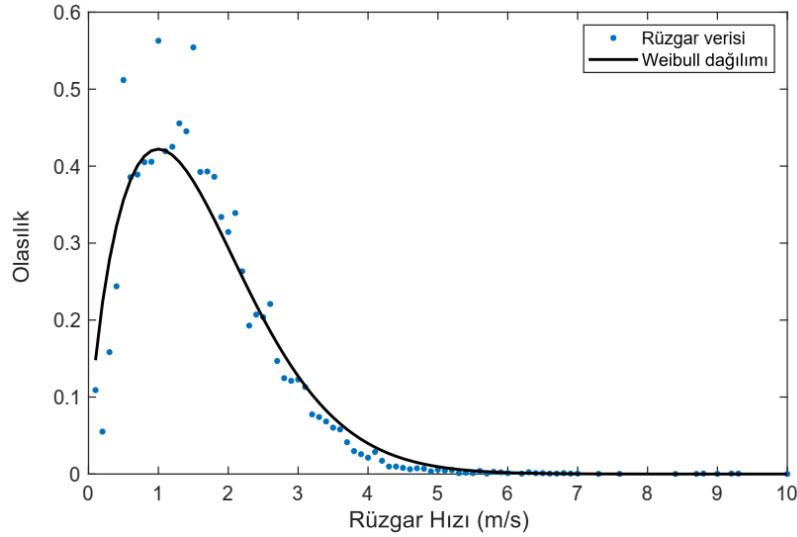
Şekil 1.6. Türkiye’de rüzgar enerjisinin tüm kurulu güç içindeki oranı.
Kaynak: (ETKB, 2024a).



Şekil 1.7. Türkiye’de 100 m yükseklikte rüzgar hızı dağılımı.
Kaynak: (ETKB, 2024b).



Şekil 1.8. Tipik bir rüzgar türbini güç-rüzgar hızı eğrisi.
Kaynak: (Neill ve Hashemi, 2018).



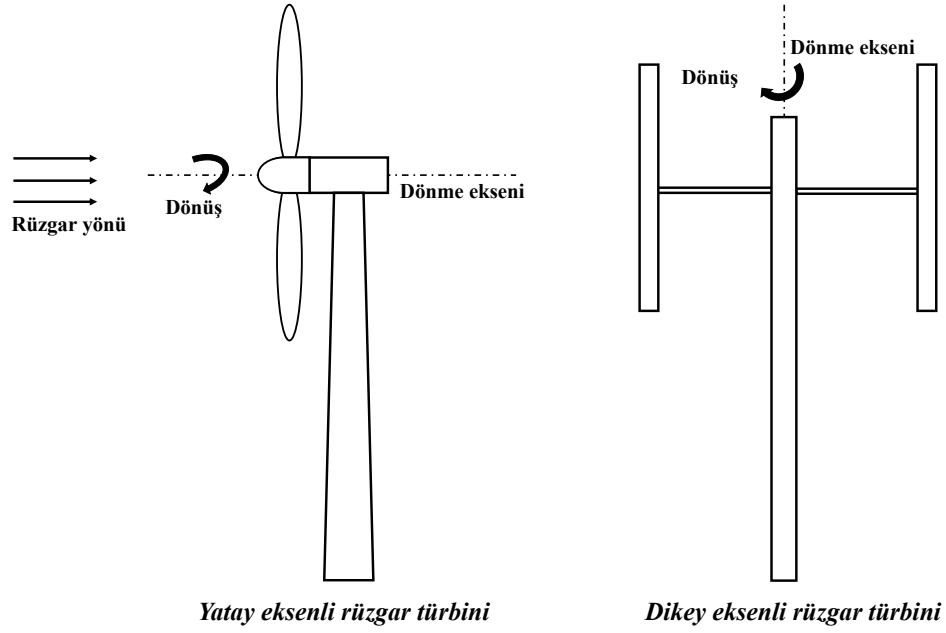
Şekil 1.9. Bilecik merkezi için 10 m yükseklikte rüzgar hızı Weibull dağılımı.

1.2. Rüzgar Türbinleri

Rüzgar türbinlerinde yıllar boyu yaşanan değişim ve gelişimler birçok türbinin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bu kadar çeşit türbinin varlığı, sınıflandırma yapmayı elzem hale getirmiştir. Rüzgar türbinlerinde farklı sınıflandırma yöntemleri olmakla beraber en sık kullanılan metot dönme eksenlerine göre yapılan sınıflandırmadır (Hau, 2013). Rüzgar türbinleri, eksenlerine göre yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT) ve dikey eksenli rüzgar türbinleri (DERT) olarak iki ana gruba ayrılabilir. Yatay eksenli rüzgar türbinlerinde kanatların dönme eksenine Şekil 1.10'da görüldüğü gibi rüzgar yönüne paralel konumlanırken, dikey eksenli rüzgar türbinlerinde dönme eksenine rüzgar yönüne dik doğrultudadır. Yatay eksenli rüzgar türbinleri arasında en yaygın kullanılan tür, 3 kanatlı tasarımlardır. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde ise genel olarak Savonius, Darrieus ve H-Darrieus (H-Rotor) kullanılmaktadır. YERT sıklıkla daha büyük ölçekli

elektrik üretimi amacıyla kullanılırken DERT ise düşük elektrik üretimi veya pompalama gibi amaçlar doğrultusunda kullanılır.

Günümüze bakıldığında daha verimli olmaları sebebiyle yatay eksenli rüzgar türbinleri daha çok görülmektedir. Bununla birlikte yatay eksenli rüzgar türbinlerinde yüksek bakım maliyeti, rüzgar yönüne doğru türbinin çevrilmesi için sapma mekanizmasının (yaw mekanizması) gerekmesi ve şehir kullanımına uygun olmaması gibi dezavantajları vardır (Toja-Silva vd., 2013). Dikey eksenli rüzgar türbinleri ise daha düşük verime sahip olmalarına karşın rüzgar yönünden bağımsız olma gibi çok büyük bir avantaja sahiptir (Lee ve Lim, 2015).



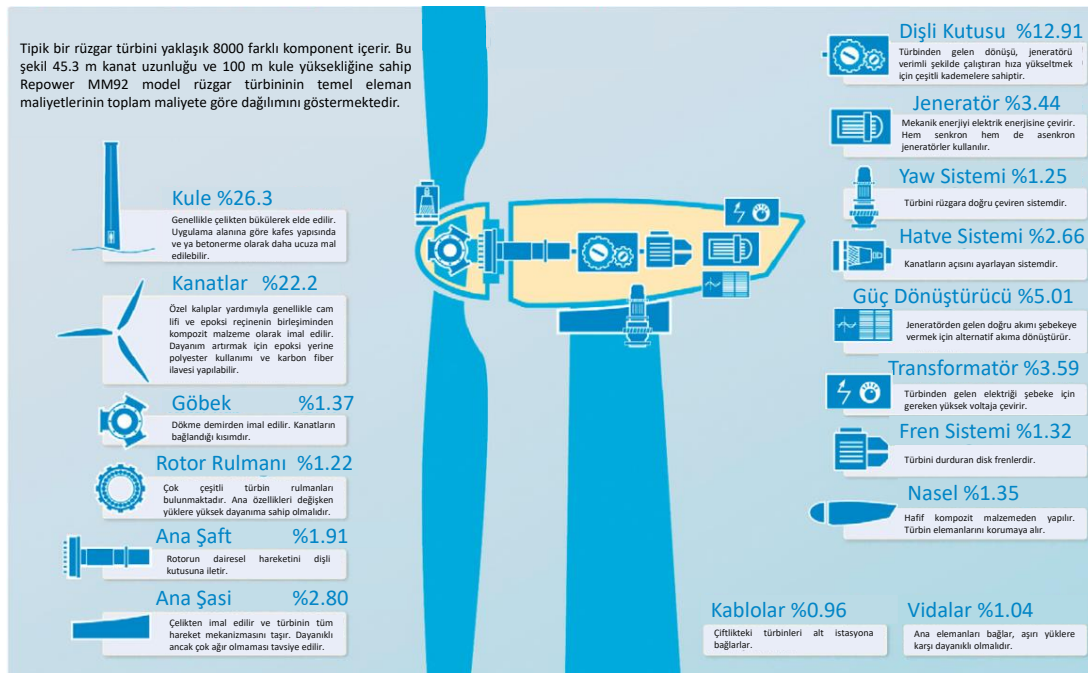
Şekil 1.10. Rüzgar türbini çeşitleri.

Kaynak: (Erkan, 2022).

1.2.1. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri

Gündelik hayatta sıkça karşılaştığımız rüzgar türbinleri, genellikle 3 kanatlı, yatay eksenli türbinlerdir. Bu tür türbinler, hem karada hem de denizde yüksek enerji üretimi sağlama kapasitesine sahiptir. Yatay eksenli türbinlerinin kanatları üzerinden akan hava kaldırma kuvveti meydana getirerek moment oluşumu sağlar. Türbin kulesi üzerindeki elemanlar vasıtasıyla, oluşan moment jeneratöre aktarılarak elektrik üretimi sağlanır. Geleneksel tipteki bu türbinlere ait temel elemanlar Şekil 1.11’de verilmiştir. Türbinde alınan nispeten düşük dönüş hızı, dişli kutusu vasıtasıyla yükseltilir. Buradan jeneratöre iletilen hareket ile elde edilen elektrik, önce çiftlik içerisindeki trafolarla, sonra da yerleşim yerlerine ulaştırılır. Bu türbinlerde bulunan dişli kutusu, kontrolcü, jeneratör gibi kısımları içinde barındıran elemana nasele (nacel) denir. YERT üretim maliyeti yüksek olduğundan bu makineleri yüksek rüzgar hızlarında ve fırtınalarda

korumak gerekmektedir. Bunun için mekanik frenlerin yanı sıra kanatların kaldırma kuvveti oluşturamayacak şekilde konumlandırılmasını sağlayan hatve kontrol sistemleri bulunmaktadır. Yatay eksenli rüzgar türbinleri rüzgar yönüne bağımlı oldukları için baskın rüzgar yönüne doğru rotorun çevrilmesi gereklidir. Bu hareketi sağlamak için yaw mekanizması denilen bir dişli sistemi kullanılmaktadır. Tüm bu sistemler türbinin göbek yüksekliğinde konumlandırıldığından, kule son derece önemlidir ve dikkatlice inşa edilmelidir. Bu nedenle Şekil 1.11’de görüldüğü gibi türbin toplam maliyetinin yaklaşık %26.3’ü kuleye harcanmaktadır (Blanco, 2009). En önemli ikinci gider ise kanatların üretiminde olmaktadır. Kanatlar kompozit malzemeden özel olarak hazırlanmış kalıplar ile üretilir. Genellikle kanat geometrisinde değişken veter uzunluğuna sahip farklı kanat profilleri kullanılır. Sıklıkla yapısal dayanımı artırmak adına göbekten kanat ucuna doğru azalan bir veter uzunluğu ve göbeğe yakın kısımlarda daha kalın kanat profili tercih edilmektedir. Ayrıca literatürde var olan çalışmalardan yola çıkılarak performansı artırmak için kanatlar çoğunlukla bir büküm açısına sahip şekilde üretilir (Sudhamshu vd., 2016; Rocha vd., 2018).



Şekil 1.11. Üç kanatlı YERT elemanları ve maliyet oranları.

Kaynak: (Blanco, 2009).

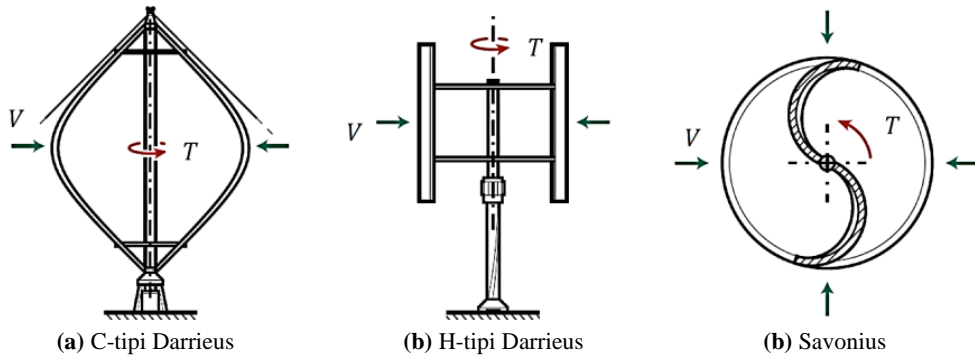
1.2.2. Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri

Dikey eksenli rüzgar türbinleri, giderek popülerleşen bir araştırma alanı haline gelmiştir. Özellikle yenilenebilir enerjiye verilen değerin son yıllarda önemli ölçüde artması, bu gidişatı olumlu yönde etkilemiştir. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde, rüzgar yönüne dik olarak

konumlandırılan mile kanatlar bağlanmıştır. Dolayısıyla türbinin kanatları düşey yönlü olup zeminden türbinin tepe noktasına kadar uzanırlar. Bu tarz türbinlerde jeneratör ve dişli kutusu zemine kurulabildiği için yüksek maliyete sebep olan kuleye ihtiyaç yoktur. Bu sebeple yatay eksenli türbinlere nazaran çok daha ucuza mal edilebilirler.

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin en yaygın olanlarından biri 1931 yılında Fransız mühendis Georges Jean Marie Darrieus tarafından patenti alınan Şekil 1.12a ve b’de verilen Darrieus türbinleridir (Du, 2016). Darrieus tipi türbinler de, kendi içerisinde C tipi ve H tipi olarak ayrılabilirler. Darrieus türbinler genellikle iki veya üç kanatlı olarak dizayn edilirler ve bu halleri ile deneysel olarak maksimum 0.4 güç katsayısına (C_p) ulaşabildikleri bildirilmiştir (Sheldahl vd., 1980). Darrieus tipi türbinlerde baskın kuvvet kaldırma kuvveti olarak görülmektedir. Buna bağlı olarak az miktarda kaldırma kuvvetinin meydana geldiği düşük rüzgar hızlarında Darrieus türbinlerin çok az tork ürettiği hatta bazen hiç tork oluşturamamaları kendini başlatamadığı bildirilmiş, bu dezavantajı ortadan kaldırmak için bir motor yardımıyla ilk dönüşün verilebileceği raporlanmıştır (Kentfield, 1996; Baker, 1983). Buna ek olarak bahsedilen dezavantajın doğru kanat profili seçimi ile giderilebileceğini ileri süren çalışmalar da mevcuttur (Dominy vd., 2007; Hill vd., 2009).

Savonius tipi rüzgar türbini, 1920’li yıllarda Sigurd Johannes Savonius tarafından patenti alınan bir diğer dikey eksenli rüzgar türbini çeşididir (Akwa vd., 2012). Oldukça basit bir geometriye sahip bu türbinler, içi boş bir silindiri ikiye bölüp kenarlarından birleştirilerek kolaylıkla elde edilebilir. Bunun yanında düşük gürültü ve açısal hız, hareketli parçalarda daha az aşınma, çeşitli rotor konfigürasyonu imkanı, yüksek statik ve dinamik moment gibi pek çok ek avantajı vardır (Savonius, 1931; Vance, 1973; Fernando ve Modi, 1989; Fujisawa, 1992; Menet, 2004; Saha vd., 2008). Ayrıca Savonius türbinlerde sürükleme kuvveti baskın olduğundan düşük rüzgar hızlarında elektrik üretimi imkanı sağlamaktadır (Zemamou vd., 2017).



Şekil 1.12. Kaldırma tipi Darrieus (a) ve (b), sürükleme tipi Savonius (c) DERT.
Kaynak: (Bos, 2012).

1.2.3. Dikey Eksenli ve Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri Kıyaslaması

Her ne kadar YERT çok daha verimli gözükse de, DERT son derece gelişime açık bir alandır. Bu sebeple son yıllarda DERT üzerine yapılan çalışmaların sayısı bir hayli fazladır. Buna ek olarak DERT, yatay eksenli rüzgar türbinleri ile kıyaslandığında birçok olumlu yöne sahiptir. Bu güçlü yönler maddeler halinde şu şekilde sıralanabilir:

- DERT rüzgar yönünden bağımsız olduğundan karmaşık yaw mekanizmasına ihtiyaç duymaz (Almohammadi, 2014).
- Optimum kanat tasarımı sabit kanat profilinden olacak şekilde herhangi bir büküm veya konikleşme gerektirmeyecek türdedir. Dolayısıyla kanat üretimi basit ve ucuz olup YERT kanatlarında olduğu gibi yüksek yatırım maliyeti gerektirmemektedir (Du, 2016).
- Düşük uç hız oranı (λ) sebebiyle aerodinamik gürültü seviyesi yatay eksenlilere göre daha azdır. Yatay eksenli rüzgar türbinleri, maksimum gücü daha yüksek uç hız oranında sağlarlar. Bu durum özellikle nispeten şehre yakın YERT çiftliklerinin olduğu durumlarda yüksek gürültü oluşumuna neden olarak önemli bir çevre problemi halini almaktadır (Worasinchai, 2012).
- DERT'ler birbirine daha yakın konumlandırılabilirler. Bu sebeple daha kısıtlı bir alanda daha fazla enerji üretimine olanak sağlarlar (Dabiri, 2011; Kinzel vd., 2012).
- DERT, düşük hızda ve karmaşık yapıda rüzgarların olduğu şehirler, kasabalar gibi yüksek türbülanslı ortam şartlarında daha iyi performans sergilemektedir (Mertens vd., 2003).
- Dikey eksenli rüzgar türbinleri genellikle santrifüj yükleri dengeleyecek şekilde tasarlanırlar. Bununla birlikte yatay eksenli rüzgar türbinlerinin kanatları yatay konumdayken kendi ağırlıkları nedeniyle son derece yüksek eğilme momentine sebep olabilirler (Du, 2016).

Dikey eksenli rüzgar türbinleri yatay eksenlilere kıyasla önemli avantajlara sahip olsa da, yatay eksenli türbinlerin halen baskın olduğu yönler de bulunmaktadır. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin, YERT'e göre olumsuz yönleri şunlardır:

- Dikey eksenli rüzgar türbinleri etrafındaki akış, türbinin dönüşü esnasında azimut ve hücum açısındaki sürekli değişimler sebebiyle çoğunlukla kararsızdır. Bu tip bir türbin bir tur boyunca neredeyse tüm hücum açılarına maruz kalır, bu da aerodinamik açıdan yapılacak tahminleri son derece zorlu hale getirmektedir (Du, 2016).

- Darrieus dikey eksenli rüzgar türbinleri bir jeneratöre bağlanmadığı yüksüz durumlarda bile bazen kendi kendine çalışmaya başlayamazlar. Bunun yanı sıra YERT aynı koşullarda çalışmasını başlatabilir (Worasinchai, 2012).
- Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde üretilen tork ve kuvvetler tur boyunca çalkantılıdır. Türbin hem yüksek dönüş açılara maruz kaldığından hem de kanatlar sürekli temiz akış - art akış alanı içerisine girip çıktığından kanat üzerine gelen yükler oldukça karmaşıktır. Bu tür çalkantılı yük durumları türbin kanadında yorulma hasarlarına sebep olabilmektedir (Greaves, 2013).

Görüldüğü gibi dikey eksenli rüzgar türbinleri yenilenebilir enerjinin etkin kullanımı açısından son derece umut vadedicidir. Dezavantajları olsa da, faydalı yönleri baskın gelmektedir. Buna ek olarak bahsedilen dezavantajlar uygun yaklaşımlar ile giderilebilecek veya iyileştirilebilecek durumdadır. Bu sebeple mevcut tez çalışması kapsamında sabit veter uzunluğuna sahip kanatları olan bir H-Darrieus dikey eksenli rüzgar türbininin performansının iyileştirilmesi üzerinde durulacaktır. Ayrıca türbinlerin çeşitli çiftlik konfigürasyonları da incelenerek türbin çiftliği oluşturulması halinde yapılabilecek iyileştirmeler irdelenecektir.

Dikey eksenli rüzgar türbinleri ile ilgili literatür taramasına geçmeden önce rüzgar türbinlerinin aerodinamik teorisi ve dikey eksenli rüzgar türbinlerinin kinematığı üzerinde durmak konunun anlaşılması açısından faydalı olacaktır. Bu yüzden gelecek bölümde bahsi geçen konular üzerinde durulacaktır.

2. RÜZGAR TÜRBİNİ AERODİNAMİĞİ

Rüzgar türbinlerinin tasarım ve çalışma mantığının temeli bir rüzgar akımı içerisinde kütlelerin ve enerjinin korunumu prensiplerine dayanarak oluşturulmuştur. Bu temelden yola çıkarak 1919 yılında Alman mühendis Albert Betz kendi soyadıyla anılacak olan Betz Limiti'ni ortaya atmıştır. İleri sürülen bu teori hem yatay eksenli hem de dikey eksenli rüzgar türbinlerini kapsamaktadır (Ragheb ve Ragheb, 2011). Betz denklemi en ideal termodinamik çevrim olan Carnot çevrimi veriminin bir benzetimidir. Carnot çevrimi kısaca bir ısı makinesinin bir kaynaktan tüm enerjisi çekemeyeceğini, belli bir miktar ısı enerjisini çevreye geri vermesi gerektiği temeline dayanır (Çengel ve Boles, 2011). Carnot verimi ise Kelvin sıcaklık ölçeği ile Denklem 2.1'deki gibi ifade edilir. Burada T_1 yüksek sıcaklığı, T_2 düşük sıcaklığı ifade etmektedir. Betz denkleminde ise V_1 türbin öncesi, V_2 türbin sonrası hızı göstermektedir.

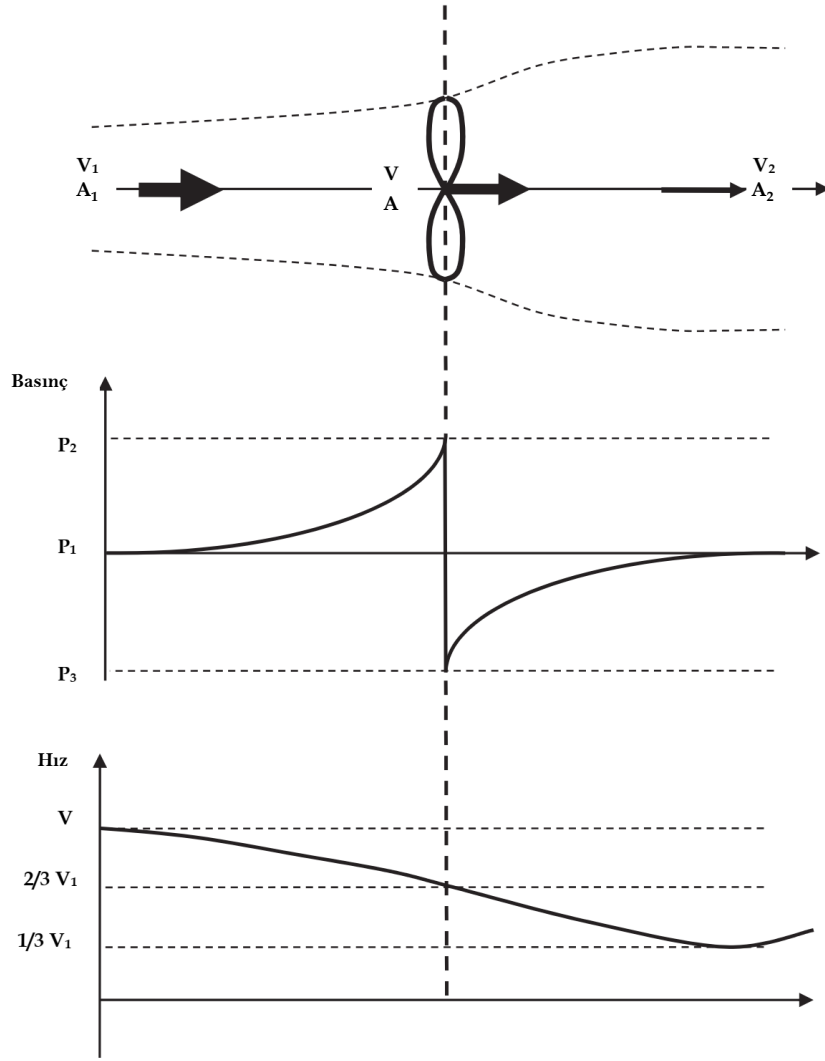
$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.1)$$

Bir ısı makinesinin verimliliğinin kısıtlanması, dışarıya ısı enerjisi atmak zorunda olmasından kaynaklanır. Benzer olarak, akışkanlar mekaniğinin korunum yasaları gereğiyle rüzgar türbininin verimliliğinin de bir üst limiti vardır (Ragheb ve Ragheb, 2011). Bu limite en ideal durumda ulaşıldığından, sürüklenme, girdaplar, mekanik ve elektriksel yüklerden oluşan kayıplar gibi dış etkenlere maruz kalan bir türbin için verimlilik haliyle daha düşük olacaktır. Albert Betz tarafından önerilen bu ideal üst sınıra Betz Limiti denmektedir (Betz, 1966). Betz limiti şu kabuller altında oluşturulmuştur; türbin rotoru göbeğe sahip değildir ve türbin herhangi bir sürüklenme kuvveti oluşturmayan sonsuz sayıda kanattan meydana gelmektedir. Ayrıca buna ek olarak türbine gelen akışın tamamen düzenli olduğu ve türbin sonrasında da aksel olarak kaldığı varsayılmıştır.

Bahsi geçen bu kabuller altında Şekil 2.1'de görüldüğü gibi A süpürme alanına sahip bir rüzgar türbini rotoru ele alındığında, rotor öncesinde akım tüpünün kesit alanı A_1 sonrasında ise genişleyerek A_2 olmuştur. Burada V rotor üzerinden akan üniform rüzgar hızını, V_1 ve V_2 sırasıyla rotorun bir miktar önündeki ve arkasındaki rüzgar hızını ifade etmektedir.

Havanın kinetik enerjisi türbin tarafından belli oranda mekanik enerjiye dönüştürüldüğünden $V_1 > V_2$ olmaktadır. Denklem 2.2'de, sıkıştırılamaz akışlar için kütlelerin korunumu ifadesi verilmiştir. Bu denklem göz önüne alınırsa, akış hızındaki yavaşlamaya bağlı olarak $A_1 < A_2$ durumunun gerçekleşmesi zorunludur.

$$\dot{m} = \rho A_1 V_1 = \rho A_2 V_2 = \text{sabit} \quad (2.2)$$



Şekil 2.1. İdeal bir rüzgar türbininde basınc ve hız değişimi.
Kaynak: (Ragheb ve Ragheb, 2011).

Rüzgardan çekilen enerji $dE = F dx$ olarak ifade edilip, Euler teoreminden türbinin maruz kaldığı kuvvetler yazıldıktan sonra, gerekli sadeleştirmeler yapıldığında Denklem 2.3 elde edilir. Burada tekrar ilgili kabuller yapıldığında Denklem 2.4 oluşturulur (detaylı denklem çıkarımı için Ragheb ve Ragheb (2011) tarafından sunulan kaynak incelenebilir). Denklem 2.4'te görüldüğü gibi rotordaki rüzgar hızı ön ve arka rüzgar hızlarının ortalamasıdır. Ayrıca Denklem 2.3 ve 2.4'ten anlaşılacağı üzere türbin bir fren gibi davranarak V_1 hızını V_2 'ye düşürür, ancak denklemin geçerliliğinin korunması için hiçbir zaman $V = 0$ olacak şekilde hızı tamamen durduramaz. Sonuç olarak rüzgardan enerji çekebilmek için akışın sürekliliğinin korunması gerekmektedir.

$$\frac{1}{2} (V_1 - V_2) (V_1 + V_2) = V (V_1 - V_2); \quad V, A, \rho \neq 0 \quad (2.3)$$

$$V = \frac{1}{2} (V_1 + V_2); \quad (V_1 - V_2) \neq 0 \quad veya \quad V_1 \neq V_2 \quad (2.4)$$

Elde edilen bu denklemler baz alındığında kuvvet ve güç ifadeleri Denklem 2.5 ve 2.6'daki gibi yazılabilir. Ek olarak $b = V_2/V_1$ gibi bir etkileşim faktörü tanımlaması yapıldığında kuvvet ve güç denklemlerinin nihai hali Denklem 2.7 ve 2.8'deki gibi olur.

$$F = \frac{1}{2}\rho A (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.5)$$

$$P = \frac{1}{2}\rho A (V_1^2 - V_2^2) (V_1 + V_2) \quad (2.6)$$

$$F = \frac{1}{2}\rho A V_1^2 (1 - b^2) \quad (2.7)$$

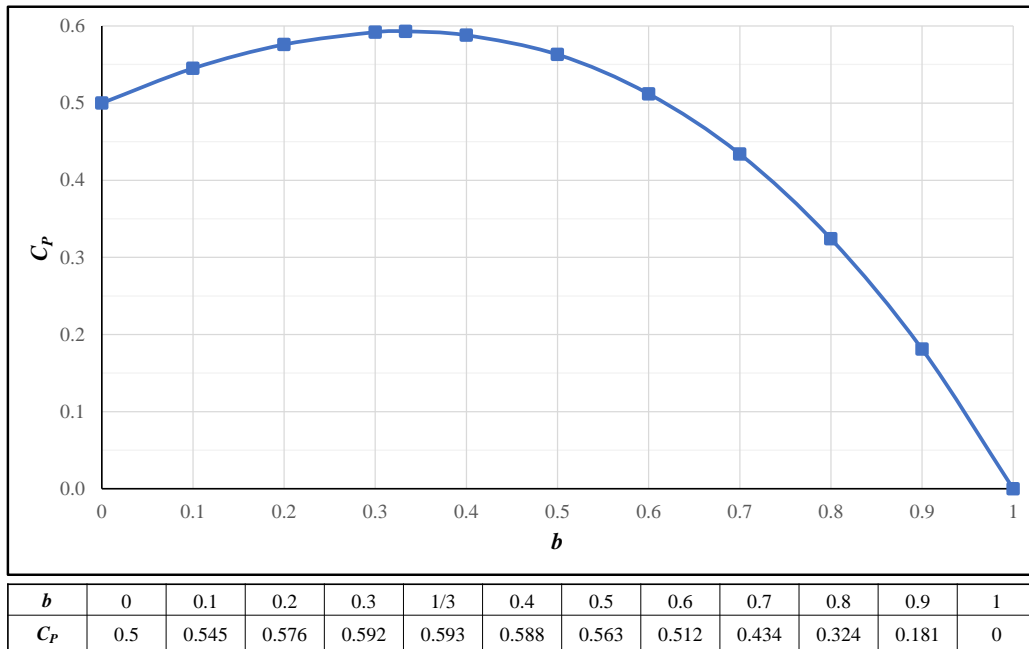
$$P = \frac{1}{4}\rho A V_1^3 (1 - b^2) (1 + b) \quad (2.8)$$

Bir türbin, rüzgarın tüm kinetik enerjisini çekebilecek olsa, rüzgardan elde edilebilecek teorik güç Denklem 2.9 ve buna bağlı olarak türbinin güç katsayısı Denklem 2.10'da gösterildiği gibi hesaplanır.

$$P_{th} = \frac{1}{2}\rho A V_1^3 \quad (2.9)$$

$$C_P = \frac{P}{P_{th}} = \frac{\frac{1}{4}\rho A V_1^3 (1 - b^2) (1 + b)}{\frac{1}{2}\rho A V_1^3} = \frac{1}{2} (1 - b^2) (1 + b) \quad (2.10)$$

Etkileşim faktörünün fonksiyonu olarak ifade edilen güç katsayısı çözümlendiğinde Şekil 2.2'de görüldüğü gibi bir eğri elde edilir.



Şekil 2.2. İdeal güç katsayısının etkileşim faktörü (b) ile değişimi.

Kaynak: (Ragheb ve Ragheb, 2011).

Şekil 2.3'te gösterildiği gibi ω açısal hızı ile dönen bir türbinin kanatları üzerinde kaldırma (F_l) ve sürüklenme (F_d) kuvvetleri meydana gelir. Bu kuvvetler türbinin azimut açısı (θ) ve uç hız oranına (λ) göre sürekli değişmektedir. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri bileşenlerine ayrıldığında Şekil 2.3'teki gibi kanat yüzeyine dik normal kuvvet (F_n) ve kanat yüzeyine paralel doğrultuda ise teğetsel kuvvet (F_t) elde edilir. Normal kuvvet türbinin yapısal tasarımı ve dayanımı açısından son derece kritiktir. Teğetsel kuvvet ise Denklem 2.11'de verilen torku oluşturan bileşendir. Dönüş esnasında türbin oldukça değişken hücum açlarına (α) maruz kalmaktadır. Dolayısıyla teğetsel ve normal kuvvetlerde de değişimler önemli derecede fazladır. Teğetsel ve normal kuvvetler türbinin belli bir azimut açısı için Denklem 2.12 ve 2.13'te verilmiştir.

$$T = F_t R \quad (2.11)$$

$$F_t = F_l \sin \alpha - F_d \cos \alpha \quad (2.12)$$

$$F_n = F_l \cos \alpha + F_d \sin \alpha \quad (2.13)$$

Bunlara ek olarak teğetsel kuvvet ve teorik tork Denklem 2.14 ve 2.15'teki gibi ifade edilebilir. Burada A türbin süpürme alanını, C_m tork (moment) katsayısını ve R ise türbin yarıçapını ifade etmektedir. Tork katsayısı türbinin ürettiği torkun, teorik torka oranı olarak Denklem 2.16'daki gibi yazılır.

$$F_t = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_m \quad (2.14)$$

$$T_{th} = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_m R \quad (2.15)$$

$$C_m = \frac{T}{T_{th}} = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A V^2 R} \quad (2.16)$$

Rüzgar türbinlerinde en önemli boyutsuz sayılardan bir tanesi de uç hız oranı (λ) olarak bilinen, türbin kanadının teğetsel hızının (V_b), rüzgar hızına oranıdır. Uç hız oranı Denklem 2.17'de gösterildiği gibi formülü edilir. Yavaş dönen bir türbin üzerinden geçen rüzgarın çoğu, kanatlar arası boşluktan geçerek tork üretimine katkı sunmaz. Bu durum düşük λ değerlerine karşılık gelmektedir. Eğer türbin çok hızlı dönüyorsa bu durumda da yüksek λ değerlerine ulaşılır ve türbin rüzgar karşısında bir duvar etkisi gösterdiğinden güç üretimi azalır. Türbin tarafından üretilen enerji, Denklem 2.18'deki haliyle de gösterilir (Karmakar ve Chattopadhyay, 2022). Dolayısıyla Denklem 2.10'da verilen türbin güç katsayısı $V_1 = V$ olarak kabul edilip, Denklem 2.16, 2.17 ve 2.18 dikkate alınarak düzenlendiğinde Denklem 2.20 halini alır. Buradan

da anlaşılacağı üzere türbin güç katsayısı, tork katsayısı ve uç hız oranının bilinmesiyle kolaylıkla hesaplanabilir. Güç katsayısının bu formu özellikle numerik çalışmalarda tork katsayısının elde edilmesi ile türbin karakteristiğinin çıkarılmasında son derece yararlı olmaktadır.

$$\lambda = \frac{V_b}{V} = \frac{\omega R}{V} \quad (2.17)$$

$$P = T\omega \quad (2.18)$$

$$C_P = \frac{P}{P_{th}} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \frac{\frac{1}{2}\rho AV^2 RC_m \omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \lambda C_m \quad (2.19)$$

$$C_P = \lambda C_m \quad (2.20)$$

Rüzgar türbini kanatları dönme hareketi nedeniyle farklı bağıl hızlara maruz kalır. Bu bağıl hız yatay eksenli rüzgar türbinlerinde kanat açıklığı boyunca, dikey eksenli rüzgar türbinlerinde ise rotorun azimut açısı ve buna bağlı olarak değişen hücum açısı ile son derece farklılık göstermektedir. Basit bir akış durumunda Reynolds sayısı Denklem 2.21'deki gibi ifade edilir. Ancak dikey eksenli rüzgar türbinlerinde dönüş nedeniyle oluşan farklı bağıl hızlar sonucunda Reynolds sayısı da sürekli değişmektedir. Burada ρ hava yoğunluğunu, μ havanın dinamik viskozitesini, c ise veter uzunluğunu ifade etmektedir. Reynolds sayısını dikey eksenli rüzgar türbinlerine göre modifiye etmek için $V = V_{rel}$ yazılabilir. Şekil 2.3'te görüldüğü üzere V rüzgar hızını, V_b kanadın teğetsel hızını ve V_{rel} kanadın maruz kaldığı bağıl bileşke hızı temsil etmektedir. Türbinin azimut açısına (θ) göre kanadın maruz kaldığı bağıl hız ve hücum açısı sırasıyla Denklem 2.22 ve 2.23'te verilmiştir (Danao vd., 2012).

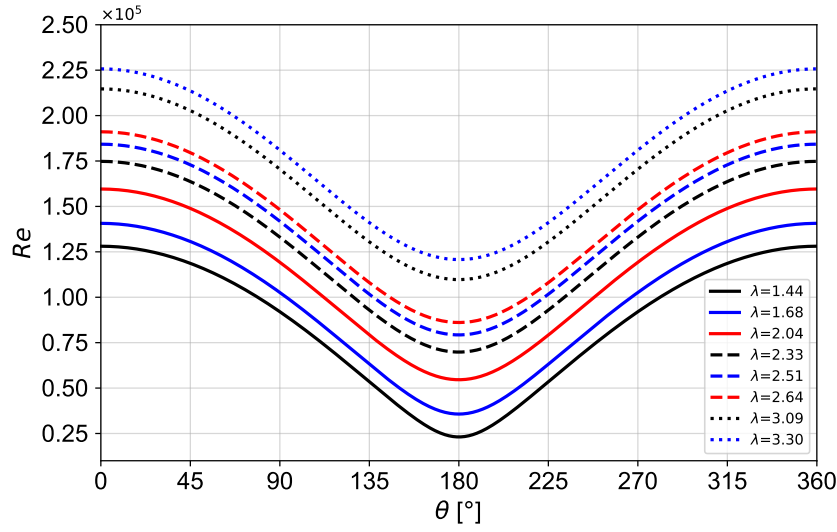
$$Re = \frac{\rho V c}{\mu} \quad (2.21)$$

$$V_{rel} = V\sqrt{1 + 2\lambda \cos \theta + \lambda^2} \quad (2.22)$$

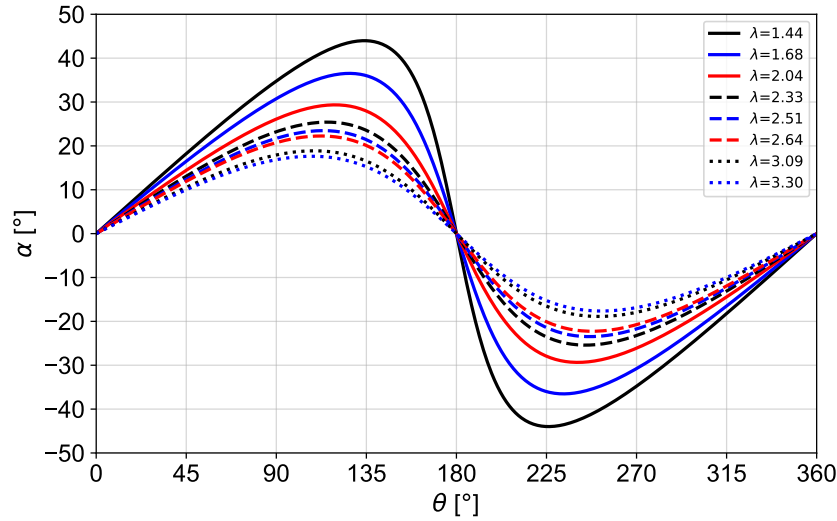
$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda + \cos \theta} \right) \quad (2.23)$$

Çalışmanın ileriki bölümlerinde bahsedilecek olan parametreler dikkate alındığında mevcut tez kapsamında oluşan bağıl rüzgar hızına göre Reynolds sayısı ve hücum açısı Şekil 2.4 ve 2.5'te verilmiştir. Görüldüğü gibi hücum açısı ve Reynolds sayısı uç hız oranına oldukça bağlıdır. Türbin uç hız oranının artmasına bağlı olarak kanatların maruz kaldığı bağıl rüzgar hızı artmış, dolayısıyla Reynolds sayısı yükselmiştir. Türbin sıfır konumundayken maksimum

Reynolds sayısı elde edilmiş, türbin $\theta = 180^\circ$ 'ye geldiğinde en düşük bağlı hıza ve Reynolds sayısına ulaşmıştır.



Şekil 2.4. Azimut açısına göre Reynolds sayısı değişimi.



Şekil 2.5. Azimut açısına göre hücum açısı değişimi.

Şekil 2.5 incelendiğinde kanat başlangıç konumundayken herhangi bir hücum açısına maruz kalmazken $\theta = 135^\circ$ ve $\theta = 225^\circ$ civarlarına gelindiğinde pozitif ve negatif yönde en yüksek hücum açılarında maruz kaldığı görülmüştür. Özellikle düşük uç hız oranında $\alpha = \pm 40^\circ$ mertebelerine ulaşmıştır. Buradan da anlaşılacağı üzere bir dikey eksenli rüzgar türbini, tam turu esnasında yüksek hücum açılara ve buna bağlı olarak akış ayrılmalarına maruz kalmaktadır. Bahsi geçen durum dikey eksenli rüzgar türbinleri aerodinamiğini son derece karmaşık hale getirmektedir. Bu sebeple, dikey eksenli rüzgar türbinlerinin aerodinamiği üzerine yapılan çalışmalar büyük ilgi görmekte ve aydınlatılması gereken noktaların sayısı oldukça fazladır. Buradan yola çıkarak, dikey eksenli rüzgar türbinlerinin aerodinamik açıdan anlaşılmasına katkı

sağlamak, olası performans artırımı yöntemlerini değerlendirmek ve türbülans yoğunluğu ile katılık gibi parameterleri kullanarak iyileştirmeler yapmak, bu çalışmanın ana motivasyonlarından birini oluşturmuştur.

3. LİTERATÜR TARAMASI

Rüzgar türbinleri, geniş kullanım alanına, farklı tiplere, multidisipliner yaklaşıma ve geleceğin enerji üretim aracı olma potansiyeline sahip olduğundan son derece ilgi çeken bir araştırma alanıdır. Bu türbin çeşitlerinden biri olan dikey eksenli rüzgar türbinleri de birçok avantajı bünyelerinde barındırırlar. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin önceki bölümlerde de bahsedilen pozitif yönlerinin varlığı bu alanda kapsamlı çalışmaların yürütülmesine yol açmıştır. Dikey eksenli rüzgar türbinleri ile ilgili yapılmış sayısız numerik, deneysel ve saha çalışmaları olmasına karşın, bu türbinlerde karşılaşılan karmaşık akış dinamiği sebebiyle halen aydınlatılmaya muhtaç alanlar bulunmaktadır. Bu durum, araştırmacıları dikey eksenli rüzgar türbinleri üzerine yoğunlaşmaya teşvik etmiştir.

Literatürde DERT ile ilgili farklı tekniklerle yürütülen çalışmalar mevcuttur. Bunlar genel anlamda deneysel ve numerik çalışmalar olarak sınıflandırılabilir. Bu tez çalışmasının temeli sayısal çözümlmeye dayandığı için öncelikle dikey eksenli rüzgar türbinlerini sayısal modelleme yöntemlerine değinilecektir. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin daha önce bahsedildiği gibi pek çok çeşidi bulunmaktadır. Bu çalışmanın odağı H-Darrieus tipi türbinler olduğundan, incelenecek tüm çalışmalar bu tip türbinler üzerine olacaktır. Metodların incelenmesinden sonra bu çalışmanın ana motivasyonlarından biri olan dikey eksenli rüzgar türbinlerinde türbülans etkilerinden bahsedilecektir. Daha sonra çalışmanın ikinci temel motivasyonu olan türbin katılığının aerodinamik performansa ve kendini başlatma karakteristiğine etkisi üzerine literatür taraması yapılacaktır. Son olarak da dikey eksenli rüzgar türbini çiftlikleri ile ilgili yapılan çalışmalar incelenecek ve literatürdeki eksiklikler tespit edilecektir.

Özetle bu tez kapsamında yapılan literatür taraması 6 ana başlıkta incelenecektir. Bunlar sırasıyla; Bölüm 3.1 H-Darrieus Türbinlerini Matematiksel Modelleme, Bölüm 3.2 H-Darrieus Türbinlerini HAD ile Modelleme, Bölüm 3.3 Türbülans Etkisi, Bölüm 3.4 Katılık Etkisi, Bölüm 3.5 Kendini Başlatma Karakteri, Bölüm 3.6 Türbin Çiftliği Konfigürasyonları olarak verilmiştir. Son olarak Bölüm 3.7'de literatür taraması özetlenmiş ve genel çıkarımlar verilmiştir.

3.1. H-Darrieus Türbinlerini Matematiksel Modelleme

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin aerodinamiğini anlamak, problemleri gidermek ve performansını iyileştirmek için yıllar boyu pek çok yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen modellerin bazıları hızlı sonuç verirken, bazı yöntemler ise uzun zaman almaktadır. Bu aşamada araştırmacılar hangi yöntemi kullanacağına çalışmanın motivasyonu doğrultusunda karar vermektedir. Bir

çalışma çok fazla parametreye odaklanan bir optimizasyon süreci içeriyorsa, zaman açısından efektif olan matematiksel modelleme teknikleri ön plana çıkarken, tüm akış fiziğinin elde edilmesini amaçlayan araştırmalarda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) gibi numerik yöntemler baskın olmaktadır. Dolayısıyla yürütülecek metot için çalışmanın temel amacı dikkate alınarak uygun kararın verilmesi gerekmektedir. Bu yöntemlerden biri olan matematiksel modelleme kendi içerisinde farklı metotlar barındırmaktadır. Bunlar momentum modelleri, vorteks modelleri ve kademeli modeller olarak sıralanabilirler.

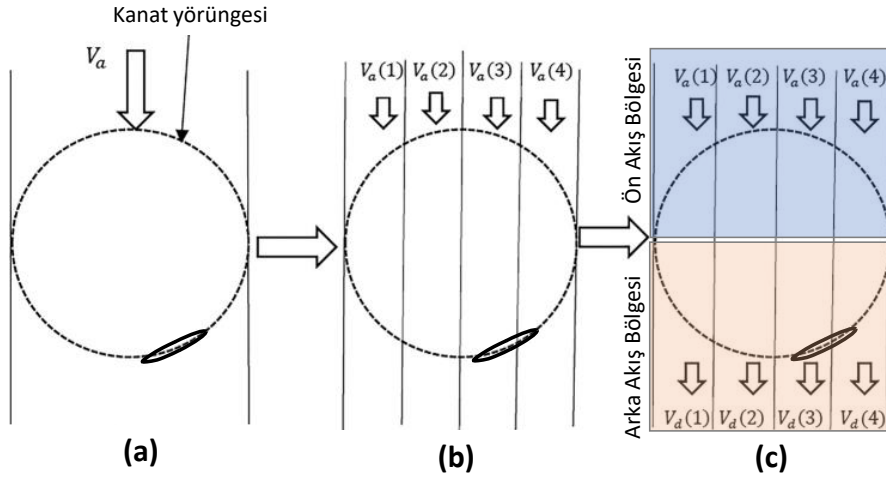
3.1.1. Momentum Modelleri

Momentum modelleri ile, kanatlar üzerine uygulanan kuvvetler dolayısıyla hava akışındaki momentum değişimi incelenir. Bu model ayrıca Kanat Elemanı Momentum (KEM) (Blade Element Moment (BEM)) modeli olarak da isimlendirilir (Çelik, 2021). KEM modeli kanat elemanı teorisi ile momentum teorisinin bir kombinasyonudur (Schepers, 2012). Bu model ilk olarak Glauert (1935) tarafından ileri sürülmüştür. KEM modeli HAD gibi diğer ileri seviye modellere kıyasla daha düşük hesaplama maliyetine sahiptir. Bundan dolayı KEM, AeroDyn ve WT-Pref gibi farklı kodlar içerisinde sıkça kullanılan bir teknik olmuştur (Farhan, 2018). Bu tip modellemenin hesaplama zamanı açısından büyük bir getirisi olsa da, bir dezavantajı bulunmaktadır. KEM teorisinde yüksek uç hız oranı ve yüksek türbin katılığı durumunda hesaplamalar doğruluktan uzaklaşmaktadır. Bu problemin üstesinden gelmek için araştırmacılar tarafından sırasıyla Şekil 3.1 a, b ve c'de verildiği gibi Tekli Akım Tüpü (Single Stream Tube), Çoklu Akım Tüpü (Multiple Stream Tube) ve İkili-Çoklu Akım Tüpü (Double-Multiple Stream Tube) gibi modeller geliştirilmiştir (Paraschivoiu, 2002).

Tekli Akım Tüpü (TAT) ilk defa Templin (1974) tarafından dikey eksenli rüzgar türbinleri için kullanılmıştır. En basit modellerden birisi olan bu yöntemde türbin Şekil 3.1a'da gösterildiği gibi tek bir akım tüpü içerisinde varsayılır (Jin vd., 2015). Burada V_a türbine gelen serbest rüzgar hızını ifade etmektedir. TAT tekniği, hafif çalışma koşulları altındaki türbinin ortalama performansını tahmin etmek için kullanılır, ancak rotor boyunca rüzgar dağılımını elde etmede yetersiz kalmaktadır (Islam vd., 2008).

TAT yöntemindeki eksiklikler araştırmacıları yeni bir metot oluşturmaya teşvik etmiştir. Bunun sonucu olarak Wilson ve Lissaman (1974) tarafından Çoklu Akım Tüpü (ÇAT) tekniği ileri sürülmüştür. Bu metotta Şekil 3.1b'de görüldüğü gibi rotorun süpürme alanı, aerodinamik açıdan birbirinden bağımsız olduğu varsayılan çok sayıda akım tüpüne bölünür ve her bir alana kanat elemanı momentum teorisi uygulanır. Akış sürtünmesiz ve sıkıştırılmaz olarak kabul

edilir. Bu şartlar altında hesaplamalarda dikkate alınan kuvvet kaldırma kuvveti olduğundan sürüklenme kuvvetinin etkileri yok sayılmıştır. Bu noktada Strickland (1977) tarafından sürüklenme kuvveti etkisini de hesaplamalara dahil ederek daha mantıklı sonuçlar sunabilen geliştirilmiş bir ÇAT metodu ortaya atılmıştır. Bu çalışmalara ek olarak ÇAT tekniğini geliştirmeye yönelik kanat geometrisi, katılık, kanat en boy oranı, yapısal bağlantı elemanları, kanatların birbirleriyle etkileşimleri ve Reynolds sayısı gibi faktörleri dikkate alan modifikasyonlar yapılmıştır (Muraca vd., 1975; Sharpe, 1977).



Şekil 3.1. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde momentum modelleri.

Kaynak: (Mohammed vd., 2019).

ÇAT tekniği, TAT tekniğine oranla birçok avantaja sahip olsa da, bazı dezavantajları bünyesinde barındırmaktadır. Buna istinaden Lapin (1975) tarafından ikili aktüatör disk konsepti ileri sürülmüştür. Daha sonra Paraschivoiu (1981), dikey eksenli rüzgar türbinleri için ÇAT tekniği ile ikili aktüatör disk konseptini harmanladığı İkili-Çoklu Akım Tüpü (İÇAT) modelini geliştirmiştir. Bu yöntemde türbin tarama alanı Şekil 3.1c'deki gibi ön akış (upstream) ve arka akış (downtream) bölgesi olarak iki yarım daireye ayrılır. Sonra her iki akış bölgesine de çoklu akım tüpü tekniği uygulanır. Farklı akım bölgelerindeki bu akım tüpleri tandem olarak yerleştirilmiş iki aktüatör disk gibi düşünülerek hesaplamalar yapılır. Diğer tekniklere kıyasla bu yöntem deneysel sonuçlar ile daha uyumludur. Bu yöntemin en büyük avantajlarından biri dinamik akış ayrılması etkisini hesaplamalara son derece iyi entegre etmesidir. Diğer taraftan bu yöntemde de halen yüksek uç hız oranı ve katılıkta hassasiyet iyi bir seviyeye ulaşmamıştır (Jin vd., 2015).

3.1.2. Vorteks Modelleri

Momentum modellerine ek olarak, dikey eksenli rüzgar türbinlerinin aerodinamik performans hesabı için kullanılan bir diğer yöntem de vorteks modelleridir. Bu modelin arkasındaki

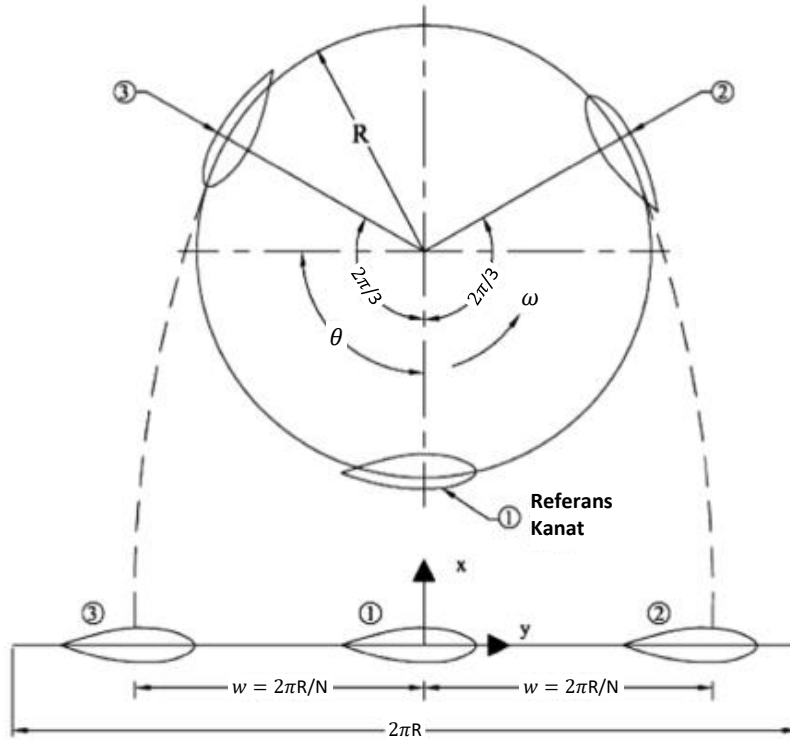
ana fikir hız alanı yerine vortisiteyi ayrıklaştırmaktır (Dyachuk ve Goude, 2015). İlk defa Larsen (1975) tarafından Cyclogyro yel değirmenleri için öne sürülen bu yöntemde başlangıçta sadece düşük hücum açıları dikkate alındığından akış ayrılmasının etkisi ihmal edilmiştir. Fanucci ve Walter (1976) ise 2B vorteks modeli düz kanatlı bir dikey eksenli rüzgar türbini için küçük hücum açılarında uygulamışlardır. Dolayısıyla burada da araştırmacılar akış ayrılmasını ihmal etmişlerdir. Holme (1977) vortex modelini hızlı çalışma koşulları altındaki bir dikey eksenli türbin için modifiye etmiştir. Çalışma sonucunda uygulanan modelin sadece hafif yükleme durumunda kabul edilebilir sonuçlar verdiği bildirilmiştir. Wilson (1980) araştırmasında vorteks modeli ile rüzgar türbinini modellemeye çalışmış, ancak akış ayrılmasını hesaplamalara dahil etme noktasında yetersiz kalmıştır. Strickland vd. bir yıl ara ile yapmış oldukları 3B sanki kararlı (quasi-steady) vorteks modeli çalışmalarında hem akış ayrılmasını hem de dinamik etkileri dahil etmişlerdir (Strickland vd., 1979, 1980). Cardona (1984) ise Strickland vd. tarafından sunulan modeli geliştirerek akıştaki dönümlülüğü de dikkate alan bir vorteks modeli ileri sürmüştür. Ponta ve Jacovkis (2001) tüm bu çalışmalarını bir adım daha ileri taşıyarak serbest vorteks modelini sonlu elemanlar analizi ile birleştirmiştir. Vorteks modelleri halen yüksek hassasiyete sahip olsalar da diğer matematiksel modellere göre nispeten daha fazla hesaplama süresi gerektirmektedir. Buna ek olarak vorteks metodu, potansiyel akışın girdap içerisinde olduğu ve kanat aerodinamiğinde viskozitenin etkisinin, deneysel kuvvet katsayılarına göre modele entegre edilmesi gibi, büyük ölçüde basitleştirmeler içermektedir. Dolayısıyla sonuçların doğruluğu yüksek ölçüde bu parametrelerin doğruluğuna bağlı olmaktadır (Pawsey, 2002; Islam vd., 2008).

3.1.3. Kademeli Modeller

Kademeli modeller genellikle turbo makineler için uygulanmaktadır (Islam vd., 2008). Bununla beraber dikey eksenli rüzgar türbinleri açısından kullanımı ilk olarak Hirsch ve Mandal (1987) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemde türbin kanatları Şekil 3.2'de görüldüğü gibi birbiri ile eşit mesafede bir düzlem halinde düşünülür. Serbest akış hızı ve girdap hızı arasındaki bağlantı Bernoulli denklemi ile sağlanırken, indüklenmiş hız ise yarı ampirik tanımlamalar kullanılarak girdap hızı ile ilişkilendirilir. Her bir kanadın aerodinamik karakteristiği yerel Reynolds sayısı ve hücum açısı göz önüne alınarak ayrı ayrı elde edilir.

Kademeli modeller makul hesaplama süreleri ile hem düşük hem de yüksek katılığa sahip türbinlerin performansını oldukça iyi tahminlemektedirler. Buna ek olarak kademeli modelde yüksek uç hız oranı ve yüksek katılık durumlarında bile yakınsama problemleri yaşanmamaktadır

(Islam vd., 2008). Ayrıca, bu modelin analitik çözüm kapasitesini geliştirme adına, Mandal ve Burton (1994) dinamik akış ayrılması ve akım çizgisi eğriselliğini (streamline curvature) de eklemiştir. Bu sayede deneysel veriler ile son derece uyumlu sonuçların elde edilmesi sağlanmıştır.



Şekil 3.2. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde kademeli model.

Kaynak: (Jin vd., 2015).

3.2. H-Darrieus Türbinlerini HAD ile Modelleme

Tüm bilim alanlarında simülasyon tekniğinin yeri son derece kritiktir. Simülasyon yöntemleri ile hem gereksiz üretim maliyetleri engellenmiş olur hem de deneysel olarak ölçülmesi çok zor olan büyüklükler kolayca elde edilebilir. Tıptan kimyaya, elektrikten mekaniğe her dalda numerik modellemenin kullanımı oldukça yaygın ve güvenilirdir. Numerik çözümleme yöntemlerinin, özellikle de sonlu elemanlar tekniğinin tarihi 20. yy. başlarına kadar uzanmaktadır. Atanasoff tarafından 1930'lu yıllarda otomatik dijital bilgisayarın icat edilmesiyle, akışkanlar dinamiğinde de numerik yöntemlerin kullanım süreci başlamıştır (Tannehill vd., 1997). Böylece mühendislik alanları içerisinde akla ilk gelen simülasyon tekniklerinden olan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yönteminin ortaya çıkışı gerçekleşmiştir. Yıllar boyu bilgisayar kapasitelerinde ve HAD alanında yaşanan gelişmeler neticesinde, günümüzde HAD yöntemi rüzgar türbinlerinde tasarım, imalat, araştırma-geliştirme proseslerinin tümünün ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde HAD bir yandan türbin optimizasyonu

açısından oldukça faydalı veriler sunarken, diğer taraftan türbinlerdeki karmaşık akış fiziğinin detaylı bir şekilde incelenmesine olanak sunmuştur. Bu sayede son yıllarda DERT oldukça ilgi çeken bir konu haline gelmiştir (Ghasemian vd., 2017; Hand ve Cashman, 2020).

HAD, deneysel incelemeye oranla düşük maliyetli ve hızlı sonuç veren bir yöntemdir. Buna ek olarak akışın kolaylıkla görsellenmesine olanak tanır. Ayrıca HAD, matematiksel modellemelerde dışarıdan entegre edilmesi gereken kuvvetleri doğrudan hesaplama kapasitesine sahiptir (Çelik, 2021). Diğer taraftan HAD sonuçları, özellikle uygun bir model kurulmadıysa, deneysel verilerden son derece farklı olabilmektedir. Bundan dolayı HAD ile çözümlenen modelin mutlaka deneysel veriler ile doğrulanması gerekmektedir. Ek olarak HAD, ağ sayısının çok fazla olduğu koşullarda yüksek hesaplama süresi gerektirebilir (Balduzzi vd., 2017). Bu gibi durumlarda bazı sadeleştirmelere giderek hesaplama maliyeti düşürülmeye çalışılır. Literatürde, dikey eksenli rüzgar türbinlerinin HAD ile incelenmesi yapılırken yüksek hesaplama maliyetinden kaçınmak adına bazı sadeleştirmeler ve kabuller kullanılır. Bunlar; çalışmanın özellikle 3B yürütüldüğü durumlarda kanat kirişlerinin ve göbeğin ihmal edilmesi (Rossetti ve Pavesi, 2013; Joo vd., 2015; Fertahi vd., 2023), türbinin 2.5 boyutlu (Li vd., 2013; Rezaeiha vd., 2019; He vd., 2020) veya 2 boyutlu (Wang vd., 2016; Arab vd., 2017; Çelik vd., 2020) olarak modellenmesi şeklinde sıralanabilir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde ilgilenilen problemin yürütücü denklemleri Sonlu Hacimler Yöntemi ile sayısal olarak çözülür. Bir akışın HAD ile incelenme süreci, ön-işlem (pre-processing), çözümlenme (solution) ve son-işlem (post-processing) olarak 3 temel adımda gerçekleşir (Versteeg ve Malalasekera, 2007). Ön işlem aşamasında akış geometrisi oluşturulduktan sonra, hesaplama bölgesi ağ elemanlarına ayrılır. Numerik yöntemlerin sonuçları çok büyük ölçüde oluşturulan ağ yapısına bağlıdır. Ağ yapısının nispeten az eleman kullanılarak çok kaba oluşturulması yanlış sonuçların elde edilmesine sebebiyet verirken, diğer taraftan yüksek miktarda eleman sayısı hesaplama süresini bir hayli uzatacaktır. Dolayısıyla bir akış HAD ile incelenirken, optimum süre-yüksek doğruluk ilişkisi göz önüne alınarak ağ bağımsızlık testlerinin yürütülmesi gerekmektedir. Uygun ağ yapısına karar verildikten sonra çözümlenme aşamasına geçilir. Çözüm aşamasında kullanılan programın ticari veya açık kaynak kodlu olmasına bağlı olarak farklı adımlar bulunmakla beraber, tüm programlar arka planda şu 3 işlemi gerçekleştirir:

- Yürütücü denklemlerin tüm sonlu hacim elemanlarına entegre edilmesi.
- Ayrıklaştırma - ortaya çıkan integral denklemlerin bir cebirsel sisteme çevrilmesi.
- Cebirsel denklemlerin iteratif yöntemler ile çözülmesi (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Çözümleme süreci ardından gelen son işlem aşamasında, elde edilen ham verinin işlenmesi, görselleştirilmesi ve yorumlanması yapılır. Son işlem basamağında araştırmacılar kuvvet, momentum, basınç, hız, sıcaklık, türbülans gibi değerleri hem sayısal hem de grafiksel olarak inceleme imkanı bulurlar.

Rüzgar ve rüzgar türbinleri üzerindeki akışta olduğu gibi çoğu akış problemi türbülans içermektedir. Bu sebeple türbülanslı akışın çözülmesi mühendislik açısından son derece kritiktir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde türbülanslı akışın modellenmesi için 3 ana yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemler; Direkt Numerik Simülasyon (Direct Numerical Simulation (DNS)), Büyük Girdap Simülasyon (Large Eddy Simulation (LES)) ve Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Simülasyonu (Reynolds-averaged Navier-Stokes Simulation (RANS)) olarak sıranabilir (Moukalled vd., 2016).

DNS yöntemi oluşabilecek en küçük girdaba kadar türbülansı irdeler. Bu işlem, Navier-Stokes denkleminin herhangi bir türbülans modeli uygulamadan numerik olarak çözülmesine dayanır. DNS yöntemi uygulaması son derece zor bir yöntemdir. Basit akış geometrilerinin ve nispeten düşük Reynolds sayılarının ($Re \leq 10^4$) olduğu durumlarda DNS kullanılabilir. Daha spesifik şekilde bakılacak olursa, DNS genellikle incelenen Reynolds sayısına bağlı olarak $Re^{9/4}$ adet ağ elemanı sayısı ve Re^3 çekirdek-saat çözüm süresi gerektirir (Blazek, 2015). Dolayısıyla her mühendislik probleminde uygulanması pratik değildir.

Türbülanslı akışı incelemede ikinci yöntem olan LES, ilk olarak Smagorinsky (1963) tarafından atmosferik akışlar için sunulmuş ve günümüzde uygulaması giderek artar hale gelmiştir. LES yönteminde DNS aksine daha karmaşık geometri ve akış fiziği modellenenmiştir. LES nispeten küçük türbülanslı yapıların büyük girdaplara göre daha az etkisi olduğu, ana enerjiyi taşıyan yapıların büyük girdaplar olduğu ve bu girdapların numerik olarak çözülmesi gerektiği prensibine dayanır. LES, en iyi şekilde modellenmesi gereken sınır tabakada bile yaklaşık $Re^{0.4}$ ağ elemanı gerektirdiğinden, hesaplama maliyeti DNS yöntemine kıyasla oldukça düşüktür (Blazek, 2015). Ancak yine de LES yöntemini de yüksek Reynolds sayılarında uygulamak pratik olmamaktadır.

DNS ve LES yönteminin yüksek hesaplama maliyeti sebebiyle çoğu mühendislik probleminde nispeten daha kolay uygulanabilen RANS aklı gelmektedir. RANS yaklaşımı akıştaki tüm türbülans spektrumunu bir türbülans modeli kullanarak, girdapları çözümlemesine gerek kalmadan simule edebilmektedir. Buna bağlı olarak çok daha kaba ağ yapıları kullanarak daha düşük hesaplama maliyeti ile analizler gerçekleştirilebilir (Çelik, 2021). RANS yönteminde

seçilen türbülans modeli akışın doğru analiz edilmesi için çok kritiktir. Tüm akış tipleri için kullanılan genel bir türbülans modeli mevcut değildir. Her akış durumu için literatür detaylıca incelenmeli ve akış tipine en uygun model seçilmelidir.

Tüm mühendislik uygulamalarında olduğu gibi, dikey eksenli rüzgar türbinlerinin simüle edilmesinde de RANS yöntemi büyük avantajlar sağlamaktadır. Dolayısıyla bu tez kapsamında da RANS yöntemi göz önüne alınarak çalışmalar yürütülecektir. Dikey eksenli rüzgar türbinleri üzerindeki akış son derece kaotiktir. Buna ek olarak dinamik akış ayrılmaları oldukça fazladır. Buna bağlı olarak dikey eksenli rüzgar türbinlerini uygun şekilde analiz edebilmek için zamana bağlı analizlerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. HAD yöntemini RANS ile zamana bağlı uyguladığımızda, RANS yerini zamana bağlı Reynolds-ortalımalı Navier-Stokes (unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (uRANS)) tekniğine bırakır. Dikey eksenli rüzgar türbini üzerindeki akış zamana bağlı ve sıkıştırılmaz kabul edildiğinde süreklilik ve momentum denklemleri (uRANS) sırasıyla Denklem 3.1 ve 3.2'de verildiği gibi olur (Wilcox, 2006).

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\sigma_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (3.2)$$

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

Burada 3 boyutlu akış düşünülürse $i = 1, 2, 3$, ρ yoğunluk, μ dinamik viskozite, p basınç ve $j = 1, 2, 3$ olmaktadır. Bunlara ek olarak σ_{ij} (Denklem 3.3) basınç ve viskoz gerilmeyi (gerilme tensörü), $\overline{\rho u'_i u'_j}$ Reynolds gerilmelerini ifade etmektedir. Reynolds gerilmeleri akıştaki çalkantıya bağlıdır ve bu terimin çözümlenebilmesi için türbülans modellerinin kullanılması gerekmektedir.

Bahsedilen uRANS yönteminin temelleri Reynolds (1895) tarafından yapılmış olan türbülans çalışmalarına dayanmaktadır. Boussinesq (1877) ise ilk defa türbülansı matematiksel olarak ifade etmeye çalışmıştır. Ancak ne Boussinesq ne de Reynolds o dönemde viskoz akışlardaki bilgi eksikliği nedeniyle türbülansı modellemede bir sistematik geliştirememişlerdir. Prandtl tarafından 1904 yılında sınır tabakanın keşfi ile türbülansın modellenmesi noktasında yeni bir aşamaya geçilmiştir (Wilcox, 2006). Sonrasında yıllar boyu araştırmacılar yeni türbülans modelleri ileri sürmüşlerdir. Buna bağlı olarak 1950'li yılların başında 4 ana türbülans modelleme yöntemi öne çıkmıştır. Bunlar:

- Cebirsel (Sıfır-Denklemli) modeller
- Bir denklemliler

- İki denklemlı modeller
- Reynolds Gerilme-Taşınım (Stress-Transport) modelleri (Wilcox, 2006).

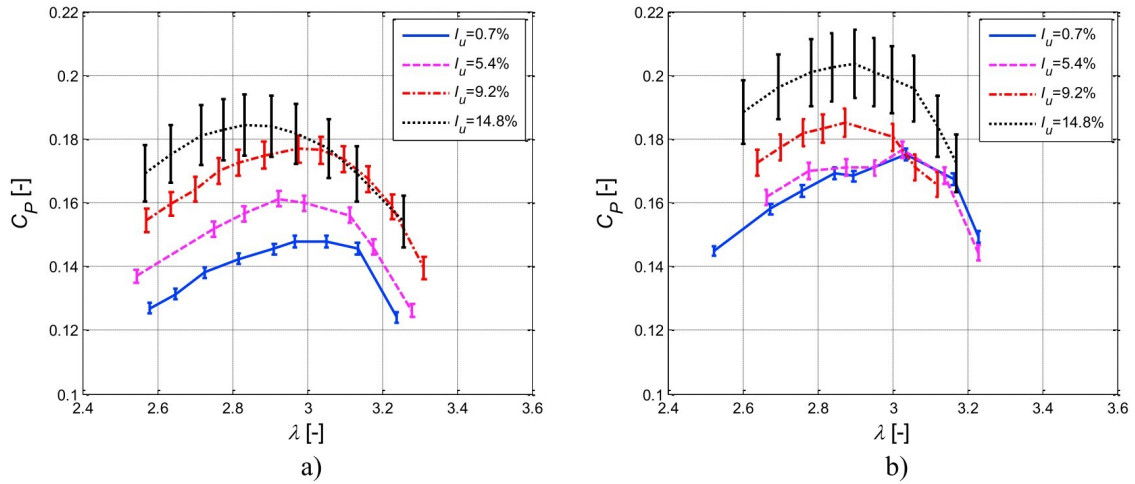
İlerleyen dönemde yaşanan gelişmeler ile dört-denklemlı türbülans modelleri de ortaya çıkmıştır (Çelik, 2021). Bahsedilen türbülans modellerinden Reynolds Gerilme-Taşınım modeli Reynolds gerilmelerini 6 taşınım denklemlı ile çözümlendiğinden diğeri türbülans modellerine göre yüksek hesaplama kapasitesi gerektirir. Diğeri türbülans modelleri Reynolds gerilmelerini, temeli Boussinesq hipotezine dayanan Girdap Viskozitesi (Eddy Viscosity) yöntemi ile analiz eder. Türbülans modelleri ve teorisi yoğun bir konu olduğundan, bu tezin sadeliği için tüm modellerin teorisine ve denklemlerine bu çalışma kapsamında değinilmemiştir, ileriki bölümlerde seçilen türbülans modelinin yürütücü denklemlerinden bahsedilmiştir. Okuyucular türbülans teorisi ve diğeri türbülans modelleri ile alakalı detaylı bilgilere Hinze (1975), Wilcox (2006) ve Blazek (2015) tarafından sunulan kaynaklarından ulaşabilirler.

3.3. Türbülans Etkisi

Rüzgar doğası gereği kaotik bir yapıya sahiptir. Bununla beraber yerleşim yerlerinde binalar, araçlar, fabrikalar gibi birçok bozucu etkenin de dahil olmasıyla rüzgar daha türbülanslı ve düzensiz bir hal almaktadır. Sonuç olarak rüzgar türbini düşük ve karmaşık hızlardaki rüzgara maruz kalmaktadır. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde en büyük avantajlardan biri rüzgarın yönüne bağımlılığın yatay eksenli rüzgar türbinlerindeki kadar olmamasıdır. Buna istinaden şehirselle kullanıma daha uygun olmalarına karşın yine de yoğun türbülanslı akış şartlarında ve nispeten düşük hızlarda performanslarının artırılması gerekmektedir. Rüzgar türbinlerinin performansını artırmak için aerodinamik açıdan kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin iyileştirilmesi kaçınılmaz bir durumdur. Dikey eksenli rüzgar türbinleri baskın olan kuvvete göre kaldırma ve sürüklenme tipi olarak iki ana gruba ayrılmıştır (Feng vd., 2021). Dolayısıyla hangi kuvvette artış hangi kuvvette azalış istendiği türbin tipine göre değişiklik göstermektedir. Bu araştırma kapsamında kaldırma tipi dikey eksenli rüzgar türbini grubundan H-Darrieus dik kate alınacağından artırılmak istenen kuvvet kaldırma, azaltılmak istenen kuvvet ise sürüklenme kuvveti olarak düşünülmektedir. Bahsi geçen her iki aerodinamik kuvvet de hücum açısına son derece bağımlıdır. Kaldırma kuvveti hücum açısının artmasına bağılı olarak akışın ayrıldığı noktaya kadar yükselme eğiliminde ancak ayrılmanın gerçekleştiği noktadan itibaren ciddi düşüş sergilemektedir. Sürüklenme kuvveti ise devamlı bir artış içerisinde olup, ayrılmanın gerçekleştiği hücum açısında ise artış hızı aniden yükselmektedir. Dolayısıyla yüksek hücum açılarında aerodinamik performans, akış ayrılmasına bağılı olarak önemli ölçüde düşmektedir (Erkan vd., 2020).

Dikey eksenli rüzgar türbinleri de, dönme eksenini nedeniyle yüksek hücum açlarına maruz kaldığından, kanatlarının bu durumda iyi bir aerodinamik performans sergilemesi beklenir. Türbinin aerodinamik performansını artırmak için yapılması gereken en önemli uygulama ayrılmayı engelleyerek akışın kanat yüzeyinde tutunmasını sağlamaktır. Bu sayede yüksek bir kaldırma kuvveti elde edilirken sürüklenme de nispeten düşük tutulmuş olur. Akış ayrılmasının etkilerini azaltarak daha yüksek aerodinamik performans elde edebilmek için kanatlar üzerinde aktif veya pasif akış kontrol mekanizmaları kullanılabilir. Bunun yanı sıra, gelen akışın içerdiği türbülans ile sınır tabakaya momentum aktarımı sağlanarak da ayrılma etkileri sönmülenebilir.

Literatürde dikey eksenli rüzgar türbinlerinde türbülansın etkilerini inceleyen çalışmalar mevcuttur. Almohammadi vd. (2012) tarafından sabit kanatlı DERT, 2B şekilde numerik olarak incelenmiştir. Çalışmada %0.5 , 1 ve 10 olmak üzere üç farklı türbülans yoğunluğu değerlendirilmiştir. Araştırmacılar %10 türbülans yoğunluğunda türbin güç katsayısında kullanılan ağ elemanı tipine göre %25-40 arasında bir artış bildirmiştir. Ahmadi-Baloutaki vd. (2015) yapmış oldukları çalışmalarında, H-Darrieus dikey eksenli rüzgar türbini performansına türbülanslı akışın etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Türbülanslı fiziki bir ızgara yapısı ile kontrol ederek %5, %7.5 ve %10 türbülans yoğunluğu elde etmişlerdir. Sonuçlar, türbülans varlığında türbin güç çıkışının önemli ölçüde arttığını göstermiştir. Ayrıca, dikey eksenli rüzgar türbininin kendi kendine başlama davranışının, serbest akış türbülansının etkisi altında iyileştiği ileri sürülmüştür.



Şekil 3.3. Reynolds 3×10^5 (a) ve 3.3×10^5 (b) için türbülans yoğunluğunun türbin performansına etkisi.

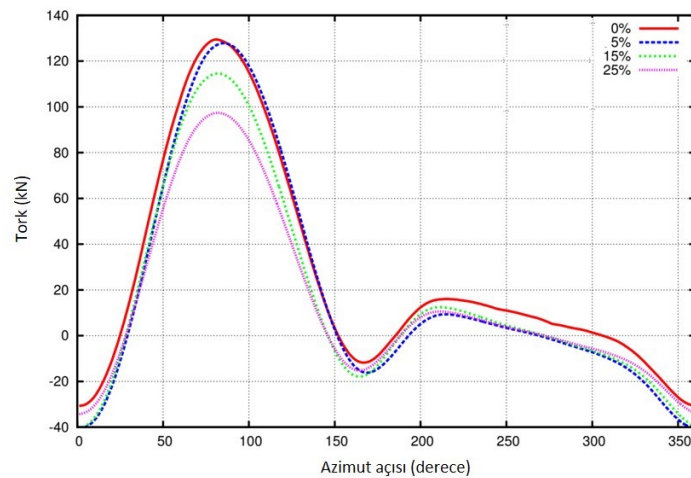
Kaynak: (Molina vd., 2019).

Bir diğer çalışmada da H-Darrieus rüzgar türbini performansına türbülansın etkisi Molina vd. (2019) tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Türbülans yoğunluğu %5.4-%14.8 aralığında değiştirilmiştir. Türbülans yoğunluğunun ana etkisinin, Şekil 3.3'te görüldüğü gibi türbülans

arttıkça performans artışı olduğu bildirilmiştir. Üniform ve türbülanslı akış arasındaki fark, düşük uç hız oranları için daha büyük olmuştur. Bunun sebebinin ise türbülansın dinamik akış ayrılması koşullarını iyileştirmesinden kaynaklandığı ileri sürülmüştür.

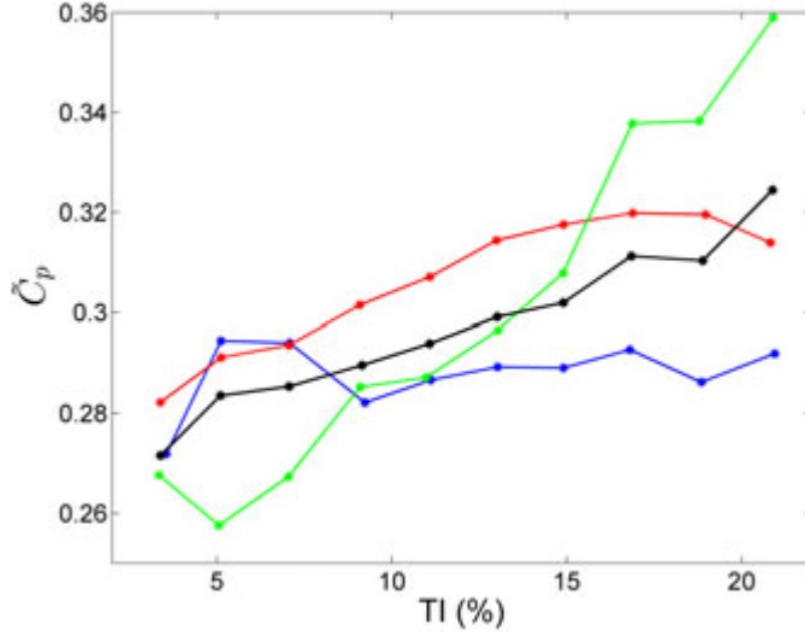
Balduzzi vd. (2020) düşük Reynolds sayısı ve yüksek türbülans yoğunluğu şartlarında bir dikey eksenli rüzgar türbini kanadı üzerindeki akışı deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel veriler kaldırma katsayısının türbülanslı akış şartlarında, türbülanssız akış koşullarına göre daha yüksek açılara kadar arttığını, türbülanssız durumda ise erken akış ayrılmasıyla kaldırma katsayısında ciddi bir düşüş olduğunu göstermiştir. Sürüklenme katsayısı ise türbülanslı akış koşullarında, türbülanssız duruma göre daha az elde edilmiştir. Buradan yola çıkarak türbülans etkisi ile akış ayrılmasının yüksek hücum açılara geciktirilerek türbin performansının iyileştirilebileceği sonucuna varılmıştır. Kuang vd. (2021) yapmış oldukları numerik çalışmalarında dikey eksenli rüzgar türbinlerinde türbülansın performansa etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar, yüksek türbülans yoğunluklarının, düşük ve orta akış hızlarında türbinin güç katsayısını önemli ölçüde iyileştirebileceğini göstermiştir.

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde türbülansın performansa olumlu etkisi olduğunu ileri süren çalışmaların yanı sıra literatürde türbülansın performans düşürücü etkilerinden de söz eden çalışmalar bulunmaktadır. Bunlardan biri olan Siddiqui vd. (2015) tarafından yapılan numerik çalışmada bir dikey eksenli rüzgar türbini performansına çeşitli türbülans yoğunluklarının etkileri incelenmiştir. Numerik analizler üç boyutlu ve zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada toplamda %0, %5, %15 ve %25 olmak üzere 4 türbülans yoğunluğu incelenmiştir. Analizlerin sonucunda, türbülans yoğunluğunun artmasıyla türbinin ürettiği torkun Şekil 3.4'teki gibi düştüğü gözlemlenmiştir. Bu düşüş en yüksek türbülans yoğunluğunda %42 civarlarına ulaşmıştır.



Şekil 3.4. Türbülans yoğunluğu ile üretilen tork arasındaki ilişki.
Kaynak: (Siddiqui vd., 2015).

Möllerström vd. (2016) 200 kW kurulu güce sahip bir dikey eksenli H-Darrieus türbinin performansını türbülans yoğunluğunu dikkate alarak incelemiştir. Çalışmalarında 14 aylık toplanan saha verilerini kullanmışlardır. Şekil 3.5'te görüldüğü üzere, elde edilen sonuçlar C_p ve türbülans yoğunluğu arasındaki pozitif ilişkinin yüksek uç hız oranları için mevcut olduğunu, düşük uç hız oranları için ise negatif olduğunu göstermiştir.



Şekil 3.5. Uç hız oranına bağlı olarak türbülans yoğunluğunun (TI) C_p üzerindeki etkisi (siyah: ortalama, mavi: $\lambda < 4.0$, kırmızı: $4.0 < \lambda < 4.6$, yeşil: $\lambda > 4.6$).

Kaynak: (Möllerström vd., 2016).

Li vd. (2016) düz kanatlı dikey eksenli rüzgar türbininin performansını, rüzgar tüneli ve saha testi ile deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada farklı türbülans yoğunluğunda düşük uç hız oranında güç katsayısı için çok az değişiklik gözlemlendiği bildirilmiştir. Ancak, türbülans yoğunluğunun artması ile yüksek uç hız oranında güç katsayısının düştüğü bildirilmiştir. Aynı çalışma grubunun bir yıl sonra sunmuş oldukları bir başka araştırma sonucunda da benzer çıkarım yapılmıştır (Li vd., 2017).

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde türbülans yoğunluğu ile türbin katılığı arasındaki ilişkinin deneysel olarak incelenmesine dayanan bir çalışma Lam vd. (2018) tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada türbülans yoğunluğu, ızgara yapısının tünel içerisindeki pozisyonu ile ayarlanmıştır. Deneysel sonuçlarda, türbülanslı akışta türbinin güç katsayısının, üniform akıştaki ortalama olarak iki katı olduğu görülmüştür. Ancak türbülans şiddeti ile rüzgar türbininin performansı arasında basit şekilde bir doğru orantı olmadığı, belli bir türbülans değerinden sonra türbinin performansının negatif etkilenebileceği bildirilmiştir.

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde türbülans ile performans artırma uygulaması, literatür incelendiğinde bir yandan umut vadeden bir alan olarak değerlendirilirken, diğer yandan bazı olumsuz etkilerin de ortaya çıkabileceği görülmüştür. Bu nedenle türbülans etkisi ile dikey eksenli rüzgar türbinlerinde performans artışının sağlanıp sağlanamayacağı, hangi durumlarda türbülansın iyi etki hangi durumlarda kötü etki yapacağı, iyileştirme sağlarsa optimum bir türbülans değerinin varlığı gibi sorular halen araştırma potansiyeline sahiptir.

3.4. Katılık Etkisi

Türbinlerde en önemli parametrelerden olan katılık toplam kanat alanının, türbinin süpürdüğü alana oranı olarak Denklem 3.4'teki gibi ifade edilir. Burada N kanat sayısı, c veter uzunluğu ve R türbin yarıçapını belirtmektedir. Literatürde dikey eksenli türbinlerin katılığı için genel yaklaşım Denklem 3.4'teki gibi olmakla beraber (Pawsey, 2002; Takao vd., 2009; Barone vd., 2011; Roh ve Kang, 2013; Du, 2016; Çelik, 2021), katılığı türbin çapı cinsinden kullanan çalışmalar da mevcuttur (Fiedler ve Tullis, 2009; Mohamed, 2013; Zhu vd., 2015). Bu tez çalışmasında literatürde daha sık görülen şekilde katılık, türbin yarıçapı kullanılarak hesaplanacaktır. Dikey eksenli türbinlerde katılık araştırmacılar arasında oldukça ilgi çekici bulunmuş ve literatürde önemli bir yer edinmiştir. Katılığın düşük ve yüksek olması ile türbin performansı arasındaki ilişki sıklıkla irdelenmiştir.

$$\sigma = \frac{Nc}{R} \quad (3.4)$$

Katılığı artırmak blokajı artırarak akış dinamiğini etkiler. Bu yüksek blokajın sonucu olarak, türbin kanatları daha düşük hücum açılarında maruz kaldığından akış ayrılması daha düşük uç hız oranlarında gerçekleşmektedir. Akış ayrılmasının düşük uç hız oranlarında gerçekleşmesi türbinin yüksek dönüş hızlarına çıkmasını engelleyerek maksimum güç katsayısının düşük uç hız oranlarında elde edilmesine sebebiyet vermektedir. Buna ek olarak uç hız oranındaki artışla hücum açısında gerçekleşen azalma (bkz. Şekil 2.5) yüksek katılıktaki türbinin tork üretiminin azalmasına sebep olur. Bunun sonucunda yüksek katılıktaki türbinlerin güç eğrisi altında kalan alan daha küçük olurken düşük katılıktaki türbinler daha yayılı bir güç eğrisi sağlamaktadır (Çelik, 2021). Diğer taraftan yüksek katılık değeri, düşük uç hız oranlarında tork üretimi sağlayabildiğinden türbinin kendini başlatma karakteristiği açısından faydalı olabilmektedir.

Literatürde DERT için ilk çalışmalardan biri Templin (1974) tarafından gerçekleştirilmiştir. Önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi Templin (1974) ilk defa TAT yöntemini önermiş ve türbin katılığının etkisini 0.005 - 0.5 aralığında incelemiştir. Templin (1974) yüksek katılıktaki türbinin

daha dar bir güç eğrisine sahip olduğunu, ancak daha düşük uç hız oranlarında diğerlerine kıyasla daha fazla güç üretebildiğini, düşük katlıktaki türbinlerin ise geniş bir güç eğrisi alanına sahip olduğunu bildirmiştir.

Türbin katılığını düzenlemenin Denklem 3.4'te belirtildiği gibi kanat sayısı, veter uzunluğu veya türbin çapını değiştirmek suretiyle 3 yolu vardır. Consul vd. (2009) HAD yöntemini kullanarak 2 ve 4 kanatlı türbinleri analiz etmiştir. Türbin katılığı sırasıyla 0.019 ve 0.038 olarak belirlenmiştir. Sonuçlar kanat sayısındaki artışa bağlı olarak türbin güç katsayısının 0.43'ten 0.53'e yükseldiğini göstermiştir. Buna ek olarak yüksek katılığa sahip olan türbinin maksimum güç katsayısı daha düşük uç hız oranında gerçekleşmiştir. Consul vd. (2009) ayrıca yüksek katlıktaki türbinin büyük uç hız oranlarında ciddi miktarda blokaj oluşturduğunu ve buna bağlı olarak türbinden geçen hava hızının yavaşladığını ileri sürmüşlerdir. Bu etki ile kaldırma kuvveti performansının hızlı şekilde düştüğünü bildirmişlerdir. Araştırmacılar ayrıca düşük katlıktaki türbinde, küçük uç hız oranlarında ciddi akış ayrılmalarının meydana gelebileceğini bu yüzden düşük uç hız oranı için yüksek katlıktaki türbinin daha verimli olabileceğini iddia etmişlerdir. Bu varsayımlarını ise Blackwell vd. (1977) ve Worstell (1980) tarafından yapılan çalışmalara dayandırmışlardır.

Howell vd. (2010), türbin katılığı ve maksimum güç katsayısının elde edildiği dönüş hızı arasındaki ilişkiyi incelemek için 2 ve 3 kanatlı türbinler üzerinde deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Araştırmacılar 2 kanatlı türbinde, daha yüksek güç katsayısının daha yüksek uç hız oranında elde edildiğini bildirmiştir. Kanat sayısı 3 olan yüksek katlıktaki türbinden ise daha az güç katsayısı ölçülmüştür. Castelli vd. (2012) ise 3, 4 ve 5 kanatlı türbinleri 2B olarak modellemişlerdir. Sonuçlar türbin gücünde katılığın artmasına bağlı olarak azalış meydana geldiğini göstermiştir. Buna ek olarak yüksek katılık, düşük uç hız oranlarında daha fazla güç sağlamıştır.

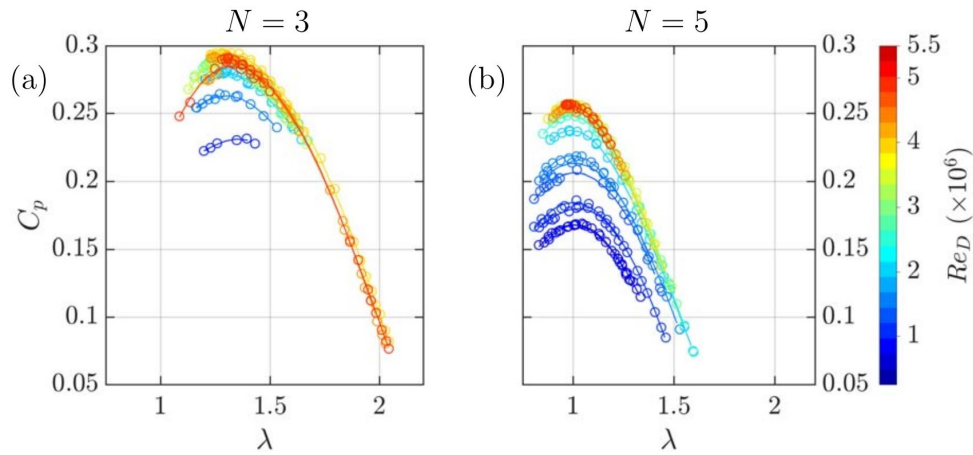
Roh ve Kang (2013) ÇAT yöntemini kullanarak sabit veter uzunluğuna sahip bir DERT'i numerik olarak incelemişlerdir. Türbin performansı üzerinde katılığın yanı sıra kanat profili ve Reynolds sayısının etkilerini de incelemişlerdir. Türbin katılığı 0.08333 - 0.5 aralığında değerlendirilmiştir. Sonuçlar katılığın 0.25'e kadar artırılması ile maksimum güç katsayısının arttığını göstermiştir. Bu noktadan sonra katılığın daha fazla artırılması türbin gücünde düşüşe sebep olmuş, ek olarak türbin güç eğrisi son derece daralmıştır. Joo vd. (2015) iki kanatlı bir türbini 3B olarak modellemişlerdir. Katılık değeri 0.2 - 0.7 aralığında, türbin veter uzunluğu değiştirilerek elde edilmiştir. Türbin güç katsayısı en fazla 0.5 katılıkta 0.23 olarak hesaplanmıştır. Türbin güç karakteristiğindeki iyileşme genel anlamda katılığın artması ile ters orantılı olarak

ilişkilendirilmiştir. Maeda vd. (2016) bir DERT için farklı kanat sayılarını kullanarak katılık etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Türbin kanatları sabit veter uzunluğunda ve NACA0021 kanat profilinden imal edilmiştir. Kanat sayısı 2 - 5 arasında değiştirilerek 0.084 - 0.211 katılık değeri elde edilmiştir. Sonuçlar, katılık arttıkça kanadın alt ve üst yüzeyi arasındaki basınç farkının azaldığını dolayısıyla yüksek katılıkta meydana gelen kaldırma - sürüklenme katsayısı oranının bir miktar azaldığını göstermiştir. Türbin güç katsayısı da katılığın artmasına bağlı olarak düşmüştür. Subramanian vd. (2017) 1.1 kW gücündeki bir dikey eksenli rüzgar türbinini, Ansys Fluent kullanarak 3B olarak analiz etmişlerdir. Türbin 2 ve 3 kanatlı olarak modellenmiştir. Bu kanat sayılarına karşılık gelen türbin katılığı sırasıyla 0.33 ve 0.5 olarak bildirilmiştir. Araştırmacılar ayrıca farklı kanat profillerini de test etmişlerdir. Yüksek uç hız oranında kanat sayısı 2 olan türbinden elde edilen güç katsayısı, 3 kanatlı türbine oranla daha yüksek olmuştur. Fazla kanat sayısına sahip türbinde meydana gelen vorteks etkileşimleri daha fazla olduğundan bu etkinin ortaya çıktığı sonucuna varılmıştır.

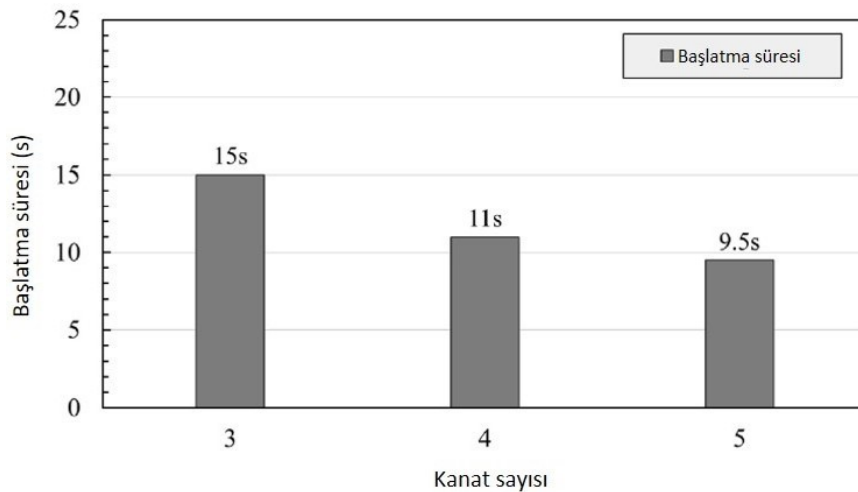
Rezaeiha vd. (2018), katılık ve kanat sayısının H-Darrieus tipi dikey eksenli rüzgar türbininin aerodinamik performansı üzerindeki etkisini, 2, 3 ve 4 kanatlı durumlar için sistematik olarak analiz etmiştir. Katılık, 0.09-0.36 aralığında kanat veter uzunluğunun değiştirilmesi ile elde edilmiştir. Çalışmada uç hız oranı aralığı 1.5-5.5 ve Reynolds sayısı aralığı $0.5 \times 10^5 - 6.4 \times 10^5$ olarak ele alınmıştır. Çalışmada yüksek hassasiyetli zamana bağlı Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (uRANS) yöntemi ile analizler yapılmıştır. Katılık değeri yüksek olduğunda düşük uç hız oranları için daha yüksek güç katsayıları elde edilmiş, katılık değeri düşük olduğunda ise yüksek uç hız oranlarında güç katsayısı artmıştır. Sabit ve değişken yunuslama açısına sahip 2, 3 ve 4 kanatlı bir dikey eksenli rüzgar türbini Sagharichi vd. (2018) tarafından analiz edilmiştir. Türbinin katılığı ayrıca farklı veter uzunlukları kullanarak da değiştirilmiştir. Analizler sonucunda yüksek katılık ve değişken yunuslama açısına sahip türbinin momenti daha yüksek olduğundan, kendini başlatma noktasında daha verimli olabileceği görülmüştür. Buna ek olarak değişken yunuslama açısının, yüksek katılıktaki türbinde meydana gelen güç katsayısı düşüşünü azaltabileceği bildirilmiştir.

Miller vd. (2018) iki farklı katılık değerini $6 \times 10^5 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ aralığında deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda Şekil 3.6'da görüldüğü gibi, kanat sayısı 3 olduğunda türbinin güç üretmeye daha yüksek uç hız oranlarında başlarken, kanat sayısı 5 olduğunda daha erken devreye girmiştir. Buna ek olarak kanat sayısının 3 olduğu durumda türbin daha yüksek güç katsayılarına çıkmışken, kanat sayısı 5 için daha düşük güç katsayıları elde

edilmiştir. Katılık-performans ilişkisini irdeleyen diğer bir çalışma Du vd. (2019) tarafından deneysel olarak yürütülmüştür. Katılık etkisinin yanı sıra kanat profili, yüzey pürüzlülüğü, kanat burulma açısı ve kanat en-boy oranı etkileri de irdelenmiştir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda katılık değerinin 0.81'den büyük olması durumunda türbinin daha erken çalışmaya başladığı yani kendini başlatma karakteristiğinin iyileştiği gözlemlenmiştir. Benzer bir çıkarım H-Darrieus rüzgar türbinlerinin kendini başlatmaları üzerine numerik analiz gerçekleştiren Çelik vd. (2020) tarafından da yapılmıştır (Şekil 3.7).



Şekil 3.6. Kanat sayısı 3 (a) ve 5 (b) olan türbin için güç katsayısı-uç hız oranı ilişkisi.
Kaynak: (Miller vd., 2018).



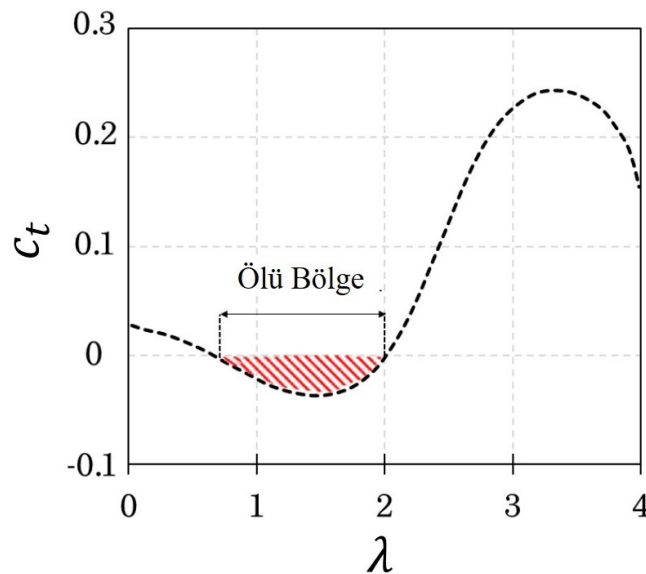
Şekil 3.7. Kanat sayısı (katılık) - kendini başlatma süresi ilişkisi.
Kaynak: (Çelik vd., 2020).

Miller vd. (2021) daha önce bahsedilmiş olan çalışmalarından farklı olarak daha geniş bir katılık aralığını incelemek için 2, 3, 4 ve 5 kanatlı H-Darrieus rüzgar türbinlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Katılık değerleri kanat sayılarına bağlı olarak sırasıyla 0.14, 0.21, 0.29 ve 0.36 olarak verilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda da katılığın yüksek olmasının türbin başlatması açısından olumlu olduğu, düşük katılığın ise daha yüksek güç katsayısı sağladığı

bildirilmiştir. Ghiasi vd. (2023) farklı kanat profilleri, kalınlık ve veter uzunluğu etkilerini 2B olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, türbin veter uzunluğunun 0.1 m'den 0.2 m'ye artırılması ile düşük uç hız oranlarında daha iyi aerodinamik performans sağlandığını, buna ek olarak düşük veter uzunluğunda türbinin yüksek uç hız oranlarında daha fazla güç üretebildiğini göstermiştir. Tong vd. (2023) bir dikey eksenli rüzgar türbininde veter uzunluğu ve çapın etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Araştırmacılar RCC olarak isimlendirilen ve veter uzunluğunun türbin çevresine oranını ifade eden yeni boyutsuz bir sayı önermişlerdir. RCC değeri %1.4 - %57.3 aralığında 43 farklı veter uzunluğu - çevre konfigürasyonu oluşturularak elde edilmiştir. Sonuçlar, veter uzunluğu sabit tutulup çap değiştirildiğinde en iyi RCC oranının yaklaşık %8 olması gerektiğini göstermiştir. Türbin çapı sabit tutulduğunda ise RCC değerinin %9.5 - %13.4 aralığında olması tavsiye edilmiştir. Araştırmacılar ayrıca RCC parametresinin sabit kanatlı dikey eksenli rüzgar türbinleri için önemli boyutsuz bir parametre olabileceğini ileri sürmüşlerdir.

3.5. Kendini Başlatma Karakteri

Kendini başlatma (self starting) dikey eksenli rüzgar türbinleri için son derece önemli ve dikkatle ele alınması gereken bir konudur. Çalışan bir dikey eksenli rüzgar türbini bir miktar pozitif tork üretse bile, dönüşü esnasında özellikle uç hız oranı 0.5-2 aralığında zaman zaman negatif tork oluşturabilir (Du, 2016). Bu negatif tork bölgesi Şekil 3.8'de görüldüğü gibi Baker (1983) tarafından ölü bölge (dead band) olarak ifade edilmiştir. Çalışmada, türbin dönüşe başlasa da ölü bölgede kaldığı sürece optimum uç hız oranına ulaşamayacağı, dolayısıyla kendini başlatamayacağı bildirilmiştir.

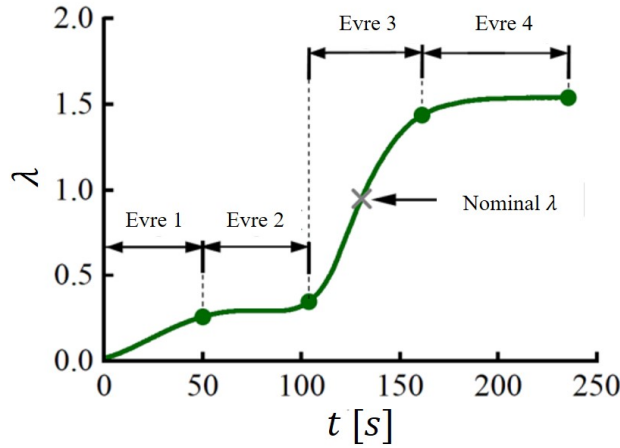


Şekil 3.8. Tork (moment) katsayısının uç hız oranına göre değişimi.

Kaynak: (Çelik, 2021).

Kendini başlatma olarak isimlendirilen olgu, literatürde çeşitli araştırmacılar tarafından farklı şekillerde tanımlanmıştır. Ebert ve Wood (1997), türbin kayda değer bir enerji üretimi sağladığında kendini başlatma sürecinin tamamlandığını ileri sürmüşlerdir. Kirke (1998) benzer şekilde, türbin durgun halden faydalı güç sağladığı duruma geldiğinde kendini başlatmanın gerçekleştiğini savunmuştur. Her iki durumda da kayda değer enerji üretimi ve faydalı güç kavramları açık ve net değildir. Lunt (2005) daha spesifik bir tanım sunmuş, kendini başlatmanın ancak türbin teğetsel hızının rüzgar hızından fazla olması durumunda ($\lambda > 1$) gerçekleştiğini belirtmiştir. Bu durumda, türbinin tamamen kaldırma kuvveti tarafından döndürüldüğü iddia edilmiştir. Son yıllarda kendini başlatma sürecinin tamamlandığını belirten genel görüş, dışarıdan ek bir kuvvet olmaksızın türbinin durağan halden maksimum uç hız oranına plato evresini geçerek ulaşabilmesidir (Çelik, 2021; Huang vd., 2023; Fatahian vd., 2024).

Türbin kendini başlatma süreci Hill vd. (2009) ve Asr vd. (2016) tarafından Şekil 3.9’da görüldüğü gibi 4 evre olarak ifade edilmiştir. Birinci evrede türbin doğrusal bir ivmelenme gösterir. İkinci evrede ise türbin bir plato şeklinde yavaş bir hızlanma süreci yaşar. Türbin 3. aşamaya geçtiğinde ise çok ciddi bir hızlanma göstererek neredeyse maksimum uç hız oranına ulaşır. Son olarak 4. aşamaya geçen türbin kararlı çalışma koşullarına ulaşmış olur.



Şekil 3.9. Türbin kendini başlatma süreci.

Kaynak: (Shen vd., 2024).

Literatürde en temel deneysel kendini başlatma çalışmalarından biri Hill vd. (2009) tarafından yürütülmüştür. Çalışmada NACA0018 profiline sahip, 3 kanatlı H-Darrieus türbini incelenmiştir. Rüzgar tüneli içindeki akış kararlı hale gelene kadar türbin sabit tutulmuş, 6 m/s rüzgar hızı üniform olarak elde edildiğinde serbest bırakarak deneyler yapılmıştır. Her tekrarda türbin farklı pozisyonlardan bırakılmış ancak, türbinin bırakıldığı pozisyonun kendini başlatma performansı üzerinde önemli bir etkisi olmadığı bildirilmiştir. Buna ek olarak elde

edilen sonuçların Dominy vd. (2007) tarafından sunulan bulgular ile tutarlı olduğu sonucuna varılmıştır. Diğer önemli bir deneysel çalışma Dumitrescu vd. (2014) tarafından yürütülmüştür. Araştırmacılar iki katlı bir rüzgar türbini tasarlamışlardır. Alt ve üst katlarda bulunan türbin kanatları $0^{\circ} - 9^{\circ}$ aralığında hatve açısına sahip olacak şekilde üretilmişlerdir. Çalışma sonucunda 3° hatve açısına sahip türbinin başlangıçta lineer ivmelenmeye sahip olsa da sonradan oldukça çabuk hızlandığı gözlemlenmiştir.






Du vd. (2019) bir H-Darrieus türbin için deneysel parametrik çalışma yürütmüşlerdir. Çalışmada katılık, yüzey pürüzlülüğü, kanat profili, kanat hatve açısı, türbin en-boy oranı gibi parametrelerin kendini başlatma karakteristiği üzerine etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar yüksek katılığın türbin başlama karakterine iyi etkide bulunduğunu göstermiştir. Buna ek olarak kalın simetrik kanat profillerinin kendini başlatma performansı üzerinde pozitif etkisi olduğu bildirilmiştir. Hatve açısı üzerine yapılan incelemede -2° açısına sahip kanatların daha avantajlı olduğu görülmüştür.

Untaroiu vd. (2011) bir deneysel kendini başlatma çalışmasını 2B ve 3B olarak simule etmişlerdir. Sonuçlar 2B analizlerin türbinin operasyonel hızını %12 gibi kabul edilebilir bir hatayla tahmin edebildiğini göstermiştir. Bununla birlikte 2B analizlerde türbinin yavaşlamasına sebep olan uç girdapları gözlemlenemediğinden 3B analizler deneysel veriler ile daha uyumlu gözlemlenmiştir. Worasinchai vd. (2012) türbin kendini başlatma performansını incelemek için KEM teoremini kullanarak bir yöntem oluşturmuşlardır. Türbin kendini başlatma karakteri üzerinde hareketli kanatçıkların etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar hareketli kanatçık mekanizmasının başlama torkunda iyileştirme yaparak kendini başlatma performansına olumlu etki yapabileceğini göstermiştir.

Rossetti ve Pavesi (2013) türbin başlama sürecini, KEM, 2B ve 3B numerik analiz yöntemlerini kullanarak analiz etmiş ve bu yöntemleri kıyaslamışlardır. Araştırmacılar KEM yönteminin kendini başlatma karakteristiğini doğru elde etme yönünden son derece kısıtlı olduğunu bildirmişlerdir. 2B analizlerde karmaşık akış alanları ve girdap gözlemlense de, 3B analizlerde türbin içindeki bu yapılar belirlenmemiştir. Bunun sonucu olarak türbin başlama torku 3B analizlerde daha yüksek elde edilmiş ve kendini başlatma performansı artmıştır. Chen ve Kuo (2013) hatve açısı ve kanat profilinin türbin başlama performansı üzerindeki etkisini numerik olarak incelemişlerdir. Çalışmayı, kendi kodlarını ANSYS Fluent programına entegre ederek gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar daha yüksek kamburluğa sahip kanat profilinin daha iyi başlama karakterine sahip olduğunu göstermiştir.

Singh vd. (2015) S1210 kanat profiline sahip 3 kanatlı bir dikey eksenli türbinin kendini başlatma karakterini deneysel olarak incelemişlerdir. Türbin 0.8 - 1.2 aralığında en boy oranlarına sahip olacak şekilde üretilmiştir. Türbin boyu sabit tutulup çap değiştirilerek farklı katılık değerleri elde edilmiştir. Sonuçlar yüksek katılık ve asimetric kanat profillerinin kendini başlatma yönünden verimli olduğunu göstermiştir.

Zhu vd. (2015) hatve açısı ve türbin katılığının kendini başlatma karakteri üzerindeki etkisini numerik olarak incelemişlerdir. Sonuçlar türbin katılığının kendini başlatma karakteri üzerinde yüksek bir etkisinin olmadığını göstermiştir. Diğer taraftan kanatlara verilecek -2.5° bir hatve açısının hem kendini başlatma açısından hem de türbin güç katsayısı açısından son derece faydalı olduğu bildirilmiştir. Başka bir çalışmada Zhu vd. (2016) çalkantılı akış altındaki türbinin kendini başlatma performansını incelemişlerdir. Sonuçlar çalkantılı akıştan dolayı türbinin dönüş hızında sabitlenme olmadığını göstermiştir. Buna ek olarak araştırmacılar çalkantılı akışın uygun bir frekans ve genlik değeri belirlenirse, türbinin kendini başlatma karakterinin iyileştirilebileceğini ileri sürmüşlerdir. Asr vd. (2016) bir DERT için HAD analizi yürütmüşlerdir. Analizlerde 6DOF yöntemini kullanmışlardır. Simetrik ve asimetric kanat profillerinin etkisinin yanı sıra hatve açısının etkisi de incelenmiştir. Sonuçlar 1.5° hatve açılı NACA2418 kanat profiline sahip türbinin, kendini başlatma açısından en verimli konfigürasyon olduğunu göstermiştir. Sengupta vd. (2016) benzer şekilde simetrik ve asimetric kanatların kendini başlatma üzerine etkilerini araştırmışlardır. S815, EN005 ve NACA0018 kanat profilleri hem deneysel hem de numerik olarak incelenmiştir. Sonuçlar asimetric S815 kanat profilinin daha yüksek dinamik tork ve güç katsayısına sahip olduğunu göstermiştir.

Kesme Konumu ^a	Kanat Görünümü
$\frac{1}{3}l$	
$\frac{2}{3}l$	
$\frac{3}{3}l$	
$\frac{4}{3}l$	
$\frac{5}{3}l$	

^a (J Kanadın hücum kenarı ile maksimum kalınlık noktası arasındaki mesafe)

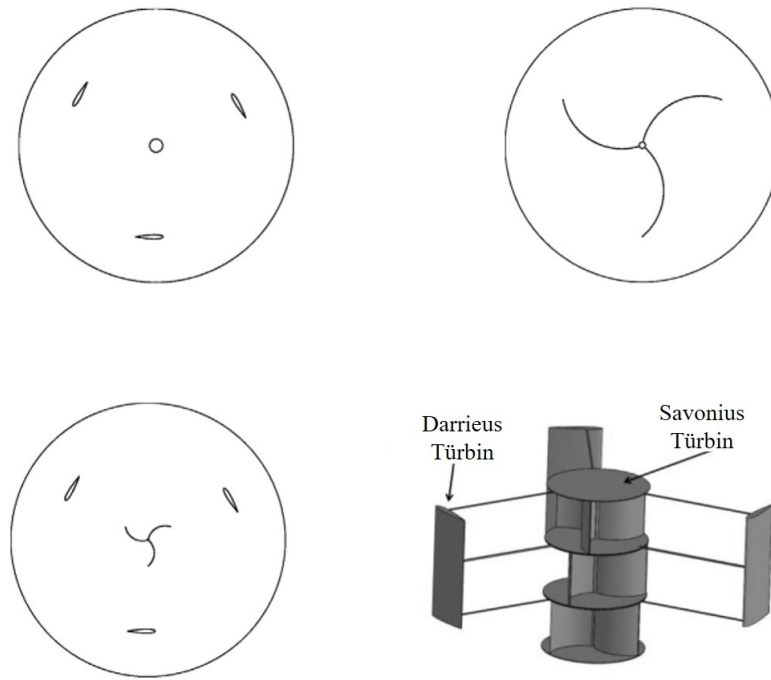
Şekil 3.10. J kanat profilleri.
Kaynak: (Zamani vd., 2016).

Zamani vd. (2016) 3 kW gücünde bir DERT için J şekilli kanatları numerik olarak araştırmışlardır. Türbinde ana kanat profili DU 06-W-200 olarak kullanılmıştır. Çalışmada

Şekil 3.10 verilen 5 adet J kanat tipi incelenmiştir. Sonuçlar tüm J şekilli kanatların türbin torkunu artırdığını göstermiştir. Normal kanat profiline göre düşük uç hız oranında daha yüksek tork sağlayan J kanatların türbin kendini başlatma karakteri açısından olumlu etki yapacağı bildirilmiştir.

Douak vd. (2018) bir H-tipi dikey eksenli türbinin, düşük rüzgar hızlarında performansını artırmaya yönelik çalışmalar yürütmüşlerdir. Türbin kanatlarının hücum açısı pasif olarak kontrol edilerek kendini başlatma karakterini iyileştirme amaçlanmıştır. Sonuçlar düşük rüzgar hızı altında kendini başlatma açısından en iyi hücum açısının 15° olduğunu göstermiştir.

Liu vd. (2019) türbin kendini başlatma performansını iyileştirmek için Şekil 3.11’de görüldüğü gibi hibrit bir türbin geliştirmişlerdir. Türbin HAD yöntemi ile incelenmiştir. Geliştirilen türbinin özellikle düşük rüzgar hızlarında kendini başlatma karakterini iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

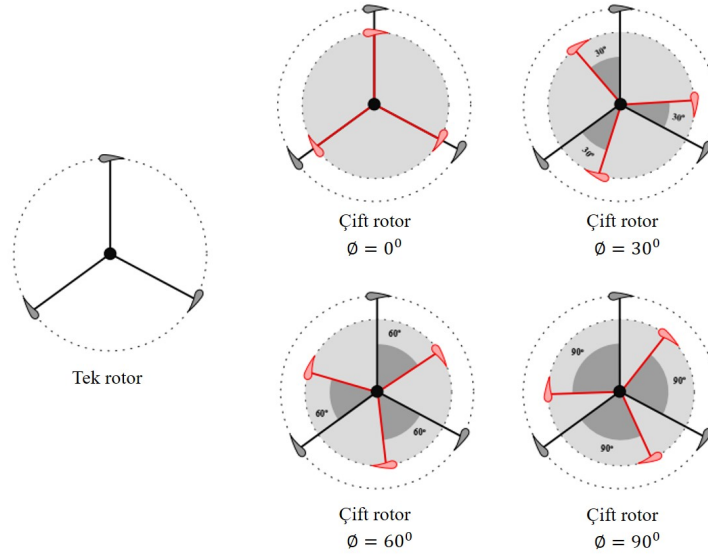


Şekil 3.11. Dikey eksenli hibrit rüzgar türbini.

Kaynak: (Liu vd., 2019).

Çelik vd. (2020) yaptıkları numerik çalışmalarında katılık ve atalet momentinin kendini başlatma karakteri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Katılığın yüksek olmasının kendini başlatma karakteri açısından faydalı olduğunu vurgulamışlardır. Buna ek olarak atalet momentini yükseltmenin kararlı çalışma koşuluna ulaşmak için geçen süreyi artırdığı ancak türbinin ulaşabildiği maksimum uç hız oranında herhangi bir değişme olmadığı sonucuna varılmıştır. Bir

diğer çalışmalarında araştırmacılar J kanatların kendini başlatma karakteri üzerindeki etkisini incelenmişlerdir (Çelik vd., 2022). Sonuçlar J kanadın düşük uç hız oranlarında türbin başlamasını kolaylaştırdığını ancak yüksek uç hız oranlarında son derece dezavantajlı olduğunu göstermiştir. Khalid vd. (2022) kendini başlatma karakterini iyileştirmek için Şekil 3.12'deki gibi çift rotorlu bir türbin önermişlerdir. Çalışmada 30° ve 90° açılı çift rotorlu türbinlerin düşük rüzgar hızlarında kendini başlatma davranışını önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür. Açı değeri 0° olan çift rotorlu türbin ise hızlanma ve kararlı çalışma noktalarına son derece geç ulaşmıştır.



Şekil 3.12. Çift rotorlu dikey eksenli rüzgar türbini.

Kaynak: (Khalid vd., 2022).

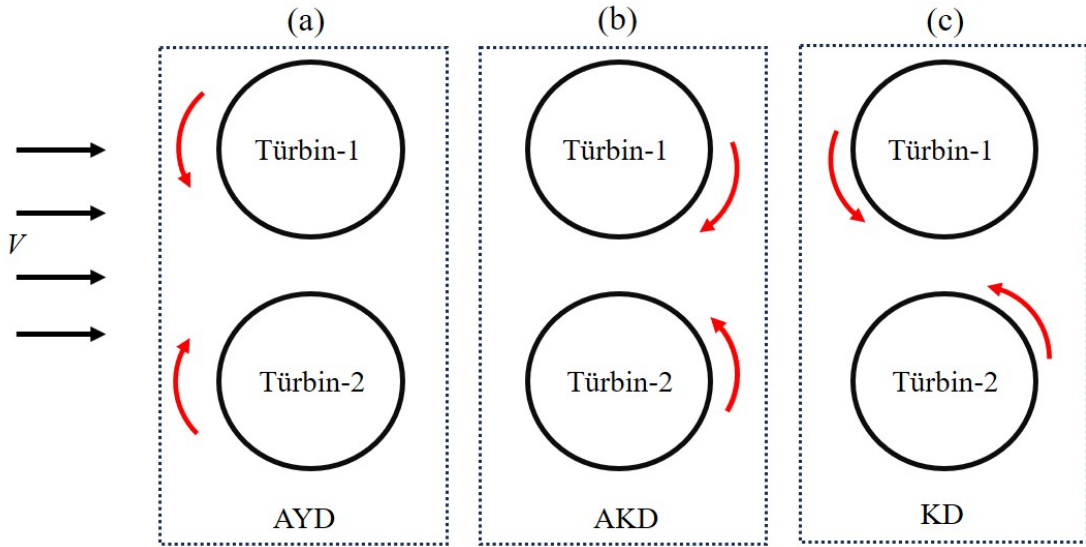
Sun vd. (2023) H-rotor ve helisel dikey eksenli rüzgar türbinleri için türbülansın kendini başlatma ile ilişkisini gözlemek adına deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Araştırmacılar ek olarak hatve açısı ve kanat profili üzerinde de durmuşlardır. Çalışmada H-rotor türbini hem türbülanssız hem de türbülanslı koşullarda, helisel türbine göre çok daha iyi kendini başlatma karakteri sergilemiştir. Türbülans yoğunluğunun artması hem türbin gücünü artırmış hem de daha iyi başlama sağlamıştır.

3.6. Türbin Çiftliği Konfigürasyonları

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin yatay eksenli türbinlere kıyasla veriminin düşük olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla bir DERT çiftliği kurulacağında optimum konumlandırma ile en yüksek enerji üretiminin sağlanması YERT çiftliklerine göre daha kritik bir hal almaktadır. Diğer taraftan bu alanda yapılan bir çalışmada Thomas (2004) tarafından yakın konumlandırılmış dikey eksenli türbinlerin, yatay eksenli muadillerine göre daha verimli şekilde güç üretimi sağladığı bildirilmiştir. Daha sonra Dabiri (2011) yürüttüğu saha çalışmasıyla bu iddiayı doğrular nitelikte

bulgular sunmuştur. Çalışma sonucunda, birbirine yakın konumlandırılmış DERT çiftliğinde 6-30 W/m^2 'ye kadar güç yoğunluğunun elde edilebildiği ve bu değer, daha önce YERT çiftlikleri için bildirilen 2-3 W/m^2 kıyasla son derece yüksek olduğu raporlanmıştır. Bu önemli bulgular, DERT çiftliklerinde optimum türbin yerleşimini araştıran çalışmalar için teşvik edicidir.

Genellikle DERT konfigürasyonları çalışmaları türbin sayısına göre iki, üç ve üçten fazla türbin içerenler olarak sınıflandırılmaktadır. Bu çalışmalarda temel optimizasyon parametreleri ise genellikle türbinler arası boşluk ve türbin dönüş yönü olmaktadır. Türbin dönüş yönleri ise Şekil 3.13'teki gibi, iki türbinin de Akış Yönü Doğrultusunda (AYD) (Şekil 3.13a), Akışa Karşı Doğrultuda (AKD) (Şekil 3.13b) ve Karma Doğrultuda (KD) (Şekil 3.13c) olmak üzere üç çeşittir. AYD konfigürasyonunda birinci türbin saat yönü tersine dönerken ikinci türbin saat yönü ile aynı yönde dönmektedir. AKD konfigürasyonunda ise bu durum AYD'nin tam tersidir. KD konfigürasyonunda ise türbinlerin ikisi de saat yönü tersine veya saat yönü doğrultusunda dönmektedir. Türbinlerin çiftlik konfigürasyonlarında, bahsedilen parametrelere ek olarak kanat profili, katılık, türbin en boy-oranı gibi tasarım parametreleri de araştırılmaktadır (Azadani, 2023).



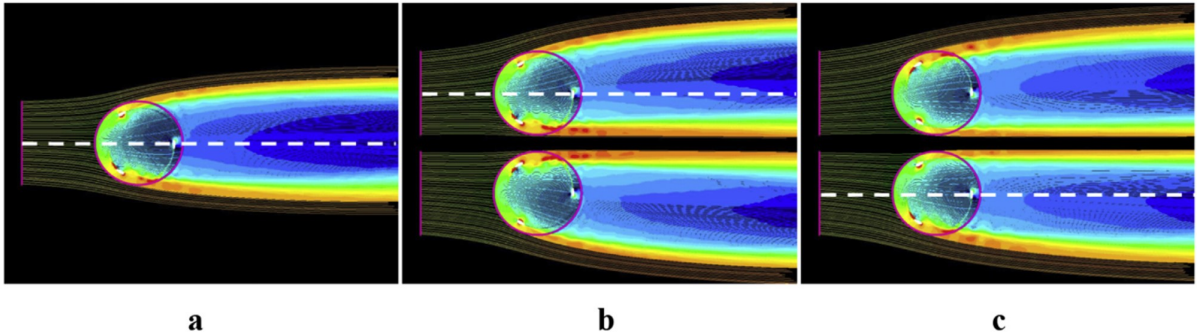
Şekil 3.13. Türbinlerin çiftlik konfigürasyonlarında dönüş yönleri.

Kaynak: (Azadani, 2023).

Literatürde var olan çalışmaların temelinde, türbin çiftliğinde enerji üretimini artırma ve girdap etkilerinin analizi olmak üzere iki odak bulunmaktadır (Peng vd., 2021; Azadani, 2023). En sık kullanılan konfigürasyonlar ise çoğu zaman iki veya üç türbin içermektedir. Bu alanda öncü çalışmalardan birinde Shyu (2014) iki tane ters yönlü dönen türbin arasındaki mesafeyi optimize etmeyi amaçlamıştır. Çalışmada hem deneyler hem de saha testleri yürütülmüştür.

Sonuçlar, türbinler arası mesafenin 3 - 4 D olması durumunda, performansta %11 oranında artış göstermiştir.

Giorgetti vd. (2015) iki ve dört adet türbin için HAD analizleri gerçekleştirmiştir. Araştırmada hem türbin dönüş yönü hem de türbinler arası mesafe etkisi incelenmiştir. Türbinlerin AYD olarak kullanılması durumunda, AKD'ye kıyasla daha fazla güç elde edilmiştir. Buna ek olarak türbin güç katsayısında tek türbine göre artış sağlanmıştır. Bunun sebebi olarak da türbinler arasında oluşan hızlanmış akış bölgesi gösterilmiştir. Türbinlerin rüzgar hızıyla aynı yönde dönmesinin, rüzgara karşı dönmesine oranla çok daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca türbinler arasındaki mesafenin azalmasıyla güç katsayısında artış meydana geldiği bildirilmiştir. Benzer durumun dört türbinli rüzgar türbin çiftliği için de geçerli olduğu belirtilmiştir. Zanforlin ve Nishino (2016) AYD ve AKD durumundaki iki türbin için numerik analiz yürütmüşlerdir. Çalışmada Şekil 3.14b'de verilen AYD konfigürasyonunda türbinler arası hızlanmış akış alanının daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sonucunda AYD durumu için daha fazla enerji üretimi gerçekleşmiştir. Şekil 3.14c'de görülen AKD durumu için hızlanmış akış alanı nispeten daha düşük kalmıştır.



Şekil 3.14. Farklı dönüş durumlarında (a) tek türbin, AYD (b), AKD (c) için hız dağılımı.

Kaynak: (Zanforlin ve Nishino, 2016).

Diğer bir numerik çalışma Shaheen ve Abdallah (2017) tarafından yürütülmüştür. Araştırmacılar iki ve üç türbin durumlarında güç katsayısını artırmaya odaklanmışlardır. Sonuçlar en yüksek güç katsayısının AYD durumundaki, aralarında 1.5D boşluk olan iki türbin için meydana geldiğini göstermiştir. Ayrıca üç türbin konfigürasyonunda, iki türbin önde bir türbin arkada ve ortada olacak şekilde pozisyonlama yapıldığında daha fazla enerji üretimi sağlandığı bildirilmiştir. Shaaban vd. (2018) minimum boşluk ile en fazla enerji üretimi sağlanacak türbin lokasyonlarını belirlemek için HAD analizleri yapmışlardır. Çalışmada öncelikle üç türbin üzerinde optimizasyon uygulanmıştır. En iyi performansın 1.5D boşlukta elde edildiği belirlenmiş ve bu pozisyonlama altı türbinli çiftlik için uygulanmıştır. Benzer bir çalışma Barnes ve Hughes (2019) tarafından

yürütülmüştür. Bu çalışmada da en küçük rüzgar türbin çiftliği alanından maksimum verim amaçlanmıştır. Çapraz konumlandırılmış türbinlerin yanı sıra V şeklinde yerleştirilmiş türbin durumları için de analizler yapılmıştır. Araştırmacılar çaprazlama yerleştirilmiş türbinlerden oluşan rüzgar türbini çiftliğinin daha verimli olduğunu bildirmiştir.

Peng vd. (2020) iki türbinli formasyon için çok detaylı bir HAD analizi prosedürü uygulamışlardır. Araştırmacılar kanat profil tipi, hatve açısı, katılık, dönüş yönü ve türbinler arası boşluk parametrelerinin her biri için 2 farklı seviyede değerlendirme yapmışlardır. Bahsi geçen parametreler ve değerlerini detaylı şekilde incelemek için Taguchi L_{16} ortogonal tablosu kullanılmıştır. Sonuçlar türbin çiftinin performansında en baskın parametrenin katılık olduğunu göstermiştir. Buna ek olarak türbinler arası mesafenin en kısa olduğu 1.2D durumunda performansta artış bildirilmiştir. Benzer şekilde yakın konumlandırılmış türbinlerin daha iyi performans sergilediği literatürde daha pek çok numerik çalışma tarafından da bildirilmiştir (Sahebzadeh vd., 2020; Zheng vd., 2020; Peng vd., 2022; Sahebzadeh vd., 2022; Chen vd., 2024).

HAD çalışmalarına ek olarak literatürde farklı matematiksel modeller kullanarak da türbin optimizasyonu yapan çalışmalar mevcuttur (Brownstein vd., 2016; De Tavernier vd., 2018; Hezaveh vd., 2018). Bu çalışmalardan birinde De Tavernier vd. (2018) iki türbin için, iki boyutlu panel/vorteks modeli kullanarak uç hız oranı, katılık, rüzgar yönü, dönüş yönü ve türbinler arası mesafe üzerine optimizasyon çalışması yürütmüşlerdir. Sonuçlar en iyi performansın AKD durumunda ve en yakın konumda olduğunu göstermiştir.

DERT çiftliklerinde performans optimizasyonuna odaklanan çalışmalara ek olarak girdap etkilerini ön planda tutan önemli araştırmalar da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaların ilklerinden olan bir araştırmada Kinzel vd. (2012) 18 adet DERT için saha çalışması yürütmüşlerdir. Çalışmada akış alanındaki çalkantı ve türbülans kinetik enerjisi ölçülerek girdap alanları incelenmiştir. Sonuçlar türbin çifti arkasında kalan bölgede girdap etkilerinin sönmülenerak akışın %95 oranında tekrar düzenli hale gelmesi için yaklaşık 6D mesafe gerektiğini göstermiştir. Bu bulgular ile araştırmacılar, YERT için 14D olan girdap sönmüleme mesafesinin DERT çiftlerinde çok daha düşük olduğunu göstermişlerdir.

Zuo vd. (2016) iki türbin için girdap etkilerini HAD yöntemi ile incelemişlerdir. Türbinler tam arka arkaya yerleştirilmiş ve aralarındaki mesafe 5D-17D arasında çalışılmıştır. Türbinler arasındaki mesafenin artması ile güç katsayısında artış gözlemlenmiştir. Ayrıca araştırmacılar akışın tekrar düzenli hale gelmesi için türbinler arası mesafenin en az 15D olması gerektiğini ileri sürmüşlerdir.

Lam ve Peng (2017) iki türbin için deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneysel türbinler arası mesafe sabit tutularak AYD, AKD ve KD konfigürasyonları incelenmiştir. Araştırmacılar KD durumunda çalışan türbinlerde asimetrik girdapların oluştuğunu belirtmişlerdir. AYD ve AKD halinde dönen türbinlerde ise simetrik girdaplar meydana gelmiştir. Ek olarak AYD durumundaki türbinlerde girdaplar daha hızlı sönmüşlerdir. Takip eden dönemde iki türbin için girdap etkilerinin incelendiği pek çok sayısal çalışma daha yürütülmüştür (Posa, 2019; Vergaerde vd., 2020). Bahsedilen çalışmalara ek olarak son yıllarda bazı deneysel çalışmalar da gerçekleştirilmiştir.

Müller vd. (2021) iki türbin için girdap oluşumunu rüzgar tüneline incelemiştir. Araştırmacılar akustik Doppler anemometre kullanarak türbin arkasında oluşan girdapları farklı türbin mesafeleri ve dönüş yönleri için tespit etmişlerdir. Türbinlerin AYD şeklinde dönmesi halinde 5D mesafede girdap etkilerinin sönmüş olduğu gözlemlenmiş ve en ideal durumun bu konfigürasyon olduğu bildirilmiştir. Jodai ve Hara (2021) tarafından da iki adet, düşük en-boy oranındaki türbin, deneysel olarak dönüş yönlerinin ve mesafelerin girdap oluşumu üzerindeki etkisi açısından incelenmiştir. Akışın görselleştirilmesi için duman-tel yöntemi kullanılmıştır. Araştırmacılar 0.2D boşluğa sahip AKD konfigürasyonunda daha dar girdap bölgesi meydana geldiğini bildirmiştir.

Literatürde dikey eksenli türbinlerin çiftlik konfigürasyonları üzerine sayısız çalışma mevcuttur. Ancak bu çalışmalar bahsedildiği gibi türbin performans optimizasyonu veya girdap etkilerinin incelenmesi şeklinde gerçekleştirilmiştir. Diğer taraftan dikey eksenli türbinlerde sadece verimlilik değil aynı zamanda kendini başlatma da önemli bir problemdir. Literatüre bakıldığında performans optimizasyonu için pek çok çalışma olsa da, DERT çiftliği konfigürasyonlarında bulunan türbinlerin kendini başlatma performanslarının incelendiği çalışmalar açısından eksiklikler bulunmaktadır. Dolayısıyla bu çalışma kapsamında DERT çiftliği konfigürasyonlarında kendini başlatma karakteri ana araştırma konusu olarak ele alınmıştır.

3.7. Özet ve Çalışma Planı

Bu tez kapsamında yapılan detaylı literatür araştırmaları sonucunda özetle şu noktalar tespit edilmiştir:

- Türbülansın dikey eksenli rüzgar türbinleri üzerindeki etkileri henüz tam açıklığa kavuşturulamamıştır.
- Katılığın türbin performansı ve kendini başlatma karakterine etkisi genellikle türbin kanat sayısı veya veter uzunluğu değişimi ile sağlanmıştır. Ancak türbinin başlangıçta üretilen

temel modelini koruyabilmek adına çap değişimi ile katılığın incelenmesi daha gerçekçi bir yaklaşım olmaktadır. Ek olarak türbin katılığının hangi değerlere kadar yükseltilemeyeceği konusu netlik kazanmamıştır.

- Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde kendini başlatma karakteri-katılık ilişkisi, çapın değişimi ve atalet momenti açısından detaylandırılmamıştır.
- Dikey eksenli rüzgar türbinlerinden oluşan rüzgar türbini çiftlikleri için incelemeler sadece performans optimizasyonu ve girdap etkileri ile sınırlı kalmış, kendini başlatma yönünden araştırma yürütülmemiştir.

Yukarıda sıralanan bu eksikliklerden yola çıkılarak bu tezin amacı ve çalışma planı şu şekilde ele alınmıştır:

- Analiz sayısının fazlalığı sebebiyle araştırmada, iki boyutlu HAD uygulaması tercih edilmiştir. Simülasyonlar sıkıştırılamaz akış kabulü altında zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir.
- Türbülans yoğunluğu geniş bir aralıkta ($4.6\% \leq I \leq 29.2\%$) incelenmiştir, türbülans yoğunluğu için bir üst limit belirlenmiştir.
- Türbülansın performans üzerindeki etkisi hem kanat etrafında hem de türbin arkasındaki girdap bölgesinde yapılan incelemeler ile açıklanmıştır.
- Katılık için $0.25 \leq \sigma \leq 3.00$ aralığında 9 farklı değer çalışılmış, değişken katılık uygulanabilmesi halinde türbinin nasıl bir güç karakterine sahip olacağı irdelenmiştir.
- Katılığın çap değişimi ile elde edilmesi durumunda kendini başlatma üzerindeki etkileri araştırılmıştır.
- Türbülans ve katılığın türbinin ekserji verimliliği üzerindeki etkisi incelenmiştir.
- Katılık-kendini başlatma karakteri arasındaki ilişki detaylandırıldıktan sonra, farklı katılıktaki türbinlerden oluşan 3 türbinli rüzgar çiftliğinde kendini başlatma karakteri incelenmiştir.
- Türbin çiftliğinin analizi ve parametrik optimizasyonu için Taguchi yöntemi iki aşamada uygulanmıştır. Birinci aşamada türbinler arası yatay ve dikey mesafeler, birinci ve ikinci türbin katılığı, üçüncü türbin katılığı olmak üzere 4 parametre 3 seviyede incelenmiştir. Bu durumda Taguchi L9 tablosu kullanılarak 9 adet analiz gerçekleştirilmiştir.
- İkinci Taguchi uygulamasında ilk analizlerden elde edilen sonuçlar dikkate alınarak yeni bir deneysel tasarım oluşturulmuştur. Burada her bir türbin katılığı ayrı ayrı değiştirilmiş, türbinlerin arasındaki dikey ve yatay mesafe farklı şekilde ele alınmıştır. Sonuç olarak

3 parametre türbin katlıkları, 2 parametre sırasıyla birinci-ikinci türbinler arası yatay mesafe ve ikinci-üçüncü türbinler arası yatay mesafe, 1 parametre birinci ve ikinci türbin arasındaki dikey mesafe olacak şekilde, 6 parametrelili 3 seviyeli Taguchi analizi yapılmıştır. Bu durumda Taguchi L18 tablosu kullanılarak 18 adet analiz gerçekleştirilmiştir.

4. TÜRBÜLANS VE KATILIK ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin modellenmesinde HAD yüksek doğruluk ve uygulanabilirlik açısından son derece avantajlıdır. Literatürde DERT analizleri hem 3B hem de 2B olarak sıklıkla gerçekleştirilmiştir. Bir türbin için kanat açıklığı boyunca oluşan ikincil akışlar ve uç girdapları gibi 3B etkiler ne kadar önemli olsa da, 2B analizler türbin performansını etkileyen akış fiziğini anlama noktasında son derece tutarlı sonuçlar sağlamıştır (Amet vd., 2009; Danao vd., 2012; Edwards vd., 2012; Çelik, 2021). Bundan dolayı bu tez kapsamında, analizler 2B olarak yürütülmüştür. Tüm analizler İstanbul Teknik Üniversitesi Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi (UHEM) bünyesinde, Ansys Fluent 18 kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Nümerik analizlerde öncelikle Kayan Ağ Yöntemi (Sliding Mesh Technique) kullanılmıştır. Bu yöntem kullanılarak türbin çeşitli uç hız oranlarında incelenerek karakteristik güç eğrileri elde edilmiştir. Çalışmanın ikinci kısmında ise türbinin kendini başlatma karakteristiğini elde edebilmek adına Dinamik Ağ Yöntemi (Dynamic Mesh Method) kullanılmıştır. Dinamik Ağ Yöntemi uygulanırken Altı Serbestlik Derecesi (Six Degree of Freedom (6DOF)) çözücüsü ile türbinin başlama karakteristiği modellenmiştir.

Tek türbin ile ilgili veriler elde edildikten sonra çeşitli türbin çiftlik konfigürasyonları kullanılarak oluşturulacak potansiyel türbin çiftliğinin parametrik analizleri yapılmıştır. Çalışmanın anlaşılabilirliği adına bu bölümdeki çalışmalar şu 4 temel başlık altında açıklanacaktır; Bölüm 4.1 Nümerik Modelin Oluşturulması, Bölüm 4.2 Bağımsızlık Testleri ve Doğrulama, Bölüm 4.3 Türbülans Etkisi, Bölüm 4.4 Katılık Etkisi, Bölüm 4.5 Ekserji Analizi, Bölüm 4.6 Sonuç.

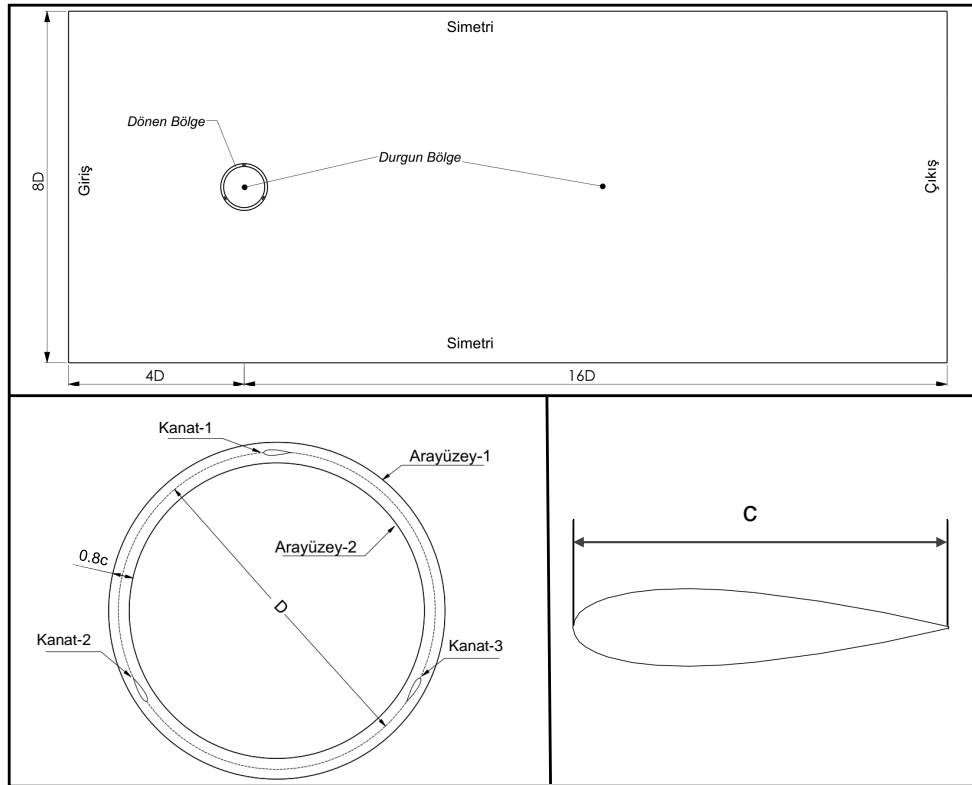
4.1. Nümerik Modelin Oluşturulması

Bu çalışmada Castelli vd. (2011) tarafından deneysel ve nümerik modellemesi yapılan, 3 kanatlı, sabit veter uzunluğuna sahip bir dikey eksenli rüzgar türbini göz önüne alınmıştır. İncelenen türbine ait gerekli parametreler Tablo 4.1’de verilmiştir. Türbin analizi, bahsedilen sebeplerden dolayı 2B olarak gerçekleştirilmiştir. Analizler, türbini gerçekçi modelleyebilmek adına zamana bağlı olarak yürütülmüştür. İlk olarak hesaplama bölgesi Şekil 4.1’de verildiği gibi oluşturulmuştur. Hesaplama bölgesi boyutları Çelik (2021) tarafından önerildiği üzere, akışın giriş mesafesi, genişliği ve çıkış mesafesi sırasıyla türbin çapının 4 katı (4D), 8 katı (8D) ve 16 katı (16D) olacak şekilde oluşturulmuştur. Analizleri yürütebilmek için hesaplama bölgesinin ağ elemanlarına bölünmesi gerekmektedir. HAD analizlerinde alınan sonuçlar yüksek oranda

ağ yapısına bağlıdır. Dolayısıyla analizlerin doğruluğundan emin olma adına öncelikle ağ bağımsızlık testlerinin yürütülmesi gerekmektedir. Bu çalışmada da hem performans testleri hem de kendini başlatma analizleri için ayrı ayrı ağ bağımsızlık testi yürütülmüştür. Ağ bağımsızlık testleri öncelikle Kayan Ağ Yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Burada karar verilen ağ yapısının 6DOF çözücüsüyle de uygun şekilde çalışıp çalışmadığından emin olmak adına seçilen ağ yapısı (orta), en kaba ağ yapısı ve en iyi ağ yapısı için de ağ bağımsızlık testleri yapılmıştır.

Tablo 4.1. Türbin parametreleri.

Kanat profili	NACA0021	
N	3	
D	1.03	[m]
c	0.0858	[m]
σ	0.5	[-]



Şekil 4.1. Hesaplama bölgesi.

Ağ bağımsızlık testlerine geçmeden önce çalışmada kullanılacak ayrıştırma yöntemlerinin ve türbülans modelinin belirlenmesi oldukça önemlidir. HAD analizleri temel korunum yasalarına göre gerçekleşir. Bu korunum yasalarının genel formları, sayfa 27’de Denklem 3.1 ve 3.2 ile

ifade edilmiştir. Çoğu mühendislik uygulamalarında akış genellikle türbülanslıdır. Dolayısıyla Navier-Stokes denklemlerinin türbülanslı akışı modelleyecek şekilde çözülmesi veya uygun modeller kullanılarak türbülans etkilerinin dahil edilmesi gerekmektedir. Genellikle türbülans doğrudan DNS veya LES gibi yöntemler kullanarak incelemek çok yüksek hesaplama maliyeti gerektirmektedir. Bunun yerine uygun türbülans modeli kullanılarak yüksek doğrulukta sonuçlar daha kısa sürelerde elde edilebilir. Türbülans modellemesi için Denklem 3.2 içerisinde bulunan Reynolds gerilme tensörü çözümlenir. Literatürde türbülans modellemesi için gereken taşınım denklemi sayısına göre 0, 1, 2 ve 4 denklemlilik türbülans modelleri mevcuttur. Denklem sayısı 0 olan türbülans modellerine örnek Cebeci-Smith ve Bladwin-Barth modelleri gösterilebilir (Gormont, 1973). Spalart ve Allmaras (1992) taşınım denklemi sayısı 1 olan ve kendi adları ile bilinen Spalart-Allmaras türbülans modelini 1992 yılında ortaya atmışlardır. Bu türbülans modeli sıfır taşınım denklemlilik türbülans modellerinin yetersizliğini gidermek adına ileri sürülmüştür. Spalart-Allmaras türbülans modeli genellikle yüksek akış ayrılmalarını yakalayamadığı için DERT modellemesinde doğruluğu düşüktür (Wilcox, 2006; Balduzzi vd., 2016).

Mühendislik uygulamalarında en yaygın kullanılan türbülans modelleri genellikle iki taşınım denklemlilik modellerdir. Bunların başında $k - \epsilon$ ve $k - \omega$ türbülans modelleri gelmektedir. Bu modeller iki ek taşınım denklemi yardımı ile türbülans modellemektedir. Bu modellerde k türbülans kinetik enerjisini, ϵ türbülans yayılım oranını, ω ise spesifik yayılma oranını ifade etmektedir (Erkan, 2020). Bu ifadeler sırasıyla Denklem 4.1, 4.2 ve 4.3'te verilmiştir (Çelik, 2021). Denklemlerdeki l_t türbülans uzunluk ölçeğini, μ_t türbülans viskozitesini, C_μ ise deneysel bir sabiti göstermektedir.

$$k = \frac{1}{2} (u_i^2 + u_j^2 + u_k^2) \quad (4.1)$$

$$\epsilon = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mu_t} = \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (4.2)$$

$$\omega = \frac{\epsilon}{k} \quad (4.3)$$

Literatürde çok sık kullanılan $k - \epsilon$ türbülans modeli türleri standart $k - \epsilon$, RNG $k - \epsilon$, Realizable $k - \epsilon$ olarak görülmektedir (Untaroiu vd., 2011; Castelli vd., 2011; Mohamed, 2012; Trivellato ve Castelli, 2014). Bu türbülans modelleri arasındaki temel fark türbülans viskozitesinin hesaplanma şekliyle ilgilidir (Davidson, 1997).

İki denklemlilik türbülans modellerinden en yaygını hiç şüphesiz $k - \omega$ türbülans modelidir. Bu model ilk olarak Kolmogorov (1941) tarafından oluşturulmuş ve daha sonra Saffman (1970)

tarafından geliştirilmiştir (Wilcox, 2008). Bu türbülans modelinin standart $k - \omega$ ve SST $k - \omega$ olmak üzere temel iki türü bulunmaktadır. Standart $k - \omega$ modeli genellikle serbest akış hızına ve ω başlangıç değerine son derece bağımlıdır. Bundan dolayı SST $k - \omega$ modeline göre dezavantajlıdır. SST $k - \omega$ modeli Menter (1994) tarafından ileri sürülmüştür. Bu model $k - \omega$ ve $k - \epsilon$ modellerini birleştirerek hibrit bir çözüm yöntemi sunmaktadır. Bu hibrit yöntem serbest akış için $k - \epsilon$, duvar yakınında ise $k - \omega$ modelini çözerek hızlı ve güvenilir sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. Bu sebeple SST $k - \omega$ türbülans modeli dikey eksenli rüzgar türbinlerinin analiz edilmesinde sıklıkla kullanılmaktadır (Lain ve Osorio, 2010; Maître vd., 2013; Sagharichi vd., 2018; Wong vd., 2018; Zhong vd., 2019; El-Askary vd., 2023). Buradan yola çıkarak bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda SST $k - \omega$ türbülans modeli kullanılmıştır.

Analizlerde Navier-Stokes denklemlerinin çözümü yapılırken basınç ve hız alanlarının nasıl ilişkilendirileceği önemlidir. Bu hız ve basınç alanlarının çözümlenmesi genellikle SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) ve PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) olmak üzere iki farklı metot ile yapılmaktadır. Zamana bağlı çözümlerde uygun zaman adımı kullanıldığında PISO algoritması daha doğru sonuçları, daha kısa sürede sağlamaktadır (Lanzafame vd., 2014; Balduzzi vd., 2016).

4.2. Bağımsızlık Testleri ve Doğrulama

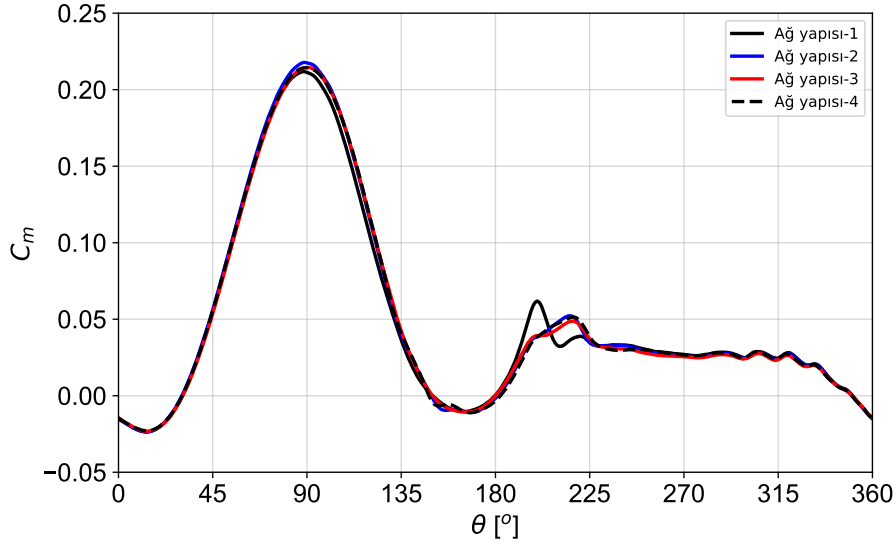
Çalışmada kullanılacak yöntem belirlendikten sonra ağ bağımsızlık testleri yapılmıştır. Bu testlerde Tablo 4.2’de özellikleri verilen 4 farklı ağ yapısı incelenmiştir. Ağ bağımsızlık testleri Castelli vd. (2011) tarafından bu türbin için maksimum güç katsayısının elde edildiği uç hız oranı (λ) olan 2.64’te ve 9 m/s rüzgar hızında gerçekleştirilmiştir. Testler sonucunda Şekil 4.2’de görüldüğü gibi türbinin bir tam turu esnasında üretmiş olduğu moment katsayısı incelenmiştir. Burada x eksenini türbinin başlangıç konumundan (0°), tekrar başladığı konuma (360°) gelene kadar geçtiği azimut açısını (θ) ifade etmektedir.

Tablo 4.2. Ağ bağımsızlık testinde incelenen ağ yapısı özellikleri.

	Ağ Yapısı-1	Ağ Yapısı-2	Ağ Yapısı-3	Ağ Yapısı-4
Eleman Sayısı	297628	317718	357372	571472
Kanat Etrafı Bölüm Sayısı	1400	1600	2000	2000

En kaba ağ yapısında maksimum moment katsayısının, diğerlerine göre nispeten daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca $190^\circ \leq \theta \leq 215^\circ$ arasında Ağ Yapısı-1 diğer ağ yapılarına

göre tamamen farklı bir davranış sergilemiştir. Ağ Yapısı-2, 3 ve 4 arasında ise küçük farklar olsa da genel haliyle tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Dolayısıyla hem çözüm süresini mümkün olduğunca kısa tutmak hem de en doğru sonuçları elde etmek için Şekil 4.3'teki Ağ Yapısı-2'nin kullanılmasına karar verilmiştir. Bu ağ yapısı dış akış bölgelerinde karesel elemanlar, türbine yakın girdap bölgelerinde ise daha yoğun üçgensel elemanlar içerecek şekilde oluşturulmuştur.

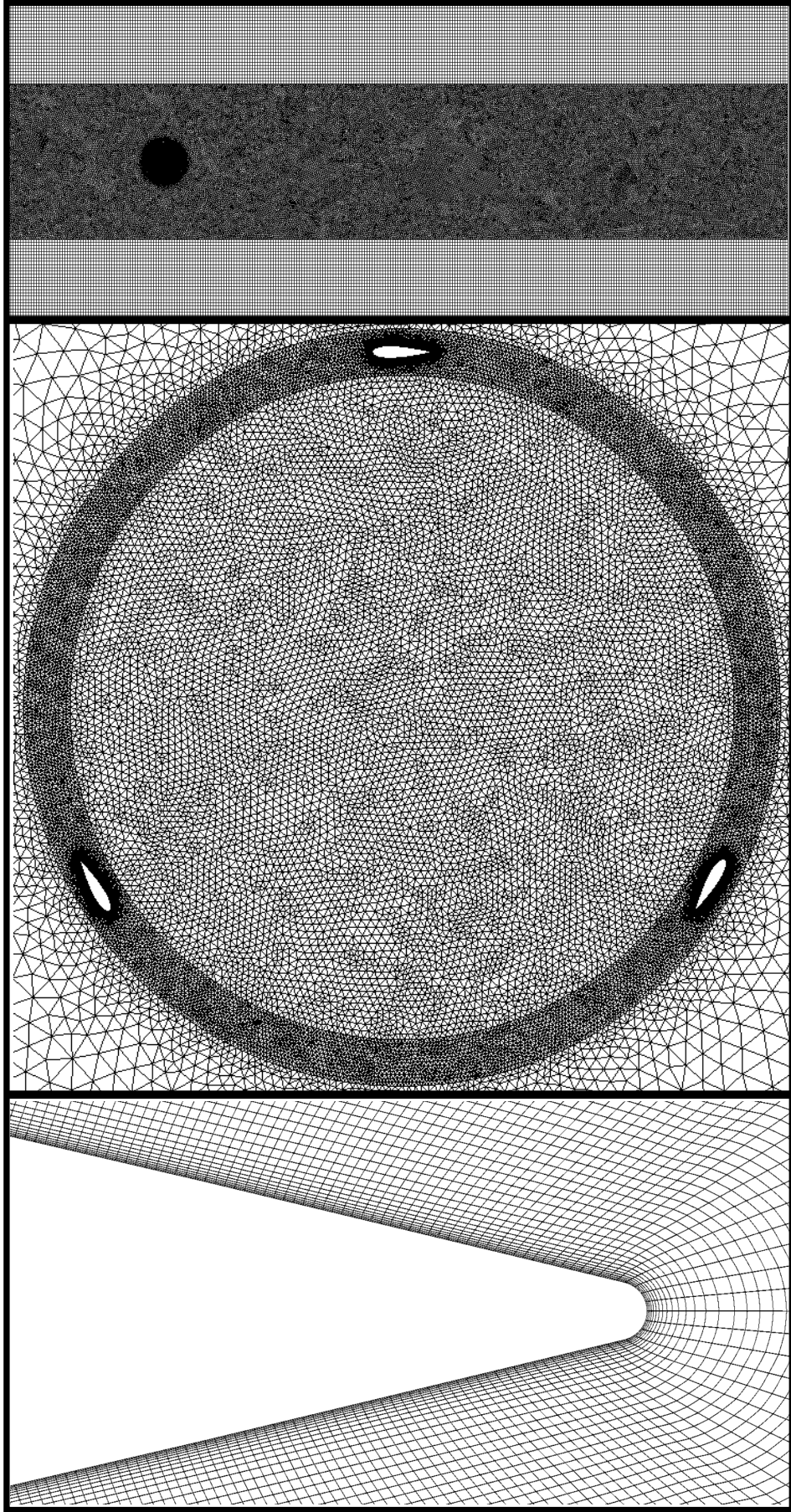


Şekil 4.2. Ağ bağımsızlık testi ($\lambda = 2.64$).

Tablo 4.3'te kullanılmasına karar verilen ağ yapısının özellikleri verilmiştir. Bir ağ elemanında ortogonallik kalitesinin ve ortalama en-boy oranının optimum değeri 1 olarak bilinmektedir. Ağ elemanının bu iki özelliğinin 1'e yakın olması, o elemandan kaynaklanan hesaplama hatalarının daha az olması anlamına gelmektedir. Çarpıklık oranının ise mümkün olduğunca 0'a yakın olması beklenmektedir (Fluent, 2009). Buna ek olarak SST $k - \omega$ türbülans modeli kullanıldığında boyutsuz duvar uzaklığı parametresinin (y^+), sınır tabakanın doğru şekilde çözümlenebilmesi için 1-5 aralığında olması tavsiye edilmiştir (Salem vd., 2013). Tüm bu durumlar göz önüne alındığında kullanılan ağ yapısının uygun olduğuna karar verilmiştir.

Tablo 4.3. Ağ Yapısı- 2 için eleman özellikleri.

Eleman Sayısı	317718
Kanat Etrafı Bölüm Sayısı	1600
Ortogonalite Kalitesi	0.97
Ortalama En-boy Oranı	2.13
Ortalama Çarpıklık Oranı	6.52×10^{-2}
y^+	1.49



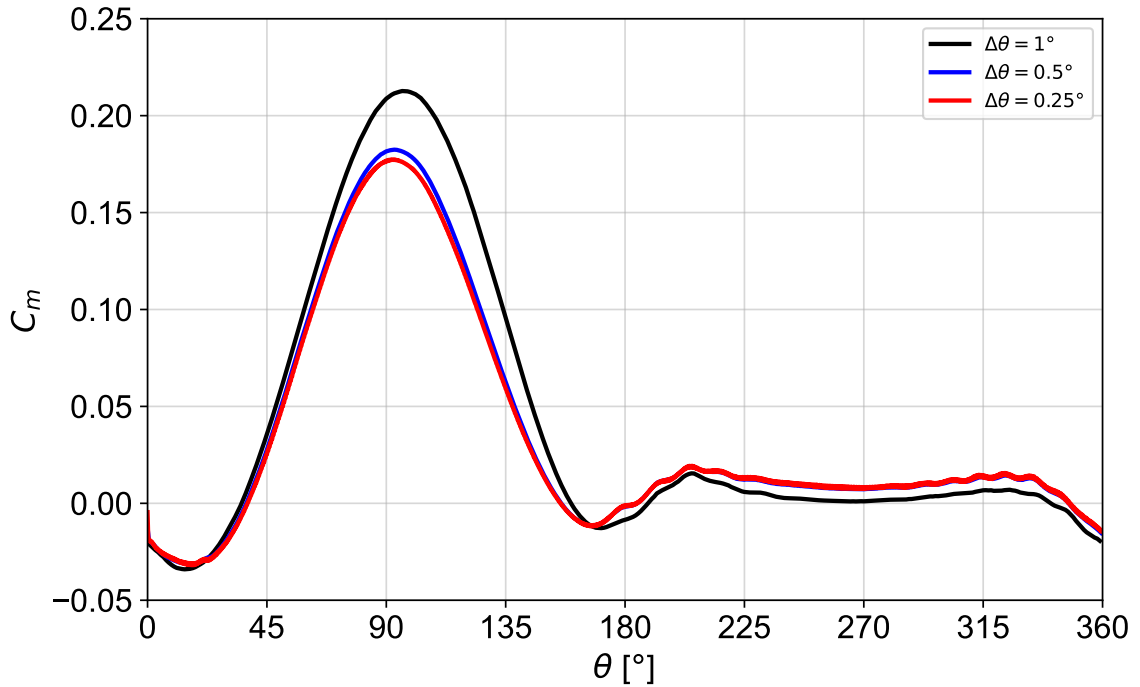
Şekil 4.3. Ağ yapısı.

HAD çalışmaları için önemli olan bir diğer uygulama da zaman bağımsızlık testleridir. Bu çalışmada zaman bağımsızlık testi 3 farklı zaman adımı için en yüksek uç hız oranında gerçekleştirilmiştir. Bunun sebebi dönüş hızının en yüksek olduğu durumda dahi yeterli çözüm hassasiyetine sahip zaman adımını belirlemektir. Zaman bağımsızlık testi literatürde de sıklıkla kullanıldığı şekilde açısız adım cinsinden verilmiştir. Bu çalışmada açısız adımlar ($\Delta\theta$) 1° , 0.5° ve 0.25° olarak incelenmiştir. Bu açısız adımlara karşılık gelen zaman adımları rüzgar hızı 9 m/s ve $\lambda = 3.30$ için Denklem 4.4, 4.5 ve 4.6 kullanılarak sırasıyla 0.0003026412 s, 0.0001513206 s ve 0.0000756603 s olarak elde edilmiştir. Burada θ_T türbinin 1 saniye içerisinde var olan açısız hızı ile kat ettiği toplam yer değıştirmenin derece cinsinden ifadesidir.

$$\omega = \frac{\lambda \times V}{R} \quad (4.4)$$

$$\theta_T = \frac{\omega \times 180}{\pi} \quad (4.5)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta}{\theta_T} \quad (4.6)$$

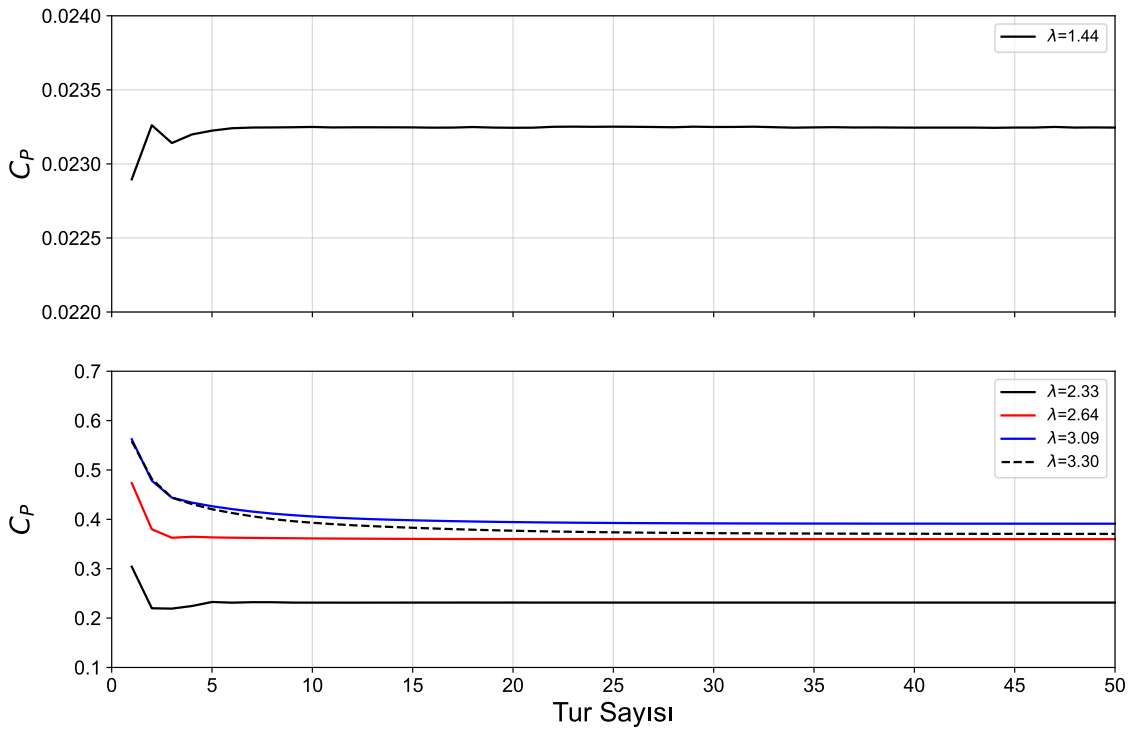


Şekil 4.4. Zaman bağımsızlık testi ($\lambda = 3.30$).

Zaman bağımsızlık testi sonucunda oluşan moment katsayısı - azimut açısı grafiği Şekil 4.4'te verilmiştir. En büyük zaman adımı olan $\Delta\theta = 1^\circ$ için alınan sonuçlar diğer iki zaman adımından son derece ayrılmıştır. Zaman adımı 0.5° ve 0.25° ise oldukça tutarlı davranış

göstermiştir. Analizlerin hem hassiyeti hem de çözüm süresi göz önüne alındığında $\Delta\theta = 0.5^\circ$ zaman adımı ile çalışmaların yürütülmesine karar verilmiştir.

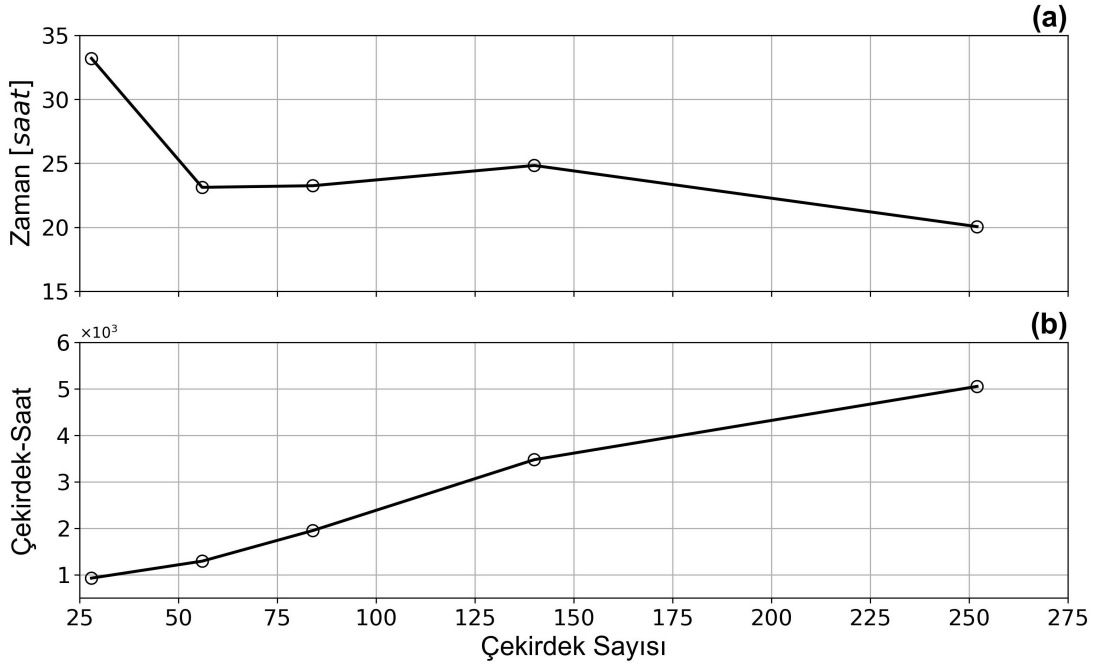
Çalışmanın bu ayağında, türbin performansını incelemek için kullanılan yöntemde, türbin açısal hızı araştırmacı tarafından uç hız oranı ve rüzgar hızına göre hesaplanarak tanımlanmıştır. Türbin aniden yüksek hızlarda dönmeye başladığından kararlı akış durumuna ulaşması vakit almaktadır. Sonuçların doğruluğu açısından güç katsayısı hesaplarının, türbin kararlı akış koşullarına ulaştıktan sonra yapılması son derece önemlidir. Bu kararlılık halini denetlemek adına çeşitli uç hız oranlarında türbinin tur sayısına göre güç sayısındaki değişim incelenmiştir. Şekil 4.5'te görüldüğü gibi $\lambda = 1.44$ için türbin yaklaşık 7 turdan itibaren kararlı hale geçmiştir. Benzer bir eğilim $\lambda = 2.33$ ve 2.64 için de gözlemlenmiştir. Uç hız oranı yükseldikçe türbinin kararlı akış koşullarına ulaşması için gereken tur sayısı da artmıştır. Bu sonuçlar göz önüne alındığında $1.44 \leq \lambda \leq 2.64$ aralığında türbinin en az 10 tur atması, $\lambda \geq 2.64$ ise en az 15 tur atması ve ondan sonra güç katsayısı hesabının yapılması kararlaştırılmıştır. Türbin güç katsayısı hesaplanırken bu tur sayılarına ulaşıldıktan sonra analizler 3 tur daha devam ettirilmiş ve son 3 turun ortalaması alınmıştır.



Şekil 4.5. Güç katsayısının türbin dönüş sayısına göre değişimi.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar UHEM altyapısı kullanılarak yürütülmüştür. Bu noktada incelenmesi gereken diğer önemli bir husus ortaya çıkmıştır. Yüksek başarımlı hesaplama merkezinde simülasyonlar çalıştırılırken çok yüksek çekirdek sayılarına kadar ulaşılabilmektedir.

Ancak her zaman çekirdek sayısının artması analiz sürelerini kısaltacağı anlamına gelmemektedir. Bu sebeple kullanılacak optimum çekirdek sayısını bulmak için çekirdek-saat ve gerçek zaman tüketimini incelemek önemlidir. Şekil 4.6'da bir analiz için harcanan zaman ve çekirdek-saat miktarı verilmiştir. Çekirdek-saat UHEM tarafından sunulan bilgiye göre kullanılan çekirdek sayısı ve analizler için harcanan gerçek zamanın çarpımı olarak hesaplanmaktadır. Şekil 4.6 incelendiğine 26 çekirdek ile yapılan çözümler gerçek zamanda yaklaşık 34 saat gibi çok uzun bir süre alırken 256 çekirdekte ise bu süre yaklaşık 20 saate düşmüştür. Ancak diğer taraftan harcanan çekirdek-saat incelendiğinde çekirdek sayısının artması verimliliği düşürmüştür. Bu sonuçlar incelendiğinde hem 24 saat gibi makul bir gerçek zaman hem de daha az çekirdek-saat tüketimi ile 56 çekirdek kullanımı en uygun seçenek olarak görülmüştür.



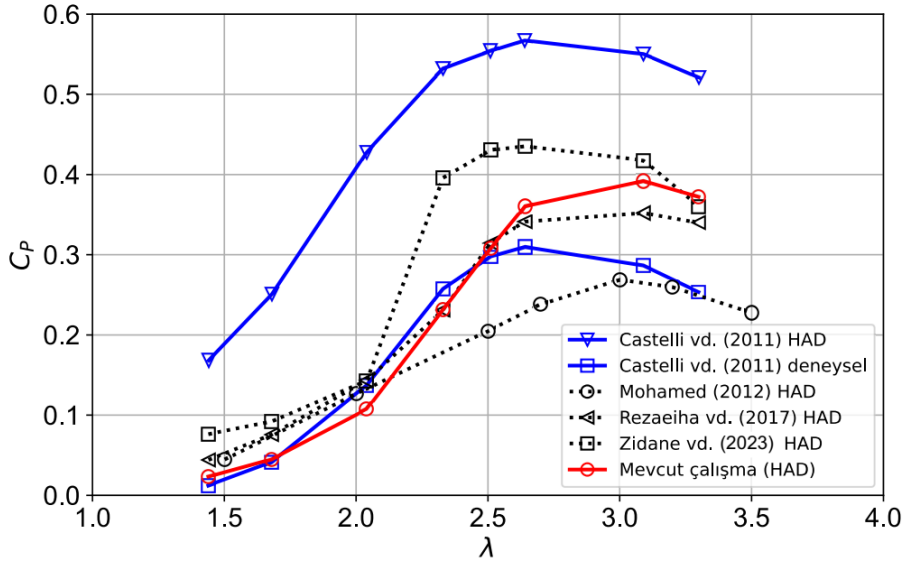
Şekil 4.6. Analiz başına harcanan zaman (a) ve çekirdek saat (b) miktarı.

Analizlerin yürütülmesi için gerekli olan tüm hesaplama yöntemleri ve ağ bağımsızlık, zaman bağımsızlık, çekirdek-saat testi gibi aşamalar tamamlandıktan sonra sonuçların doğrulanmasına geçilmiştir. Bu tez kapsamında Castelli vd. (2011) tarafından sunulan türbin ve uç hız oranlarında inceleme yapılmıştır. Bu uç hız oranları ve karşılık gelen dönüş hızları ile kullanılan zaman adımı değerleri Tablo 4.4'te verilmiştir. Analizlerde kullanılan dönüş hızı daha önce bahsedilen Denklem 4.4'teki gibi hesaplanmıştır.

Doğrulama çalışmaları kapsamında elde edilen sonuçlar hem Castelli vd. (2011) tarafından raporlanan veriler ile hem de çeşitli numerik çalışmalar (Mohamed, 2012; Rezaeiha vd., 2017; Zidane vd., 2023) ile Şekil 4.7'de karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.4. Doğrulama ve güç katsayısı analizlerinde kullanılan parametreler.

Sabit Parametreler			Değişken Parametreler			
V	σ	R	λ	ω	ω	Δt
[m/s]	[-]	[m]	[-]	[rad/s]	[rpm]	[s]
9 m/s	0.5	0.515	1.44	25.17	240	0.0003467765
			1.68	29.36	280	0.0002972370
			2.04	35.65	340	0.0002447834
			2.33	40.72	389	0.0002143168
			2.51	43.86	419	0.0001989474
			2.64	46.14	441	0.0001891508
			3.09	54.00	516	0.0001616046
			3.30	57.67	551	0.0001513206

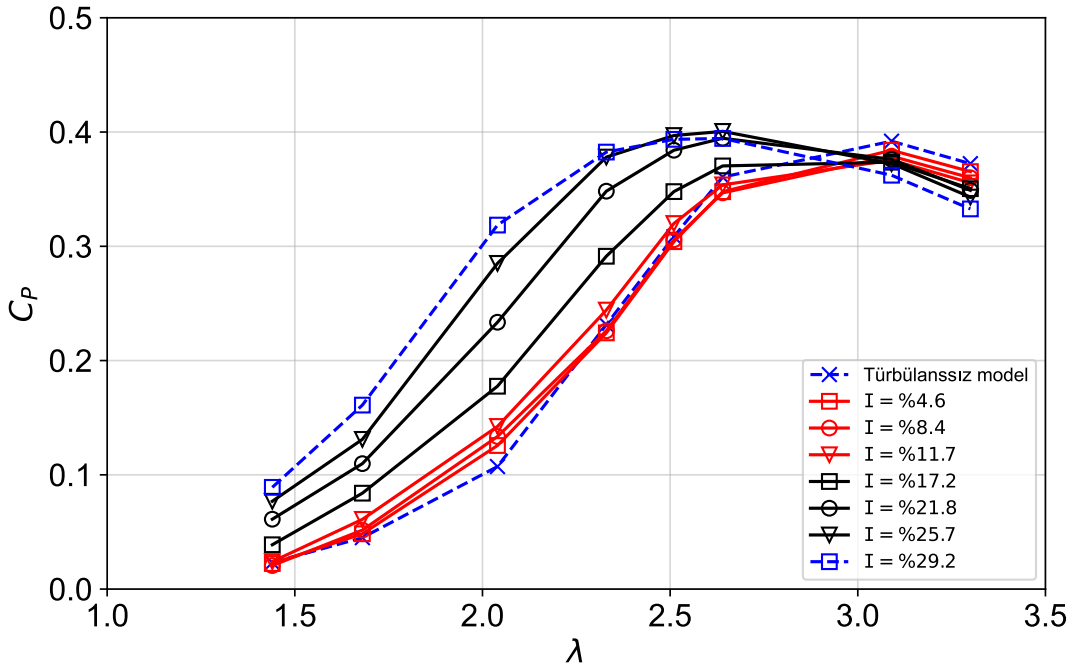


Şekil 4.7. Numerik modelin doğrulanması.

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde düşük λ değerlerinde deneysel veriler ile oldukça tutarlı bir eğilim gözlemlenmiştir. Diğer numerik çalışmalarda da benzer şekilde düşük uç hız oranlarında deneysel verilere yakınlık daha fazla olmuştur. Uç hız oranı yükseldikçe deneysel sonuçlar ile numerik sonuçlar arasındaki fark artmıştır. Bu farklılık deneysel kayıplar, blokaj etkisi, göbek etkisi, 2 boyutlu analizlerde 3 boyut etkilerinin ihmal edilmesi olarak yorumlanabilir (Alqurashi ve Mohamed, 2020; Zidane vd., 2023). Bununla birlikte mevcut çalışmadan elde edilen türbin güç karakterinin genel olarak deneysel ve numerik çalışmalar ile uyumlu olduğu belirlenmiştir.

4.3. Türbülans Etkisi

Türbülans önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi türbin performansı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Literatürde türbülansın avantajları ve dezavantajları ile ilgili karşıt görüşler bulunmaktadır. Bu duruma açıklık getirmek ve türbülansın hangi noktaya kadar pozitif hangi noktaya kadar negatif etkileri olduğunu inceleme adına bu çalışma kapsamında %4.6, %8.4, %11.7, %17.2, %21.8, %25.7 ve %29.2 olmak üzere 7 farklı türbülans yoğunluğu incelenmiştir. Türbülans yoğunluğunun türbin gücü üzerindeki etkisi Şekil 4.8’de verilmiştir.



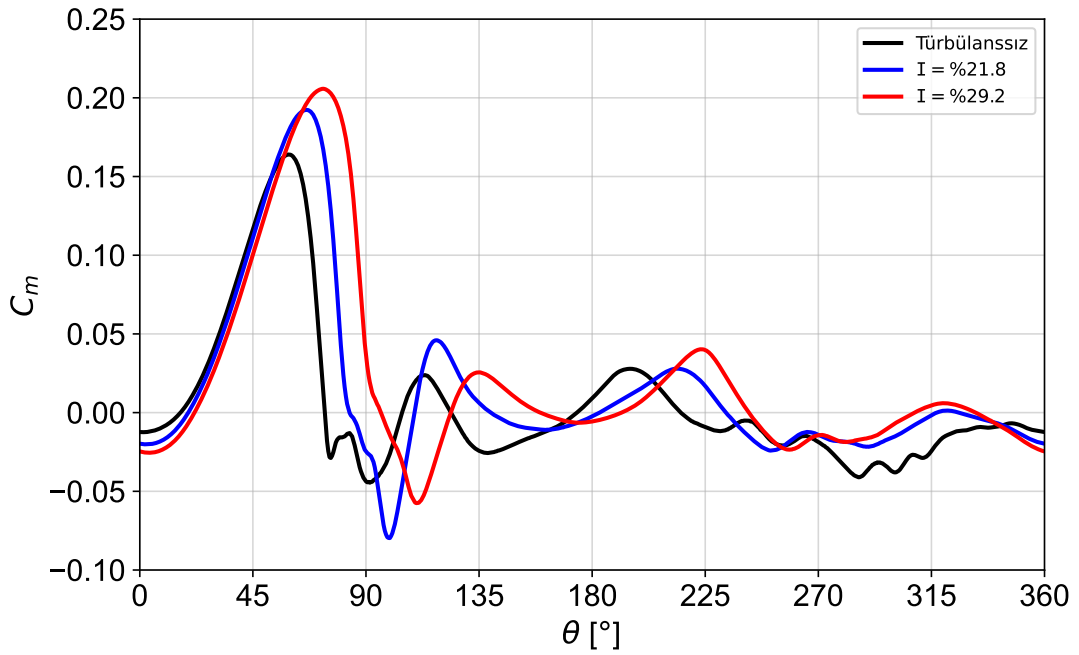
Şekil 4.8. Türbülans yoğunluğunun türbin performansı üzerindeki etkisi.

Türbülans yoğunluğu %11.7'ye kadar türbin güç karakterinde çok fazla bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Türbülans yoğunluğu %4.6, %8.4 ve %11.7 için güç katsayısındaki en fazla artış $\lambda = 2.04$ 'te sırasıyla %17.2, %24.5 ve %32.7 olmuştur. Diğer uç hız oranlarında ise bu türbülans yoğunluklarında güç katsayısı değerleri türbülanssız durumdakine oldukça yakın bulunmuştur.

Türbülans yoğunluğu %17.2 ve üzerine çıktığında ise türbin performansında çok ciddi oranda artış meydana gelmiştir. Özellikle düşük uç hız oranlarında ($\lambda \leq 2.04$) türbülans yoğunluğu güç katsayısını oldukça fazla artırmıştır. Güç katsayısındaki artış türbülans yoğunluğu %25.7'ye ulaşana kadar türbülansın artışıyla orantılı olarak artmıştır. Bu noktadan sonra türbülans yoğunluğundaki yükselmeye bağlı olarak güç katsayısında bir miktar daha artış meydana gelse de %25.7 ve %29.2 arasındaki fark giderek azalmış ve yüksek uç hız oranlarında eşitlenmiştir.

Buradan yola çıkarak performans artırma açısından türbülans yoğunluğunun %25 civarında bir üst limiti olduğu sonucuna varılmıştır. Diğer taraftan türbülans yoğunluğu yüksek uç hız oranlarında ($\lambda > 2.64$) türbin güç katsayısında düşüşe neden olmuştur. Bu eğilim tüm türbülans yoğunluklarında gözlemlenmiştir. Güç katsayısındaki düşüş türbülans yoğunluğundaki yükselme ile orantılı olarak artmıştır.

Türbülansın performans üzerindeki artışa nasıl etki ettiğini anlamak adına türbinin bir kanadı için moment katsayısı-azimut açısı ilişkisi incelenmiştir. Öncelikle en düşük uç hız oranı olan 1.44 için Şekil 4.9'da moment katsayısı değişimi verilmiştir.



Şekil 4.9. Türbülans yoğunluğu %21.8 ve %29.2 için bir kanat üzerindeki moment katsayısının $\lambda = 1.44$ 'te azimut açısına göre değişimi.

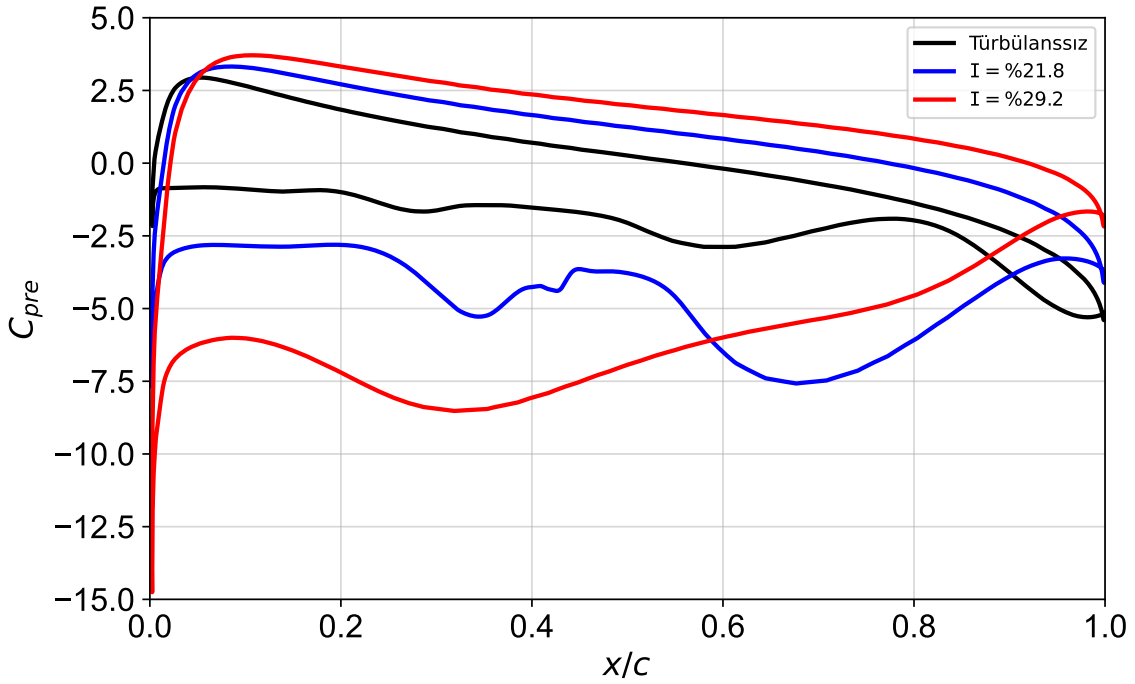
Türbülanssız durumda $\lambda = 1.44$ için maksimum moment katsayısı $\theta = 50^\circ$ civarında yaklaşık 0.17 olarak elde edilmiştir. Türbülans yoğunluğunun eklenmesi ile türbin kanadının ürettiği maksimum torkta artış meydana gelmiştir. Buna ek olarak maksimum tork bölgesi Şekil 2.5'te görüldüğü gibi yüksek hücum açlarına gelen azimut açısına doğru ötelenmiştir. Sonuç olarak türbülans yoğunluğu kanadın yüksek hücum açlarına maruz kaldığı durumda dahi verimli şekilde moment üretmesini sağlamıştır. Ek olarak türbülans türbinin negatif tork ürettiği bölgeleri baskılayarak türbinin tam dönüşü sırasında ortalama olarak daha fazla pozitif tork üretmesini sağlamıştır. Tüm bu etkilerin sonucu olarak türbinin ortalama momenti yükselmiş, dolayısıyla güç katsayısında artış meydana gelmiştir. Şekil 4.10'da türbin kanadının ürettiği torktaki artışı göstermek adına $\theta = 90^\circ$ için kanat üzerindeki basınç katsayısı dağılımı verilmiştir. Türbülanssız

durumda kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkı türbülanslı duruma kıyasla oldukça düşük gözlemlenmiştir. En fazla tork artışı sağlayan %29.2 türbülansla basınç farkının ciddi oranda arttığı belirlenmiştir. Basınç farkındaki bu artış, momenti sağlayan kuvvetlerde artışa neden olmuştur.

Türbülansın akış alanları üzerindeki etkisi $\lambda = 1.44$ için farklı azimut açılına göre Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Akış alanının görselleştirilmesinde kullanılan boyutsuz teğetsel hız ifadesi Denklem 4.7’de verilmiştir.

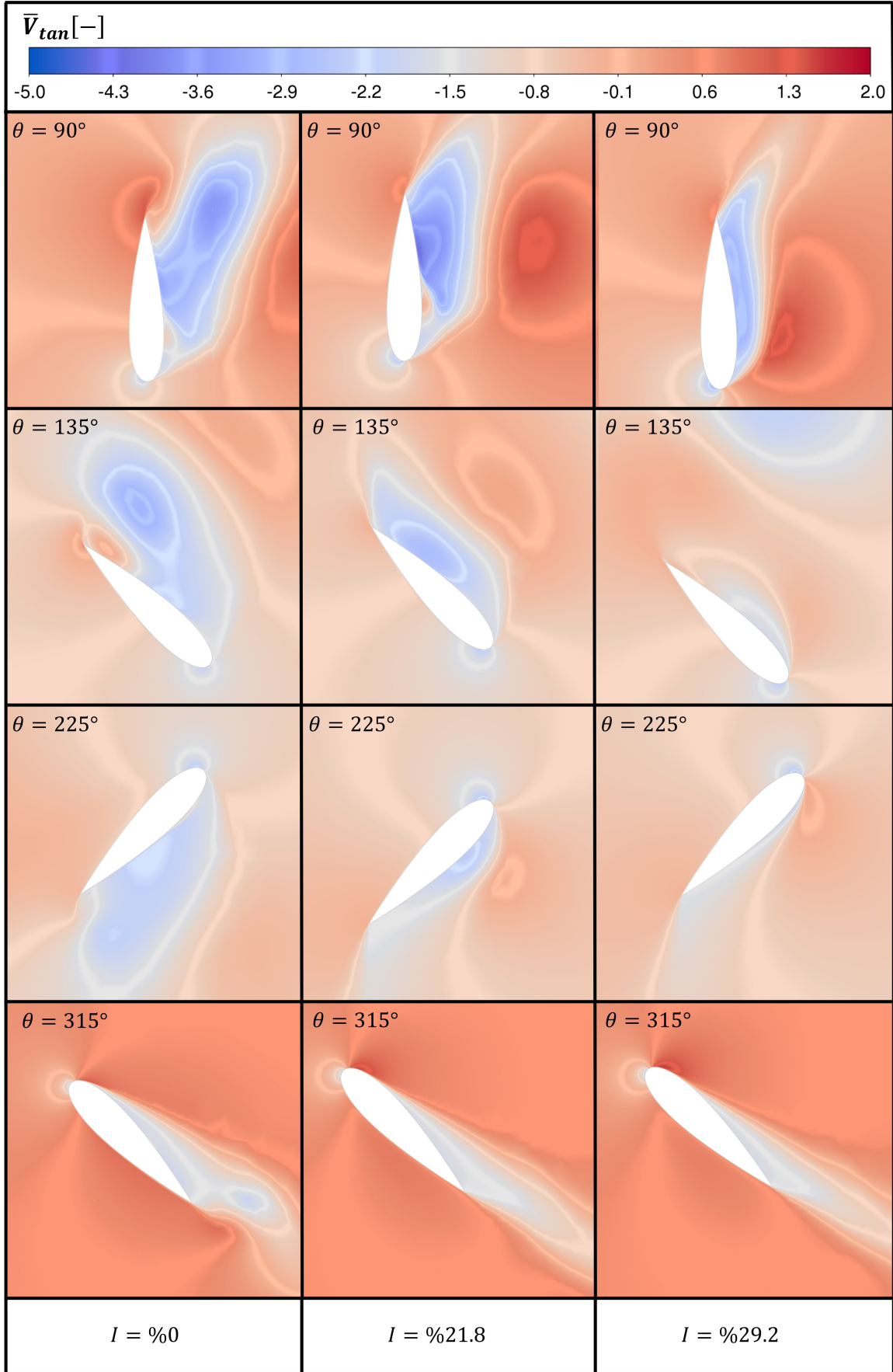
$$\bar{V}_{tan} = \frac{u_i \cos \theta + u_j \sin \theta}{V} \quad (4.7)$$

Burada u_i ve u_j sırasıyla x ve y yönündeki anlık hız bileşenlerini, θ azimut açısını, V ise rüzgar hızını ifade etmektedir (Rezaeiha vd., 2020; Tirandaz ve Rezaeiha, 2021).



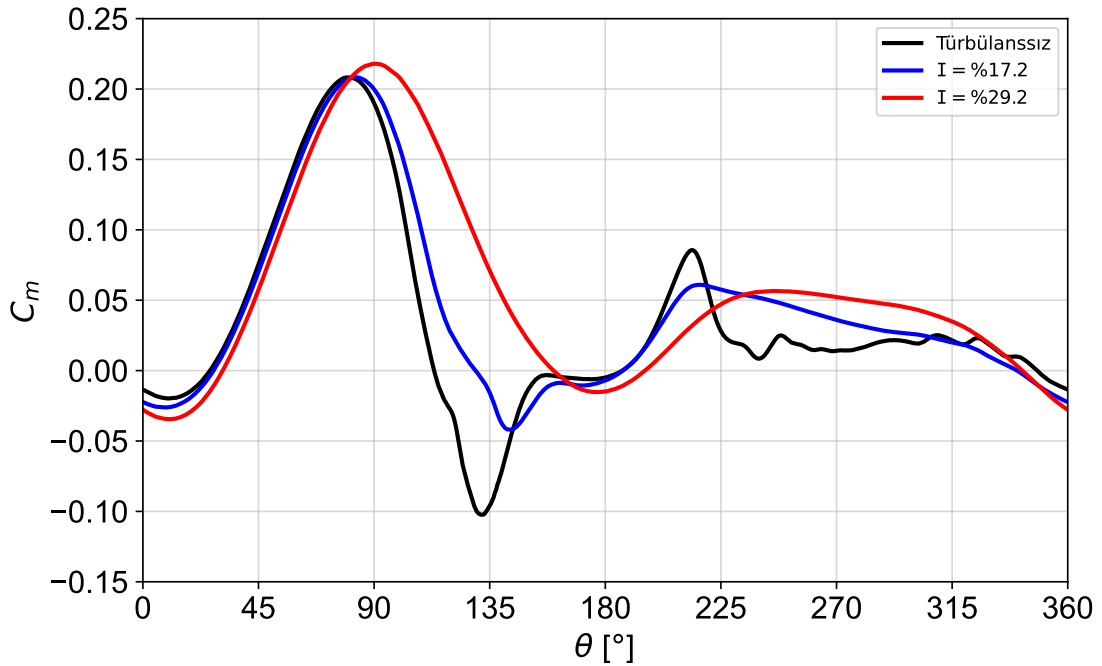
Şekil 4.10. Türbülans yoğunluğu %21.8 ve %29.2’de bir kanat üzerindeki basınç katsayısının $\lambda = 1.44$ ve $\theta = 90^\circ$ için değişimi.

Şekil 4.11’de türbin moment katsayısında türbülans etkisi ile en fazla artışın gerçekleştiği 90° azimut açısı incelendiğinde, türbülans yoğunluğunun ilavesi ile kanat etrafında oluşan ters akış alanlarının azaldığı gözlemlenmiştir. Türbülans yoğunluğu %29.2’ye ulaştığında 90° azimut açısında ters akış alanı ciddi oranda küçülmüştür. Benzer etki özellikle türbülanssız durumda negatif torkun üretildiği 135° ve 225° azimut açılarında çok daha belirgin gerçekleşmiş, en yüksek türbülans yoğunluğunda ters akış bölgeleri neredeyse tamamen bastırılmıştır. Azimut açısı 315° için türbülans yoğunluğunun etkisi nispeten düşük olmuştur.



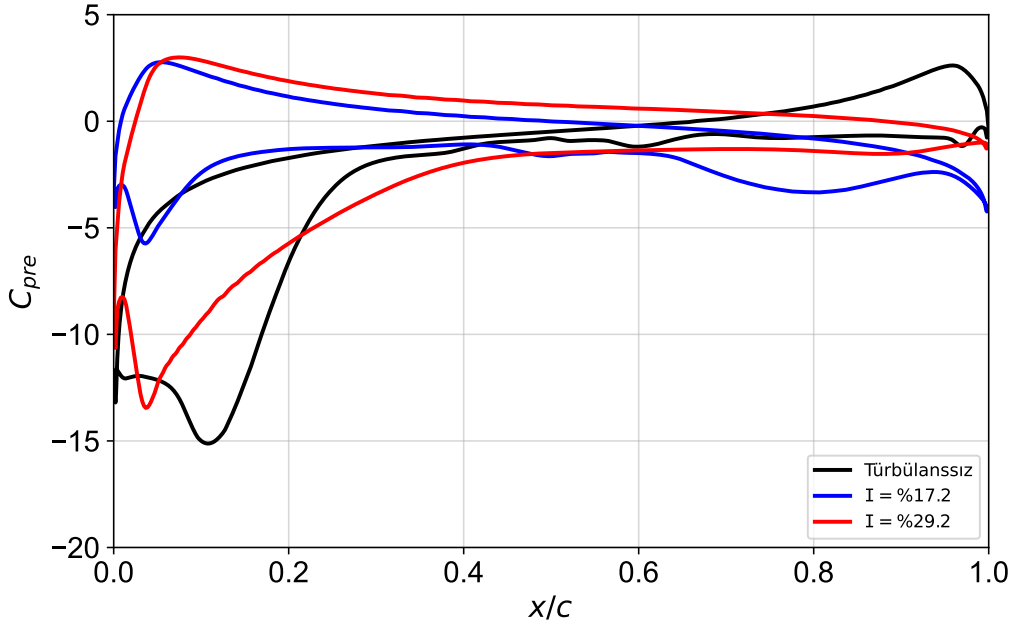
Şekil 4.11. Türbülans yoğunluğu %0 %21.8 ve %29.2 için $\lambda = 1.44$ 'te boyutsuz teğetsel hız dağılımı.

Türbülans yoğunluğunun türbin performansı üzerinde en fazla iyileştirme yaptığı uç hız oranlarından biri Şekil 4.8 incelendiğinde 2.33 olarak görülmektedir. Bu uç hız oranı için orta ve en iyi derecede katkı sağlayan türbülans yoğunlukları ise %17.2 ve %29.2 olarak gözlemlenmiştir. Bu türbülans koşullarının, bir türbin kanadının ürettiği moment katsayısına etkisi Şekil 4.12’de sunulmuştur. Uç hız oranı yükseldiğinde en düşük uç hız oranına kıyasla moment katsayısının en yüksek değeri $\theta = 90^\circ$ ’ye doğru ilerlemiştir. Maksimum moment katsayısında bu uç hız oranı için türbülans etkisi ile artış bir önceki uç hız oranına kıyasla daha az olmuştur. Türbülansın en fazla etkisi $\theta = 135^\circ$ ’de meydana gelmiştir. Bu azimut açısında türbülanssız koşullarda negatif tork bölgesinde olan türbin kanadının momenti, %17.2 türbülans yoğunluğu ile yükselmiş ancak halen negatif bölgede kalmıştır. Türbülans yoğunluğu %29.2 olduğunda ise bu azimut açısında türbin pozitif tork üretmiş, güç katsayısı yükselmiştir. Bununla birlikte türbülans, moment katsayısının $\theta > 180^\circ$ bölgesinde de nispeten daha yüksek kalmasını sağlamıştır.



Şekil 4.12. Türbülans yoğunluğu %17.2 ve %29.2 için bir kanat üzerindeki moment katsayısının $\lambda = 2.33$ ’te azimut açısına göre değişimi.

Uç hız oranı 2.33 için momentte en fazla artışın gerçekleştiği 135° azimut açısında Şekil 4.13’te görüldüğü gibi basınç dağılımı gerçekleşmiştir. Türbülanssız durumda kanat yüzeyleri arasında basınç farkı çok azdır. Özellikle kanadın orta bölgesinde basınç farkı yok denecek kadar az hale gelmiştir. Türbülans yoğunluğunun %17.2 olmasıyla nispeten daha düzgün basınç alanı oluşmuştur. Türbülans yoğunluğunun artmasına bağlı olarak basınç farkında yükselme gerçekleşmiştir. Bu durum kanadın ürettiği torkun artmasına sebebiyet vermiştir.

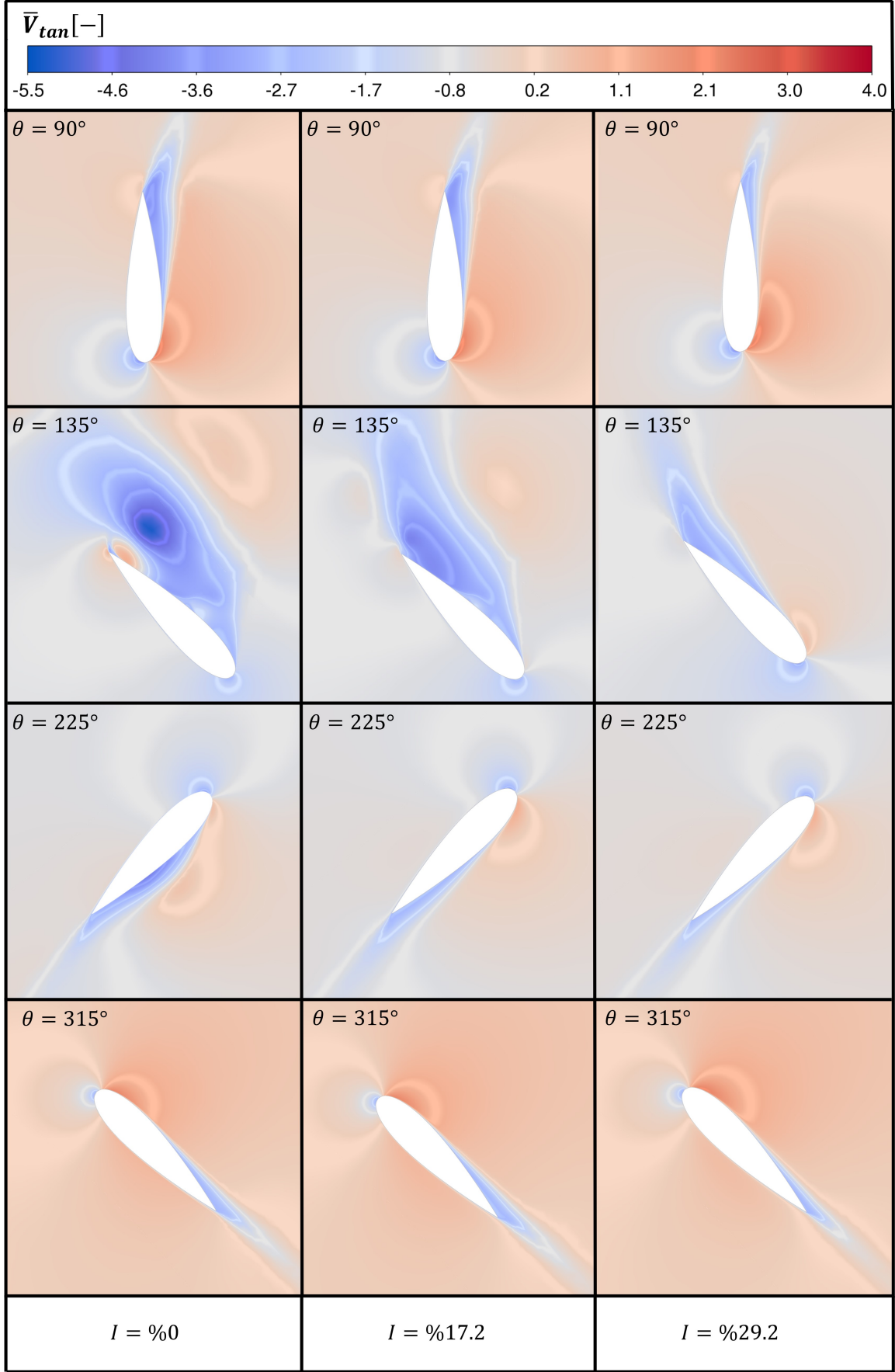


Şekil 4.13. Basınç katsayısının $\lambda = 2.33$ ve 135° azimut açısında türbülans ile değişimi.

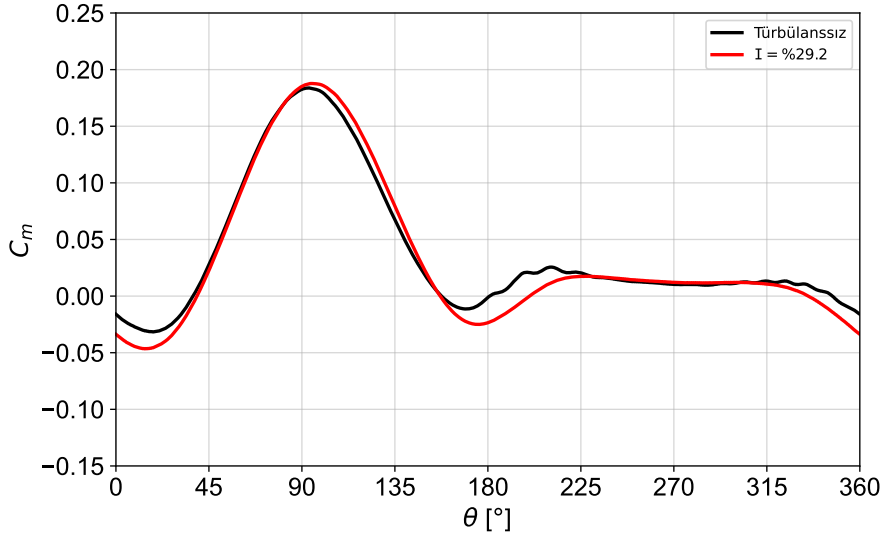
Türbülansın $\lambda = 2.33$ 'te akış alanı üzerindeki etkisini gözlemlemek için Şekil 4.14'teki boyutsuz teğetsel hız alanları incelenmiştir. Türbülans yoğunluğu $\theta = 90^\circ$ 'de moment katsayısında da olduğu gibi kanadın etrafındaki ters akışın azaltılması yönünden yüksek bir etki yapmamıştır. Bunun sonucu olarak $\theta = 90^\circ$ 'de moment katsayısında belirgin bir artış olmamıştır. Moment katsayısındaki en fazla iyileşmenin sağlandığı $\theta = 135^\circ$ 'de ise türbülansın etkisi ile negatif hız bölgeleri önemli ölçüde azaltılmıştır. Diğer azimut açılarında türbülans daha az etki göstermiştir.

Türbülans yoğunluğunun etkisi daha önce de bahsedildiği gibi $\lambda > 2.64$ bölgesinde negatif etkiye sebep olmuştur. Şekil 4.15 incelendiğinde $\lambda = 3.30$ için moment katsayısının türbülanslı durumda daha fazla negatif bölgede kaldığı gözlemlenmiştir. Bunun sonucu olarak türbin performansında düşme meydana gelmiştir.

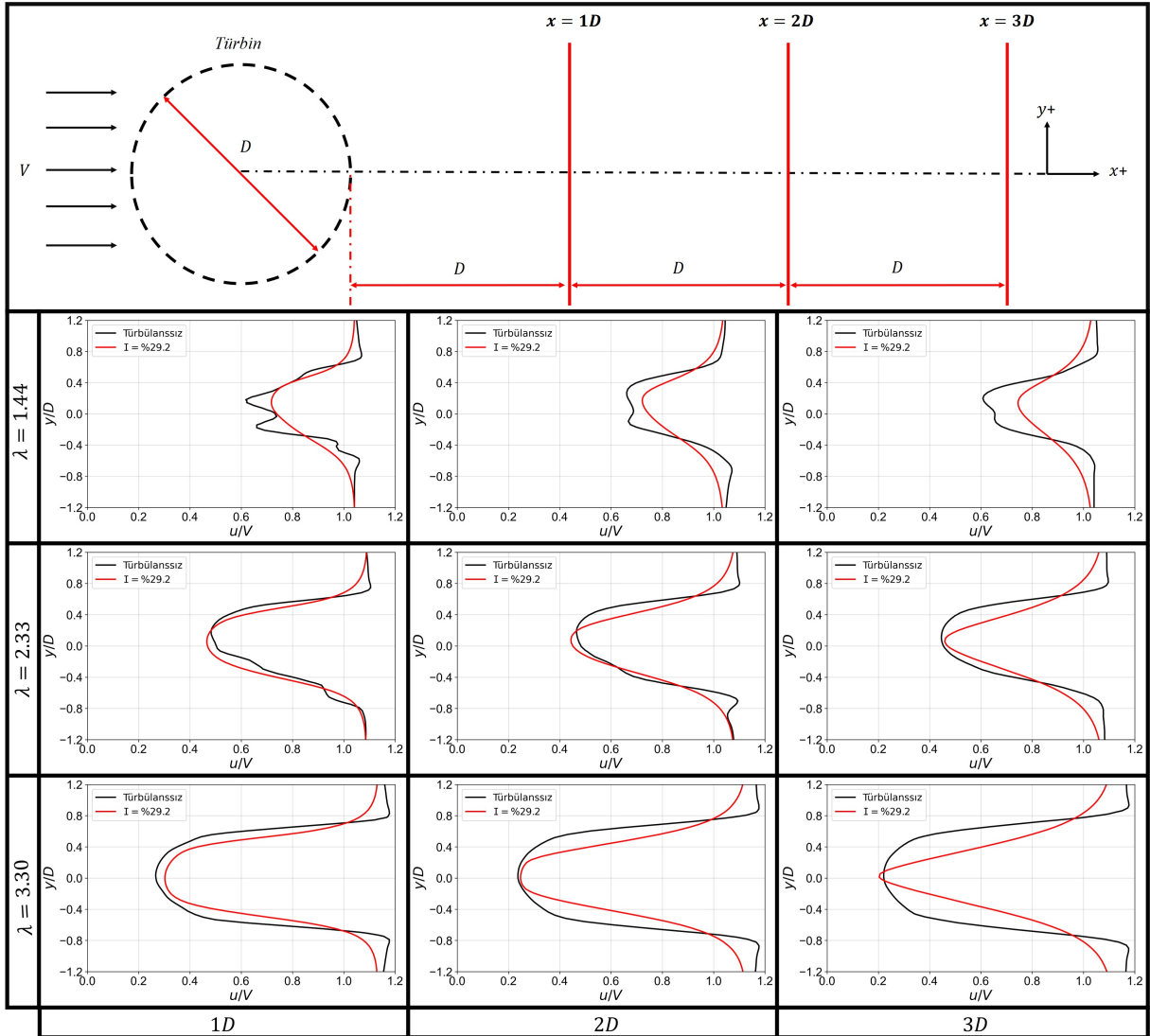
Son olarak türbülansın türbin arkasında oluşan girdaplar üzerindeki etkilerini gözlemlemek için Şekil 4.16'da hız alanları incelenmiştir. Türbinin arkasında sırasıyla 1D, 2D ve 3D mesafede y eksenini boyunca oluşan hız düşüşü $\lambda = 1.44, 2.33, 3.30$ için verilmiştir. Uç hız oranının artmasına bağlı olarak türbin arkasında oluşan momentum kaybı artmıştır. Bu kaybın sebebi yüksek λ değerlerinde türbinin rüzgardan daha fazla kinetik enerji çekerek gelen akışın hızını düşürmesidir. Türbülansın etkisi ile tüm uç hız oranlarında türbin art izi bölgesinde düşük hız alanları hızlı bir şekilde bastırılmıştır. Özellikle türbin arkasındaki mesafe arttığında türbülansın akışı tekrar enerjilendirmesi daha fazla olmuştur. Buradan yola çıkarak özellikle art izi bölgesinde de türbinlerin olduğu rüzgar türbini çiftliklerinde türbülansın yardımı ile daha yüksek enerji üretimi gerçekleştirilebileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.14. Türbülans yoğunluğu %0 %17.2 ve %29.2 için $\lambda = 2.33$ 'te boyutsuz teğetsel hız dağılımı.



Şekil 4.15. Türbülans yoğunluğu %29.2 için bir kanat üzerindeki moment katsayısının $\lambda = 3.30$ 'da azimut açısına göre değişimi.



Şekil 4.16. Türbülans yoğunluğu %29.2 için farklı uç hız oranlarında türbin arkasında oluşan hız profili.

4.4. Katılık Etkisi

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinde en önemli tasarım parametrelerinden biri katılıktır. Bu çalışmada $0.25 \leq \sigma \leq 3.00$ aralığında 9 katılık değerinin türbin performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Türbin katılığını değiştirme yöntemi olarak çap kullanılmıştır. Farklı çaplara sahip türbinler için katılık değerleri elde edilmiştir. Bu tez kapsamında incelenen katılık değerleri ve çap bilgisi Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5. Katılığa göre çap değerleri.

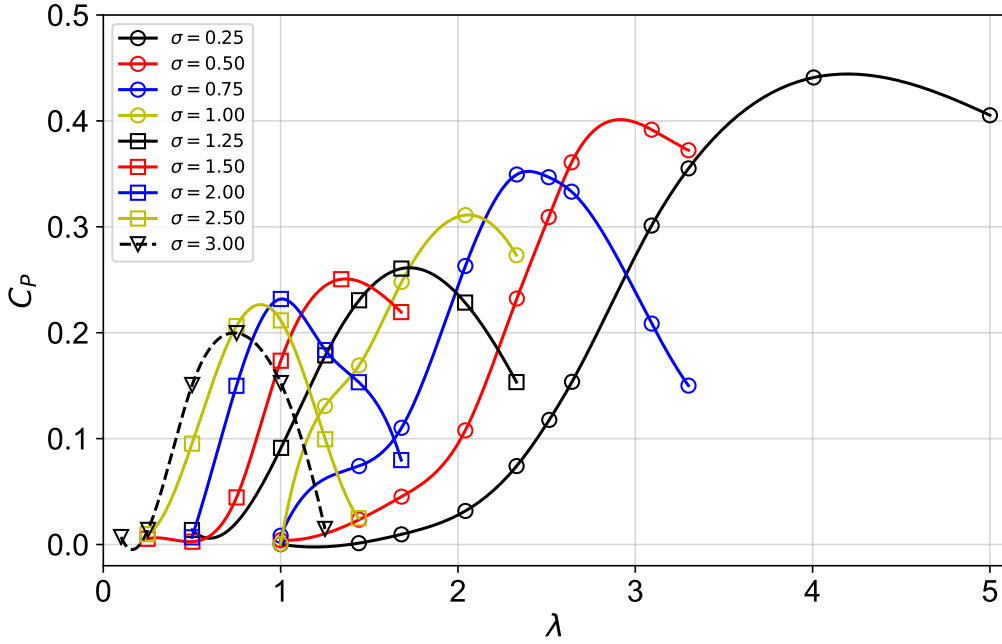
σ [-]	D [m]
0.25	2.0592
0.5	1.03
0.75	0.6864
1.00	0.5148
1.25	0.41184
1.50	0.3432
2.00	0.2574
2.50	0.20592
3.00	0.1716

Bahsedilen katılık değerlerine göre analizler yürütüldüğünde Şekil 4.17'de görülen performans grafikleri elde edilmiştir. Sonuçlar katılık değerinin artmasına bağlı olarak türbinin en yüksek güç katsayısında azalış meydana geldiğini göstermiştir. Katılık değeri 0.25 olan türbinin maksimum güç katsayısı yaklaşık olarak 0.45 bulunmuştur. En yüksek katılık olan 3.00'da ise bu değer yaklaşık 0.2 olarak kaydedilmiştir.

Katılık değeri düşük olduğunda türbinin güç eğrisi daha geniş bir alana yayılmıştır. Dolayısıyla katılığın düşük olması hem maksimum C_P değerinde hem de türbinin operasyonel uç hız oranı aralığında artış meydana getirmiştir. Diğer taraftan $\sigma = 0.25 - 0.5$ değerlerinde, uç hız oranı 2 ve altında olduğunda güç katsayısında ciddi düşüş gözlemlenmiştir. Buradan da anlaşıldığı üzere düşük uç hız oranlarında küçük katılık değerine sahip türbinlerin verimsiz olduğu görülmüştür.

Katılık değeri yükseldiğinde, maksimum güç katsayısının düşmesinin yanı sıra, türbinin çalışabildiği uç hız oranı aralığı da azalmıştır. Buna bağlı olarak operasyonel aralığı daha kısıtlı

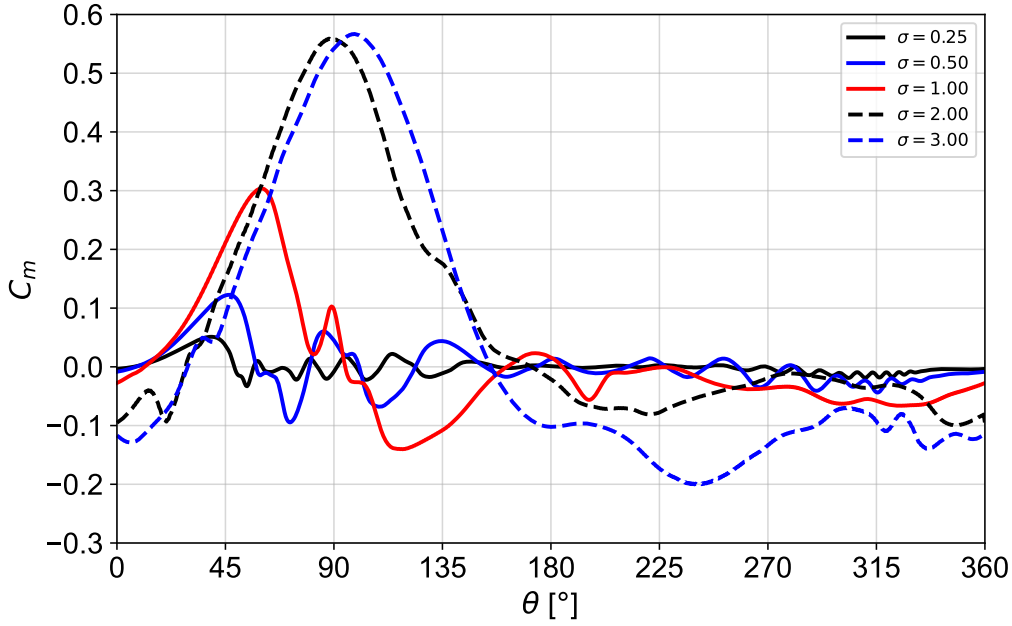
türbinler elde edilmiştir. Katılığı yükseltmenin bu dezavantajlarının yanında, bir avantajı da gözlemlenmiştir. Katılığı özellikle 1.00'den büyük olan türbinler, düşük katılıktaki türbinlerin herhangi bir güç sağlayamadığı uç hız oranlarında ($\lambda \leq 1.00$) oldukça verimli çalışmıştır. Şekil 4.17 incelendiğinde $\sigma = 2.50, 3.00$ değerlerindeki türbinlerin maksimum güç katsayıları 1.00 uç hız oranı altında gerçekleşmiştir. Buradan yola çıkarak, düşük rüzgar hızlarında daha az dönüğe maruz kalacak olan türbinlerin, yüksek katılığa olmasının avantaj sağlayacağı sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.17. Türbin katılığının güç katsayısına etkisi.

Bu sonuçlara ek olarak Şekil 4.17'de, katılığa bağlı olarak güç katsayısındaki azalma miktarının giderek düştüğü gözlemlenmiştir. Katılık 0.25'ten 1.25'e kadar güç katsayısındaki azalma hızı her iki katılık değeri arasında yaklaşık %10 oranındayken, 1.25 katılıktan sonra azalış nispeten daha yavaş olmuştur. Ayrıca 2.00, 2.50 ve 3.00 gibi yüksek katılıktaki türbinlerin güç eğrileri neredeyse üst üste gelmiştir. Dolayısıyla türbin katılığını yükseltmede bir üst limit olduğu ve bunun mevcut tez çalışmasındaki türbin için yaklaşık $\sigma = 2.50$ olduğu sonucuna varılmıştır.

Çok düşük uç hız oranlarında katılığın türbin gücüne etkisini detaylandırmak için Şekil 4.18'de türbinin bir tam turu için bir kanadın farklı katılıklarda ürettiği moment katsayısı $\lambda = 1.00$ 'de verilmiştir. Görüldüğü gibi 0.25 katılıktaki türbin kanadı neredeyse hiç tork üretmemiştir. Katılığa bağlı olarak üretilen momentte de artış olmuştur. Katılık değeri 3.00'e ulaştığında türbin kanadının moment katsayısı 0.58 civarına ulaşmıştır.



Şekil 4.18. Farklı türbin katılıklarında bir kanadın $\lambda = 1.00$ 'de moment katsayısı.

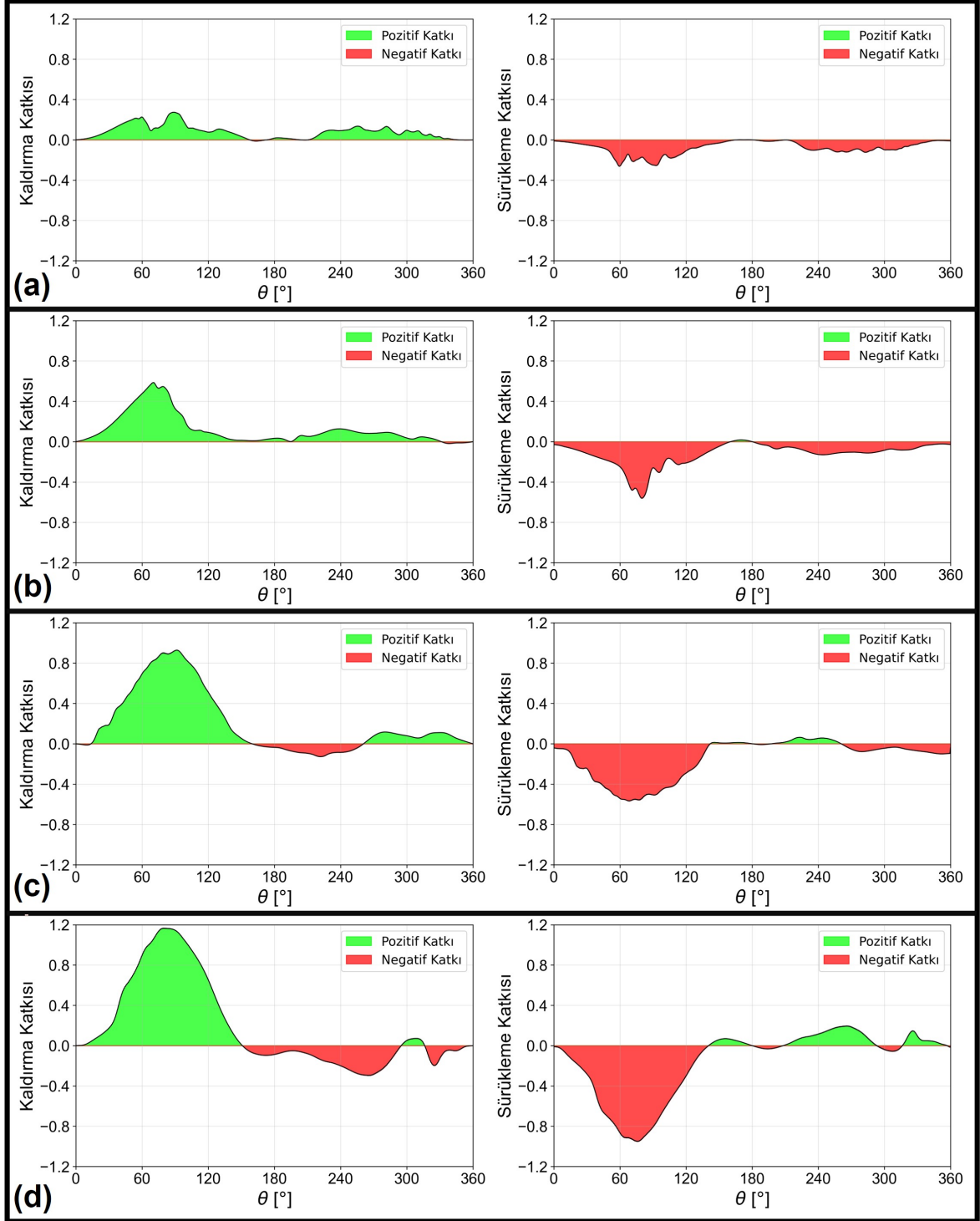
Türbin momentini oluşturan temel kuvvetler kaldırma ve sürüklenme kuvvetleridir. Katılığa bağlı olarak moment katsayısındaki değişimin sebebini daha iyi anlamak adına Şekil 4.19 oluşturulmuştur. Burada türbinin bir tam turu boyunca, $\lambda = 1.00$ için $\sigma = 0.50, 1.00, 2.00$ ve 3.00 katılık değerlerinde, kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin moment katsayısına yapmış olduğu katkı verilmiştir. Şekil 4.19a'da görüldüğü gibi kaldırma kuvvetinin pozitif etkisi oldukça düşüktür. Diğer taraftan sürüklenme kuvveti de neredeyse kaldırma kuvveti ile eşit miktarda negatif etki göstermiştir. Buna bağlı olarak türbin moment katsayısı son derece düşük olmuştur.

Benzer bir durum 4.19b'de $\sigma = 1.00$ için de gözlemlenmiştir. Katılığın 1.00 olması durumunda kaldırma kuvvetinde yükselme meydana gelmiştir. Ancak buna ek olarak sürüklenme kuvvetinde de hemen hemen kaldırma kuvvetine eşit oranda artış meydana gelmiştir. Bu kuvvetlerin oluşturduğu karşıt etkiler neticesinde moment katsayısı türbinin bir tam turu boyunca sıfır civarında elde edilmiştir.

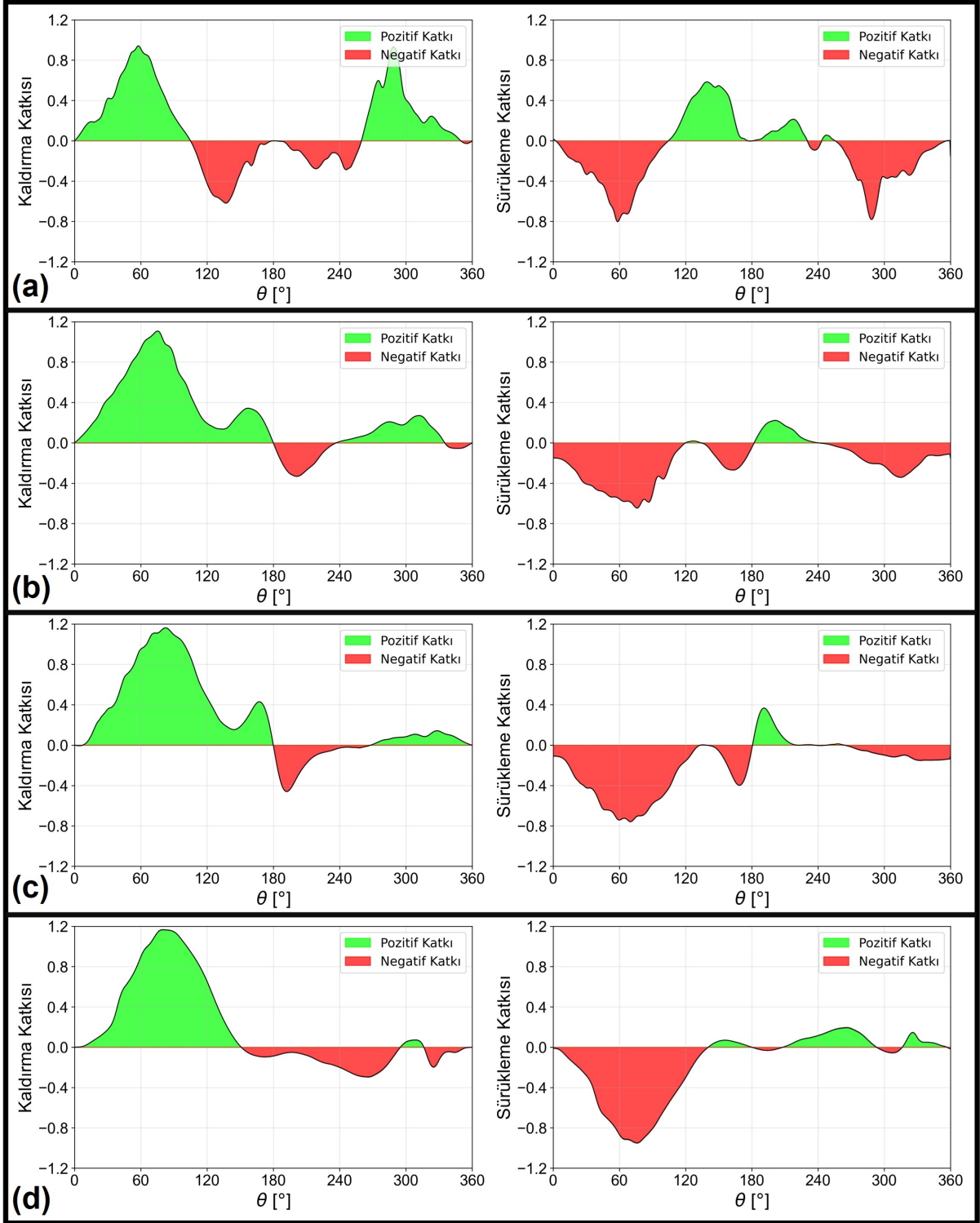
Türbin katılığının 2.00 olması halinde (Şekil 4.19c) faydalı moment üretiminde ana katkı kaldırma kuvvetinde olsa da azimut açısı $180^\circ - 250^\circ$ aralığında negatif etki oluşturmuştur. Tam bu bölgede sürüklenme kuvvetinden gelen bir miktar pozitif tork ile türbinin faydalı moment üretimi korunmuştur. Sonuç olarak sürüklenme kuvveti nispeten düşük katılık değerlerine kıyasla bu katılıktaki bir türbinde olumlu etki ortaya çıkarmıştır.

Benzer etki Şekil 4.19d'de, 3.00 katılık için de gözlemlenmiştir. Burada da kaldırma kuvvetinin negatif etki bölgesi tespit edilmiştir, ancak sürüklenme kuvvetinin diğer katılık durumlarına kıyasla oldukça ciddi pozitif bir katkısı olmuştur.

Dikey eksenli türbinler daha önce de bahsedildiği gibi ana olarak kaldırma veya sürüklenme tipi olarak sınıflandırılabilir. Bu çalışma kapsamında yapılan incelemeler sonucunda aslında kaldırma tipi bir türbin olan Darrieus türbini, katılığın çok yükselmesi halinde nispeten hibrit bir yapıya dönüşmüştür. Sonuç olarak doğası gereği kaldırma tipi olan bir türbin yüksek katılığın etkisi ile kaldırma-sürüklenme tipi türbin şeklinde davranmıştır.



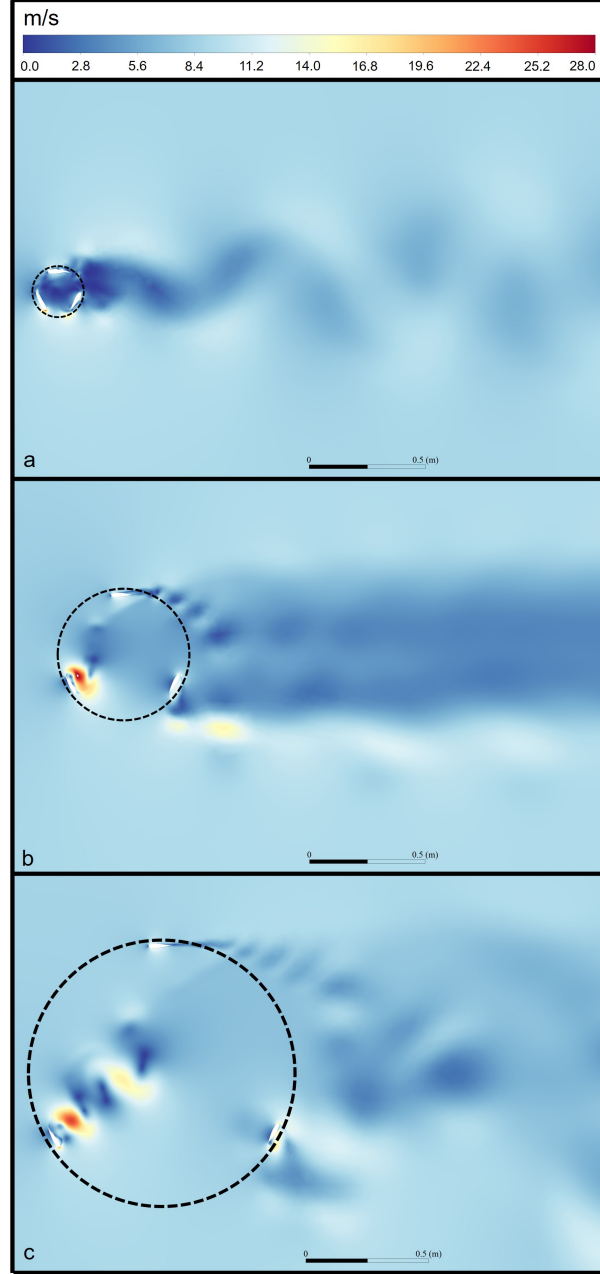
Şekil 4.19. Türbin katılık değerleri, 0.50 (a), 1.00 (b), 2.00 (c) ve 3.00 (d) için $\lambda = 1.00$ 'de kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin moment üretimine katkısı.



Şekil 4.20. Türbin katılığı 3.00 için, 0.25 (a), 0.50 (b), 0.75 (c) ve 1.00 (d) uç hız oranlarında kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin moment üretimine katkısı.

Sürüklenme kuvvetinin en belirgin şekilde pozitif katkı yaptığı katılık 3.00 olarak belirlenmiştir. Bu katılıktaki türbinin üzerinde etkili olan kuvvetlerin, farklı uç hız oranlarında nasıl davrandığını incelemek için Şekil 4.20 oluşturulmuştur. Sürüklenme kuvvetinin en yüksek etkisi Şekil 4.20a'da 0.25 uç hız oranında gözlemlenmiştir. Ancak dikkat edildiğinde üretilen

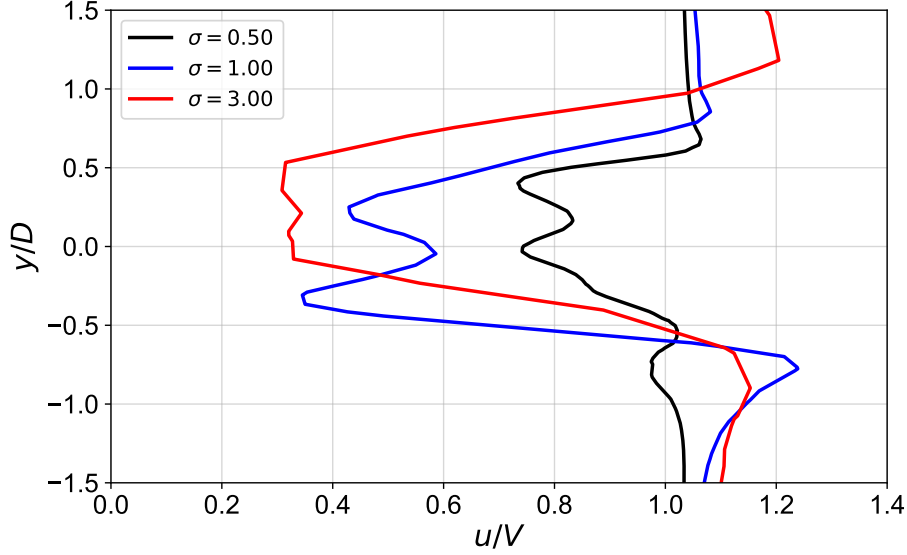
toplam momentin neredeyse sıfır olduğu belirlenmiştir. Bu türbin için maksimum güç katsayısının elde edildiği uç hız oranı olan 0.75 uç hız oranında ise baskın kuvvetin kaldırma kuvveti olduğu açıkça görülmüştür.



Şekil 4.21. Türbin uç hız oranı 1.00 için, 3.00 (a), 1.00 (b) ve 0.50 (c) katılıklı hız dağılımı.

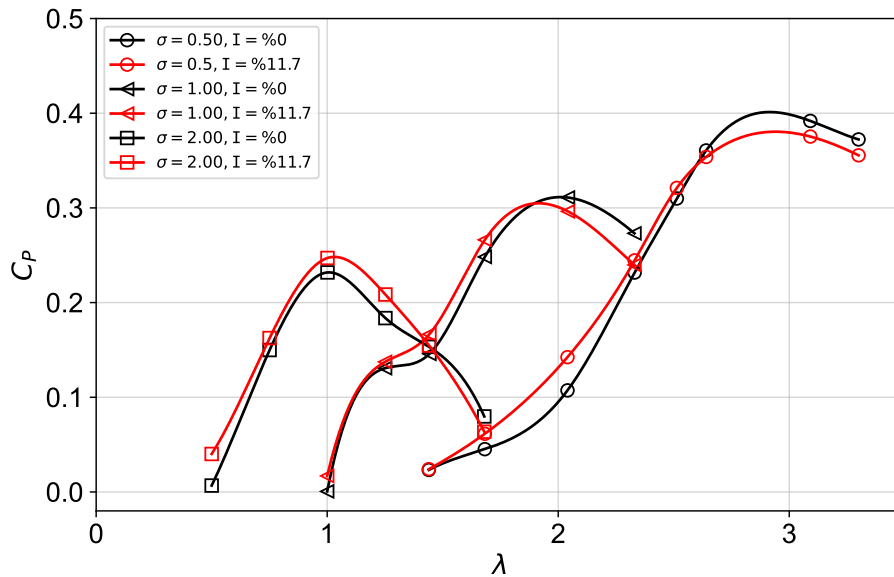
Farklı katılıklıdaki türbinlerin güç eğrileri birbirlerinden önemli ölçüde ayrılmıştır. Özellikle düşük katılıklıdaki türbinlerin güç üretmediği uç hız oranı olan 1.00'de yüksek katılıklıdaki türbinler verimli şekilde çalışmıştır. Bu duruma bir miktar daha açıklık getirebilmek için Şekil 4.21 ve 4.22'de uç hız oranı 1.00 için yüksek, orta ve düşük katılıklıdaki türbinlerin arkasında oluşan hız alanları incelenmiştir. Şekil 4.21'de görüldüğü gibi yüksek katılıklıdaki türbinin hemen arkasında daha düşük hız alanı gözlemlenmiştir. Buradan da anlaşılacağı üzere katılığı yüksek

olan türbin daha yüksek blokaj oluşturmuş, dolayısıyla rüzgardan daha fazla kinetik enerji çekilmesini sağlamıştır. Bu durum Şekil 4.22’de de gözlemlenmiştir. Katılık değeri 3.00 olan türbinin arkasında daha fazla hız düşüşü meydana gelmiştir.



Şekil 4.22. Türbin uç hız oranı 1.00 için farklı katılıklarda oluşan hız profili.

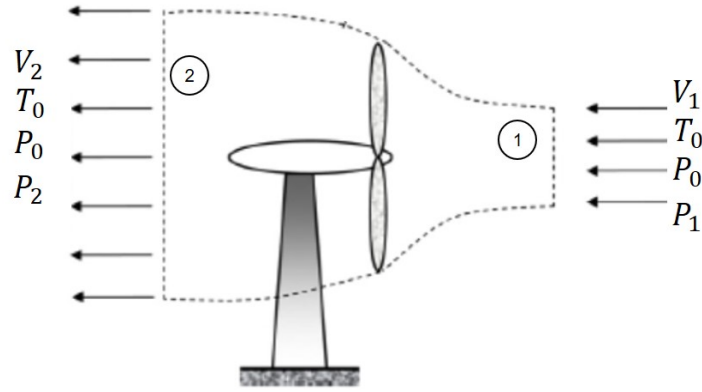
Katılığın etkisi genel olarak anlaşıldıktan sonra bir önceki bölümde incelenen türbülansın, çeşitli katılıkta nasıl etki ettiğini görmek adına bir çalışma yürütülmüştür. Bu noktada çalışmanın sadeliği adına sadece gerçek hayatta karşılaşımla ihtimali daha yüksek olan %11.7 türbülans yoğunluğu sırasıyla 0.5, 1.00 ve 2.00 katılıktaki türbinlere uygulanmıştır. Şekil 4.23’te görüldüğü gibi türbülans katılıktan bağımsız olarak çoğu uç hız oranında pozitif etki sağlamıştır. Ancak tespit edilen bu katkı nispeten düşük gerçekleşmiştir.



Şekil 4.23. Türbin katılığı ve türbülansın güç katsayısı üzerindeki etkisi.

4.5. Ekserji Analizi

Enerji üretim süreçlerinde ekserji analizi son derece önemli bir yere sahiptir. Ekserji, bir sistemin içerisinde bulunduğu çevre ile termodinamik açıdan dengeye ulaşana kadar yapabileceği en fazla faydalı iş miktarını ifade etmektedir (Çengel ve Boles, 2011). Diğer bir ifadeyle sistemin ölü hale (T_0 ve P_0) ulaşana kadar üretebildiği faydalı enerji, ekserji olarak adlandırılır (Moran vd., 2010). Rüzgar türbinlerinin ekserjisi çevre koşullarına ve sistem özelliklerine bağlıdır (Khanjari vd., 2020). Şekil 4.24'te bir rüzgar türbini için ekserji analizinde kullanılacak parametrelerin şematik gösterimi verilmiştir. Burada 0 indisi ölü hali tanımlarken 1 ve 2 numaralı indisler sırasıyla türbin öncesi ve sonrası akış özelliklerini ifade etmektedir.



Şekil 4.24. Bir rüzgar türbini ekserji analizi için parametreler ve şematik gösterim.

Kaynak: (Khanjari vd., 2020).

Rüzgar türbinlerinde ekserji analizi modeli detaylı olarak Dincer ve Rosen (2007) tarafından sunulmuştur. Dincer ve Rosen (2007) rüzgar türbinlerinde ekserji analizi için Denklem 4.8'de görülen akışın maksimum ekserjisini ($\dot{E}x_{fl}$), fiziksel ekserji ($\dot{E}x_{ph}$) ve kinetik ekserji (ke) olmak üzere iki bileşenden oluşturmuşlardır.

$$\dot{E}x_{fl} = \dot{E}x_{ph} + ke \quad (4.8)$$

Buradaki fiziksel ekserji ise Denklem 4.9'da verildiği gibi entalpi değişimi (ΔH) ve sistemin tersinmezliğinin (I_s) toplamını göstermektedir. Entalpi değişimi ve sistem tersinmezliği ise Denklem 4.10 ve 4.11'deki gibi hesaplanır.

$$\dot{E}x_{ph} = \Delta H + I_s \quad (4.9)$$

$$\Delta H = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \quad (4.10)$$

$$I_s = T_0\Delta S \quad (4.11)$$

Denklem 4.11’de görülen entropi değişimi Denklem 4.12’deki şekilde hesaplanmaktadır. Akışın maksimum ekserjisi ifadesinde bulunan kinetik ekserji, Denklem 4.13’de gösterildiği şekilde kullanılır. Burada c_p ve R_h sırasıyla havanın özgül ısısı ve gaz sabiti olup Tablo 4.6’da verilmiştir. Kütleli debi ($\dot{m} = \rho AV_0$) ve kinetik ekserji içerisinde bulunan alan ifadesi (A) bu çalışmada dikey eksenli rüzgar türbini kullanıldığı için türbin çapı ve kanat uzunluğunun çarpımı ($A = D \times L$) olarak dikkate alınır.

$$\Delta S = \dot{m} \left(c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R_h \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) - \frac{c_p(T_0 - T_{avg})}{T_0} \right) \quad (4.12)$$

$$ke = \frac{1}{2} \rho A (V_1^3 - V_2^3) \quad (4.13)$$

Tablo 4.6. Sistemin ölü hal özellikleri.

P_0	101325	[Pa]
T_0	288.16	[K]
V_0	9	[m/s]
ρ	1.225	[kg/m ³]
c_p	1007	[J/kgK]
R_h	287	[J/kgK]

Yukarıda bahsedilen hesaplamalarda görüldüğü gibi ekserji analizi için türbin öncesi ve sonrası akış şartlarında sıcaklık, hız ve basınç bilgilerine ihtiyaç vardır. Türbin önünde ve arkasında sıcaklığı belirlemek için Denklem 4.14’te verilen rüzgar soğutma sıcaklığı (wind chill temperature) ifadesi kullanılır (Bluestein ve Zecher, 1999). Ancak rüzgar soğutma sıcaklığı sadece 10°C ve altındaki sıcaklıklarda dikkate alınmaktadır (Yang ve Li, 2018). Bu çalışmada ortam sıcaklığı 15°C kabul edildiği için soğutma etkisi göz ardı edilmiştir. Dolayısıyla ekserji analizi yapılırken $T_0 = T_1 = T_2 = T_{avg}$ olarak kullanılmıştır.

$$T_{windchill} = 35.74 + 0.6215T_0 - 35.75 (V^{0.16}) + 0.4274T_0 (V^{0.16}) \quad (4.14)$$

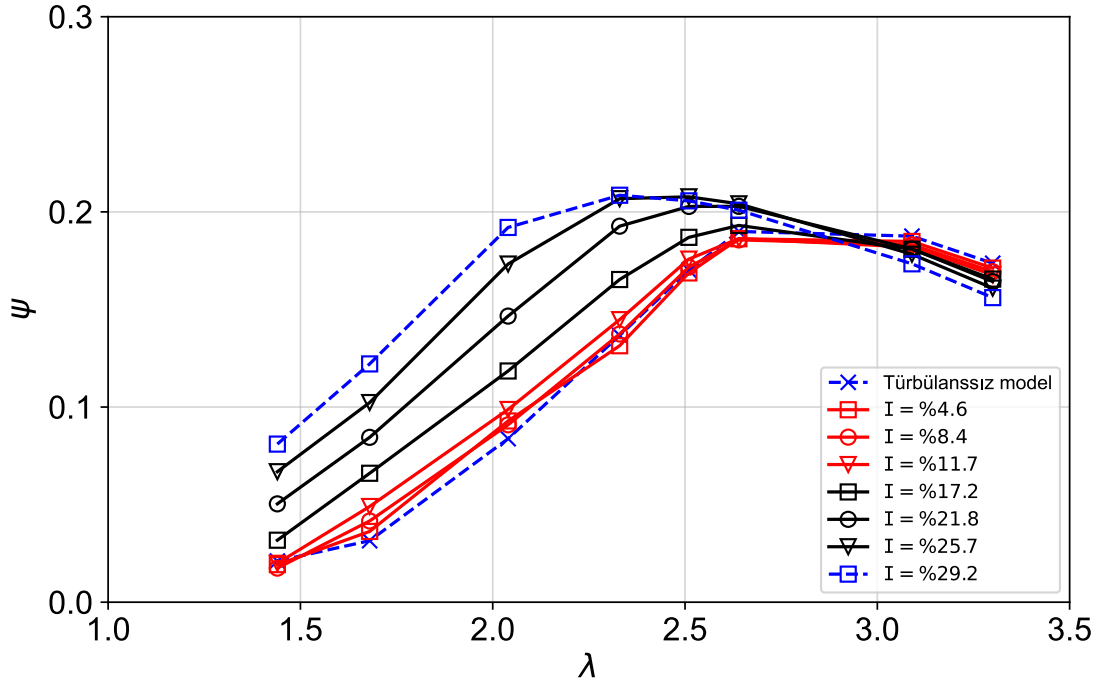
Türbin önünde ve arkasındaki hızları belirlemek için Pope vd. (2010) çeşitli tanımlamalar sunmuş ve bunları kıyaslamışlardır. Kanat profili etrafındaki akışı inceledikleri çalışmalarında ekserji analizinde kullandıkları hız ve basınç değerlerini kanadın birer veter uzunluğu önünden ve arkasından almışlardır. Bu yaklaşım mevcut çalışma için en uygun ve mantıklı tanımlama

gibi görünmektedir. Dolayısıyla çalışmamızda giriş ve çıkış değerleri olarak türbinin çapı kadar önünden ve arkasından değerler okunmuştur.

Bahsedilen yöntemler ve denklemler ile analizler yürütüldüğünde son olarak ekserji verimi Denklem 4.15'te görülen şekilde hesaplanmıştır. Burada geçen \dot{W}_{out} ifadesi türbinin güç katsayısı ile rüzgardan elde edilebilecek maksimum teorik gücün çarpımı olmaktadır (Denklem 4.16).

$$\psi = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{E}x_{fl}} \quad (4.15)$$

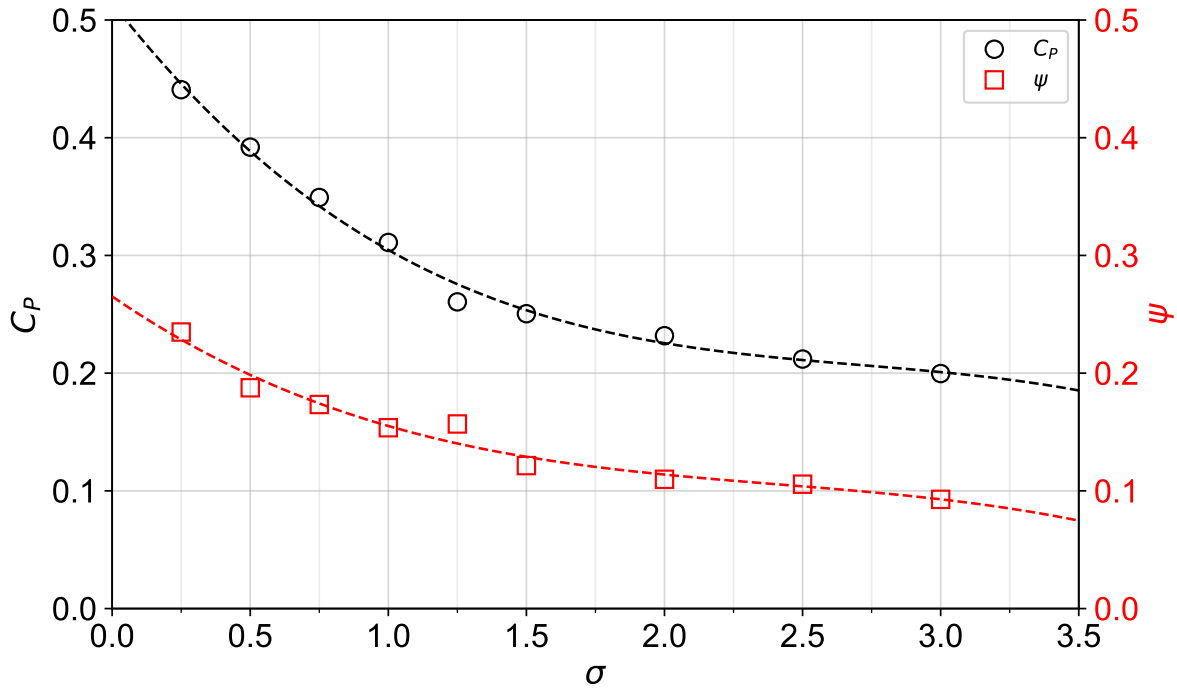
$$\dot{W}_{out} = \frac{1}{2}\rho AV^3 C_P \quad (4.16)$$



Şekil 4.25. Türbülans yoğunluğunun türbin ekserji verimliliği üzerindeki etkisi.

Ekserji analizi öncelikle türbülans etkisi altında incelenmiştir. Şekil 4.8'de verilen tüm türbülans koşulları ve uç hız oranlarında analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda Şekil 4.25'te görülen ekserji verimi-uç hız oranı grafiği oluşturulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde ekserji verimliliği ile güç katsayısı karakterinin son derece tutarlı olduğu gözlemlenmiştir. Güç katsayısı grafiğindeki benzer şekilde türbülansın artmasıyla türbinin ekserji verimi yükselmiştir. Ek olarak türbülans etkisiyle türbinin maksimum ekserji verimi daha düşük uç hız oranlarında elde edilmiştir. Türbin güç karakterine paralel olarak ekserji verimliliğindeki artış özellikle %17.2 ve üzeri türbülans yoğunluklarında gözlemlenmiştir. Ayrıca çok yüksek uç hız oranlarında ekserji verimi de düşmüştür.

İkinci olarak ekserji analizi farklı katılıktaki türbinler için de yapılmıştır. Şekil 4.17’de verilmiş olan farklı katılıktaki türbinlerin en yüksek güç katsayısını verdiği uç hız oranları seçilerek bu koşullar için ekserji verimi hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda Şekil 4.26’da görülen güç katsayısı-ekserji verimi-katılık ilişkisini veren grafik oluşturulmuştur. Türbin katılığının artmasına bağlı olarak türbinin hem güç katsayısı hem de ekserji verimi düşmüştür. Bu azalma miktarı düşük katılıklarda daha fazlayken, yüksek katılığa doğru ilerledikçe yavaşlamıştır. Hesaplanan verilere eğri uydurma işlemi yapılarak güç katsayısı-katılık ve ekserji verimi-katılık ilişkisi sırasıyla Denklem 4.17 ve 4.18’de formüle edilmiştir. Oluşturulan eğrilerin ve elde edilen denklemlerin, veri dağılımını oldukça yüksek hassasiyetle ($R^2 = 0.993$ ve $R^2 = 0.991$) modellediği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.26. Katılık, güç katsayısı ve ekserji verimliliği ilişkisi.

$$C_p = -0.013\sigma^3 + 0.104\sigma^2 - 0.301\sigma + 0.515 \quad (R^2 = 0.993) \quad (4.17)$$

$$\psi = -0.014\sigma^3 + 0.102\sigma^2 - 0.298\sigma + 0.512 \quad (R^2 = 0.991) \quad (4.18)$$

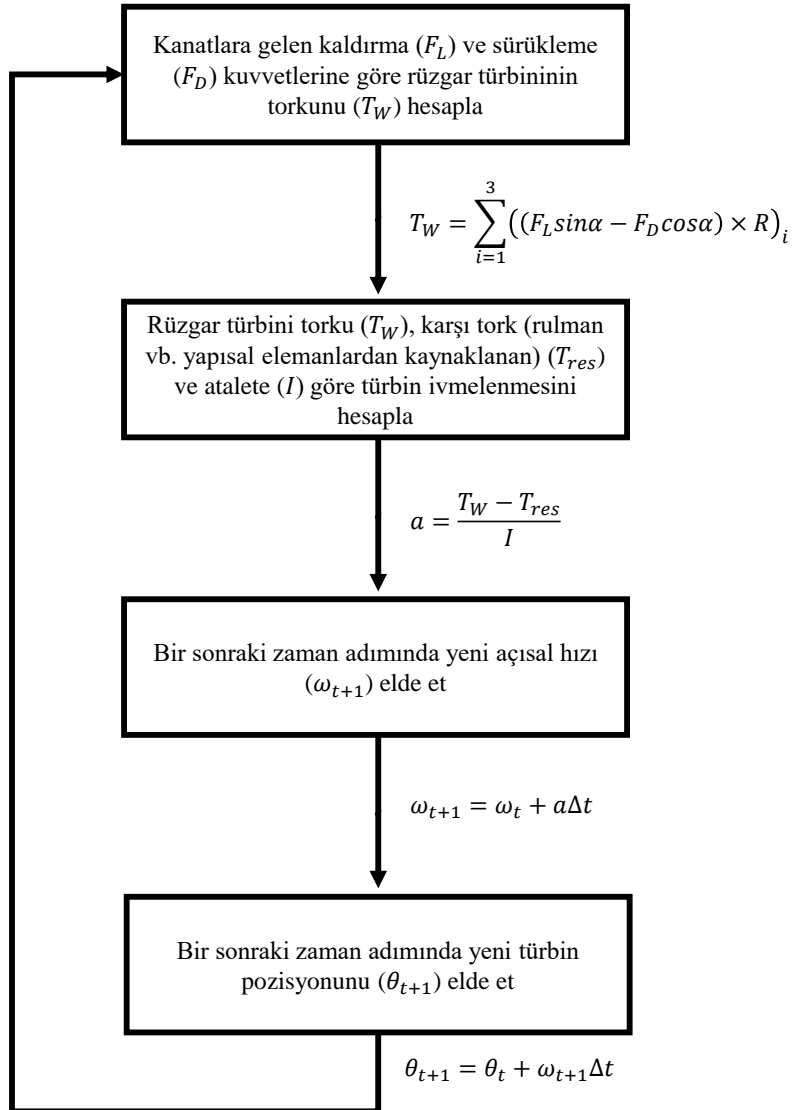
4.6. Sonuç

Bu ana bölümde türbinin güç karakterine türbülans ve katılığın nasıl etki ettiğine odaklanılmıştır. Analizler öncelikle 7 farklı türbülans yoğunluğunda gerçekleştirilmiştir. Daha sonra katılık etkileri incelenmiştir. Son olarak her iki etki için de ekserji analizleri yapılmıştır. Bu bölümde elde edilen sonuçlar özetle aşağıdaki şekilde olmuştur.

- Türbülans yoğunluğu açısından elde edilen sonuçlarda, türbülans yoğunluğunun artmasıyla türbin güç katsayısında $\lambda = 2.64$ 'e kadar artış meydana gelmiştir. Bu noktadan sonra türbülansın negatif etkisi ortaya çıkmıştır.
- Türbülans yoğunluğunun pozitif katkısındaki miktar yoğunluk arttıkça giderek düşmüş, %25.7 ve %29.2 türbülans yoğunlukları arasında maksimum güç katsayısı açısından neredeyse fark kalmamıştır. Buradan yola çıkarak pozitif etki yapacak türbülans yoğunluğunun üst limitinin %25.7-29.2 aralığında olduğu sonucuna varılmıştır.
- Farklı katılıklardaki türbinlerin performansları incelendiğinde bulgular türbin katılığının artması ile güç üretiminin düştüğünü göstermiştir.
- Diğer taraftan yüksek katılıktaki türbinler daha düşük uç hız oranlarında ($\lambda \leq 1.00$) dahi çalışarak enerji üretimine devam etmişlerdir. Yüksek katılıktaki bu türbinlerde sadece kaldırma kuvvetinin değil, sürüklenme kuvvetinin de moment üretimine katkı verdiği belirlenmiştir.
- Son olarak hem türbülans hem de katılık etkisi için türbin ekserji analizleri yapıldığında sonuçlar güç katsayısı-uç hız oranına benzer bir ilişkinin ekserji verimliliği-uç hız oranı arasında da gerçekleştiğini göstermiştir.
- Ek olarak katılık-ekserji verimliliği, katılık - güç katsayısı arasındaki etkileşim denkleştirilerek, katılık - güç katsayısı - ekserji verimi için genel bir ifade ortaya konulmuştur.

5. KENDİNİ BAŞLATMA KARAKTERİNİN İNCELENMESİ

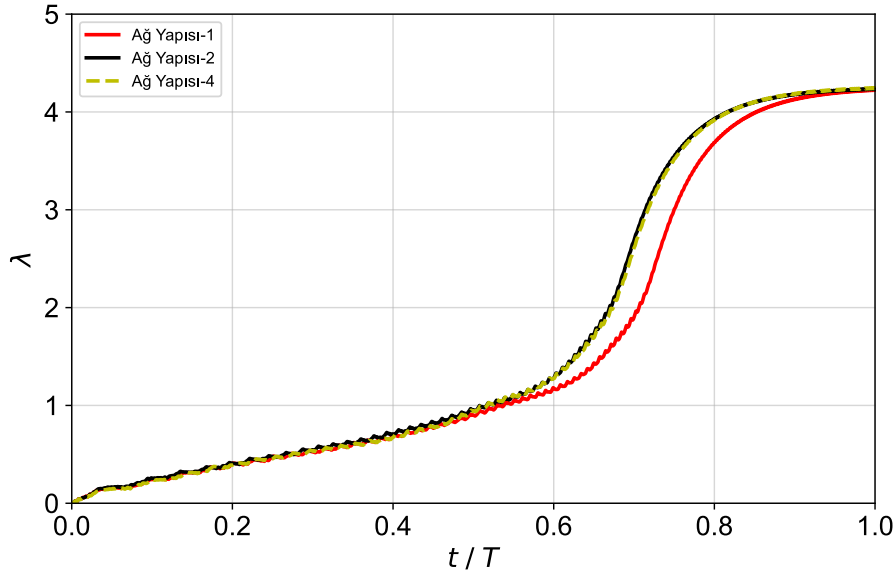
Kendini başlatma çalışması türbinin dönüşünün tanımlandığı çalışmalardan farklı bir yaklaşım gerektirir. Bu yöntemde türbin akıştan kaynaklı olarak kendi kendine durağan halden başlayıp ulaşabildiği en yüksek dönüş hızına ulaşır. Bu nedenle, türbin analizinde 6DOF çözücüsünün kullanılması gerekmektedir. Bu yaklaşımda analizler, kısaca UDF kodu (User Defined Function) (bkz. EK-1) olarak adlandırılan bir kullanıcı tanımlı fonksiyon entegre edilerek yapılır. 6DOF yönteminin çalışma mantığı Şekil 5.1’de verildiği gibidir. Programa entegre edilen kod öncelikle kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerine göre türbin torkunu hesaplar. Türbinin ürettiği tork eğer varsa negatif büyüklükteki direnç torku ile toplanarak rotor atalet momentine bölünür. Bu sayede türbinin açısal ivmelenmesi elde edilir. Açısal ivme kullanılarak bir sonraki adımdaki açısal hız ve açısal yer değiştirme hesaplanarak türbin pozisyonu güncellenir.



Şekil 5.1. 6DOF çözüm prosedürü.

5.1. Bağımsızlık Testleri ve Doğrulama

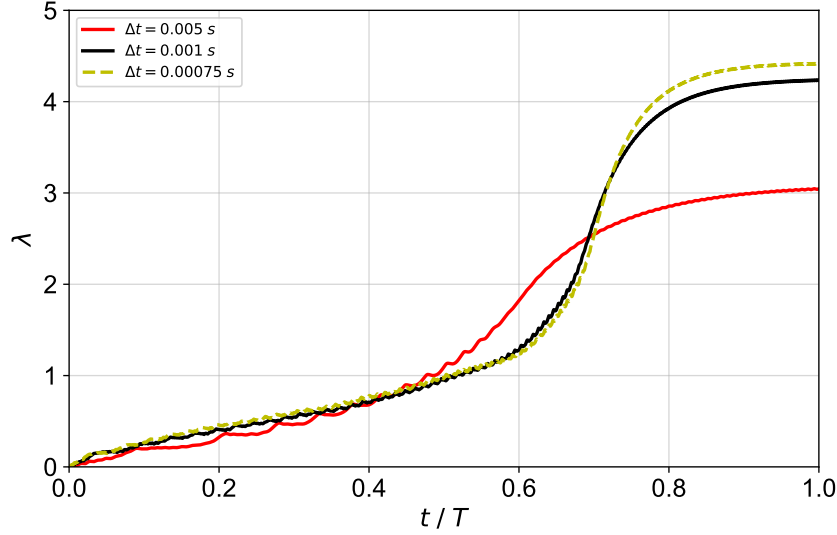
Bu aşamada kullanılan yöntem değiştirildiğinden tekrar ağ bağımsızlık ve zaman bağımsızlık testlerinin yapılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Ağ bağımsızlık testi için bir önceki bölümde kullanılan Ağ Yapısı-1, Ağ Yapısı-2 ve en yoğun ağ olan Ağ Yapısı-4 kullanılmıştır. Sonuçlar Şekil 5.2 verilmiştir. Burada x eksenini boyutsuz zamanı ifade etmektedir. Boyutsuz zaman türbin kendini başlatma karakterini elde etmek için literatürde sıklıkla başvurulan bir gösterim yöntemidir (Sun vd., 2020; Çelik, 2021). Boyutsuz zaman türbinin o anda bulunduğu zamanın toplam simülasyon zamanına bölünmesi ile elde edilmekte olup farklı analizlerin kıyaslanması için kullanılmaktadır. Sonuçlar, bir önceki yöntemde de kullanılan Ağ Yapısı-2'nin bu yöntem ile de kullanılabilirliğini göstermiştir.



Şekil 5.2. Kendini başlatma için ağ bağımsızlık testi.

Kendini başlatma çalışmaları, türbinin durağan halden ulaşabildiği en yüksek dönüş hızına kadar geçen bir periyodu içerdiğinden uzun simülasyon zamanı gerektirmektedir. Literatürde de bu tip numerik çalışmalarda türbinin maksimum dönüş hızına ulaşip kararlı hale gelmesi için 10 s, 12 s, 15 s, 18 s gibi uzun süreler çalışıldığı görülmüştür (Untaroiu vd., 2011; Zhu vd., 2015; Asr vd., 2016; Çelik vd., 2020). Dolayısıyla bu noktada daha yüksek zaman adımı kullanarak hesaplama maliyetinin optimize edilmesi gerekmektedir. Buradan yola çıkarak Şekil 5.3'te görülen 0.005 s, 0.001 s ve 0.00075 s olmak üzere 3 farklı zaman adımı incelenmiştir. Sonuçlar 0.001 s ve 0.00075 s zaman adımları arasında sadece maksimum uç hız oranında %3 civarında bir farkın olduğunu göstermiştir. Ek olarak bu iki zaman adımı da türbinin genel başlama karakteristiğini aynı tahmin etmiştir. Buradan sonuçla kendini başlatma çalışmalarında

0.001 s zaman adımının kullanılmasına karar verilmiştir. Bu zaman adımı ayrıca hem doğruluk hem de düşük hesaplama maliyeti açısından Untaroiu vd. (2011) ve Asr vd. (2016) tarafından da tavsiye edilmiştir.



Şekil 5.3. Kendini başlatma için zaman bağımsızlık testi.

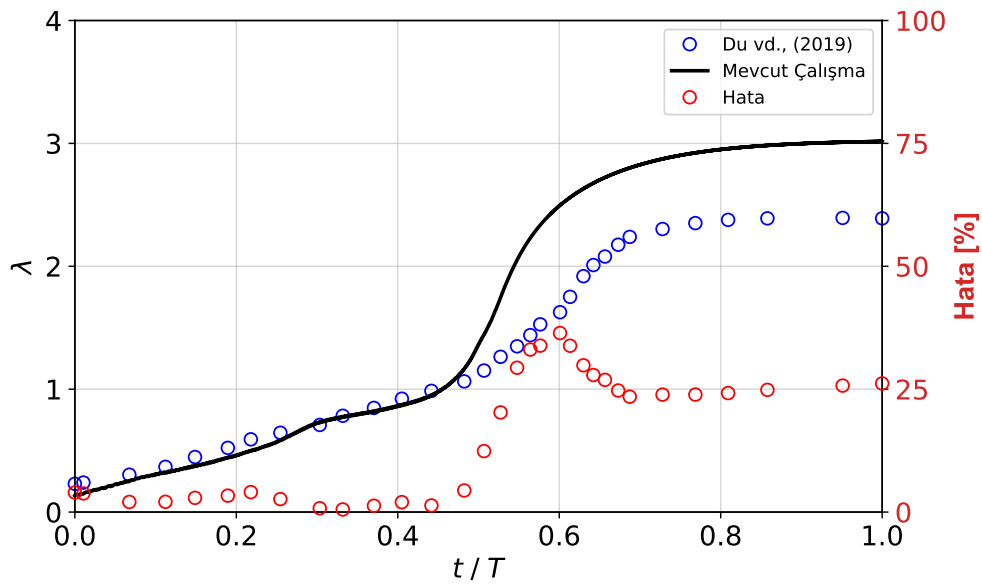
Zaman adımı belirlendikten sonra çalışmanın doğrulanması aşamasına geçilmiştir. Doğrulama için Du vd. (2019) tarafından yürütülen deneysel çalışma kullanılmıştır. Du vd. (2019) farklı kanat profilleri ve yüzey pürüzlülüğü gibi parametrelerin kendini başlatma karakteri üzerine etkilerini deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında, çeşitli katılıklara sahip türbinleri kullanmışlardır. Bu tez kapsamında doğrulanması yapılan türbin için parametreler Tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1. Kendini başlatma çalışması için doğrulanması yapılan türbinin parametreleri.

Kanat profili	NACA0021	
N	3	
D	0.6	[m]
L	0.7	[m]
c	0.1	[m]
σ	1.0	[-]
V	7	[m/s]
I_R	0.1791	[kgm ²]

Literatürde bire bir Castelli vd. (2011) tarafından sunulan türbin için kendini başlatma çalışması bulunmadığından nispeten benzer özelliklere sahip Du vd. (2019) tarafından incelenen

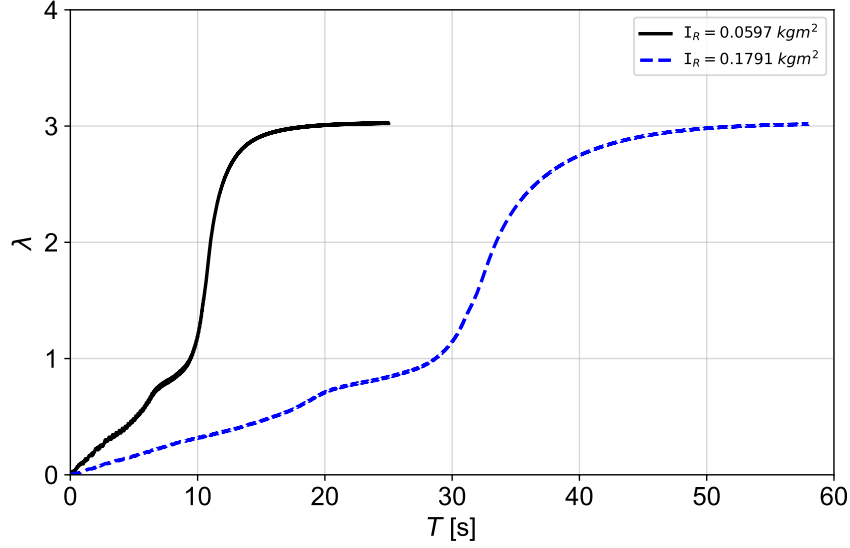
türbin doğrulama için kullanılmıştır. Yürütülen doğrulama çalışması sonunda Şekil 5.4’de verilen grafik elde edilmiştir. Sonuçların deneysel veriler ile özellikle plato bölgesinde son derece tutarlı olduğu gözlemlenmiştir. Bununla beraber hızlanma bölgesinde fark %25 civarlarına ulaşmış daha sonra azalmıştır. Numerik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki maksimum uç hız oranı farkı ise yaklaşık %24 olarak bulunmuştur. Bu hata oranları, literatürde yapılan diğer çalışmalar da incelendiğinde kabul edilebilir aralıkta olmaktadır (Asr vd., 2016; Zhu vd., 2016; Khalid vd., 2022; Çelik vd., 2020). Ek olarak numerik sonuçların, genel olarak deneysel verilerden elde edilen kendini başlatma karakteri ile aynı eğilimde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.4 incelendiğinde hızlanma ve kararlı hale gelme sürelerinin hemen hemen aynı değerlerde olduğu belirlenmiştir.



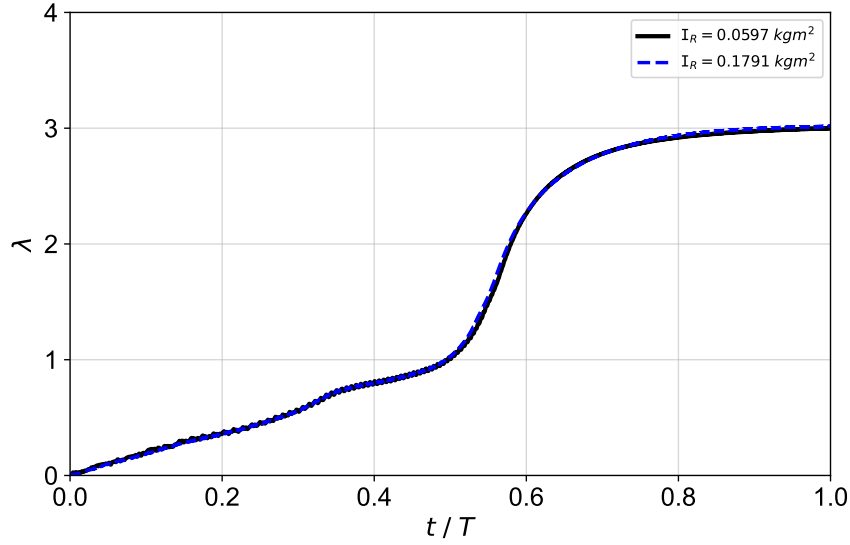
Şekil 5.4. Kendini başlatma numerik modelini doğrulama.

Doğrulama çalışmasında kullanılan türbinin atalet momenti 0.1791 kgm^2 olarak verilmiştir. Bu atalet momenti literatürde kullanılan diğer türbinlerin atalet momentlerine kıyasla (Rainbird, 2007; Asr vd., 2016) nispeten yüksek olduğundan, simülasyon zamanı oldukça uzun sürmektedir. Yapılan doğrulama çalışmasında bu atalet momenti kullanıldığında simülasyon zamanı 60 s civarına ulaşmıştır. Dolayısıyla bu şekilde analizlerin sürdürülmesi uygulanabilir olmaktan uzaklaşmaktadır. Bu durumun üstesinden gelebilmek için türbin atalet momenti 1/3 oranında azaltılmıştır. Bu durumda analiz süresi Şekil 5.5’te görüldüğü gibi 20 s civarına düşmüştür. Şekil 5.5 dikkatle incelendiğinde, zaman olarak fark oluşturma da türbinin ulaştığı maksimum uç hız oranı ve bu hıza ulaşana kadar gösterdiği eğilim atalet momentinden bağımsız olacak şekilde benzerdir. Bu durum Şekil 5.6’da daha açık görülmektedir. Burada iki farklı atalet momentindeki türbinin her birine ait kendi simülasyon zamanı ile boyutsuzlaştırma yapılmıştır.

Elde edilen bu sonuçların literatürdeki bulgular ile tutarlı olduğu görülmüş (Çelik vd., 2020). Bu sebeple, bundan sonra yapılan analizlerde atalet momenti 1/3 oranında azaltılmış olarak kullanılmıştır.



Şekil 5.5. Atalet momentinin simülasyon zamanı üzerindeki etkisi.



Şekil 5.6. Atalet momentinin kendini başlatma karakteri üzerindeki etkisi.

5.2. Katılık ve Rüzgar Hızının Etkisi

Bu çalışmada ele alınan orijinal türbinin veter uzunluğu, kanat açıklığı gibi parametreler daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi sırasıyla 0.0858 m ve 1 m olarak kullanılmıştır. Ancak doğrulamada kullanılan türbinin veter uzunluğu 0.1 m, kanat uzunluğu ise 0.7 m olarak bildirilmiştir (Du vd., 2019). Doğrulama çalışmasının yürütülmesi için ilgili makaledeki türbin parametreleri bire bir kullanılmış ve numerik model doğrulanmıştır. Bundan sonraki aşamada

bu çalışmanın başından beri kullanılan türbin parametreleri ile kendini başlatma çalışmaları yürütülmüştür. Doğrulaması yapılan türbinin atalet momenti, 0.1 m veter uzunluğu ve 0.7 m kanat açıklığı için 0.460 g olarak verilen kanat kütlesi kullanılarak hesaplanmıştır. Bu noktada oranlama yapılarak 0.0858 m veter uzunluğu ve 1 m kanat açıklığı için kanat kütlesi 0.564 g olarak hesaplanmıştır. Bu kanat kütlesi kullanılarak atalet momenti, Denklem 5.1'deki formül ile belirlenmiştir. Denklem 5.1'de toplam ataleti 3'e bölme işlemi daha önce bahsedildiği gibi simülasyon zamanını azaltma sebebiyle yapılmıştır. Bu hesaplamalara göre her bir katılık değeri için bulunan atalet momentleri Tablo 5.2'de verilmiştir.

$$\sum_{i=1}^{N=3} I_R = \frac{1}{3} (m_i R_i^2) \quad (5.1)$$

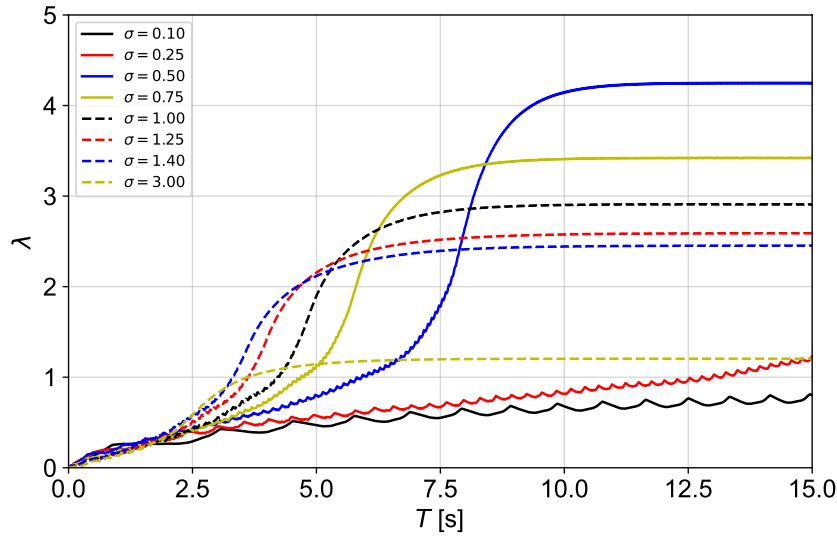
Tablo 5.2. Kendini başlatma çalışmalarında katılığa göre atalet momentleri.

σ [-]	R [m]	I_R [kgm^2]
0.1	2.574	3.7367
0.25	1.0296	0.59788
0.5	0.515	0.1496
0.75	0.3432	0.0664
1.00	0.2574	0.0374
1.25	0.2059	0.0239
1.40	0.1865	0.01962
3.00	0.0858	0.0042

Farklı türbinlerin kendini başlatma analizine geçilmeden önce türbinin çalışmaya başlayıp başlamadığına karar verebilmek için bir tanımlama yapmak gerekmektedir. Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi literatürde farklı kendini başlatma tanımlamaları mevcuttur. Ancak her tanımlama kendi içerisinde nispeten eksik yönler barındırmaktadır. Bu tez kapsamında bir türbinin kendini başlatıp başlatmadığının ölçüsü olarak kaldırma kuvvetinin baskın olduğu uç hız oranı olan 1.00'a ulaşması ve bu noktayı aşması düşünülmüştür. Dolayısıyla bu tez kapsamında bir türbinin $\lambda = 1.00$ 'ı aştığında kendini başlatmış olduğu düşünülmüştür.

Gerekli hesaplar ve tanımlamalar yapıldıktan sonra farklı katılıktaki türbinlerin çeşitli rüzgar hızlarında kendini başlatma karakterleri incelenmiştir. Çalışmada ilk olarak tezin en başından bu yana kullanılan 9 m/s rüzgar hızı dikkate alınmıştır. Bu rüzgar hızında 0.1-3.00 gibi geniş bir katılık değeri aralığında analizler yürütülmüştür.

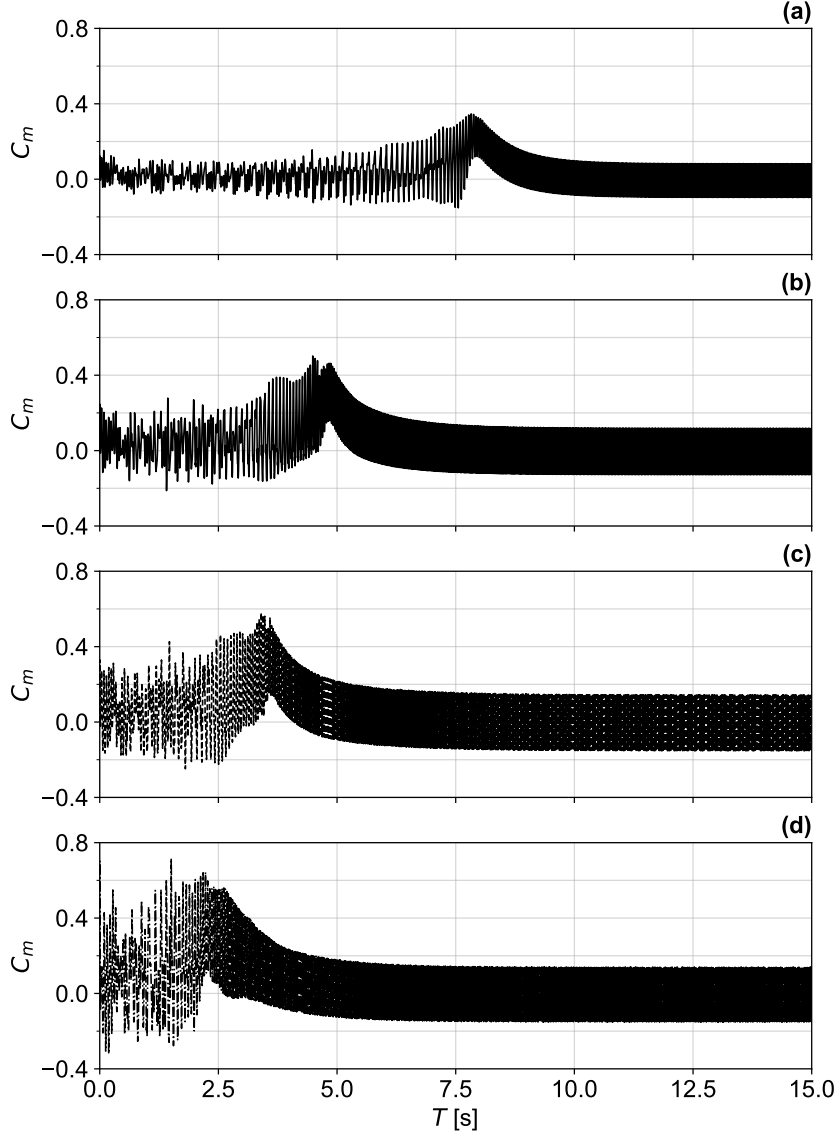
Şekil 5.7’de 9 m/s rüzgar hızında çeşitli katılıktaki türbinlerin kendini başlatma süreleri verilmiştir. En düşük katılık olan 0.1 için türbin 15 saniye içerisinde kendini başlatamamıştır. Buna ek olarak 0.25 katılıktaki ise kendini başlatma süresi 12.5 saniye civarında gerçekleşse de türbin 15 saniyelik periyotta kararlı dönüş koşullarına ulaşamamıştır. Katılık seviyesi 0.5’e çıkarıldığında türbinin 15 saniye içerisinde kararlı dönüş koşullarına 4.25 uç hız oranında ulaştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca bu katılıktaki türbin için kendini başlatma 6 saniye civarında gerçekleşmiştir. Türbin katılığının yükseltilmesi ile kendini başlatma süreleri giderek azalmıştır. Katılık 1.00 için kendini başlatma süresi 4 saniye civarındayken, 3.00 için bu değer 3 saniyeye kadar düşmüştür. Diğer taraftan katılığın artmasına bağlı olarak türbinlerin ulaşabildiği uç hız oranı azalmıştır. Ek olarak türbin katılığını daha fazla düşürmenin kendini başlatma karakteri açısından faydasız olduğu belirlenmiştir. Şekil 5.7 incelendiğinde 1.00, 1.25, 1.40 ve 3.00 katılık değerlerinin kendini başlatma süreleri neredeyse aynı olmuştur. Ancak maksimum uç hız oranı açısından bakıldığında katılığın artmasıyla uç hız oranındaki düşüş oldukça fazladır. Dolayısıyla hem erken başlama sağlayacak hem de maksimum verimle enerji üretecek bir türbin tasarımı için katılığın üst limiti olarak 1.00 kullanılabilir sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.7. Türbin katılığına göre 9 m/s rüzgar hızında kendini başlatma karakteri.

Türbinlerin farklı katılık değerlerinde farklı kendini başlatma karakteri ortaya koymasının sebebi doğrudan üretilen moment ile ilişkilidir. Şekil 5.8’de 0.50 (a), 1.00 (b), 1.40 (c) ve 3.00 (d) için 15 saniye boyunca toplam moment katsayısı verilmiştir. Görüldüğü gibi yüksek katılıktaki türbinlerin maksimum moment üretimi daha erken meydana gelmiştir. Bunun sonucunda türbin kendini daha erken ölü bölgeden kurtarabilmiştir. Bu etkiyi sağlayan fenomen önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere yüksek katılıktaki türbinlerde özellikle düşük uç hız oranlarında sürüklenme

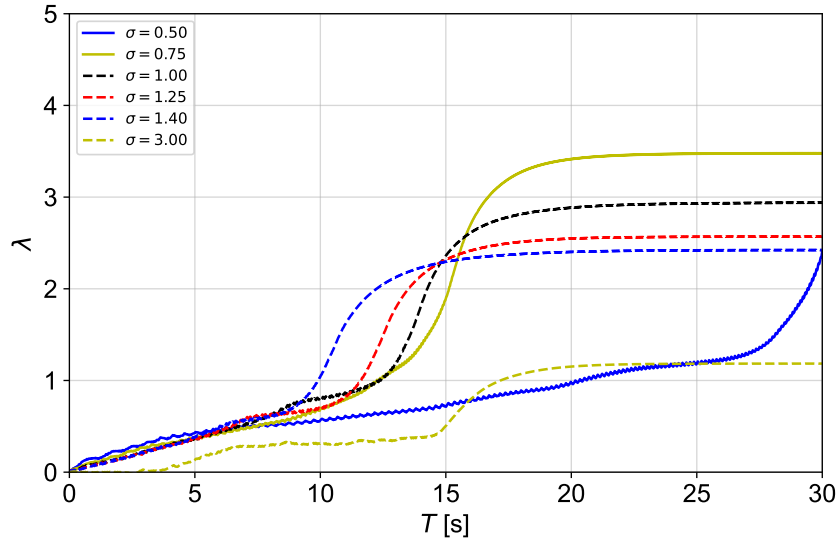
kuvvetinin de pozitif etki etmesidir. Diğer taraftan Şekil 5.8'de görüldüğü gibi türbinin kararlı hale geldiği süreçte negatif tork üretimi diğer katlıktakilere kıyasla daha fazla olmuştur. Bunun sonucunda da ulaşılabilen maksimum uç hız oranı düşmüştür.



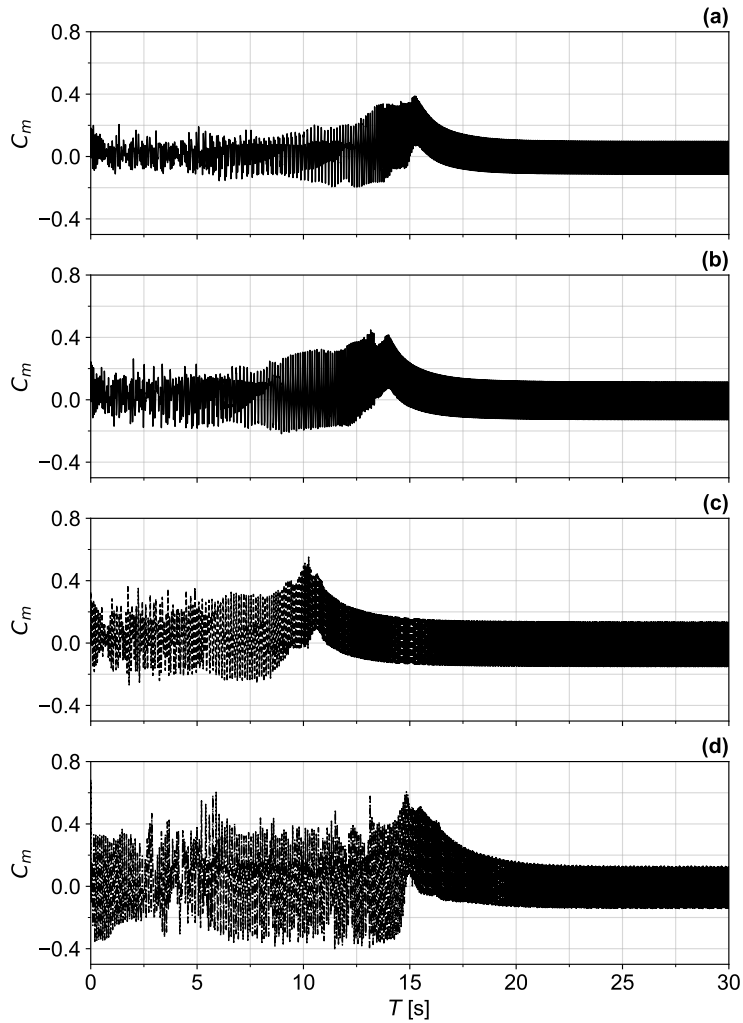
Şekil 5.8. Türbin katılığı 0.50 (a), 1.00 (b), 1.40 (c) ve 3.00 (d) için 9 m/s’de moment katsayısı.

Daha düşük rüzgar hızında türbinin nasıl bir davranış sergileyeceğini incelemek için 6 m/s rüzgar hızında da analizler yürütülmüştür. Bu analizler için 9 m/s rüzgar hızında kendini başlatabilen katlıktaki türbinler kullanılmıştır. Sonuçlar Şekil 5.9’da verilmiştir. Rüzgar hızının 6 m/s’ye düşmesi türbinlerin kendini başlatma sürelerini neredeyse iki katına çıkarmıştır. Ayrıca türbinlerin kararlı dönüş koşullarına ulaşma süreleri de 15 saniye ve üzerinde gerçekleşmiştir. Bir önceki rüzgar hızında kendini başlatabilen 0.5 katlıktaki türbin 30 saniye sonunda halen daha kararlı hale ulaşamamıştır. Katılığın artması ile türbin kendini başlatma karakteri 9 m/s rüzgar hızında iyileşirken, 6 m/s rüzgar hızında görüldüğü gibi 3.00 katlıktaki türbin kendini

başlatamamıştır. Dolayısıyla bir önceki rüzgar hızında yapılan çıkarıma benzer olarak türbin katılığının 1.00 üstünde olmaması gerektiği sonucuna varılmıştır.



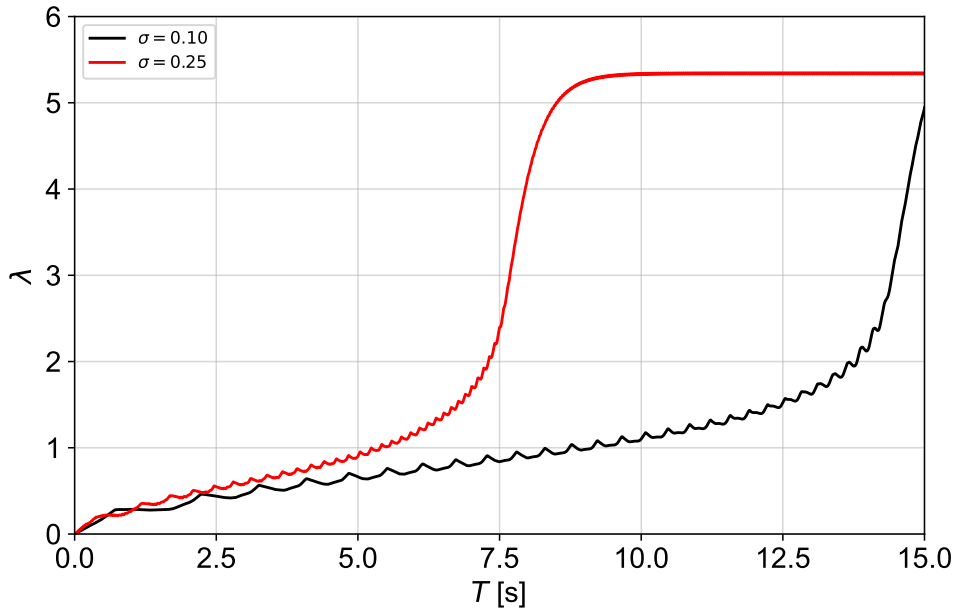
Şekil 5.9. Türbin katılığına göre 6 m/s rüzgar hızında kendini başlatma karakteristiği.



Şekil 5.10. Türbin katılığı 0.75 (a), 1.00 (b), 1.40 (c) ve 3.00 (d) için 6 m/s'de moment katsayısı.

Şekil 5.10'da 6 m/s rüzgar hızında çalışan türbinlere ait toplam moment katsayıları verilmiştir. Moment katsayıları incelendiğinde 0.75 katılıkta maksimum momente 15 saniye civarında ulaşıldığı görülmüştür. Katılığın artmasına bağlı olarak 1.00 ve 1.40'ta süre sırasıyla 13 saniye ve 10 saniyeye kadar gerilemiştir. Rüzgar hızının 6 m/s olduğu durumda 3.00 katılıkta türbinin maksimum momente ulaşma süresi bir önceki rüzgar hızına kıyasla son derece fazla olmuştur.

Son olarak daha önce 9 m/s rüzgar hızında kendini başlatamayan 0.1 ve 0.25 katılıktaki türbinler için 12 m/s rüzgar hızında analizler yürütülmüştür. Sonuçlar Şekil 5.11'de verildiği gibi 0.25 katılıktaki türbinin çok daha hızlı bir şekilde kendini başlatabildiğini göstermiştir. Diğer taraftan 0.1 katılıktaki türbinin kendini başlatma süresi son derece uzamıştır. Bu çalışma kapsamında sürdürülen 15 saniye analiz sonucunda 0.1 katılıktaki türbin kararlı akış koşullarına ulaşamamıştır.



Şekil 5.11. Türbin katılığına göre 12 m/s rüzgar hızında kendini başlatma karakteristiği.

5.3. Sonuç

Bu bölümde katılık ve kendini başlatma arasındaki ilişki incelenmiştir. Analizler öncelikle 9 m/s rüzgar hızında yürütülmüş, daha sonra sırasıyla 6 ve 12 m/s rüzgar hızlarında da çalışılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde şu çıkarımlar yapılmıştır:

- Katılığın yükselmesi genel anlamda kendini başlatma karakterini tüm rüzgar hızlarında iyileştirmiştir.
- Katılığın artmasıyla ulaşılabilen maksimum uç hız oranı düşmüştür.

- Kendini başlatma süresi ve maksimum uç hız oranı dikkate alındığında türbinlerin 1.00 katılığın üstünde olmaması gerektiği sonucuna varılmıştır.
- Rüzgar hızının düşürülmesiyle, 3.00 katılıkta bir önceki rüzgar hızında elde edilen erken başlama kapasitesi ortadan kalkmıştır.
- Hem hızlı başlama hem de maksimum enerji üretimi için türbin katılığının 0.50-1.00 aralığında olması önerilmektedir.

6. TÜRBİNLERİN ÇİFTLİK KONFIGÜRASYONLARINDA KENDİNİ BAŞLATMA

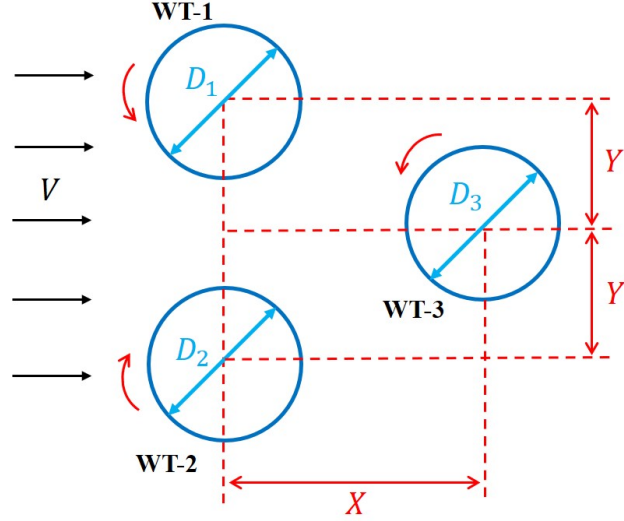
Literatürdeki çalışmalar, türbin kanadı boyutları, sayısı, ve türbin katılığı gibi çeşitli faktörlerin DERT'in kendini başlatma kapasitesi açısından son derece önemli olduğunu ortaya koymuştur (Asr vd., 2016; Liu vd., 2019; Sun vd., 2020; Çelik vd., 2020). Tek bir türbin için önemli olan bu parametreler, verimli bir türbin çiftliği kurmak istenildiğinde daha kritik hale gelmektedir. Türbinler çiftlik konfigürasyonunda birbirlerine yakın olarak konumlandırıldıklarında hem kendi çapları (katılık değerleri) hem de birbirlerine göre mesafeleri ilk başlama karakterleri üzerinde etkili olmaya başlar. Bu çalışmada çeşitli DERT çiftlik konfigürasyonlarının parametrik olarak incelenmesi ile hangi faktörün kendini başlatma karakteri üzerinde daha etkili olduğu araştırılacaktır.

6.1. Birinci Aşama Taguchi Analizi

Literatürde daha önce de bahsedildiği gibi dönüş yönü, türbinler arası boşluk, türbin sayıları gibi pek çok parametrenin etkileri güç optimizasyonu için incelenmiştir. Bu çalışmalardan yola çıkarak mevcut tez kapsamında kullanılan sabit parametreler ve optimizasyon için düşünülen değişkenler belirlenmiştir. Çalışmalar, literatürde sıklıkla kullanılan rüzgar hızı olan 9 m/s'de gerçekleştirilmiştir (Castelli vd., 2011; Mohamed, 2012; Rezaeiha vd., 2017). Çalışmanın ilk aşamasında 3 farklı türbin ters piramit düzeninde kullanılmıştır. Zheng vd. (2020) bu tarz konfigürasyonun yakın konumlandırılmış türbinler için verimli olduğunu bildirmiştir. Ayrıca Peng vd. (2022) birbirine yakın konumlandırılmış iki türbinin AYD şeklinde çalışmasının optimum düzen olduğunu öne sürmüştür. Buna ek olarak öndeki iki türbinin AYD şeklinde dönmesi diğer birçok çalışmada da tavsiye edilmiştir (Dabiri, 2011; Zanforlin ve Nishino, 2016; Ahmadi-Baloutaki vd., 2016; Zheng vd., 2020). Sabit parametreler bu şekilde belirlendikten sonra oluşan konfigürasyon Şekil 6.1'deki gibi elde edilmiştir.

Çalışmanın birinci kısmında incelenecek parametreler 1. ve 2. türbin katılığı ($\sigma_1 = \sigma_2$ & $D_1 = D_2 = D$), 3. türbin katılığı (σ_3), yatay (X) ve dikey (Y) mesafelerdir. Türbin katılıkları belirlenirken hem bu çalışmada daha önceki bölümlerde bahsedilen sebepler hem de literatür göz önüne alınmıştır (Qamar ve Janajreh, 2017; Miller vd., 2018; Du vd., 2019). Bunun sonucunda katılık değerleri 0.5, 0.75 ve 1.00 olarak seçilmiştir. Yatay türbin mesafesi ise genel anlamda verimli konfigürasyonlar için 1.2-2.00D aralığında önerilmiştir (Ahmadi-Baloutaki vd., 2016; Zheng vd., 2020; Chen vd., 2021). Son olarak türbinler arası dikey mesafe ise akışı hızlandırma

açısından önemli olduğundan mümkün mertebe yakın konumlandırma tavsiye edilmiştir (Shaheen ve Abdallah, 2017; Zheng vd., 2020; Peng vd., 2022). Tüm bu bilgiler doğrultusunda optimizasyon çalışması için belirlenen parametreler ve değerleri Tablo 6.1’de sunulmuştur.



Şekil 6.1. Birinci aşama türbin konfigürasyonu.

Tablo 6.1. Birinci aşama optimizasyon parametreleri.

Faktör	Kontrol Parametreleri	Sembol	Seviye		
			1	2	3
A	WT-1, WT-2 Katılık	$\sigma_{1,2}$	0.5	0.75	1.00
B	WT-3 Katılık	σ_3	0.5	0.75	1.00
C	Yatay Mesafe	X	1.5D	1.75D	2.0D
D	Dikey Mesafe	Y	1.25D	1.5D	1.75D

Birinci aşama optimizasyon çalışmasında toplamda 4 faktör ve her bir faktöre ait 3 seviye bulunmaktadır. Bütün parametrelerin etkisi incelenmeye çalışıldığında yapılması gereken analiz sayısı 3^4 yani 81 olacaktır. Hem analiz sayısını düşürüp hem de tüm parametre aralığını tarayabilmek için Taguchi deneysel tasarım yöntemi uygulanmıştır. Bu sayıdaki faktör ve seviyeleri için standart Taguchi ortogonal tablolarından olan ve Tablo 6.2’de verilen L9 kullanılmıştır. Bu tablo sayesinde 9 adet analiz yapılarak kendini başlatma optimizasyonunda hangi parametrelerin daha baskın olduğu belirlenmiş, yeni konfigürasyonların önerilmesi sağlanmıştır.

Öncelikli olarak her bir konfigürasyon oluşturulmuştur. Bu konfigürasyonların analizinde daha önceki bölümde bahsedilen kendini başlatma modeli, hesaplama alanı, ağ yapısı ve zaman adımı kullanılmıştır.

Tablo 6.2. Birinci aşama Taguchi L9 ortogonal tablosu.

Simülasyon	Faktörler			
	A	B	C	D
C1	1	1	1	1
C2	1	2	2	2
C3	1	3	3	3
C4	2	1	2	3
C5	2	2	3	1
C6	2	3	1	2
C7	3	1	3	2
C8	3	2	1	3
C9	3	3	2	1

Tüm simülasyonlar tamamlandıktan sonra sonuçların analiz edilmesine geçilmiştir. Elde edilen sonuçlardaki her bir değişkenin optimum seviyesinin belirlenmesinde, sayısal analiz sonuçlarının ortalaması ve varyansı, Sinyal/Gürültü (S/N) oranı olarak bilinen tek bir parametrede birleştirilmiştir (Montgomery, 2017). S/N oranlarının aldığı değerler, en küçük en iyi, en büyük en iyi ve nominal en iyi şeklinde değerlendirilirler. Bahsedilen her bir S/N oranı hesabı sırasıyla Denklem 6.1, 6.2 ve 6.3'te verildiği gibi yapılır.

$$\text{En küçük en iyi: } S/N = -10 \log \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{n} y_i^2 \right) \quad (6.1)$$

$$\text{En büyük en iyi: } S/N = -10 \log \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{n} \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (6.2)$$

$$\text{Nominal en iyi: } S/N = 10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{s^2} \right) \quad (6.3)$$

Bu tez kapsamında yapılan incelemelerde temel amaç türbinlerin çiftlik konfigürasyonlarında kendini başlatma zamanını azaltmaktır. Bundan dolayı kendini başlatma süresinin analiz edilmesinde en küçük en iyi yöntemi kullanılmıştır. Türbinlerin en yüksek dönme hızlarına ulaşmalarını değerlendirmek için ise en büyük en iyi yöntemi dikkate alınmıştır. Öncelikle, Tablo 6.3'te birinci türbin için S/N oranı hesabı yapılarak hangi konfigürasyonda en iyi sonucun alındığı tespit edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda en yüksek S/N oranı C8 için elde edilmiş, WT-1 için en iyi konfigürasyon olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 6.3. WT-1 için Taguchi analizi.

Konfigürasyon	A	B	C	D	Başlama Süresi (s)	S/N Oranı
C1	0.50	0.50	1.50D	1.25D	6.56	-16.33
C2	0.50	0.75	1.75D	1.50D	7.93	-17.98
C3	0.50	1.00	2.00D	1.75D	8.08	-18.15
C4	0.75	0.50	1.75D	1.75D	7.02	-16.93
C5	0.75	0.75	2.00D	1.25D	6.64	-16.44
C6	0.75	1.00	1.50D	1.50D	6.16	-15.79
C7	1.00	0.50	2.00D	1.50D	5.36	-14.58
C8	1.00	0.75	1.50D	1.75D	5.33	-14.53
C9	1.00	1.00	1.75D	1.25D	5.64	-15.02

Tablo 6.4. WT-2 için Taguchi analizi.

Konfigürasyon	A	B	C	D	Başlama Süresi (s)	S/N Oranı
C1	0.50	0.50	1.50D	1.25D	7.74	-17.77
C2	0.50	0.75	1.75D	1.50D	5.09	-14.13
C3	0.50	1.00	2.00D	1.75D	6.69	-16.51
C4	0.75	0.50	1.75D	1.75D	5.36	-14.58
C5	0.75	0.75	2.00D	1.25D	5.46	-14.74
C6	0.75	1.00	1.50D	1.50D	5.32	-14.52
C7	1.00	0.50	2.00D	1.50D	4.87	-13.75
C8	1.00	0.75	1.50D	1.75D	5.00	-13.98
C9	1.00	1.00	1.75D	1.25D	4.90	-13.80

Tablo 6.4'te ikinci türbin için S/N oranı hesabı verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde en yüksek S/N oranı C7 için elde edilmiş ve bu durumun WT-2 için en iyi konfigürasyon olduğu gözlemlenmiştir. Benzer şekilde WT-3 için de Taguchi analizi yapılmıştır. WT-3 için en iyi kendini başlatma zamanı Tablo 6.5'te görüldüğü üzere en yüksek S/N oranının elde edildiği C2 konfigürasyonunda gerçekleşmiştir. Taguchi analizleri sonucunda her bir türbinin hangi konfigürasyonda en iyi olduğu belirlenmiştir. Ancak hangi parametrenin sonuçlar üzerinde ne kadarlık etkisi olduğunu tespit etmek gerekmekte, varsa daha iyi konfigürasyonun oluşturulması beklenmektedir. Bunu yapabilmek ve optimum türbin konfigürasyonunu belirlemek için varyans analizi (Analysis of Variance (ANOVA)) yöntemi kullanılarak sonuçlar irdelenmiştir.

Tablo 6.5. WT-3 için Taguchi analizi.

Konfigürasyon	A	B	C	D	Başlama Süresi (s)	S/N Oranı
C1	0.50	0.50	1.50D	1.25D	5.10	-14.15
C2	0.50	0.75	1.75D	1.50D	4.16	-12.38
C3	0.50	1.00	2.00D	1.75D	5.13	-14.20
C4	0.75	0.50	1.75D	1.75D	6.67	-16.48
C5	0.75	0.75	2.00D	1.25D	5.60	-14.96
C6	0.75	1.00	1.50D	1.50D	4.66	-13.37
C7	1.00	0.50	2.00D	1.50D	7.40	-17.38
C8	1.00	0.75	1.50D	1.75D	5.68	-15.09
C9	1.00	1.00	1.75D	1.25D	6.18	-15.82

Bu çalışmada kullanılan üç seviyeli Taguchi deney tasarımı için yapılan varyans analizinin aşamaları şu şekildedir. Öncelikle her bir sütunun ortalaması hesaplanır. Burada örnek bir hesaplama yürütülecektir. Bu örnekte, WT-3 türbini için elde edilen başlama zamanları kullanılmıştır. Tablo 6.5'ten WT-3 için başlama zamanlarının ortalaması hesaplanır ve $m^* = 5.62$ bulunur. Daha sonra her üç seviyeli sütun için, m_{-1} , m_0 ve m_{+1} olmak üzere üç ortalama hesaplanır. Bu hesaplama şu şekilde gerçekleştirilir, A faktörünün 1. seviye değerlere sahip olduğu konfigürasyonların sonuçları toplanarak ortalaması alınır. Örneğin A faktörü için 1. seviye konfigürasyonları C1, C2, C3, faktör B için C1, C4, C7 faktör C için C1, C6, C8 ve faktör D için C1, C5, C9'dur. Sonuç olarak A faktörünün 1, 2 ve 3. seviyeleri için ortalama değerler sırasıyla $m_{-1} = 4.7966$, $m_0 = 5.6433$ ve $m_{+1} = 6.42$ olacaktır. Sonrasında bu değerler ve Denklem 6.4 kullanılarak kareler toplamı (KT) elde edilir.

$$KT = n_{-1}(m_{-1} - m^*)^2 + n_0(m_0 - m^*)^2 + n_{+1}(m_{+1} - m^*)^2 \quad (6.4)$$

Burada n_{-1} , n_0 ve n_{+1} sırasıyla düzey 1, 2 ve 3 için veri sayısıdır. Yani buradaki L9 tasarımı için bu değerlerin hepsi üçe eşit olmaktadır. Tüm bu hesaplamalar dikkate alındığında WT-3 kendini başlatma zamanı üzerindeki faktörlerin etki oranları Tablo 6.6'daki şekilde olmaktadır. Burada Katkı Oranı Denklem 6.5'teki şekilde hesaplanır.

$$\text{Katkı Oranı (\%)} = \left(\frac{\text{İlgili faktörün } KT \text{ değeri}}{\text{Tüm } KT \text{'lerin toplamı}} \right) \times 100 \quad (6.5)$$

Bu şekilde ANOVA analizleri, tüm rüzgar türbinleri ve tüm faktörler için Tablo 6.1'de verilen, hem kendini başlatma süreleri (t_1, t_2, t_3) hem de maksimum uç hız oranları ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$)

açısından gerçekleştirilmiştir. Tablo 6.7’de görüldüğü üzere her bir ANOVA analizine Y1’den Y6’ya kadar isimlendirme yapılmıştır. Örneğin burada Y1 ve Y2 sırasıyla WT-1’in kendini başlatma ve maksimum uç hız oranı incelemesini ifade etmektedir.

Tablo 6.6. WT-3 için faktörlerin kendini başlatma zamanı üzerindeki etki oranı

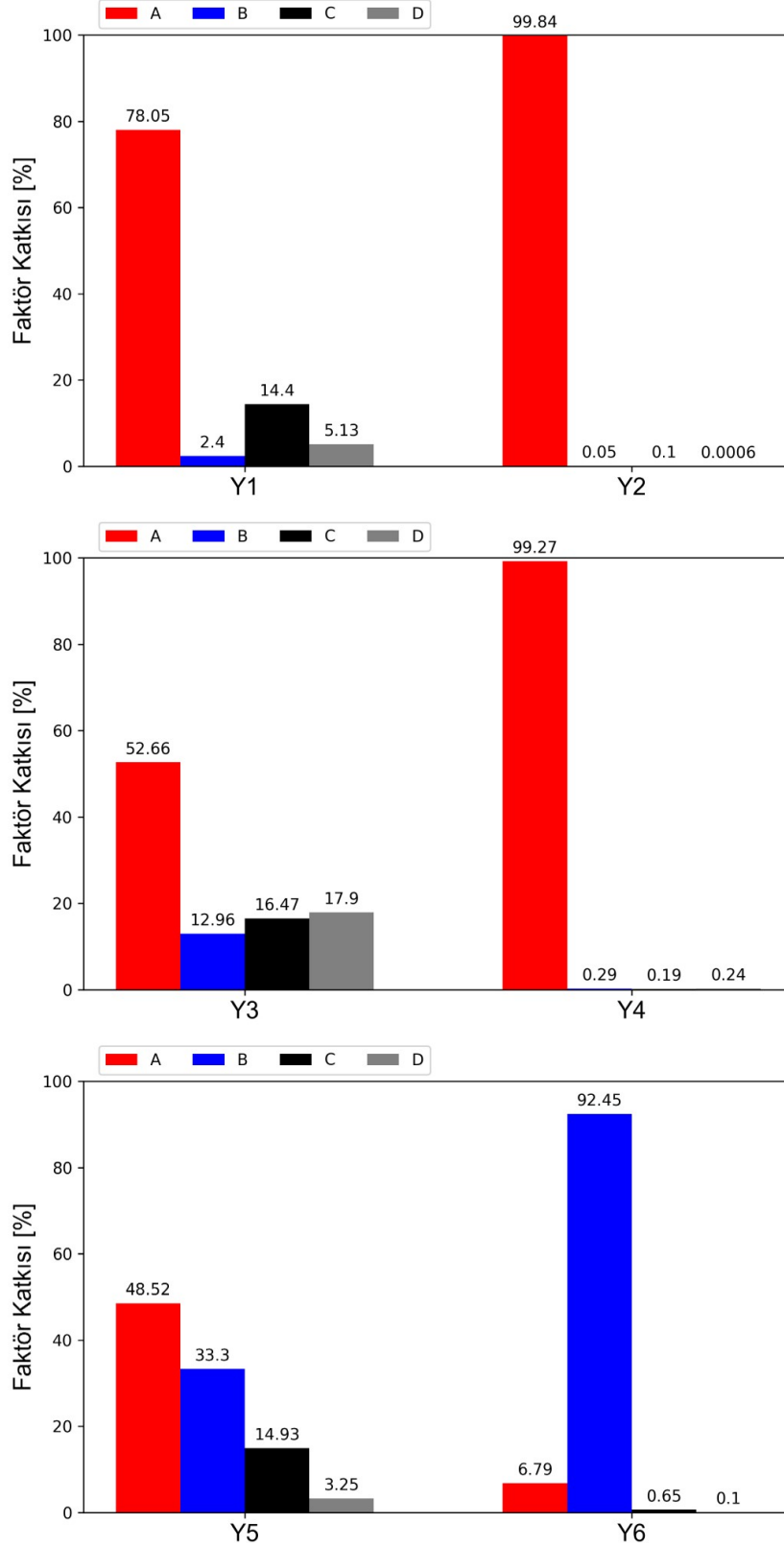
Faktör	m_{-1}	m_0	m_{+1}	KT	Katkı (Etki) Oranı [%]
A	4.7966	5.6433	6.42	3.9552	48.52
B	6.39	5.1466	5.3233	2.7148	33.30
C	5.1466	5.67	6.0433	1.2173	14.93
D	5.6266	5.4066	5.8266	0.2648	3.25

Tablo 6.7. Birinci aşama optimizasyon sonuçları.

Konfigürasyon	t_1	λ_1	t_2	λ_2	t_3	λ_3
C1	6.56	4.42	7.74	4.4	5.1	4.86
C2	7.93	4.4	5.09	4.6	4.16	4.04
C3	8.08	4.34	6.69	4.43	5.13	3.14
C4	7.02	3.46	5.36	3.56	6.67	4.52
C5	6.64	3.42	5.46	3.53	5.6	3.57
C6	6.16	3.44	5.32	3.56	4.66	2.98
C7	5.36	2.81	4.87	2.92	7.4	4.37
C8	5.33	2.86	5	2.98	5.68	3.57
C9	5.64	2.81	4.9	2.92	6.18	2.88
	Y1	Y2	Y3	Y4	Y5	Y6

Şekil 6.2’de ANOVA analizi sonucunda faktörlerin katkı oranları verilmiştir. Birinci türbinin kendini başlatma süresi (Y1) incelendiğinde, WT-1 ve WT-2’nin katılık değerlerinin kendini başlatma süresi üzerinde en etkili faktör olduğu gözlemlenmiştir. Arkada konumlanmış WT-3’ün katılık değerinin ise birinci türbinin kendini başlatma süresi üzerinde son derece düşük etkisi olmuştur. Birinci türbinin kendini başlatma süresine X mesafesinin de kayda değer bir etkisi olmuştur. Y2 durumu incelendiğinde ise birinci türbinin maksimum uç hız oranı için tek etkili parametrenin %99.27 ile kendi katılığı yani kendi çapı olduğu gözlemlenmiştir. Y3 durumu incelendiğinde de ikinci türbinin kendini başlatma süresine en etkili faktörün benzer şekilde A faktörü olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra arkadaki türbinin katılık değerinin de ikinci türbin

başlama süresine önemli ölçüde etkisi bulunmaktadır. Bu etkileri sırasıyla X ve Y mesafeleri takip etmiştir. Y4 durumunda da Y2'ye benzer şekilde maksimum uç hız oranı sadece türbinin kendi çapı tarafından baskılanmıştır.

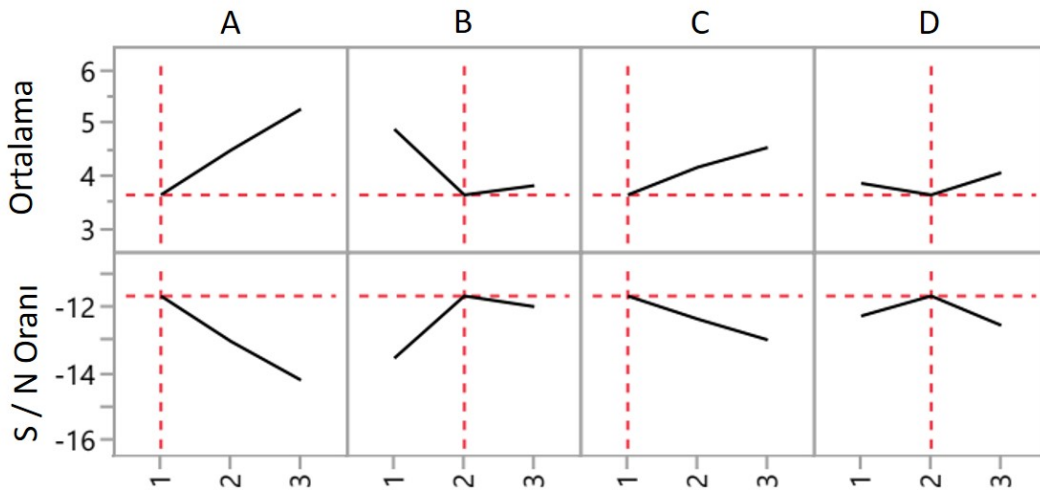


Şekil 6.2. Faktörlerin kendini başlatma ve maksimum uç hız oranı üzerindeki etkisi.

Şekil 6.2’de son olarak WT-3 için kendini başlatma (Y5) ve maksimum uç hız oranı (Y6) incelenmiştir. Y5’te görüldüğü gibi 3. türbinin kendini başlatma süresi üzerinde en etkili faktör diğer türbinlerden farklı olarak kendi katılığı değil öndeki iki türbinin katılığı olmuştur. Sonrasında WT-3 katılığı, X ve Y mesafeleri sırasıyla etkili olmuşlardır. Maksimum uç hız oranı açısından bakıldığında ise yine türbinin kendi katılığı en etkili faktör olmakla beraber öndeki türbinlerin katılıklarının da dikkate alınması gerektiği görülmüştür.

ANOVA analiz sonuçları dikkate alındığında Şekil 6.1’deki gibi bir türbin çiftliği düzeninde kendini başlatma süresi açısından en etkili parametrenin türbinlerin çapları, yani katılıkları olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte mesafelerin de özellikle arkada kalan türbin için önemli parametreler olduğu tespit edilmiştir. Türbinlerin maksimum uç hız oranları açısından bakıldığında ise bu özelliğin tamamen türbinin çapına bağlı olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla maksimum uç hız oranını baz alarak optimizasyon yapmak anlamsız olmaktadır. Bundan dolayı bahsedilen türbin konfigürasyonu için ana optimizasyon amacı kendini başlatma süresi olarak belirlenmiştir.

Buradan yola çıkarak Taguchi analizi sonucunda her bir türbinin en iyi kendini başlatma karakteri sunacağı parametreler tahmin edilmiştir. Parametrelerin optimize edilmesi JMP isimli istatistiksel analiz programı kullanılarak yapılmıştır. Program kendi bünyesinde barındırdığı özel denklemler ve katsayılar ile her bir parametrenin ortalama etkilerini ve S/N oranını hesaplamaktadır. Bunun sonucunda program, Şekil 6.3’te görüldüğü gibi ortalama ve S/N oranı grafiklerini oluşturmaktadır. Her bir faktör için en iyi sonucu vereceği tahmin edilen seviyeler, en yüksek S/N oranına sahip olanlardır. Dolayısıyla Y5 durumu için A, B, C, D faktörlerinin optimum seviyeleri sırasıyla 1, 2, 1, 2 olmaktadır ve bu durumda 3.64 saniyede kendini başlatma sağlanacağı tahmin edilmiştir.



Şekil 6.3. Y5 durumu için Taguchi tahmini.

Bu şekilde kendini başlatma süresi açısından üç türbin için de tahminler yapılmıştır. Bu tahminlere göre oluşturulan ek 3 adet analiz ve parametre değerleri Tablo 6.8’de verilmiştir. Verilen parametrelere göre ek 3 adet simülasyon kurgulanmış ve çalıştırılmıştır. Burada OC1, birinci türbin için en iyi kendini başlatma süresini vereceği tahmin edilen konfigürasyondur. OC2 ve OC3 ise sırasıyla WT-2 ve WT-3 için en iyi kendini başlatma zamanını verecek olan konfigürasyonları göstermektedir.

Tablo 6.8. Optimize edilmiş yeni konfigürasyon parametreleri.

Simülasyon	A	B	C	D	Tahmin Değeri [s]	İlk Sonuçlarda En İyi Değer [s]
OC1	3	1	1	1	4.47	5.33
OC2	3	2	2	2	3.51	4.87
OC3	1	2	1	2	3.64	4.16

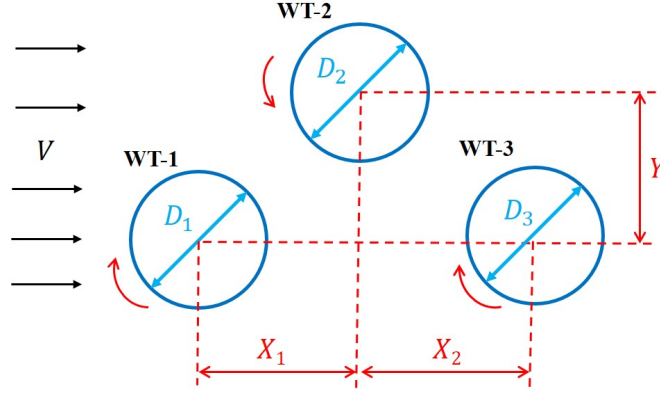
Bahsedilen 3 yeni analiz gerçekleştirildiğinde Tablo 6.9’da görülen sonuçlar elde edilmiştir. Birinci türbin için daha iyi kendini başlatma karakteri vereceği tahmin edilen analiz sonucunda başlama zamanı 4.21 saniyeye kadar düşürülmüş, hem Taguchi tahmininden hem de ilk sonuçlarda elde edilen optimum değerden daha iyi bir başlama zamanı yakalanmıştır. Dolayısıyla birinci türbin için optimum parametrelerin OC1’de verilen değerlerde olması gerektiği sonucuna varılmıştır. OC2 olarak isimlendirilen optimum durumda da WT-2 için kendini başlatma zamanı önceki analizlere göre iyileşerek 4.19 saniye olmuştur. Burada Taguchi tahmininden bir miktar yüksek başlama zamanı elde edilse de halen daha iyileşmeden bahsetmek söz konusudur. Dolayısıyla OC2 konfigürasyonu WT-2 türbini için en iyi kendini başlatma karakteri sağlayan durum olmuştur. OC3 durumunda ise Taguchi tahmin değeri ve önceki optimum süre yakalanamamıştır. Sonuçlar WT-3 türbini için en iyi konfigürasyonun halen C2 olduğunu göstermiştir.

Tablo 6.9. Optimize edilmiş konfigürasyon sonuçları.

Simülasyon	Tahmin Değeri [s]	İlk Sonuçlarda En İyi Değer [s]	Optimize Edilmiş Sonuç [s]	Taguchi Tahminine Göre Fark [%]	İlk Sonuçlara Göre Fark [%]
OC1	4.47	5.33	4.21	5.82	21.01
OC2	3.51	4.87	4.19	-19.37	13.96
OC3	3.64	4.16	4.23	-16.21	-1.68

6.2. İkinci Aşama Taguchi Analizi

İlk aşamada elde edilen umut vadecici sonuçlar neticesinde parametrelerin daha da detaylandırılmasına karar verilmiştir. Buna ek olarak türbinlerin akışı hızlandırmasından yola çıkarak Şekil 6.4'teki gibi bir türbin çiftliği tasarımı düşünülmüştür. Buradaki temel amaç her türbinin akışı yönlendirerek girdap bölgesinde kalan türbine daha yüksek hızlı bir akış iletmesini sağlamak, böylece girdap etkilerini azaltarak türbin kendini başlatma performansını artırmaktır.



Şekil 6.4. İkinci aşama türbin konfigürasyonu.

Bu kısımdaki Taguchi analizleri için faktör sayısı Tablo 6.10'da görüldüğü gibi altıya çıkarılmıştır. Mesafeler için kullanılan D, WT-1'in çapı olarak ele alınmıştır ($D = D_1$). Türbin katılıklarının her biri ayrı ayrı incelenmiştir. Mesafeler ise bir önceki bölümde elde edilen sonuçlardan yola çıkarak daha yakın seviyelerde tutulmuştur. Faktör sayısının 6, seviyenin ise 3 olması durumunda JMP programı tarafından Tablo 6.11'deki gibi deneysel tasarım oluşturulmuştur. Faktör sayılarındaki artış ile tam faktöriyel analiz yapılması durumunda $3^6 = 729$ analiz yapılması gerekirken, elde edilen deneysel tasarım ile 18 adet analizin yapılması yeterli olmuştur. Tablo 6.11'deki parametrelere göre sadece S5 fiziksel olarak anlamsız olduğundan dikkate alınmamıştır.

Tablo 6.10. İkinci aşama optimizasyon parametreleri.

Faktör	Kontrol Parametreleri	Sembol	Seviye		
			1	2	3
E1	Yatay Mesafe-1	X_1	1.1D	1.3D	1.5D
E2	Yatay Mesafe-2	X_2	1.1D	1.3D	1.5D
E3	Dikey Mesafe	Y	1.1D	1.3D	1.5D
E4	WT-1 Katılık	σ_1	0.5	0.75	1.00
E5	WT-2 Katılık	σ_2	0.5	0.75	1.00
E6	WT-3 Katılık	σ_3	0.5	0.75	1.00

Tablo 6.11. İkinci aşama Taguchi deneysel tasarım tablosu.

Simülasyon	Faktörler					
	E1	E2	E3	E4	E5	E6
S1	1	2	3	2	1	1
S2	2	2	2	3	2	3
S3	3	1	2	2	3	2
S4	3	3	1	3	2	1
S5	1	1	2	3	1	1
S6	1	2	1	2	2	2
S7	2	3	3	3	1	2
S8	2	1	3	2	2	3
S9	3	2	1	1	1	3
S10	3	1	3	1	2	1
S11	1	3	2	1	2	2
S12	3	3	2	2	1	3
S13	1	1	1	3	3	3
S14	2	3	1	2	3	1
S15	2	2	2	1	3	1
S16	1	3	3	1	3	3
S17	3	2	3	3	3	2
S18	2	1	1	1	1	2

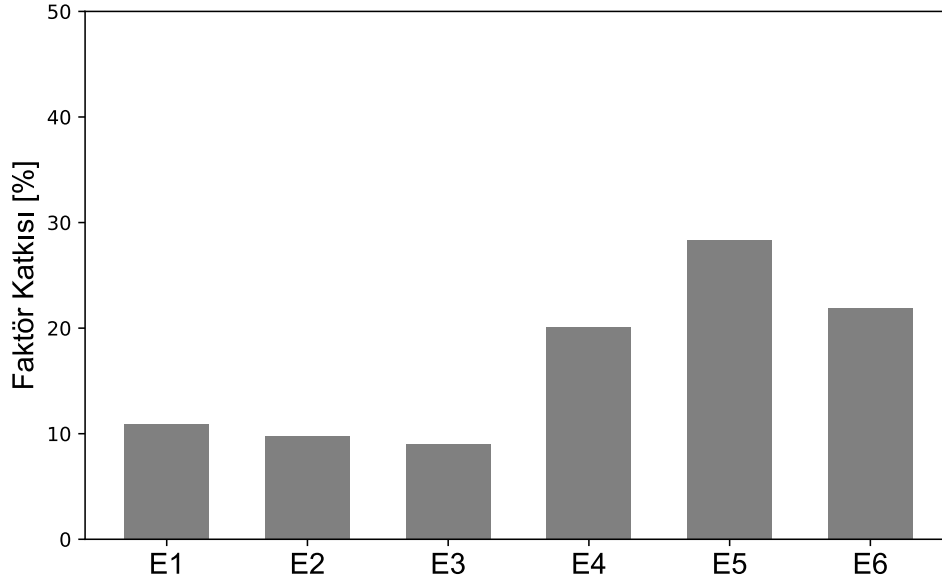
Yürütülen 17 analiz sonunda Taguchi analizine geçilmiştir. Sonuçların analizi JMP programı yardımıyla yapılmıştır. Tablo 6.12’de elde edilen sonuçlar ve S/N oranı değerleri ortalama türbin çiftliği başlama zamanına göre verilmiştir. Sonuçlar, en büyük S/N oranına sahip S13 konfigürasyonunun en iyi rüzgar türbini çiftliği düzeni olduğunu göstermiştir. Bir önceki bölümde de anlatıldığı gibi her faktörün katkı oranı hesaplanmıştır. Altı faktör için her bir seviyenin katkısı m_{-1} , m_0 ve m_{+1} şeklinde hesaplanarak KT ve Katkı Oranı bulunmuştur. İkinci aşama Taguchi analizi için elde edilen katkı oranları Tablo 6.13 ve Şekil 6.5’te verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde ortalama kendini başlatma süresi üzerinde en büyük etkinin ikinci türbinin çapına (katılığına) ait olduğu görülmüştür. Bunu sırasıyla 3. ve 1. türbinin katılıkları izlemiştir. Mesafeler açısından bakıldığında ise en büyük katkı E1 faktörü tarafından sağlanmıştır.

Tablo 6.12. İkinci aşama Taguchi analizi sonuçları.

Konfigürasyon	WT-1 Başlama Süresi (s)	WT-2 Başlama Süresi (s)	WT-3 Başlama Süresi (s)	Ortalama Başlama Süresi (s)	S/N Oranı
S1	4.83	5.16	5.29	5.093	-14.14
S2	4.54	4.40	5.23	4.723	-13.48
S3	5.02	4.00	5.32	4.780	-13.59
S4	4.53	4.87	8.67	6.023	-15.60
S6	4.97	4.63	5.75	5.116	-14.18
S7	4.49	5.20	7.49	5.726	-15.16
S8	4.92	4.46	4.63	4.670	-13.39
S9	6.18	6.31	4.63	5.706	-15.13
S10	6.02	4.39	6.25	5.553	-14.89
S11	5.95	4.51	5.38	5.280	-14.45
S12	4.96	5.74	4.69	5.130	-14.20
S13	4.52	3.96	5.17	4.550	-13.16
S14	4.92	4.00	6.27	5.063	-14.09
S15	5.98	4.07	6.18	5.410	-14.66
S16	5.94	4.01	4.76	4.903	-13.81
S17	3.80	3.97	6.58	4.783	-13.59
S18	6.05	5.72	5.20	5.656	-15.05

Tablo 6.13. Türbin çiftliği ortalama başlama süresine faktörlerin etki oranı.

Faktör	m_{-1}	m_0	m_{+1}	KT	Katkı (Etki) Oranı [%]
E1	4.988	5.208	5.330	0.321	10.904
E2	5.042	5.139	5.354	0.287	9.752
E3	5.352	5.065	5.122	0.265	9.008
E4	5.418	4.975	5.161	0.593	20.121
E5	5.463	5.228	4.915	0.833	28.311
E6	5.429	5.224	4.947	0.645	21.904



Şekil 6.5. İkinci aşama Taguchi analizi sonucunda faktörlerin etki oranı.

İkinci aşama Taguchi analizleri tamamlandıktan sonra optimum konfigürasyon için JMP programı yardımıyla tahminde bulunulmuştur. Elde edilen veriler doğrultusunda program Tablo 6.14’te verilen parametreleri optimum olarak belirlemiş ve bunların kullanılması halinde 4.17 saniyede ortalama başlama zamanı elde edilebileceğini ileri sürmüştür. P1 simülasyonu tamamlandığında ise ortalama başlama zamanı Tablo 6.15’te görüldüğü gibi 4.40 s olarak elde edilmiştir. Analiz sonucunda alınan bu başlama değeri Taguchi tahmininde %6 civarında daha yüksek olmuştur. Diğer taraftan 17 simülasyon içerisinde elde edilmiş en iyi başlama zamanından %3 oranında daha düşük gerçekleşmiştir. Dolayısıyla bu türbin çiftliği için optimum parametreler P1 konfigürasyonunda belirtilenler olmuştur.

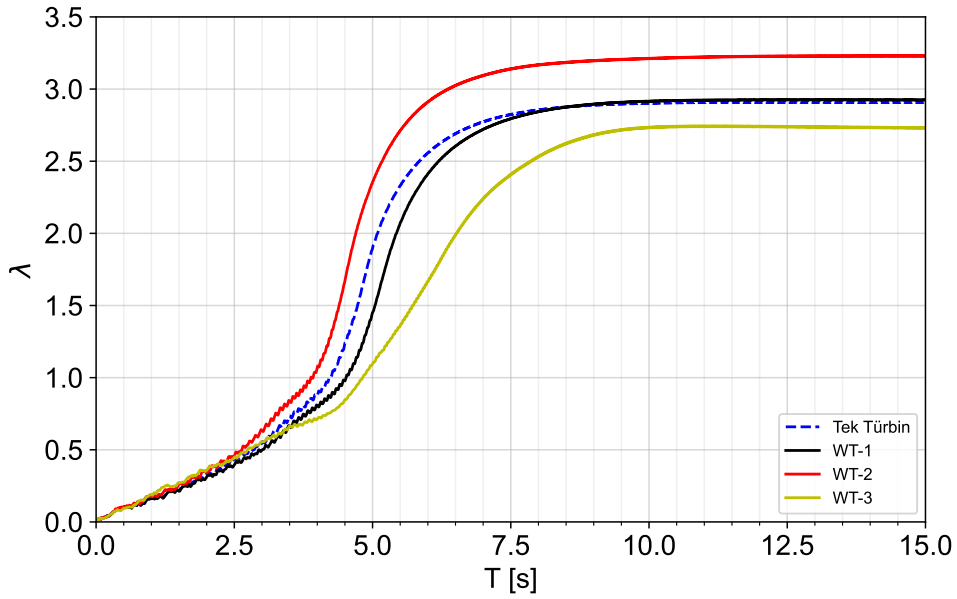
Tablo 6.14. İkinci aşamada optimize edilmiş konfigürasyon parametreleri.

Simülasyon	E1	E2	E3	E4	E5	E6	Tahmin Değeri [s]	İlk Sonuçlarda En İyi Değer [s]
P1	1	1	3	3	3	3	4.17	4.55

Tablo 6.15. İkinci aşamada optimize edilmiş konfigürasyon sonuçları.

Simülasyon	Tahmin Değeri [s]	İlk Sonuçlarda En İyi Değer [s]	Optimize Edilmiş Sonuç [s]	Taguchi Tahminine Göre Fark [%]	İlk Sonuçlara Göre Fark [%]
P1	4.17	4.55	4.40	-5.599	3.12

En iyi konfigürasyon P1 olarak belirlendikten sonra bu iyileşmenin detayları incelenmiştir. Şekil 6.6'da P1 konfigürasyonuna ait kendini başlatma karakteri verilmiştir. Bu konfigürasyonda en hızlı kendini başlatan türbin WT-2 olarak ortaya çıkmıştır. Buna ek olarak WT-2 türbininin hızlanma bölgesi çok daha dik bir eğilime sahiptir. Yaklaşık 8 saniye civarında kararlı akış koşullarına ulaşan WT-2, uç hız oranı 3.2 ile en yüksek dönüş hızında çalışan türbin olmuştur. Ayrıca WT-2 türbini tek türbin durumuna kıyasla daha hızlı başlamış ve daha yüksek performansa ulaşmıştır. Dolayısıyla bu konfigürasyon sayesinde WT-2 türbininde iyileştirme sağlanmıştır.



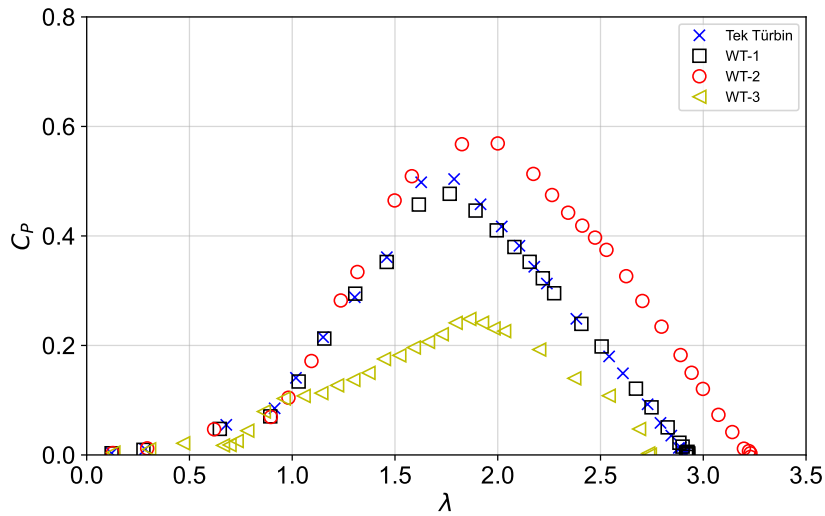
Şekil 6.6. P1 konfigürasyonunda türbinlerin kendini başlatma karakterleri.

Şekil 6.6'da WT-1 türbini kendini başlatma süresi açısından konfigürasyon içerisinde ikinci sırada olmuştur. Tek türbine kıyasla hemen hemen aynı zamanda kendini başlatma gerçekleşmiştir. Yaklaşık 3.5 saniyeden, kararlı dönüşe ulaşılan 8 saniyeye kadar WT-1 türbini tek türbine kıyasla bir miktar düşük dönüş hızlarında çalışmıştır. WT-1 kararlı dönüş durumunda tek türbinden çok az miktarda daha yüksek uç hız oranına ulaşmıştır. WT-2 türbini ile karşılaştırıldığında ise açık bir şekilde hem kendini başlatma zamanında hem de maksimum uç hız oranında fark oluşmuştur. Bu konfigürasyon içerisinde WT-1 türbininin genel olarak tek türbin ile aynı performansı sergilediği sonucuna varılmıştır.

WT-3 türbini incelediğinde kendini başlatma zamanının hem diğer türbinlere hem de tek türbine kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür. Buna ek olarak WT-1, WT-2 ve tek türbinde daha dik bir hızlanma eğrisi oluşurken, WT-3 türbininde hızlanma bölgesi nispeten yatay seyretmiştir. Bunun sonucu olarak kararlı dönüş koşullarına ulaşmasında da gecikme meydana gelmiştir. Ek olarak WT-3 türbininde maksimum uç hız oranı kayda değer oranda azalarak 2.74'e inmiştir.

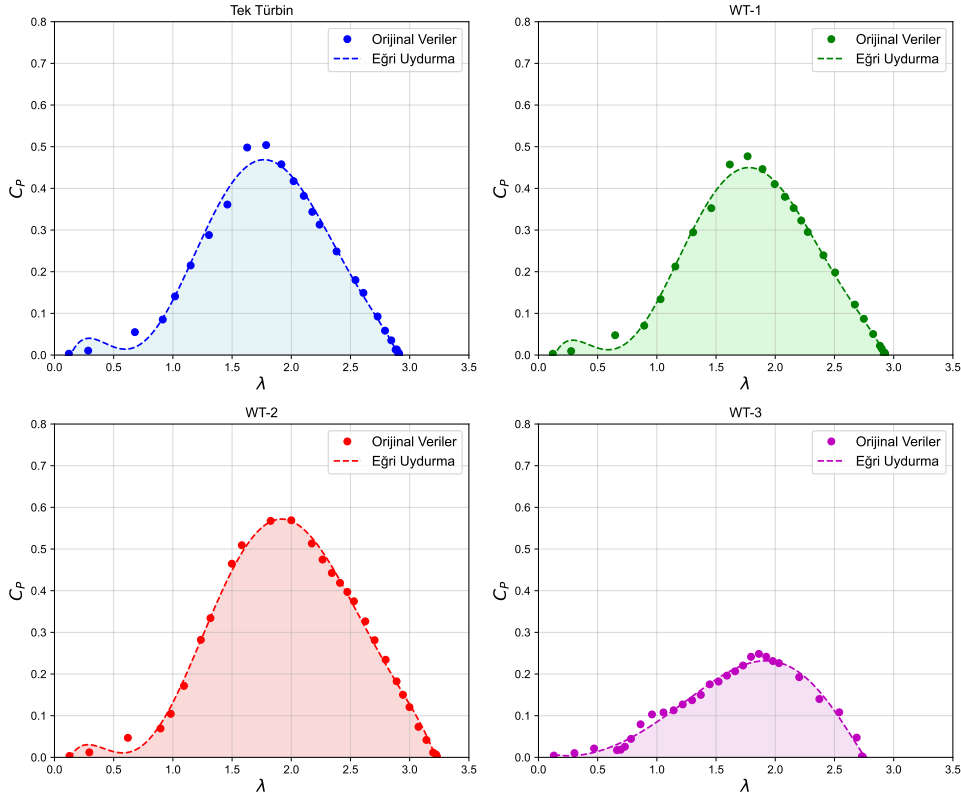
Türbinlerin P1 konfigürasyonunda çalışması haline enerji üretimlerinin durumu da incelenmiştir. Şekil 6.7’de P1 konfigürasyonundaki her türbinin yanı sıra 1.00 katlıktaki tek türbinin $C_P - \lambda$ ilişkisi gösterilmiştir. WT-1 türbini, tek başına çalışan bir türbin ile hemen hemen aynı performans grafiği ortaya koymuştur. İkinci türbin ise 1.5 uç hız oranına kadar aynı eğilimde olmuş, bu noktadan sonra güç katsayısında ciddi bir artış meydana gelmiştir. Buna ek olarak ulaşabildiği uç hız oranı da arttığından daha geniş bir aralıkta enerji üretmiştir. WT-3 türbininde güç düşüşü olmuş, en yüksek güç katsayısı yaklaşık 0.25 civarında gerçekleşmiştir. Diğer türbinlere kıyasla performanstaki bu düşüş, kendini başlatma karakterinde yaşadığı düşüşten daha yüksek oranda olmuştur.

Şekil 6.7’de şuna dikkat etmek gerekmektedir. Burada türbinlerin güç katsayıları aslında Darrieus türbinlerin ulaşabildiği güç katsayılarından çok daha yüksektir. Özellikle WT-2 türbini Betz limitine çok yaklaşmıştır. Ayrıca Şekil 4.17’de 1.00 katlıktaki türbin incelendiğinde en yüksek güç katsayısının 0.32 civarında olduğu gözlemlenebilir. Buradaki sonuçların daha yüksek olmasının sebebi, kendini başlatma çalışmalarında uç hız oranının sıfırdan başlayarak giderek artmasıdır. Analizlerin başında doğruluğu kabul edilen bir zaman adımı kullanıldığı ve bu zaman adımı simülasyon boyunca sabit kaldığı için türbinin dönüş hızı arttıkça bir zaman adımında geçilen azimutal pozisyon giderek artmaktadır. Bir zaman adımında geçilen azimut açısı Bölüm 4’te yürütülen çalışmalarda tarafımızca sabit $\Delta\theta = 0.5^\circ$ olacak şekilde uygulanmıştır. Ancak kendini başlatma çalışmasının getirdiği zorunluluk nedeniyle bu azimut açısı artışı 6° ’ye kadar ulaşabilmektedir. Bunun sonucunda elde edilen ortalama moment katsayıları nispeten daha kaba olmaktadır. Ancak bu yaklaşım türbin başlatma karakterlerini incelerken aynı zamanda türbinlerin enerji üretimlerini değerlendirme imkanı sunduğundan son derece faydalı olmaktadır.



Şekil 6.7. P1 konfigürasyonunda türbinlerin güç katsayısı.

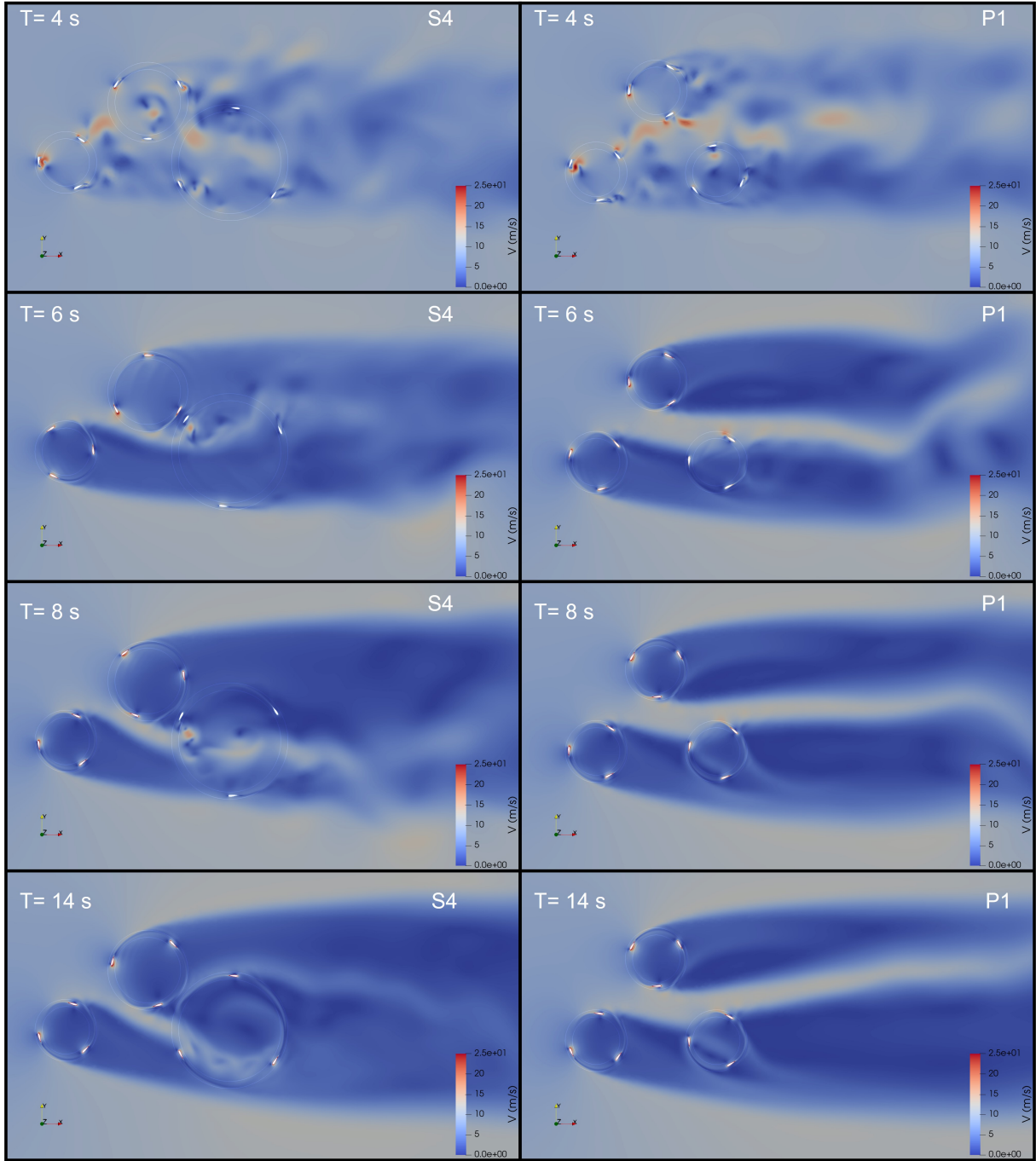
Türbin çiftliğinin P1 konfigürasyonu şeklinde kurgulanmasıyla, tek tek türbin bazında enerji üretimi açısından hem kayıplar hem de kazanımlar olmuştur. İkinci türbinde güç katsayısında çok ciddi bir artış görülürken, üçüncü türbinde ise kayda değer azalma görülmüştür. Ortalama olarak ne kadar bir kayıp veya kazanım olduğunu görebilmek adına her bir türbinin güç eğrisi altında kalan alanlar hesaplanmıştır. Şekil 6.8’de her türbinin güç eğrisine 6. dereceden polinom olacak şekilde eğri uydurulmuştur. Bu performans grafikleri göz önüne alındığında P1 konfigürasyonundaki 3 türbinin güç eğrileri altında kalan alanın ortalaması 0.5713 olarak hesaplanmıştır. Tek türbin için bu değer 0.5993 olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak P1 konfigürasyonu kullanıldığında, serbest akış koşullarında tek başına konumlandırılmış 1.00 katılıktaki bir türbinin güç performansı ile ortalama çiftlik performansı arasında %4.6 fark oluşmuştur. Dolayısıyla P1 konfigürasyonu hem tek türbinin kendini başlatma zamanına en yakın ortalama başlama zamanını vermiş, hem de ortalama güç katsayısında çok düşük bir kayıpla enerji üretimine olanak tanımıştır. Bu şekilde en küçük türbin çiftliği alanı kullanılarak optimum düzeyde çalışan bir dikey eksenli rüzgar türbini çiftliği elde edilmiştir.



Şekil 6.8. P1 konfigürasyonunda türbinlerin güç eğrileri altında kalan alanlar.

P1 konfigürasyonunun getirdiği avantajların nasıl gerçekleştiğini anlamak adına optimum yerleşim olan P1 ile en kötü kendini başlatma performansı sergileyen S4 konfigürasyonlarında hız dağılımı Şekil 6.9’da kıyaslanmıştır. Grafikte 4. saniye P1 konfigürasyonunda kendini başlatmanın

gerçekleştiği, 6. saniye hızlanma bölgesinin elde edildiği, 8. saniye kararlı dönüş geçişin başladığı, 14. saniye ise türbinin tamamen kararlı dönüş durumuna geçtiği süreleri belirtmektedir.



Şekil 6.9. P1 ve S4 konfigürasyonlarında zamana göre oluşan hız alanları.

İlk olarak 4. saniyeye bakıldığında S4 konfigürasyonunda öndeki türbinlerin oluşturduğu blokaj nedeniyle WT-3 daha düşük hız bölgelerine maruz kalmıştır. P1 durumunda ise WT-2 tarafından oluşturulan hızlandırılmış akış bölgesi WT-3'ün nispeten daha yüksek hızlarla karşılaşmasına sebep olmuştur. Bu durum WT-3'ün girdap etkileri altında olmasına rağmen kendini daha hızlı başlatmasına olanak tanımıştır.

Simülasyonlar 6 saniyeye ulaştığında hem S4 hem de P1 konfigürasyonlarında düşük hızlı akış bölgelerinin kuvvetlendiği görülmüştür. S4 konfigürasyonunda WT-3 tamamen öndeki türbinlerin girdap etkisi altında kalmıştır. P1’de birinci türbinin ve ikinci türbinin dönüşleri ile yüksek hızlı bir bölge meydana gelmiştir. Burada WT-1’in hızlandırdığı akış 2 numaralı türbinin hem daha hızlı bir şekilde yüksek λ değerine ulaşmasını sağlamış hem de türbinin güç katsayısını artırmıştır. İkinci türbin tarafından oluşturulan ekstra hızlanma ile WT-3 daha yüksek rüzgar hızını maruz kalmış, ek olarak WT-1 ardında oluşan girdap bölgesi daraltılmıştır.

Analiz süresi 8 saniye olduğunda, S4 konfigürasyonunda WT-3’ün nispeten daha hızlı akış aldığı görülmüştür. Burada WT-1 ve WT-2’in artık neredeyse kararlı dönüş hızına ulaşacak kadar yüksek hızlarda dönmesi bu durumu ortaya çıkarmıştır. Ancak yinede P1 konfigürasyonuna kıyasla daha yoğun düşük hız bölgeleri gözlemlenmiştir. P1 konfigürasyonunda 6. saniyede ortaya çıkan hızlanmış bölgenin gelişerek WT-1 arkasındaki düşük hız bölgesini dışa doğru yönlendirdiği görülmüştür. Ayrıca WT-3’ün de nispeten yüksek hızlara ulaşması ile WT-2 ardındaki girdap bölgesi bir miktar küçülmüştür.

P1 durumundaki türbinlerin kararlı dönüş koşullarına geldiği 14. saniyede, S4 konfigürasyonunda hala büyük girdap alanlarının varlığı görülmüştür. WT-1 ve WT-2 türbinlerinin dönüşüyle bir miktar hızlanmış bölge meydana gelse de, WT-2 ve WT-3’ün çok yakın olmaları sebebiyle bu hızlanmış alan devam ettirilememiştir. Diğer taraftan P1 konfigürasyonunda hızlandırılmış bölge daha da güçlü hale gelerek, WT-2 ardındaki girdap bölgesinin ciddi oranda küçülmesine sebep olmuştur.

Yapılan kıyaslamada da görüldüğü üzere, P1 konfigürasyonu akışın uygun şekilde yönlendirilip enerjilendirilmesini sağlamıştır. Bu durum hem kendini başlatma açısından olumlu sonuçlar sağlamış, hem de tam olarak öndeki bir türbinin art izine yerleştirilecek bir türbinin bile nispeten verimli çalışmasına olanak tanımıştır. Ayrıca kullanılan alan bakımından da son derece kompakt bir türbin çiftliği oluşmasını sağlamıştır.

6.3. Sonuç

Bu bölümde iki aşamalı Taguchi yöntemi kullanılarak türbinlerin çiftlik konfigürasyonlarının kendini başlatma karakterleri incelenmiş, optimum türbin düzeninin bulunması amaçlanmıştır.

Birinci aşama çalışmalarında literatüre göre parametreler belirlenerek türbinler ters piramit şeklinde pozisyonlanmıştır. İlk aşama Taguchi analizinde 4 faktör, 3 seviye kullanılmıştır. Bu faktör-seviye sayısına göre Taguchi L9 ortogonal tablosu ile 9 adet analiz önerilmiştir.

Analizlerin sonucunda her türbin için kendini başlatma süresi ve maksimum uç hız oranı incelenmiştir. Kendini başlatma süresi açısından bakıldığında, en yüksek etkinin türbin katılığı olduğu görülmüştür. Maksimum uç hız oranı üzerinde ise tek baskın parametrenin katılık olmasından dolayı sonraki aşamalarda optimizasyon amacı olmaktan çıkarılmıştır. Birinci aşama analizleri sonucunda, WT-1 ve WT-2 için optimum parametreler Tablo 6.8’de sırasıyla verilen OC1 ve OC2 konfigürasyonlarında elde edilmiştir. WT-3 için ise C2 konfigürasyonu en iyi başlama süresini sağlamıştır.

İkinci aşamada ise türbinler daha yakın konumlandırılmış, parametre sayısı artırılmıştır. Ayrıca türbinler akışın yönlendirilmesini kolaylaştıracak düzende yerleştirilmiştir. Bu parametrik çalışmada 17 adet analiz yapılmıştır. Analizler sonucunda türbin çiftliğinin ortalama kendini başlatma süresine en büyük katkının WT-2 türbininin katılığı tarafından yapıldığı tespit edilmiştir. Bunu sırasıyla 3. ve 1. türbinlerin katılıkları izlemiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde optimum düzen olacağı tahmin edilen P1 konfigürasyonu önerilmiş ve analizler yapılmıştır. Analizler P1 konfigürasyonunun, tahmin edildiği üzere en iyi ortalama kendini başlatma süresi sağlayan düzen olduğunu göstermiştir. Bu konfigürasyon için türbinler güç katsayıları açısından da incelenmiştir. WT-2 için güç katsayısında artış olurken WT-3’te düşüş gözlemlenmiş, WT-1 ise tek türbinde elde edilen güç karakterine benzer bir eğilim sergilemiştir. P1 konfigürasyonundaki bu üç türbin için ortalama güç üretimine bakıldığında ise tek türbine oranla çok az bir kayıp gerçekleşmiştir. Buradan yola çıkarak, P1 konfigürasyonunun hem en iyi kendini başlatma süresi veren, hem de enerji üretiminde büyük kayıplar yaşamadan en yakın konumlandırma imkanı sunan düzen olduğu sonucuna varılmıştır. P1 konfigürasyonu ayrıca akışın yönlendirilmesini çok düzgün şekilde sağlayarak art izi bölgesinin küçültülmesine katkı sunmuştur.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Dikey eksenli rüzgar türbinleri doğası gereği yatay eksenlilere göre daha düşük verime sahip olsalar da, düşük maliyet, kolay imalat ve kurulum, bireysel kullanıma uygunluk gibi pek çok avantajından dolayı oldukça önemlidir. Dikey eksenli rüzgar türbinleri içerisinde de en yaygın olanları H-Darrieus türbinleridir. Dikey eksenli rüzgar türbinleri çeşitli metotlar ile analiz edilebilmektedir. Bununla beraber hem yüksek doğruluk hem de hızlı sonuç açısından HAD analizleri son derece uygun bir yöntemdir.

Bu tez kapsamında 3 adet düz kanada sahip H-Darrieus türbini için numerik HAD analizleri yürütülmüştür. Analizler zamana bağlı, sıkıştırılamaz akış koşulları altında 2B olarak gerçekleştirilmiştir. Mevcut tez çalışmasında yapılan incelemeler temel olarak enerji-ekserji analizi ve kendini başlatma performansı üzerine olmuştur. Daha sonra türbinlerin çiftlik konfigürasyonları üzerine çeşitli parametrelerin etkisi analiz edilerek optimizasyon yapılmıştır.

7.1. Türbülans Ve Katılığın Türbin Performansına Etkisi İçin Sonuçlar

Bölüm 4'te bir türbinin gücü üzerinde türbülansın ve katılığın etkileri araştırılmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda türbülansın genel anlamda türbin gücü üzerinde olumlu etki yaptığı gözlemlenmiştir. Ayrıca türbülansın olumlu etkisinin yaklaşık %25 türbülansa kadar giderek arttığı ancak bu noktadan sonra yapılan katılının nispeten azaldığı görülmüştür. Dolayısıyla türbülans ile sağlanacak pozitif etki için, %25 türbülans yoğunluğunun üst limit kabul edilebileceği sonucuna varılmıştır.

Bölüm 4'te ikinci olarak farklı katılıktaki türbinlerin performansları incelenmiştir. Katılık değişimi çapın artırılıp azaltılması ile yapılmıştır. Analizler sonucunda türbin katılığının artmasıyla düşük uç hız oranlarında dahi verimli şekilde enerji üretimi yapılabileceği görülmüştür. Düşük uç hız oranlarında katılığın bu etkisi sürüklenme kuvvetinin de pozitif etkisi ile elde edilmiştir. Bununla beraber yüksek katılıktaki türbinlerin güç katsayıları, katılığı düşük olan türbinlere göre son derece az olmuştur. Türbin katılığı 3.00'e kadar yükseltilerek geniş bir katılık aralığı tarandığında, türbin performansı açısından 1.00 katılık üzerinde türbin kullanmanın verimsiz olabileceği görülmüştür. Ancak buna ek olarak nispeten düşük dönüş hızlarında çalışacak türbinlerin yüksek katılıkta üretilmesinin enerji üretimi açısından faydalı olabileceği sonucuna varılmıştır.

Bu bölümde ek olarak ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji analizleri sonucunda türbülansın ekserji verimi üzerindeki etkisinin, C_p üzerindeki etki ile benzer olduğu gözlemlenmiştir. En iyi

durumda ekserji verimi, %29.2 türbülans yoğunluğunda yaklaşık 0.2 olarak elde edilmiştir. Katılık için ekserji analizleri her farklı türbinin kendi maksimum güç katsayısını verdiği durumlarda gerçekleştirilmiştir. Katılığın güç katsayısı üzerindeki etkisinin benzeri ekserji veriminde de görülmüştür. Son olarak $C_P - \sigma$ ve $\psi - \sigma$ ilişkisinin kompakt halde gösterimi için eğri uydurma işlemi yapılmış ve hem güç katsayısının hem de ekserji veriminin katılık ile değişim fonksiyonları verilmiştir.

7.2. Katılığın Kendini Başlatma Üzerinde Etkisi İçin Sonuçlar

Bölüm 5'te türbin katılığının kendini başlatma karakteri üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Altı serbestlik dereceli model kullanılarak türbinin durağan halden tamamen kararlı dönüğe ulaştığı süreç modellenmiştir. Bu aşamada HAD analizlerinde kullanılan yöntem değiştiğinden tekrar ağ bağımsızlık, zaman bağımsızlık ve doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Katılık değeri 0.10 - 3.00 aralığında değiştirilmiştir.

Analizler öncelikle 9 m/s rüzgar hızında yapılmıştır. Katılığın artmasına bağlı olarak türbin başlama zamanı azalmıştır. Bu hızda en erken başlayan türbin 3.00 katılıktaki olmuştur. Ancak çok yüksek katılığın sonucunda, uç hız oranında ciddi düşüş meydana gelmiştir. Ek olarak 6 m/s rüzgar hızında da çalışılmıştır. Bu rüzgar hızında türbin katılığının artması sadece 1.40 katılık değerine kadar kendini başlatma karakterini iyileştirmiştir. Bunun üstündeki katılık olan 3.00'da ise başlama zamanı tekrar yükselmiştir. Son olarak 12 m/s rüzgar hızında, 9 m/s hızda tam olarak başlama sağlayamayan 0.10 ve 0.25 katılıktaki türbinler için analizler yürütülmüştür. Beklenen süre sonunda 0.25 katılıktaki türbin başlama gerçekleştirip kararlı hale geçerken, 0.10 katılıktaki türbin bunu sağlayamamıştır. İncelenen 3 farklı rüzgar hızı ve çok sayıdaki katılık neticesinde bir türbinin yüksek uç hız oranı ve erken kendini başlatma açısından 0.50 – 1.00 katılık aralığında olması tavsiye edilmiştir.

7.3. Türbinlerin Çiftlik Konfigürasyonu İçin Sonuçlar

Bölüm 6'da türbinlerin çiftlik konfigürasyonlarında kendini başlatma çalışması yürütülmüştür. Bu noktada optimizasyon işlemi iki aşamada yapılmıştır. İlk aşamada 4 faktör 3 seviye kullanılarak 9 adet analiz yapılmıştır. Bu analizler sonucunda WT-1 türbininde en iyi başlama zamanı elde etmek için 1. ve 2. türbin arası dikey mesafe 1.25D, 3. türbin uzaklığı 1.5D, 1. ve 2. türbin katılıkları 1.00, 3. türbin katılığı ise 0.5 olarak belirlenmiştir. WT-2 türbini için en iyi başlama karakteri ise 1. ve 2. türbin katılıkları 1.00, Y mesafesi 1.5D, X mesafesi 1.75D ve 3. türbin katılığı 0.75 olacak şekilde tespit edilmiştir. En iyi başlama zamanı WT-3 için 0.5 katılıkla

1. ve 2. türbin, 0.75 katılıkta 3. türbin ve X, Y mesafeleri sırasıyla 1.75D ve 1.5D olması halinde elde edilmiştir.

İkinci aşama optimizasyon çalışmasında birinci aşamadan yola çıkarak daha yakın konumlandırılmış türbinlerin analiz edilmesine karar verilmiştir. Parametre sayısı artırıldığından bu aşamada 17 adet analiz yapılması gerekmiştir. Sonuçlar ortalama rüzgar çiftliği başlama zamanı açısından değerlendirilmiştir. Bu aşamada da kendini başlatma üzerinde en yüksek etkinin sırasıyla 2, 3 ve 1 numaralı türbinlerin katılıkları tarafından yapıldığı tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar analiz edilerek P1 olarak adlandırılmış yeni bir türbin çiftliği konfigürasyonu önerilmiş ve test edilmiştir. Bu konfigürasyonun optimum başlama zamanını sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca bu konfigürasyonda girdap etkisi altında çalışan türbinlerin olması durumunda bile türbin çiftliğinin ortalama enerji üretiminde kayda değer bir düşüş olmadığı görülmüştür. Buna ek olarak P1 konfigürasyonu girdap alanlarını daraltarak performans artışında etkili olmuştur.

7.4. Öneriler

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar göz önüne alındığında gelecekte daha fazla sayıda türbin kullanılarak kendini başlatma süresi açısından büyük ölçekli DERT çiftliği optimizasyonu yapılması önerilmektedir. Ayrıca kullanılan türbin tipi değiştirilerek Savonius tipi türbinlerden veya hem Savonius hem Darrieus türbinlerden oluşan hibrit bir rüzgar türbini çiftliğinde kendini başlatma optimizasyonu yürütülmesi tavsiye edilmektedir. Bunların yanında türbülanslı akış koşulları altında bu türbin çiftliklerinde hem güç hem kendini başlatma analizi gerçekleştirilmesi önemli görülmektedir.

KAYNAKÇA

- Ahmadi-Baloutaki, M., Carriveau, R., & Ting, D. S.** (2016). A Wind Tunnel Study on the Aerodynamic Interaction of Vertical Axis Wind Turbines in Array Configurations. *Renewable Energy*, 96, 904–913.
- Ahmadi-Baloutaki, M., Carriveau, R., & Ting, D. S.-K.** (2015). Performance of a Vertical Axis Wind Turbine in Grid Generated Turbulence. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 11, 178–185.
- Akwa, J. V., Vielmo, H. A., & Petry, A. P.** (2012). A review on the Performance of Savonius Wind Turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 3054–3064.
- Almohammadi, K. M.** (2014). *Optimization of a CFD Based Design of a Straight Blade Vertical Axis Wind Turbine (SB-VAWT)*. (Doktora Tezi), University of Leeds.
- Almohammadi, K. M., Ingham, D. B., Ma, L., & Pourkashanian, M.** (2012). CFD Sensitivity Analysis of a Straight-Blade Vertical Axis Wind Turbine. *Wind Engineering*, 36(5), 571–588.
- Alnmr, A. & Mayassah, M.** (2024). Innovations in Offshore Wind: Reviewing Current Status and Future Prospects with a Parametric Analysis of Helical Pile Performance for Anchoring Mooring Lines. *Journal of Marine Science and Engineering*, 12(7), 1040.
- Alqurashi, F. & Mohamed, M. H.** (2020). Aerodynamic Forces Affecting the H-Rotor Darrieus Wind Turbine. *Modelling and Simulation in Engineering*, 2020, 1–15.
- Amet, E., Maître, T., Pellone, C., & Achard, J.-L.** (2009). 2D Numerical Simulations of Blade-Vortex Interaction in a Darrieus Turbine. *Journal of Fluids Engineering*, 131(11), 111103–1–111103–15.
- Arab, A., Javadi, M., Anbarsooz, M., & Moghiman, M.** (2017). A Numerical Study on the Aerodynamic Performance and the Self-Starting Characteristics of a Darrieus Wind Turbine Considering Its Moment of Inertia. *Renewable Energy*, 107, 298–311.
- Asr, M. T., Nezhad, E. Z., Mustapha, F., & Wiriadidjaja, S.** (2016). Study on Start-up Characteristics of H-Darrieus Vertical Axis Wind Turbines Comprising NACA 4-Digit Series Blade Airfoils. *Energy*, 112, 528–537.
- Azadani, L. N.** (2023). Vertical Axis Wind Turbines in Cluster Configurations. *Ocean Engineering*, 272, 113855.
- Baker, J. R.** (1983). Features to Aid or Enable Self Starting of Fixed Pitch Low Solidity Vertical Axis Wind Turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 15(1-3), 369–380.
- Balduzzi, F., Bianchini, A., Maleci, R., Ferrara, G., & Ferrari, L.** (2016). Critical Issues in the CFD Simulation of Darrieus Wind Turbines. *Renewable Energy*, 85, 419–435.
- Balduzzi, F., Drofelnik, J., Bianchini, A., Ferrara, G., Ferrari, L., & Campobasso, M. S.** (2017). Darrieus Wind Turbine Blade Unsteady Aerodynamics: A Three-Dimensional Navier-Stokes CFD Assessment. *Energy*, 128, 550–563.

- Balduzzi, F., Zini, M., Molina, A. C., Bartoli, G., De Troyer, T., Runacres, M. C., Ferrara, G., & Bianchini, A.** (2020). Understanding the Aerodynamic Behavior and Energy Conversion Capability of Small Darrieus Vertical Axis Wind Turbines in Turbulent Flows. *Energies*, 13(11), 2936.
- Barnes, A. & Hughes, B.** (2019). Determining the Impact of VAWT Farm Configurations on Power Output. *Renewable Energy*, 143, 1111–1120.
- Barone, M. F., Berg, J. C., & Griffith, D.** (2011). *Reference Model 2:" Rev 0" Rotor Design*. Teknik Rapor, Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), Albuquerque, New Mexico.
- Betz, A.** (1966). *Introduction to the Theory of Flow Machines*. Pergamon Press, Oxford, UK.
- Blackwell, B. F., Sheldahl, R. E., & Feltz, L. V.** (1977). *Wind Tunnel Performance Data for the Darrieus Wind Turbine with NACA 0012 Blades*. Teknik Rapor SAND76-0130, Sandia Laboratories, United States.
- Blanco, M. I.** (2009). The Economics of Wind Energy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6-7), 1372–1382.
- Blazek, J.** (2015). *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Butterworth-Heinemann.
- Bluestein, M. & Zecher, J.** (1999). A New Approach to an Accurate Wind Chill Factor. *Bulletin of the American Meteorological Society*, 80(9), 1893–1900.
- Bos, R.** (2012). *Self-starting of Small Urban Darrieus Rotor*. (Yüksek Lisans Tezi), Delft University of Technology, Delft.
- Boussinesq, J.** (1877). Theorie de l'Ecoulement Tourbillant. *Mem. Pre-sentes par Divers Savantas Acad. Sci. Inst. Fr.*, 23, 46–50.
- Brownstein, I. D., Kinzel, M., & Dabiri, J. O.** (2016). Performance Enhancement of Downstream Vertical-Axis Wind Turbines. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8(5).
- Burton, T., Jenkins, N., Sharpe, D., & Bossanyi, E.** (2011). *Wind Energy Handbook*. John Wiley & Sons, West Sussex, UK.
- Cardona, J. L.** (1984). Flow Curvature and Dynamic Stall Simulated with an Aerodynamic Free-Vortex Model for VAWT. *Wind Engineering*, 8(3), 135–143.
- Castelli, M. R., De Betta, S., & Benini, E.** (2012). Effect of Blade Number on a Straight-Bladed Vertical-Axis Darrieus Wind Turbine. *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 6(1), 68–74.
- Castelli, M. R., Englaro, A., & Benini, E.** (2011). The Darrieus Wind Turbine: Proposal for a New Performance Prediction Model Based on CFD. *Energy*, 36(8), 4919–4934.
- Çelik, Y.** (2021). *Aerodynamics and Self-starting of Vertical Axis Wind Turbines with J-shaped Aerofoils*. (Doktora Tezi), University of Sheffield, Sheffield.

- Çelik, Y., Ingham, D., Ma, L., & Pourkashanian, M.** (2022). Design and Aerodynamic Performance Analyses of the Self-Starting H-Type VAWT Having J-Shaped Aerofoils Considering Various Design Parameters Using CFD. *Energy*, 251, 123881.
- Çelik, Y., Ma, L., Ingham, D., & Pourkashanian, M.** (2020). Aerodynamic Investigation of the Start-up Process of H-Type Vertical Axis Wind Turbines Using CFD. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 204, 104252.
- Çengel, Y. A. & Boles, M. A.** (2011). *Thermodynamics: an Engineering Approach*. McGraw-Hill New York.
- Chen, C.-C. & Kuo, C.-H.** (2013). Effects of Pitch Angle and Blade Camber on Flow Characteristics and Performance of Small-Size Darrieus VAWT. *Journal of Visualization*, 16(1), 65–74.
- Chen, W.-H., Ocreto, J. B., Wang, J.-S., Hoang, A. T., Liou, J.-H., Hwang, C.-J., & Chong, W. T.** (2021). Two-Stage Optimization of Three and Four Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbines (SB-VAWT) Based on Taguchi Approach. *e-Prime-Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*, 1, 100025.
- Chen, Y., Zhang, D., Zhang, Y., Guo, P., & Li, J.** (2024). Numerical Investigation of the Impact of the Diameter and Rotational Motion of a Multi-Blade Rotor on the Hydrokinetic Combined Turbine Performance. *Renewable Energy*, 236, 121439.
- Consul, C. A., Willden, R. H. J., Ferrer, E., & McCulloch, M. D.** (2009). Influence of Solidity on the Performance of a Cross-Flow Turbine. *Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference*, s. 7–10, Uppsala, Sweden.
- Dabiri, J. O.** (2011). Potential Order-of-Magnitude Enhancement of Wind Farm Power Density via Counter-Rotating Vertical-Axis Wind Turbine Arrays. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3(4).
- Danao, L. A., Qin, N., & Howell, R.** (2012). A Numerical Study of Blade Thickness and Camber Effects on Vertical Axis Wind Turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 226(7), 867–881.
- Daróczy, L., Janiga, G., Petrasch, K., Webner, M., & Thévenin, D.** (2015). Comparative Analysis of Turbulence Models for the Aerodynamic Simulation of H-Darrieus Rotors. *Energy*, 90, 680–690.
- Davidson, L.** (1997). *An Introduction to Turbulence Models*. Chalmers University of Technology.
- De Tavernier, D., Ferreira, C., Li, A., Paulsen, U. S., & Madsen, H. A.** (2018). Towards the Understanding of Vertical-Axis Wind Turbines in Double-Rotor Configuration. *Journal of Physics: Conference Series*, volume 1037, s. 022015. IOP Publishing.
- Demirbas, A.** (2016). *Waste Energy for Life Cycle Assessment*. Springer, Switzerland.
- Dincer, I. & Rosen, M.** (2007). *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier, Burlington, Massachusetts.
- Dominy, R., Lunt, P., Bickerdyke, A., & Dominy, J.** (2007). Self-starting Capability of a Darrieus Turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(1), 111–120.

- Douak, M., Aouachria, Z., Rabehi, R., & Allam, N.** (2018). Wind Energy Systems: Analysis of the Self-Starting Physics of Vertical Axis Wind Turbine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 1602–1610.
- Du, L.** (2016). *Numerical and Experimental Investigations of Darrieus Wind Turbine Start-up and Operation*. (Doktora Tezi), Durham University, Durham.
- Du, L., Ingram, G., & Dominy, R. G.** (2019). Experimental Study of the Effects of Turbine Solidity, Blade Profile, Pitch Angle, Surface Roughness, and Aspect Ratio on the H-Darrieus Wind Turbine Self-Starting and Overall Performance. *Energy Science & Engineering*, 7(6), 2421–2436.
- Dumitrescu, H., Dumitrache, A., Popescu, C. L., Popescu, M. O., Frunzulică, F., & Crăciunescu, A.** (2014). Wind Tunnel Experiments on Vertical-Axis Wind Turbines with Straight Blades. *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 1(12), 1001–1004.
- Dyachuk, E. & Goude, A.** (2015). Numerical Validation of a Vortex Model Against Experimental Data on a Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine. *Energies*, 8(10), 11800–11820.
- Ebert, P. R. & Wood, D. H.** (1997). Observations of the Starting Behaviour of a Small Horizontal Axis Wind Turbine. *Renewable Energy*, 12(3), 245–257.
- Edwards, J. M., Angelo Danao, L., & Howell, R. J.** (2012). Novel Experimental Power Curve Determination and Computational Methods for the Performance Analysis of Vertical Axis Wind Turbines. *Journal of Solar Energy Engineering*, 134(3), 031008–1–031008–11.
- El-Askary, W. A., Burlando, M., Mohamed, M. H., & Eltayesh, A.** (2023). Improving Performance of H-Type NACA 0021 Darrieus Rotor Using Leading-Edge Stationary/Rotating Microcylinders: Numerical Studies. *Energy Conversion and Management*, 292, 117398.
- Erkan, O.** (2020). *Rüzgar Türbin Kanadı Üzerindeki Aerodinamik Akışa Yüzey Pürüzlülüğü Etkisinin İncelenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi), Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Erkan, O.** (2022). Recent Advances in Improving the Aerodynamic Performance of Wind Turbines. Kılıç, B. & Başıyigit Kılıç, G. (Ed.), *New Trends in Engineering Sciences*, s. 467 – 484. Duvar Publishing.
- Erkan, O., Özkan, M., Karakoç, T. H., Garrett, S. J., & Thomas, P. J.** (2020). Investigation of Aerodynamic Performance Characteristics of a Wind-Turbine-Blade Profile Using the Finite-Volume Method. *Renewable Energy*, 161, 1359–1367.
- ETKB** (2024a). *Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyeli*. [Erişim: 02.02.2024, <https://enerji.gov.tr/eigm-yenilenebilir-enerji-kaynaklar-ruzgar>].
- ETKB** (2024b). *Yıllık Ortalama Rüzgar Hızı Dağılımı*. [Erişim: 02.02.2024, <https://repa.enerji.gov.tr/REPA/bolgeler/TURKIYE-GENELI.pdf>].
- Fanucci, J. B. & Walter, R. E.** (1976). Innovative Wind Machines: The Theoretical Performance of a Vertical-Axis Wind Turbine. *Proceeding of the Vertical-Axis Wind Turbine Technology Workshop*. Sandia Laboratories, SAND, s. 76–5586.

- Farhan, A. M.** (2018). *Numerical Study of the Effect of Winglets on a Horizontal Axis Wind Turbine Performance*. (Doktora Tezi), University of Leeds, Leeds.
- Fatahian, E., Mishra, R., Jackson, F. F., & Fatahian, H.** (2024). Optimization and Analysis of Self-Starting Capabilities of Vertical Axis Wind Turbine Pairs: A CFD-Taguchi Approach. *Ocean Engineering*, 302, 117614.
- Feng, F., Tong, G., Ma, Y., & Li, Y.** (2021). Numerical Simulation and Wind Tunnel Investigation on Static Characteristics of VAWT Rotor Starter with Lift-Drag Combined Structure. *Energies*, 14(19), 6167.
- Fernando, M. S. U. K. & Modi, V. J.** (1989). A Numerical Analysis of the Unsteady Flow Past a Savonius Wind Turbine. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 32(3), 303–327.
- Fertahi, S. e.-D., Belhadad, T., Kanna, A., Samaouali, A., Kadiri, I., Arid, A., Benini, E., Agounoun, R., El Rhafiki, T., & El Kadri Elyamani, N. E.** (2023). 3D CFD Modeling for the Limits' Identification of 2D Flow Pattern's Effects on the Aerodynamic Performance of a Reference H-Darrieus Prototype. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, 17(6), 3229–3278.
- Fiedler, A. J. & Tullis, S.** (2009). Blade Offset and Pitch Effects on a High Solidity Vertical Axis Wind Turbine. *Wind Engineering*, 33(3), 237–246.
- Fluent, A.** (2009). *Ansys Fluent 12.0 Theory Guide*. Teknik Rapor, Canonsburg, Pennsylvania.
- Fujisawa, N.** (1992). On the Torque Mechanism of Savonius Rotors. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 40(3), 277–292.
- Ghasemian, M., Ashrafi, Z. N., & Sedaghat, A.** (2017). A Review on Computational Fluid Dynamic Simulation Techniques for Darrieus Vertical Axis Wind Turbines. *Energy Conversion and Management*, 149, 87–100.
- Ghiasi, P., Najafi, G., Ghobadian, B., Jafari, A., Mamat, R., & Ghazali, M. F.** (2023). CFD-Study of the H-Rotor Darrieus Wind Turbine Performance in Drag-Lift and Lift Regime: Impact of Type, Thickness and Chord Length of Blades. *Alexandria Engineering Journal*, 67, 51–64.
- Giorgetti, S., Pellegrini, G., & Zanforlin, S.** (2015). CFD Investigation on the Aerodynamic Interferences Between Medium-Solidity Darrieus Vertical Axis Wind Turbines. *Energy Procedia*, 81, 227–239.
- Glauert, H.** (1935). Airplane Propellers. Durand, W. F. (Ed.), *Aerodynamic Theory*, s. 169–360. Springer Berlin, Dover, New York.
- Gormont, R. E.** (1973). *A Mathematical Model of Unsteady Aerodynamics and Radial Flow for Application to Helicopter Rotors*. Eustis Directorate, US Army Air Mobility Research and Development Laboratory.
- Greaves, P.** (2013). *Fatigue Analysis and Testing of Wind Turbine Blades*. (Doktora Tezi), Durham University, Durham.
- GWEC** (2022). *Global Wind Report 2022*. Teknik Rapor, Brussels, Belgium.

- Hand, B. & Cashman, A.** (2020). A Review on the Historical Development of the Lift-Type Vertical Axis Wind Turbine: From Onshore to Offshore Floating Application. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 38, 100646.
- Hau, E.** (2013). *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin.
- He, J., Jin, X., Xie, S., Cao, L., Wang, Y., Lin, Y., & Wang, N.** (2020). CFD Modeling of Varying Complexity for Aerodynamic Analysis of H-Vertical Axis Wind Turbines. *Renewable Energy*, 145, 2658–2670.
- Hezaveh, S. H., Bou-Zeid, E., Dabiri, J., Kinzel, M., Cortina, G., & Martinelli, L.** (2018). Increasing the Power Production of Vertical-Axis Wind-Turbine Farms Using Synergistic Clustering. *Boundary-Layer Meteorology*, 169(2), 275–296.
- Hill, N., Dominy, R., Ingram, G., & Dominy, J.** (2009). Darrieus Turbines: The Physics of Self-Starting. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(1), 21–29.
- Hinze, J. O.** (1975). *Turbulence*. McGraw-Hill Book Company, New York.
- Hirsch, I. H. & Mandal, A. C.** (1987). A Cascade Theory for the Aerodynamic Performance of Darrieus Wind Turbines. *Wind Engineering*, s. 164–175.
- Holme, O.** (1977). A Contribution to the Aerodynamic Theory of the Vertical-Axis Wind Turbine. *International Symposium on Wind Energy Systems*, s. C4_55–C4_72, Cambridge.
- Howell, R., Qin, N., Edwards, J., & Durrani, N.** (2010). Wind Tunnel and Numerical Study of a Small Vertical Axis Wind Turbine. *Renewable Energy*, 35(2), 412–422.
- Huang, H., Luo, J., & Li, G.** (2023). Study on the Optimal Design of Vertical Axis Wind Turbine with Novel Variable Solidity Type for Self-Starting Capability and Aerodynamic Performance. *Energy*, 271, 127031.
- IEA** (2018). *World Energy Outlook: Offshore Energy Outlook 2018*. Teknik Rapor, Paris, France.
- IRENA** (2023). *Renewable Capacity Statistics 2023*. Teknik Rapor, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi.
- Islam, M., Ting, D. S.-K., & Fartaj, A.** (2008). Aerodynamic Models for Darrieus-Type Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(4), 1087–1109.
- Jin, X., Zhao, G., Gao, K., & Ju, W.** (2015). Darrieus Vertical Axis Wind Turbine: Basic Research Methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42, 212–225.
- Jodai, Y. & Hara, Y.** (2021). Wind Tunnel Experiments on Interaction Between Two Closely Spaced Vertical-Axis Wind Turbines in Side-by-Side Arrangement. *Energies*, 14(23), 7874.
- Joo, S., Choi, H., & Lee, J.** (2015). Aerodynamic Characteristics of Two-Bladed H-Darrieus at Various Solidities and Rotating Speeds. *Energy*, 90, 439–451.

- Karmakar, S. D. & Chattopadhyay, H.** (2022). A Review of Augmentation Methods to Enhance the Performance of Vertical Axis Wind Turbine. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53, 102469.
- Kentfield, J. A.** (1996). *The Fundamentals of Wind-Driven Water Pumps*. CRC Press, Alberta, Canada.
- Khalid, M. S. U., Wood, D., & Hemmati, A.** (2022). Self-Starting Characteristics and Flow-Induced Rotation of Single-and Dual-Stage Vertical-Axis Wind Turbines. *Energies*, 15(24), 9365.
- Khanjari, A., Mahmoodi, E., & Ahmadi, M. H.** (2020). Energy and Exergy Analyzing of a Wind Turbine in Free Stream and Wind Tunnel in CFD Domain Based on Actuator Disc Technique. *Renewable Energy*, 160, 231–249.
- Kinzel, M., Mulligan, Q., & Dabiri, J. O.** (2012). Energy Exchange in an Array of Vertical-Axis Wind Turbines. *Journal of Turbulence*, 13, N38.
- Kirke, B. K.** (1998). *Evaluation of Self-Starting Vertical Axis Wind Turbines for Stand-Alone Applications*. (Doktora Tezi), Griffith University Gold Coast.
- Kolmogorov, A. N.** (1941). Equations of Turbulent Motion in an Incompressible Fluid. *Dokl. Akad. Nauk SSSR*, volume 30, s. 299–303.
- Kuang, L., Lei, H., Zhou, D., Han, Z., Bao, Y., & Zhao, Y.** (2021). Numerical Investigation of Effects of Turbulence Intensity on Aerodynamic Performance for Straight-Bladed Vertical-Axis Wind Turbines. *Journal of Energy Engineering*, 147(1), 04020087.
- Lain, S. & Osorio, C.** (2010). Simulation and Evaluation of a Straight-Bladed Darrieus-Type Cross Flow Marine Turbine. *Journal of Scientific & Industrial Research*, 69, 906–912.
- Lam, H. F., Liu, Y. M., Peng, H. Y., Lee, C. F., & Liu, H. J.** (2018). Assessment of Solidity Effect on the Power Performance of H-Rotor Vertical Axis Wind Turbines in Turbulent Flows. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(2).
- Lam, H. F. & Peng, H. Y.** (2017). Measurements of the Wake Characteristics of Co-and Counter-Rotating Twin H-Rotor Vertical Axis Wind Turbines. *Energy*, 131, 13–26.
- Lanzafame, R., Mauro, S., & Messina, M.** (2014). 2D CFD Modeling of H-Darrieus Wind Turbines Using a Transition Turbulence Model. *Energy Procedia*, 45, 131–140.
- Lapin, E. E.** (1975). Theoretical Performance of Vertical Axis Wind Turbines. *American Society of Mechanical Engineers*.
- Larsen, H. C.** (1975). Summary of a Vortex Theory for the Cyclogiro. *Proceedings of the Second US National Conferences on Wind Engineering Research*, Colorado.
- Lee, Y. T. & Lim, H. C.** (2015). Numerical Study of the Aerodynamic Performance of a 500 W Darrieus-Type Vertical-Axis Wind Turbine. *Renewable Energy*, 83, 407–415.
- Li, C., Zhu, S., Xu, Y.-I., & Xiao, Y.** (2013). 2.5 D Large Eddy Simulation of Vertical Axis Wind Turbine in Consideration of High Angle of Attack Flow. *Renewable Energy*, 51, 317–330.

- Li, Q., Maeda, T., Kamada, Y., Murata, J., Yamamoto, M., Ogasawara, T., Shimizu, K., & Kogaki, T.** (2016). Study on Power Performance for Straight-bladed Vertical Axis Wind Turbine by Field and Wind Tunnel Test. *Renewable Energy*, *90*, 291–300.
- Li, Q., Maeda, T., Kamada, Y., Ogasawara, T., Nakai, A., & Kasuya, T.** (2017). Investigation of Power Performance and Wake on a Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine with Field Experiments. *Energy*, *141*, 1113–1123.
- Liu, K., Yu, M., & Zhu, W.** (2019). Enhancing Wind Energy Harvesting Performance of Vertical Axis Wind Turbines with a New Hybrid Design: A Fluid-Structure Interaction Study. *Renewable Energy*, *140*, 912–927.
- Lunt, P. A. V.** (2005). An Aerodynamic Model for a Vertical-Axis Wind Turbine. *MEng Project Report, School of Engineering, University of Durham, UK*.
- Maeda, T., Kamada, Y., Murata, J., Shimizu, K., Ogasawara, T., Nakai, A., & Kasuya, T.** (2016). Effect of Solidity on Aerodynamic Forces Around Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine by Wind Tunnel Experiments (depending on Number of Blades). *Renewable Energy*, *96*, 928–939.
- Mandal, A. C. & Burton, J. D.** (1994). The Effects of Dynamic Stall and Flow Curvature on the Aerodynamics of Darrieus Turbines Applying the Cascade Model. *Wind Engineering*, *s.* 267–282.
- Maître, T., Amet, E., & Pellone, C.** (2013). Modeling of the Flow in a Darrieus Water Turbine: Wall Grid Refinement Analysis and Comparison with Experiments. *Renewable Energy*, *51*, 497–512.
- Menet, J. L.** (2004). A Double-Step Savonius Rotor for Local Production of Electricity: A Design Study. *Renewable Energy*, *29*(11), 1843–1862.
- Menter, F. R.** (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, *32*(8), 1598–1605.
- Mertens, S., van Kuik, G., & van Bussel, G.** (2003). Performance of an H-Darrieus in the skewed flow on a roof. *Journal of Solar Energy Engineering*, *125*(4), 433–440.
- Miller, M. A., Duvvuri, S., & Hultmark, M.** (2021). Solidity Effects on the Performance of Vertical-Axis Wind Turbines. *Flow*, *1*, E9.
- Miller, M. A., Duvvuri, S., Kelly, W. D., & Hultmark, M.** (2018). Rotor Solidity Effects on the Performance of Vertical-Axis Wind Turbines at High Reynolds Numbers. *Journal of Physics: Conference Series*, volume 1037, s. 052015. IOP Publishing.
- Mohamed, M. H.** (2012). Performance Investigation of H-Rotor Darrieus Turbine with New Airfoil Shapes. *Energy*, *47*(1), 522–530.
- Mohamed, M. H.** (2013). Impacts of Solidity and Hybrid System in Small Wind Turbines Performance. *Energy*, *57*, 495–504.
- Mohammed, A. A., Ouakad, H. M., Sahin, A. Z., & Bahaidarah, H. M.** (2019). Vertical Axis Wind Turbine Aerodynamics: Summary and Review of Momentum Models. *Journal of Energy Resources Technology*, *141*(5), 050801.

- Molina, A. C., De Troyer, T., Massai, T., Vergaerde, A., Runacres, M. C., & Bartoli, G.** (2019). Effect of Turbulence on the Performance of VAWTs: An Experimental Study in Two Different Wind Tunnels. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, *193*, 103969.
- Montgomery, D. C.** (2017). *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B.** (2010). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Moukalled, F., Mangani, L., & Darwish, M.** (2016). *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics an Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab*, volume 113. Springer International Publishing, Switzerland.
- Muraca, R. J., Stephens, M. V., & Dagenhart, J. R.** (1975). *Theoretical Performance of Cross-Wind Axis Turbines with Results for a Catenary Vertical Axis Configuration*. Teknik Rapor, Hampton, Virginia.
- Möllerström, E., Ottermo, F., Goude, A., Eriksson, S., Hylander, J., & Bernhoff, H.** (2016). Turbulence Influence on Wind Energy Extraction for a Medium Size Vertical Axis Wind Turbine: Turbulence Influence on Wind Energy Extraction for a Medium Size VAWT. *Wind Energy*, *19*(11), 1963–1973.
- Müller, S., Muhawenimana, V., Wilson, C. A., & Ouro, P.** (2021). Experimental Investigation of the Wake Characteristics Behind Twin Vertical Axis Turbines. *Energy Conversion and Management*, *247*, 114768.
- Neill, S. P. & Hashemi, M. R.** (2018). *Fundamentals of Ocean Renewable Energy: Generating Electricity from the Sea*. Academic Press, London, UK.
- Paraschivoiu, I.** (1981). Double-Multiple Streamtube Model for Darrieus in Turbines. NASA. *Lewis Research Center Wind Turbine Dyn.*
- Paraschivoiu, I.** (2002). *Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept*. Presses Inter Polytechnique, Montreal.
- Pawsey, N. C. K.** (2002). *Development and Evaluation of Passive Variable-Pitch Vertical Axis Wind Turbines*. (Doktora Tezi), UNSW Sydney, Sydney.
- Peng, H. Y., Han, Z. D., Liu, H. J., Lin, K., & Lam, H. F.** (2020). Assessment and Optimization of the Power Performance of Twin Vertical Axis Wind Turbines Via Numerical Simulations. *Renewable Energy*, *147*, 43–54.
- Peng, H. Y., Liu, H. J., & Yang, J. H.** (2021). A Review on the Wake Aerodynamics of H-Rotor Vertical Axis Wind Turbines. *Energy*, *232*, 121003.
- Peng, H. Y., Liu, M. N., Liu, H. J., & Lin, K.** (2022). Optimization of Twin Vertical Axis Wind Turbines Through Large Eddy Simulations and Taguchi Method. *Energy*, *240*, 122560.
- Ponta, F. L. & Jacovkis, P. M.** (2001). A Vortex Model for Darrieus Turbine Using Finite Element Techniques. *Renewable Energy*, *24*(1), 1–18.
- Pope, K., Dincer, I., & Naterer, G. F.** (2010). Energy and Exergy Efficiency Comparison of Horizontal and Vertical Axis Wind Turbines. *Renewable Energy*, *35*(9), 2102–2113.

- Posa, A.** (2019). Wake Characterization of Coupled Configurations of Vertical Axis Wind Turbines Using Large Eddy Simulation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 75, 27–43.
- Qamar, S. B. & Janajreh, I.** (2017). A Comprehensive Analysis of Solidity for Cambered Darrieus VAWTs. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(30), 19420–19431.
- Ragheb, M. & Ragheb, A. M.** (2011). Wind Turbines Theory-the Betz Equation and Optimal Rotor Tip Speed Ratio. Carriveau, R. (Ed.), *Fundamental and Advanced Topics in Wind Power*, volume 1, s. 19–38. InTech, Rijeka, Croatia.
- Rainbird, J.** (2007). *The Aerodynamic Development of a Vertical Axis Wind Turbine*. (Yüksek Lisans Tezi), University of Durham.
- Raza, R., Akram, N., Javed, M. S., Rafique, A., Ullah, K., Ali, A., Saleem, M., & Ahmed, R.** (2016). Fuel Cell Technology for Sustainable Development in Pakistan—an Overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 450–461.
- Reynolds, O.** (1895). On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A*, 186, 123–164.
- Rezaeiha, A., Kalkman, I., & Blocken, B.** (2017). CFD Simulation of a Vertical Axis Wind Turbine Operating at a Moderate Tip Speed Ratio: Guidelines for Minimum Domain Size and Azimuthal Increment. *Renewable Energy*, 107, 373–385.
- Rezaeiha, A., Montazeri, H., & Blocken, B.** (2018). Towards Optimal Aerodynamic Design of Vertical Axis Wind Turbines: Impact of Solidity and Number of Blades. *Energy*, 165, 1129–1148.
- Rezaeiha, A., Montazeri, H., & Blocken, B.** (2019). CFD Analysis of Dynamic Stall on Vertical Axis Wind Turbines Using Scale-Adaptive Simulation (SAS): Comparison Against URANS and Hybrid RANS/LES. *Energy Conversion and Management*, 196, 1282–1298.
- Rezaeiha, A., Montazeri, H., & Blocken, B.** (2020). CFD Investigation of Separation Control on a Vertical Axis Wind Turbine: Steady and Unsteady Suction. *Journal of Physics: Conference Series*, volume 1618, s. 052019. IOP Publishing.
- Rocha, P. C., de Araujo, J. C., Lima, R. P., da Silva, M. V., Albiero, D., de Andrade, C. F., & Carneiro, F. O. M.** (2018). The Effects of Blade Pitch Angle on the Performance of Small-Scale Wind Turbine in Urban Environments. *Energy*, 148, 169–178.
- Roh, S.-C. & Kang, S.-H.** (2013). Effects of a Blade Profile, the Reynolds Number, and the Solidity on the Performance of a Straight Bladed Vertical Axis Wind Turbine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(11), 3299–3307.
- Rossetti, A. & Pavesi, G.** (2013). Comparison of Different Numerical Approaches to the Study of the H-Darrieus Turbines Start-Up. *Renewable Energy*, 50, 7–19.
- Saffman, P. G.** (1970). A Model for Inhomogeneous Turbulent Flow. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 317(1530), 417–433.

- Sagharichi, A., Zamani, M., & Ghasemi, A.** (2018). Effect of Solidity on the Performance of Variable-Pitch Vertical Axis Wind Turbine. *Energy*, *161*, 753–775.
- Saha, U. K., Thotla, S., & Maity, D.** (2008). Optimum Design Configuration of Savonius Rotor Through Wind Tunnel Experiments. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, *96*(8-9), 1359–1375.
- Sahebzadeh, S., Rezaeiha, A., & Montazeri, H.** (2020). Towards Optimal Layout Design of Vertical-Axis Wind-Turbine Farms: Double Rotor Arrangements. *Energy Conversion and Management*, *226*, 113527.
- Sahebzadeh, S., Rezaeiha, A., & Montazeri, H.** (2022). Vertical-Axis Wind-Turbine Farm Design: Impact of Rotor Setting and Relative Arrangement on Aerodynamic Performance of Double Rotor Arrays. *Energy Reports*, *8*, 5793–5819.
- Salem, H., Diab, A., & Ghoneim, Z.** (2013). CFD Simulation and Analysis of Performance Degradation of Wind Turbine Blades in Dusty Environments. *2013 International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)*, s. 827–832. IEEE.
- Savonius, S. J.** (1931). The S-Rotor and Its Applications. *Mechanical Engineering*, *53*(5).
- Schepers, J. G.** (2012). *Engineering Models in Wind Energy Aerodynamics*. (Doktora Tezi), Delft University of Technology, Delft.
- Sengupta, A. R., Biswas, A., & Gupta, R.** (2016). Studies of Some High Solidity Symmetrical and Unsymmetrical Blade H-Darrieus Rotors with Respect to Starting Characteristics, Dynamic Performances and Flow Physics in Low Wind Streams. *Renewable Energy*, *93*, 536–547.
- Shaaban, S., Albatal, A., & Mohamed, M. H.** (2018). Optimization of H-Rotor Darrieus Turbines' Mutual Interaction in Staggered Arrangements. *Renewable Energy*, *125*, 87–99.
- Shaheen, M. & Abdallah, S.** (2017). Efficient Clusters and Patterned Farms for Darrieus Wind Turbines. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *19*, 125–135.
- Sharpe, D. J.** (1977). *A Theoretical and Experimental Study of the Darrieus Vertical Axis Wind Turbine*. Polytechnic School of Mechanical, Aeronautical and Production Engineering.
- Sheldahl, R. E., Klimas, P. C., & Feltz, L. V.** (1980). *Aerodynamic Performance of a 5-Metre-Diameter Darrieus Turbine with Extruded Aluminum NACA-0015 Blades*. National Technical Information Service, USA.
- Shen, Z., Gong, S., Zuo, Z., Chen, Y., & Guo, W.** (2024). Darrieus Vertical-Axis Wind Turbine Performance Enhancement Approach and Optimized Design: A Review. *Ocean Engineering*, *311*, 118965.
- Shyu, L. S.** (2014). A Pilot Study of Vertical-Axis Turbine Wind Farm Layout Planning. *Advanced Materials Research*, *953*, 395–399.
- Siddiqui, M. S., Rasheed, A., Kvamsdal, T., & Tabib, M.** (2015). Effect of Turbulence Intensity on the Performance of an Offshore Vertical Axis Wind Turbine. *Energy Procedia*, *80*, 312–320.

- Singh, M. A., Biswas, A., & Misra, R. D.** (2015). Investigation of Self-Starting and High Rotor Solidity on the Performance of a Three S1210 Blade H-Type Darrieus Rotor. *Renewable Energy*, 76, 381–387.
- Smagorinsky, J.** (1963). General Circulation Experiments with the Primitive Equations. *Monthly Weather Review*, 91(3), 99–164.
- Spalart, P. & Allmaras, S.** (1992). A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. *30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV, U.S.A. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Strickland, J. H.** (1977). A Performance Prediction Model for the Darrieus Turbine. *International Symposium on Wind Energy Systems*, s. C3_39–C3_54, Cambridge, England.
- Strickland, J. H., Webster, B. T., & Nguyen, T.** (1979). A Vortex Model of the Darrieus Turbine: An Analytical and Experimental Study. *Journal of Fluids Engineering*, 101(4), 500–505.
- Strickland, J. H., Webster, B. T., & Nguyen, T.** (1980). *A Vortex Model of the Darrieus Turbine: An Analytical and Experimental Study*. Teknik Rapor, Sandia Laboratories, Texas.
- Subramanian, A., Yogesh, S. A., Sivanandan, H., Giri, A., Vasudevan, M., Mugundhan, V., & Velamati, R. K.** (2017). Effect of Airfoil and Solidity on Performance of Small Scale Vertical Axis Wind Turbine Using Three Dimensional CFD Model. *Energy*, 133, 179–190.
- Sudhamshu, A. R., Pandey, M. C., Sunil, N., Satish, N. S., Mugundhan, V., & Velamati, R. K.** (2016). Numerical Study of Effect of Pitch Angle on Performance Characteristics of a HAWT. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 19(1), 632–641.
- Sumathi, S., Ashok Kumar, L., & Surekha, P.** (2015). *Solar PV and Wind Energy Conversion Systems*. Green Energy and Technology. Springer International Publishing, Switzerland.
- Sun, S. Y., Liu, H. J., & Peng, H. Y.** (2023). Power Performance and Self-Starting Features of H-Rotor and Helical Vertical Axis Wind Turbines with Different Airfoils in Turbulence. *Energy Conversion and Management*, 292, 117405.
- Sun, X., Zhu, J., Hanif, A., Li, Z., & Sun, G.** (2020). Effects of Blade Shape and Its Corresponding Moment of Inertia on Self-Starting and Power Extraction Performance of the Novel Bowl-Shaped Floating Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 38, 100648.
- Takao, M., Kuma, H., Maeda, T., Kamada, Y., Oki, M., & Minoda, A.** (2009). A Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine with a Directed Guide Vane Row — Effect of Guide Vane Geometry on the Performance. *Journal of Thermal Science*, 18(1), 54–57.
- Tannehill, J. C., Anderson, D., & Pletcher, R. H.** (1997). *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*. Taylor & Francis.
- Templin, R. J.** (1974). *Aerodynamic Performance Theory for the NRC Vertical-Axis Wind Turbine*. Teknik Rapor, National Aeronautical Establishment, Ottawa, Ontario (Canada).
- Thomas, R. N.** (2004). Coupled Vortex Vertical Axis Wind Turbine. US Patent 6,784,566.

- Tirandaz, M. R. & Rezaeiha, A.** (2021). Effect of Airfoil Shape on Power Performance of Vertical Axis Wind Turbines in Dynamic Stall: Symmetric Airfoils. *Renewable Energy*, 173, 422–441.
- Toja-Silva, F., Colmenar-Santos, A., & Castro-Gil, M.** (2013). Urban Wind Energy Exploitation Systems: Behaviour Under Multidirectional Flow Conditions—Opportunities and Challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 364–378.
- Tong, G., Li, Y., Tagawa, K., & Feng, F.** (2023). Effects of Blade Airfoil Chord Length and Rotor Diameter on Aerodynamic Performance of Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbines by Numerical Simulation. *Energy*, 265, 126325.
- Trivellato, F. & Castelli, M. R.** (2014). On the Courant–Friedrichs–Lewy Criterion of Rotating Grids in 2D Vertical-Axis Wind Turbine Analysis. *Renewable Energy*, 62, 53–62.
- Untaroiu, A., Wood, H. G., Allaire, P. E., & Ribando, R. J.** (2011). Investigation of Self-Starting Capability of Vertical Axis Wind Turbines Using a Computational Fluid Dynamics Approach. *Journal of Solar Energy Engineering*, 133(4), 041010.
- Vance, W.** (1973). Vertical Axis Wind Rotors—Status and Potential. *Proceedings of the Conference on Wind Energy Conversion Systems*, s. 96–102, Washington, D. C.
- Vergaerde, A., De Troyer, T., Muggiasca, S., Bayati, I., Belloli, M., & Runacres, M. C.** (2020). Influence of the Direction of Rotation on the Wake Characteristics of Closely Spaced Counter-Rotating Vertical-Axis Wind Turbines. *Journal of Physics: Conference Series*, volume 1618, s. 062017. IOP Publishing.
- Versteeg, H. K. & Malalasekera, W.** (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method, 2/E*. Pearson Education, Essex, England, 2 edition.
- Wang, Y., Sun, X., Dong, X., Zhu, B., Huang, D., & Zheng, Z.** (2016). Numerical Investigation on Aerodynamic Performance of a Novel Vertical Axis Wind Turbine with Adaptive Blades. *Energy Conversion and Management*, 108, 275–286.
- Wilcox, D. C.** (2006). *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, California.
- Wilcox, D. C.** (2008). Formulation of the kw turbulence model revisited. *AIAA journal*, 46(11), 2823–2838.
- Wilson, R. & Lissaman, P. B. S.** (1974). *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*. Oregon State University.
- Wilson, R. E.** (1980). Wind-turbine Aerodynamics. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 5(3-4), 357–372.
- Wong, K. H., Chong, W. T., Poh, S. C., Shiah, Y.-C., Sukiman, N. L., & Wang, C.-T.** (2018). 3D CFD Simulation and Parametric Study of a Flat Plate Deflector for Vertical Axis Wind Turbine. *Renewable Energy*, 129, 32–55.
- Worasinchai, S.** (2012). *Small Wind Turbine Starting Behaviour*. (Doktora Tezi), Durham University, Durham.

- Worasinchai, S., Ingram, G. L., & Dominy, R. G.** (2012). The Physics of H-Darrieus Turbines Self-Starting Capability: Flapping-Wing Perspective. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 44724, s. 869–878. American Society of Mechanical Engineers.
- Worstell, M. H.** (1980). *Aerodynamic Performance of the 17-M-Diameter Darrieus Wind Turbine in the Three-Bladed Configuration: An Addendum*. Teknik Rapor SAND-79-1753, Sandia Laboratories, United States.
- Yang, C. & Li, L.** (2018). The Application Wearable Thermal Textile Technology in Thermal-Protection Applications. *Latest Trends in Textile and Fashion Designing*, 1(2), 22–30.
- Zamani, M., Maghrebi, M. J., & Varedi, S. R.** (2016). Starting Torque Improvement Using J-Shaped Straight-Bladed Darrieus Vertical Axis Wind Turbine by Means of Numerical Simulation. *Renewable Energy*, 95, 109–126.
- Zanforlin, S. & Nishino, T.** (2016). Fluid Dynamic Mechanisms of Enhanced Power Generation by Closely Spaced Vertical Axis Wind Turbines. *Renewable Energy*, 99, 1213–1226.
- Zemamou, M., Aggour, M., & Toumi, A.** (2017). Review of Savonius Wind Turbine Design and Performance. *Energy Procedia*, 141, 383–388.
- Zheng, H.-D., Zheng, X. Y., & Zhao, S. X.** (2020). Arrangement of Clustered Straight-Bladed Wind Turbines. *Energy*, 200, 117563.
- Zhong, J., Li, J., Guo, P., & Wang, Y.** (2019). Dynamic Stall Control on a Vertical Axis Wind Turbine Aerofoil Using Leading-Edge Rod. *Energy*, 174, 246–260.
- Zhu, J., Huang, H., & Shen, H.** (2015). Self-Starting Aerodynamics Analysis of Vertical Axis Wind Turbine. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(12), 168781401562096.
- Zhu, J.-y., Jiang, L., & Zhao, H.** (2016). Effect of Wind Fluctuating on Self-Starting Aerodynamics Characteristics of VAWT. *Journal of Central South University*, 23(8), 2075–2082.
- Zidane, I. F., Ali, H. M., Swadener, G., Eldrainy, Y. A., & Shehata, A. I.** (2023). Effect of Upstream Deflector Utilization on H-Darrieus Wind Turbine Performance: An Optimization Study. *Alexandria Engineering Journal*, 63, 175–189.
- Zuo, W., Wang, X., & Kang, S.** (2016). Numerical Simulations on the Wake Effect of H-Type Vertical Axis Wind Turbines. *Energy*, 106, 691–700.

EKLER

EK-1: UDF KODU

```
#include "udf.h" /* UDF kütüphanesini dahil eder*/
/* 0.5 katılık için UDF kodu */

DEFINE_SDOF_PROPERTIES(rotor, prop, dt, time, dtime)
{
/* Rotorun kütlesi (kg) */
prop[SDOF_MASS] = 0.564;
/* X eksenini etrafındaki rotor atalet momenti (kg·m^2)*/
prop[SDOF_IXX] = 0.1496;
/* Y eksenini etrafındaki rotor atalet momenti (kg·m^2)*/
prop[SDOF_IYY] = 0.1496;
/* Z eksenini etrafındaki rotor atalet momenti (kg·m^2)*/
prop[SDOF_IZZ] = 0.1496;

prop[SDOF_ZERO_TRANS_X] = TRUE; // X yönündeki hareket kısıtlanır.
prop[SDOF_ZERO_TRANS_Y] = TRUE; // Y yönündeki hareket kısıtlanır
prop[SDOF_ZERO_TRANS_Z] = TRUE; // Z yönündeki hareket kısıtlanır

prop[SDOF_ZERO_ROT_X] = TRUE; // X eksenini etrafında dönüş kısıtlanır
prop[SDOF_ZERO_ROT_Y] = TRUE; // Y eksenini etrafında dönüş kısıtlanır
prop[SDOF_ZERO_ROT_Z] = FALSE; // Z eksenini etrafında dönüş kısıtlanmaz

prop[SDOF_LOAD_M_X] = 0; // X eksenindeki ek moment sıfır
prop[SDOF_LOAD_M_Y] = 0; // Y eksenindeki ek moment sıfır
prop[SDOF_LOAD_M_Z] = 0; // Z eksenindeki ek moment moment sıfır

printf ("\nstage: updated 6DOF properties");// Konsola mesaj yazdırır
}
```