

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI**

**KÜÇÜK ÖLÇEKLİ RÜZGAR VE HİDROKİNETİK ENERJİSİ
TÜRBİNLERİ İÇİN TÜRBİN-KANAL TASARIM OPTİMİZASYONU
VE SİSTEMİN PERFORMANS ANALİZLERİ**

HAZIRLAYAN

EMRE KOÇ

DOKTORA TEZİ

ANKARA - 2020

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI**

**KÜÇÜK ÖLÇEKLI RÜZGAR VE HİDROKİNETİK ENERJİSİ
TÜRBİNLERİ İÇİN TÜRBİN-KANAL TASARIM OPTİMİZASYONU
VE SİSTEMİN PERFORMANS ANALİZLERİ**

HAZIRLAYAN

EMRE KOÇ

DOKTORA TEZİ

TEZ DANIŐMANI

Prof. Dr. TAHİR YAVUZ

ANKARA - 2020

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora Programı çerçevesinde Emre Koç tarafından hazırlanan bu çalışma, aşağıdaki jüri tarafından Doktora Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Savunma Tarihi: 18/06/2020

Tez Adı: Küçük Ölçekli Rüzgar ve Hidrokinetik Enerjisi Türbinleri için Türbin-Kanal Tasarım Optimizasyonu ve Sistemin Performans Analizleri

Tez Jüri Üyeleri (Unvanı, Adı - Soyadı, Kurumu)

İmza

Prof. Dr. Demir Bayka, Başkent Üniversitesi

Prof. Dr. Tahir Yavuz, Başkent Üniversitesi

Prof. Dr. Adem Acır, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Yahya Erkan Akansu, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Levent Çolak, Başkent Üniversitesi

ONAY

Prof. Dr. Ömer Faruk Elaldı

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Tarih : ... / ... /

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

Tarih: 23/06/2020

Öğrencinin Adı, Soyadı: Emre Koç

Öğrencinin Numarası: 21210311

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Doktora

Danışmanın Unvanı/Adı, Soyadı: Prof. Dr. Tahir Yavuz

Tez Başlığı: Küçük Ölçekli Rüzgar ve Hidrokinetik Enerjisi Türbinleri için Türbin-Kanal Tasarım Optimizasyonu ve Sistemin Performans Analizleri

Yukarıda başlığı belirtilen Yüksek Lisans/Doktora tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 93 sayfalık kısmına ilişkin, 23/06/2020 tarihinde şahsım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 5'dir. Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimeden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

“Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esaslarını” inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası:

ONAY

Tarih: 23/06/2020

Prof. Dr. Tahir Yavuz

TEŞEKKÜR

Yazar, bu çalışmanın gerçekleşmesinde katkılarından dolayı, aşağıda adı geçen kişi ve kuruluşlara içtenlikle teşekkür eder.

Tez danışmanım, saygı değer hocam, Prof. Dr. Tahir Yavuz, çalışmamın her aşamasında bana yol gösterici olmuş ve çok değerli katkılar sağlamıştır.

Tez izleme jürisinde yer alan hocalarım, Prof. Dr. Adem Acır ve Dr. Öğr. Üyesi Levent Çolak'a, savunma jürisinde yer alan hocalarım, Prof. Dr. Demir Bayka ve Prof. Dr. Yahya Erkan Akansu'ya bilgi ve deneyimleriyle çalışmama vermiş oldukları katkılardan dolayı çok teşekkür ederim.

İmalat aşamasındaki desteklerinden dolayı Yücel Hökelek'e ve Sedat Yeter'e çok teşekkür ederim.

Sayısal analizlerdeki yardımlarından dolayı Onur Günel ve Semih Tekelioğlu'na, deneysel çalışmalarda vermiş olduğu katkıdan dolayı Deniz Sarper Semerci'ye çok teşekkür ederim. Başkent Üniversitesi'ne BAP kapsamında vermiş olduğu mali destekten dolayı çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam süresince beni destekleyen, her zaman yanımda olan aileme ve eşim Esra'ya çok teşekkür ederim.

ÖZET

Emre KOÇ

KÜÇÜK ÖLÇEKLİ RÜZGAR VE HİDROKİNETİK ENERJİSİ TÜRBİNLERİ İÇİN TÜRBİN-KANAL TASARIM OPTİMİZASYONU VE SİSTEMİN PERFORMANS TESTLERİ

Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2020

Günümüzde yenilenebilir enerji çeşitlerinden olan rüzgar ve hidrokinetik enerjisine verilen önem her geçen gün artmaktadır. Bu kapsamda türbin performansını artırmaya yönelik birçok çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada rüzgar ve hidrokinetik türbinleri için türbin performansını arttırmak ve düşük hızlarda esen rüzgarla enerji üretimi yapmak üzere türbin-kanal kombinasyonu ele alınarak küçük kapasiteli türbinlerde türbin girişinde serbest akış hızını en yüksek düzeye çıkaracak sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon çalışmalarında 2D Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleriyle, Yanıt Yüzey Metodu (Response Surface Method) birlikte kullanılmış, kanal yapıyı tanımlayan geometrik parametrelerin optimum değerleri elde edilmiştir. İstenilen bir türbin çapı için bu parametrelerin kullanılmasıyla optimum bir kanal tasarımının oluşturulmasına imkan sağlanmıştır. 2D analizlerde, kanal yapı içerisindeki türbin, disk yaklaşımıyla modellenmiştir. Optimum kanal geometrisinde, türbini temsil eden disk üzerindeki hız değeri serbest akış hızına göre ortalama olarak 1.2 kat yükselmiştir. Optimum geometrik boyutlar kullanılarak sistemin 3D HAD analizleri yapılmıştır. Rotor çapı 0.9 m ve Reynolds sayısının 115000 değerinde, yalın türbin veriminin 0.43'den, flaplı kanal yapı ile 1.11'e kadar yükseldiği görülmüştür. Ayrıca flaplı kanal kullanılarak türbinin enerji üretimine başladığı minimum rüzgar hızı % 19 oranında azaldığı kanıtlanmıştır. Böylece kanallı yapı kullanılarak türbinin ürettiği güç değeri 2.58 kat arttırılmış ve rüzgar türbininden enerji üretebileceği minimum rüzgar hızı azaldığından flaplı kanal kullanılarak rüzgar hızının yetersiz olduğu bölgelerde rüzgardan enerji üretilme imkanının sağlanabileceği görülmüştür.

ANAHTAR KELİMELELER: Rüzgar Enerjisi, Optimizasyon, Türbin-Kanal Kombinasyonu, Flap, Performans Analizi

ABSTRACT

Emre KOÇ

TURBINE-CONCENTRATOR DESIGN OPTIMIZATION PERFORMANCE TESTS FOR SMALL SCALE WIND AND HYDROKINETIC ENERGY TURBINES

Baskent University Institute of Science and Engineering

Department of Mechanical Engineering

2020

The importance of wind and hydrokinetic energies which are kinds of renewable energy is increasing day by day. In this context, many studies are carried out to improve turbine performance. In this study, a system optimization is made in order to maximize the free stream velocity at the small capacity turbine entry zone by considering turbine-concentrator combination. It is aimed to increase the turbine performance and to generate energy in lower speeds for wind and hydrokinetic turbines. In the optimization studies, the geometric parameters of the concentrator which define the system are obtained by using 2D CFD analysis and RSM being used together. In 2D analysis, turbine inside the concentrator is modelled with disc approach. Free stream velocity at the disc zone is increased approximately by 1.2 times. 3D CFD analysis are carried out with the usage of optimum geometric parameters. Bare turbine efficiency with the concentrator is increased to 1.11 from 0.43 in the condition when rotor diameter is 0.9 m and Reynolds number is 115000 value. On the other hand, with the usage of concentrator with flap, it is proved that the minimum operation velocity of the turbine is decreased by % 19. Thus, it is proved that the power value is 2.58 times increased by the usage of concentrator and due to the decrease of minimum operation velocity of the turbine, energy is seen to be generated in the zones where there is insufficient wind speed.

KEYWORDS: Wind Energy, Optimization, Wind Turbine-Concentrator Combination, Flap, Performance Analysis

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Kanallı Türbinler.....	5
1.2. Literatür Araştırması.....	8
1.3. Tezin Amaç ve Kapsamı.....	19
2. RÜZGAR TÜRBİN TEORİLERİ.....	21
2.1. Giriş	21
2.2. Lineer Momentum Teoremi.....	21
2.3. Açısal Momentum Teoremi	24
2.4. Kanat Elemanı Teoremi.....	25
2.5. Kanat Elemanı Momentum Teoremi.....	27
3. KANALLI RÜZGAR TÜRBİNİ MODELLEME	29
3.1. Giriş	29
3.2. Kanal Geometrisi.....	29
3.3. Kanallı Türbinler için Lineer Momentum Teoremi.....	30
3.4. Optimizasyon Çalışmaları.....	33
3.5. Yanıt Yüzey Metodu.....	34
3.6. HAD Çalışmaları	38
3.6.1. Korunum denklemleri ve türbülans modellemesi	38
3.6.2. 2D HAD analizlerinde disk model yaklaşımı	41

3.6.3. Sınır koşulları, ağ yapısı ve diğer tanımlamalar.....	43
3.7. Doğrulama Çalışmaları.....	46
3.8. Deneysel Çalışmalar	47
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR	56
4.1. Giriş	56
4.2. Optimizasyon ve 2D HAD Çalışma Sonuçları	56
4.3. Optimum Şartlarda Kanallı Rüzgar Türbini Performans Analizleri	74
4.4. Deneysel Çalışma Sonuçları.....	84
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	91
5.1. Sonuçlar.....	91
5.2. Öneriler	92
KAYNAKLAR.....	94

TABLULAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 1.1. Farklı ülkelerdeki rüzgar türbini kurulu güç değerleri 2018(MW)	4
Tablo 3.1. Parametreler ve seviyeleri	36
Tablo 3.2. HAD analizleri için deney planı.....	36
Tablo 3 3. Kanat kesit geometrileri	51
Tablo 4.1. Disk üzerindeki ortalama hız değerleri	58
Tablo 4.2. P değerleri	59
Tablo 4.3. Flapsız kanal disk üzerindeki ortalama hız değerleri.....	70
Tablo 4.4. Flaplı kanal performans verileri (5.06 m/s).....	86
Tablo 4.5. Flapsız kanal performans verileri (5.084 m/s)	86
Tablo 4.6. Yalın türbin performans verileri (5.075 m/s)	86
Tablo 4.7. Flaplı Kanal Performans Verileri (6.91 m/s).....	88
Tablo 4.8. Flapsız Kanal Performans Verileri (6.99 m/s)	88
Tablo 4.9. Yalın Türbin Performans Verileri (6.95 m/s).....	88

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Ülkemiz kurulu gücünün kaynaklara göre dağılımları.....	1
Şekil 1.2. 2018 yılı kaynaklara göre elektrik üretim oranları.....	2
Şekil 1.3. Türkiye'deki rüzgar enerjisi santralleri için kümülatif kurulum değerleri.....	2
Şekil 1.4. Farklı kanal tipleri	5
Şekil 1.5. Farklı kanal tiplerindeki hız ve basınç katsayısı dağılımları (a) hız (b) basınç...	6
Şekil 1.6. Kanat kesitli kanal.....	7
Şekil 1.7. Flanşlı kanal	7
Şekil 1.8. Flanşlı kanal etrafındaki akış.....	9
Şekil 1.9. Sayısal akış alanı	9
Şekil 1.10. $L/D = 1.5$, $\phi = 4^\circ$ için boş kanaldaki hız artış oranları	9
Şekil 1.11. İtki kuvvetinin kanal içindeki hız artış oranına etkisi, $L/D = 1.5$, $\phi = 4^\circ$	10
Şekil 1.12. Kanal uzunluğuna bağlı hız artış oranı değişimi.....	10
Şekil 1.13. Difüzör tipinde kanal.....	11
Şekil 1.14. Difüzörlü, lüle-difüzörlü kanal.....	12
Şekil 1.15. Güç eğrileri.....	12
Şekil 1.16. Flanşlı kanal	12
Şekil 1.17. Vorteks oluşturuculu kanal.....	13
Şekil 1.18. Performans testleri için üç farklı türbin model.....	13
Şekil 1.19. Kanat kesitli kanal	14
Şekil 1.20. Farklı aerodinamik kanat profilli kanal yapıları.....	14
Şekil 1.21. Disk yaklaşımı kullanılmış kanal	15
Şekil 1.22. Gurney flaplı kanal.....	15
Şekil 1.23. Sayısal ve deneysel olarak aksenal yöndeki hız artış oranları.....	16

Şekil 1.24. Sayısal ve deneysel olarak radyal yöndeki hız artış oranları.....	16
Şekil 1.25. Sayısal akış alanı	17
Şekil 1.26. Türbin, disk arkasındaki hız dağılımları, (a) türbin, (b) disk	17
Şekil 1.27. Disk yaklaşımıyla modellenmiş kanallı türbin.....	18
Şekil 1.28. Üçlü olarak dizilmiş kanallı türbinler.....	19
Şekil 2.1. Lineer momentum teoremi için kontrol hacmi.....	21
Şekil 2.2. Eksenel indüksiyon oranına bağlı değişen C_P - C_T değerleri	23
Şekil 2.3. Açısal momentum teoremi için kontrol hacmi	24
Şekil 2.4. Kanat Elemanlarının Şematik Gösterimi.....	25
Şekil 2.5. Kanat açıları ve kuvvetler.....	26
Şekil 3.1. Flaplı kanal geometrisi(6 parametre)	29
Şekil 3.2. Kanallı tip türbin için lineer momentum kontrol hacmi.....	31
Şekil 3.3. 2D HAD çalışmaları için kontrol alanı	43
Şekil 3.4. 2D HAD analizlerindeki sayısal ağ yapısı	44
Şekil 3.5. Referans türbin için 3D akış alanı ve kanat ağ yapısı	45
Şekil 3.6. Kanallı türbin akış alanı	45
Şekil 3.7. 2D doğrulama için kullanılan kanalın sayısal ağ yapısı	46
Şekil 3.8. Deneysel Çalışmaların Gerçekleştirildiği Rüzgar Tüneli (ODTÜ-RÜZGEM). 47	
Şekil 3.9. Deneysel çalışmada kullanılan kanalın boyutları.....	48
Şekil 3.10. Kanal iskeleti için çıkarılan kesitler	48
Şekil 3.11. Kalıp için modeller.....	49
Şekil 3.12. Kalıp alma işlemleri	50
Şekil 3.13. Ana kanal kalıpları	50
Şekil 3.14. Flap yapı kalıpları.....	50
Şekil 3.15. Deneysel çalışmalarda kullanılan türbin kanadının 3D modeli.....	52

Şekil 3.16. Deneysel çalışmalarda kullanılan türbin modeli	52
Şekil 3.17. Rüzgar tünelineki flaplı kanal modeli	53
Şekil 3.18. Rüzgar tünelineki yalın türbin	53
Şekil 3.19. Rüzgar tünelineki flapsız türbin modeli	54
Şekil 3.20. Tork-devir ölçer (HBM T21WN).....	54
Şekil 3.21. Veri toplayıcı.....	54
Şekil 3.22. Kanat, torkmetre, DC motor montaj görüntüsü.....	55
Şekil 3.23. Rüzgar tünelineki flaplı kanal ve testlerde kullanılan ekipmanların görüntüsü	55
Şekil 4.1. 2D HAD doğrulama, kanal eksenindeki hız artış dağılımları	56
Şekil 4.2. 2D HAD analizleri ağ sayısından bağımsızlık testi.....	57
Şekil 4.3. Optimum geometrideki hız dağılım konturları.....	60
Şekil 4.4. Optimum geometrideki basınç dağılım konturları	61
Şekil 4.5. Optimum geometrideki akım çizgileri	61
Şekil 4.6. Optimum geometrideki türbülans kinetik enerjisi.....	62
Şekil 4.7. Optimum geometrideki hız dağılım konturları (Disk yok, $C_T = 0$).....	62
Şekil 4.8. Optimum geometrideki basınç dağılım konturları (Disk yok, $C_T = 0$).....	63
Şekil 4.9. Optimum geometrideki türbülans kinetik enerjisi (Disk yok, $C_T = 0$)	64
Şekil 4.10. Flaplı kanalda disk üzerindeki hız artış oranı.....	64
Şekil 4.11. Disk ucundaki hız dağılımının sınır tabakaya etkisi	65
Şekil 4.12. Ana kanat-flap arası boşluğun sınır tabakaya etkisi.....	65
Şekil 4.13. Kanaldaki hız dağılımları, 15 nolu geometri.....	66
Şekil 4.14. Kanaldaki basınç dağılım konturları, 15 nolu geometri	66
Şekil 4.15. Kanaldaki türbülans kinetik enerjisi, 15 nolu geometri	67
Şekil 4.16. Yalın türbin için akış alanı kesiti.....	67
Şekil 4.17. Yalın türbindeki(disk) hız dağılım konturları	68

Şekil 4.18. Yalın türbindeki(disk) basınç dağılım konturları	68
Şekil 4.19. Yalın türbinde disk üzerindeki hız artış oranı	69
Şekil 4.20. Flapsız kanal için akış alanı kesiti.....	69
Şekil 4.21. Flapsız kanalda hız dağılım konturları, 18°	70
Şekil 4.22. Flapsız kanalda basınç dağılım konturları, 18°	71
Şekil 4.23. Flapsız kanal akım çizgileri, 18°	71
Şekil 4.24. Flapsız kanalda hız dağılım konturları, 0°.....	72
Şekil 4.25. Flapsız kanalda basınç dağılım konturları, 0°	72
Şekil 4.26. Flapsız kanal akım çizgileri, 0°	73
Şekil 4. 27. Flaplı, flapsız kanalda ve yalın türbinde disk üzerindeki hız artış oranı.....	73
Şekil 4.28. 3D HAD doğrulama çalışması	74
Şekil 4.29. Yalın ve kanallı türbin güç eğrileri.....	75
Şekil 4.30. Kanal arkasındaki akım çizgileri.....	76
Şekil 4.31. Türbin kanadından alınan kesitler	76
Şekil 4.32. Basınç dağılımları $r/R = 1$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin.....	77
Şekil 4.33. Basınç dağılımları $r/R = 0.75$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin	78
Şekil 4.34. Basınç dağılımları $r/R = 0.50$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin.....	79
Şekil 4.35. Basınç dağılımları $r/R = 0.25$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin	80
Şekil 4.36. Akım çizgileri $r/R = 1$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin	81
Şekil 4.37. Akım çizgileri $r/R = 0.75$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin	82
Şekil 4.38. Akım çizgileri $r/R = 0.5$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin	83
Şekil 4.39. Akım çizgileri $r/R = 0.25$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin	84
Şekil 4.40. 5 m/s hız değerindeki güç eğrileri	85
Şekil 4.41. 7 m/s hız değerindeki güç eğrileri	87

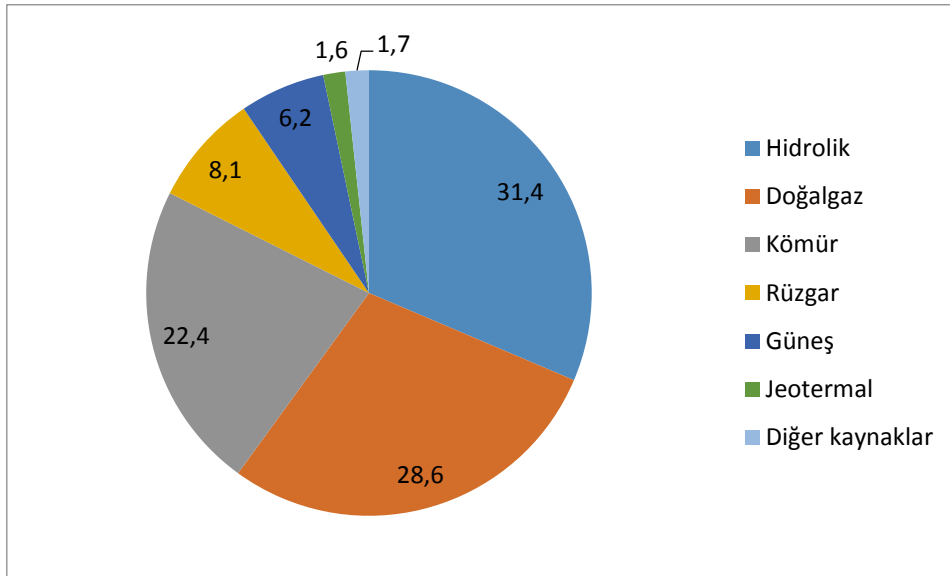
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

a	eksenel indüksiyon oranı (-)
a'	açısal indüksiyon oranı (-)
c	veter uzunluğu (m)
C_L	kaldırma kuvveti katsayısı (-)
C_D	direnç kuvvet katsayısı (-)
C_T	itki kuvvet katsayısı (-)
C_P	güç katsayısı (-)
C_{pi}	basınç katsayısı (m^{-1})
D	türbin disk çapı (m)
dF_L	kaldırma kuvveti (N)
dF_D	sürüklenme kuvveti (N)
dF_N	normal kuvvet (N)
dF_T	teğetsel kuvvet (N)
k	türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
P	akış gücü (W)
S_M	momentum kaynak terimi (N/m^3)
T	itki kuvveti (N)
u, v, w	çalkantı hızları (m/s)
U_o, U_∞, U_1	serbest akış hızı (m/s)
U_2, U_3, U_N	disk üzerindeki hız (m/s)
λ	uç hız oranı (-)
φ	rüzgar hızının geliş açısı ($^\circ$)
α	hücum açısı ($^\circ$)
$\theta_{p,0}$	uç kanat kesit açısı ($^\circ$)
θ_T	kanat burulma açısı ($^\circ$)
ω	rotor açısal hızı (rad/sn)
ε	hız artış oranı (-)
γ	hız artış oranı ($C_T = 0$) (-)
μ_t	edi viskozitesi (kg/ms)
τ_{ij}	reynolds gerilmeleri (N/m^2)
β	geçirgenlik (m^2)
ΔX_m	disk kalınlığı (m)

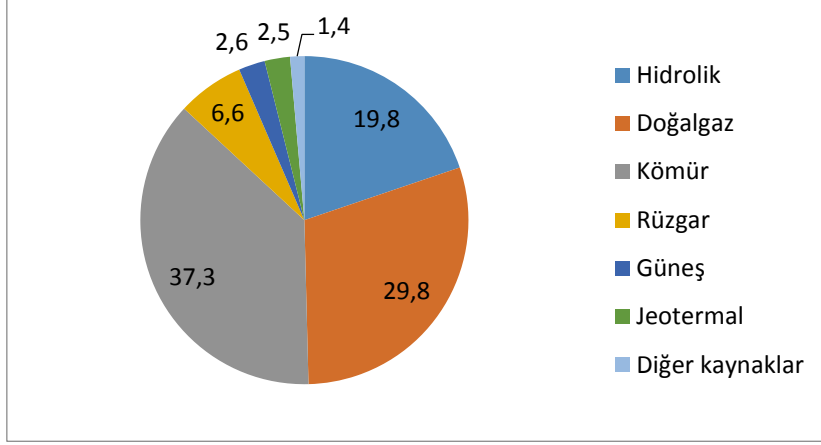
1. GİRİŞ

Hızla artan nüfus ve teknolojik gelişmelere bağlı olarak enerjiye olan talep günden güne artmaktadır. Bu talebin karşılanması için teknoloji, küresel ısınma, hava kirliliği, asit yağmurları gibi insan ve çevre açısından tehlike oluşturan fosil yakıtlardan ziyade yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektedir. Yenilenebilir enerji çeşitlerinin en önemlilerinden olan rüzgar enerjisiyle ilgili araştırmalar ve yatırımlar artarak devam etse de, diğer enerji kaynaklarıyla karşılaştırıldığında küresel ölçekte halen küçük bir paya sahiptir.

2019 yılı eylül sonu itibariyle ülkemiz enerji kurulu gücü 90720 MW'a ulaşmıştır. Kurulu gücümüzün kaynaklara göre dağılımı; yüzde 31,4'ü hidrolik enerji, yüzde 28,6'sı doğal gaz, yüzde 23,4'ü kömür, yüzde 8,1'i rüzgâr, yüzde 6,2'si güneş, yüzde 1,6'sı jeotermal ve yüzde 1,7'si ise diğer kaynaklar şeklindedir (Şekil 1.1.). 2018 yılında elektrik üretimimizin, % 37.3'ü kömürden, % 29.8'i doğalgazdan, %19.8'i hidrolik enerjiden, % 6.6'sı rüzgardan, % 2.6'sı güneşten, % 2.5'i jeotermal enerjiden ve %1.4'ü diğer kaynaklardan elde edilmiştir (Şekil 1.2.) [1]. Oranlardan enerji üretimi için büyük payın halen fosil yakıtlarda olduğu aşikardır. Ayrıca ülkemizde elektrik enerjisi üretim santrali sayısı, 2019 yılı eylül sonu itibariyle 8069'a yükselmiştir. Mevcut santrallerin 669 adedi hidroelektrik, 68 adedi kömür, 262 adedi rüzgar, 52 adedi jeotermal, 330 adedi doğalgaz, 6435 adedi güneş, 253 adedi ise diğer kaynaklı santrallerdir [1].

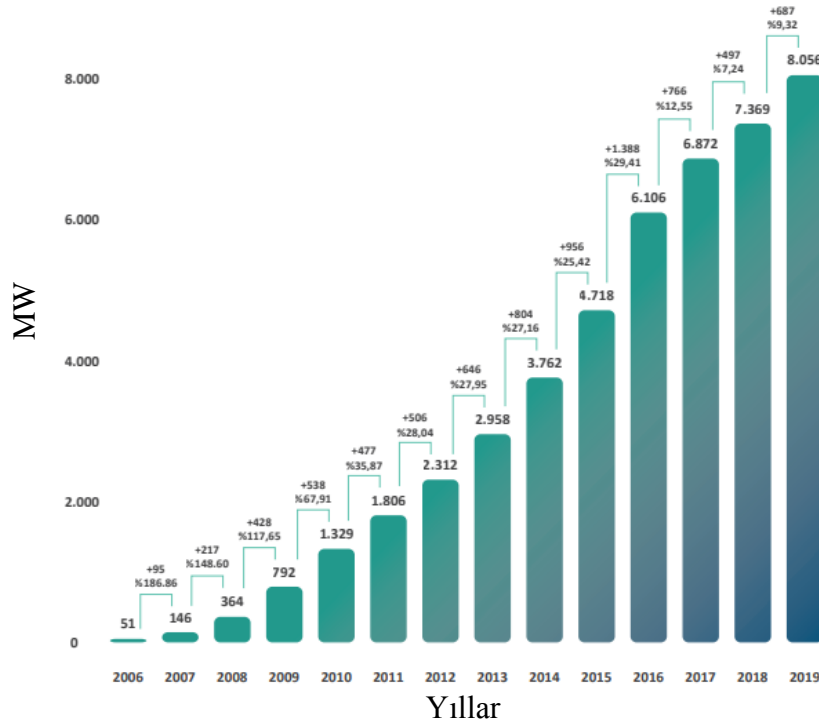


Şekil 1.1. Ülkemiz kurulu gücünün kaynaklara göre dağılımları [1].



Şekil 1.2. 2018 yılı kaynaklara göre elektrik üretim oranları [1]

Ülkemizde teorik rüzgar enerjisi potansiyeli 80 GW mertebesinde olup AB ülkeleri içerisinde bu potansiyelle üçüncü sırada yer almasına karşın bu potansiyelin yeterince değerlendirilmemesi nedeniyle kurulu güç olarak Avrupa’da ilk on içerisinde yer alamamaktadır. 2023 yılı için elektrik üretiminde rüzgar enerjisi payının 20 GW olması hedefi göz önüne alındığında, ülkemizdeki rüzgar enerjisi potansiyelinin verimli bir şekilde kullanılması gerektiği anlaşılmaktadır. Şekil 1.3.’de ülkemizde yıllara göre rüzgar türbini kurulu gücündeki artış görülmektedir [2]. 2020 yılı itibariyle 8.056 GW kapasitede rüzgar santrali bulunmaktadır. Hedefe ulaşmak için kurulumdaki artışın ivmelenmesi gerektiği görülmektedir.



Şekil 1.3. Türkiye’deki rüzgar enerjisi santralleri için kümülatif kurulum değerleri [2]

Dünya enerji üretim verilerine bakıldığında 2018 yılı için Kuzey Amerika'da doğalgazdan enerji üretimi baskın olarak görülmek olup ikinci büyük pay ise kömüre aittir.

Güney Amerika'da elektrik üretiminin yarısından fazlası hidrolik enerjiden sağlanmaktadır. Avrupa ülkelerine bakıldığında nükleer enerji, kömür, yenilenebilir enerji, doğalgaz, enerji üretiminde baskın ve yaklaşık olarak eşit rol almıştır. Rusya ve Orta Doğu ülkelerinde ağırlık doğalgazda olup, Afrika'da doğal gaz ve kömür toplam üretimin % 70'ini oluşturmaktadır, Asya içinse kömür halen en önemli enerji üretim payını oluşturmaktadır [3].

Amerika'da rüzgar enerjisinden elektrik üretimi yaklaşık % 12'lik yenilenebilir enerji payının % 22'sini oluşturmaktadır [4]. Avrupa'da ise enerji üretiminin % 12.2'lik kısmı rüzgar enerjisinden karşılanmaktadır [5].

Ülkemiz Enerji Bakanlığı'nın açıklamış olduğu 2023 hedeflerinde 2023 yılı için rüzgar enerjisi hedefinin 20 GW olduğu, bu hedefi başarmak için yılda 1950 MW'lık yani iki milyar dolarlık rüzgar yatırımının gerçekleşmesi gerektiği, stratejik hedeflere ulaşılması halinde 2023'te rüzgar enerji santrallerinden yaklaşık 65 milyar kilovatsaat enerji üretilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca yenilenebilir kaynakların elektrik enerjisi üretimi içindeki payının 2023'te en az % 30 düzeyine çıkarılması hedeflenmiştir.

Avrupa Birliği 2020 eylem planında toplam enerji üretiminin % 20'sinin yenilenebilir kaynaklardan sağlanması hedeflenmiştir. Yenilenebilir enerji üretimiyle ilgili olarak tespit edilen hedefte en büyük pay rüzgar enerjisine ayrılmıştır. 2020 yılında tüm elektrik üretim ihtiyacının % 12-14 arasındaki bir oranda rüzgar enerjisi ile karşılanması planlanmaktadır. Buna göre 2020 yılında AB'deki toplam kurulu rüzgar gücünün 180000 MW'a ulaşacağı, bunun 140000MW'ı kara üstü, 40000MW'ı ise deniz üstü sistemlerden oluşacağı tahmin edilmektedir. 2030 yılına kadar AB ülkelerindeki kurulu rüzgar gücü hedefi 300.000 MW olarak öngörülmüştür ki, bu kurulu güç 2030'daki AB ülkelerinin elektrik ihtiyacının yaklaşık olarak % 25'ni ifade etmektedir. 300.000 MW kurulu güç ile yaklaşık 600 milyon ton CO₂ emisyonun önlenmesi amaçlanmaktadır.

Tablo 1.1.'de 2019 yılı sonu itibariyle dünyada farklı ülkelerdeki kurulu rüzgar enerji kapasiteleri verilmiştir. Toplam 650758 MW kapasitenin üçte birini Çin oluşturmakta olup, ABD 105433 MW'la ikinci sırada yer almaktadır. Almanya ise Avrupa ülkeleri arasından en çok rüzgar enerjisine sahip ülkedir. Tablodan, her geçen sene toplam rüzgar türbin kapasitesinin arttığı görülmektedir [6].

Tablo 1.1. Farklı ülkelerdeki rüzgar türbini kurulu güç değerleri 2019(MW) [6]

Ülkeler	2019	2018	2017	2016	2015
Çin	237029	209529	188390	168730	148000
Birleşmiş Milletler	105433	96363	88775	82033	73867
Almanya	61357	59313	56190	50019	45192
Hindistan	37529	35129	32879	28279	24759
İspanya	25808	23494	23026	23020	22987
İngiltere	23515	20743	17852	14512	13614
Fransa	16646	15313	13760	12065	10293
Brezilya	15452	14707	12763	10800	8715
Kanada	13413	12816	12239	11898	11205
Türkiye	8056	7369	6872	6106	4718
Diğer ülkeler	106520	96315	88084	81046	73478
Toplam	650758	591091	540840	488508	436828

Rüzgar enerji potansiyelinin verimli bir şekilde kullanılabilmesi için bir çok çalışmalar yapılmaktadır. Çalışmalardaki ortak amaç türbin performansını artırmak ve düşük hızlarda enerji üretimi sağlamaktır.

Rüzgar türbinleri dönme eksenlerine göre yatay ya da dikey olarak, ürettikleri güç değerlerine göre de en genel halde büyük ölçekli (MW seviyelerinde) ve küçük ölçekli olarak ikiye ayrılmaktadırlar. Verimlerinin yüksek olmasından dolayı özellikle şebeke bağlantılı büyük ölçekli türbinlerde yatay eksenli türbinler kullanılmaktadır. Küçük ölçekli türbinler daha çok kentsel alanlarda, kırsal alanlarda, konutlarda, küçük işletmelerde elektrik ihtiyacının karşılanmasına yönelik kullanılmaktadırlar.

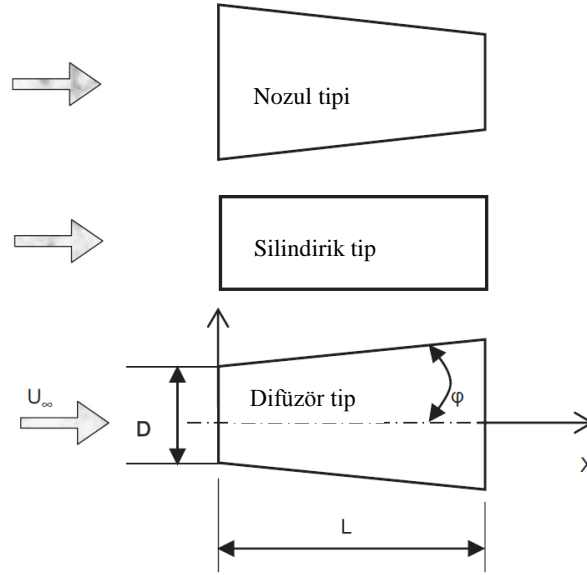
Küçük ölçekli türbinler ile şebekeden bağımsız olarak elektrik ihtiyacı giderilmiş olup, kullanıcılar elektrik piyasa fiyatından etkilenmeden kendi ihtiyaçlarını karşılayabilmektedirler. Bunun dışında şebeke bağlantılı olan küçük ölçekli türbinlerde elektrik fazlasının şebekeye verilmesiyle kullanıcının gelir elde etmesi de mümkündür.

Kentsel alanlara kurulan türbinlerde, çevredeki ağaç, bina vb. yapılardan dolayı ve kule boyutunun fazla uzun tutulamamasından dolayı rüzgar hızının düşük olmasına bağlı, türbinin güç üretmesi için gerekli minimum hız değerini sağlayamama ya da türbin güç katsayısının düşük olması sorunlarıyla karşılaşmaktadır. Bunun dışında türbülans, gürültü gibi sorunlar da oluşabilmektedir. Bu kısıtlar türbinin bir kanal içerisine alınmasıyla çözülebilmektedir. Rüzgâr türbininden elde edilen teorik güç ($P = 1/2\rho AV^3$) rotor kanat kesit alanı ve hızın küpü ile doğru orantılıdır. Türbine gelen rüzgar hızını artıran bu çözümle, türbin gücü oldukça artmaktadır.

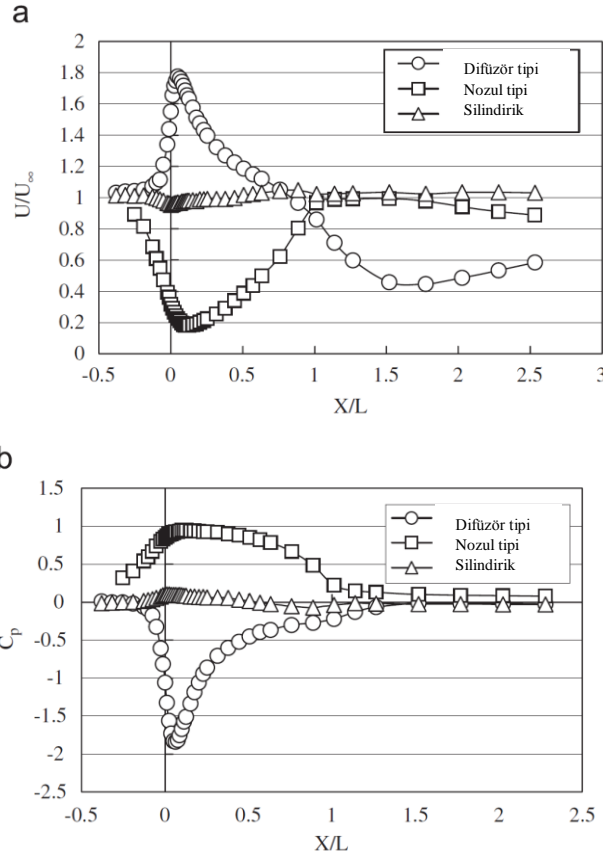
1.1. Kanallı Türbinler

Rüzgar türbinlerinin performansını geliştirmeye yönelik birçok çalışmalar bulunmaktadır. Bunlardan bazıları kanat aerodinamiğinin geliştirmesine yönelik çalışmalar olup, bazıları ise kanat dışındaki elemanların, dişli kutusu, jeneratör, kontrol sistemleri gibi elemanların verimlerinin artırılmasına yönelik çalışmalardır. Bunlar dışında türbinin bir kanal yapı içerisine alınmasıyla türbin veriminin artırılmasına yönelik çalışmalar da yapılmaktadır.

Genel olarak kanallı tip türbinler kanal arkasına doğru genişleyen difüzör tipindedirler. Şekil 1.4.'de içi boş üç farklı kanal geometrisi verilmiştir. Şekil 1.5.'de ise bu üç farklı kanal geometrisi için kanal içindeki hız artışı oranı ve basınç dağılımı verilmiştir. Yatay eksen $x/L = 0$, kanal girişini, $x/L = 1$, kanal çıkışını belirtmektedir. Hız dağılımları incelendiğinde difüzör tipinde yani arkaya doğru genişleyen kanal yapıda kanal içerisinde ciddi hız artışları oluşmaktadır. Buradan kanallı yapının arka kısma doğru genişleyen difüzör tipinde olması gerektiği sonucu çıkmaktadır. Bununla birlikte akış, nozul tipli kanal yapıda kanalın içine girmek yerine dış kısımdan devam etmektedir. Sabit kesitli kanalda ise hız değişimi olmamaktadır [7].



Şekil 1.4. Farklı kanal tipleri [7]



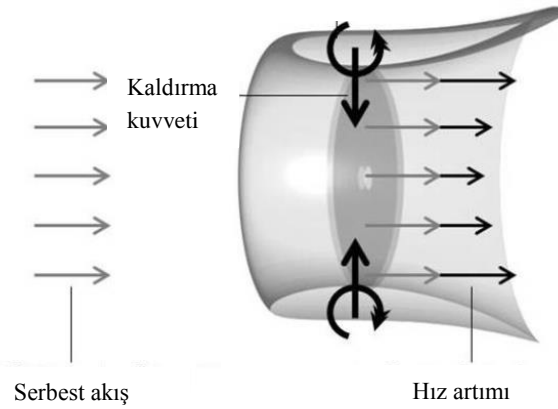
Şekil 1.5. Farklı kanal tiplerindeki hız ve basınç katsayısı dağılımları (a) hız (b) basınç [7]

Temelinde kanal içerisine alınan türbine gelen akışkanın kütleli debisini artması buna bağlı da türbin veriminin artması mantığı olan kanallı türbinlerin birçok avantajı bulunmaktadır [8]. Bunlar;

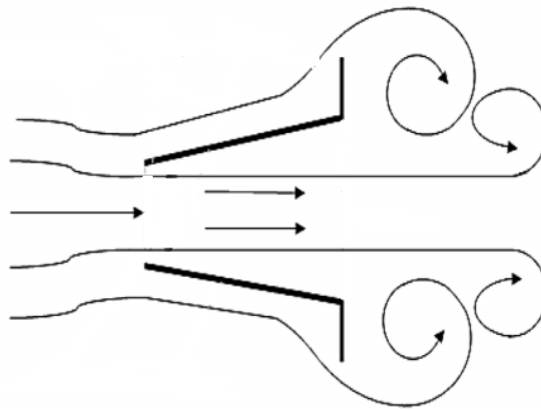
- Yalın bir türbin için yeterince rüzgarın olmadığı bölgelerde, kanal sayesinde artan rüzgar hızıyla türbinin güç elde edilebilir duruma getirilmesi
- Yalın türbinle aynı miktarda güç üretmek için, yalın türbine göre daha küçük çaplı bir türbinin yeterli olması
- Kanal ile türbin bölgesine gelen akışın düzenlenmesine bağlı daha düşük türbülans seviyelerinin olması
- Artan devir sayısına bağlı dişli oranının küçülmesi
- Dönme mekanizmasına ihtiyaç duyulmaması
- Daha az ses oluşturması
- Kanat uç kayıplarının daha az olması (kanat ile kanal arasındaki boşlukta artan hıza bağlı olarak)

Kanallı türbinlerin dezavantajlarından biri türbin maliyetindeki ciddi artıştır. Diğer dezavantajları ise kule ağırlığındaki ve itki kuvvetindeki artıştır.

Kanal içerisindeki akışkanın kütleli debisindeki artış iki şekilde açıklanmaktadır. Bunlardan ilki Şekil 1.6.'da görülen kanat kesitine sahip bir kanalda, kaldırma kuvveti etkisinden dolayı kanal içerisinde doğru bir kuvvet oluşmaktadır. Oluşan bu kuvveti dengelemek için kanal içerisinde kütleli debinin artması gerekmektedir [9]. Artan kütleli debiyle birlikte kanal içerisinde türbine gelen hız değeri de artmaktadır. İkincisi ise Şekil 1.7.'de görülen kanalın arka tarafına yerleştirilmiş olan akış engelleyici özelliğe sahip, literatürde flanş olarak da isimlendirilen bir parçanın kanalın arka tarafında akış ayrılmasına neden olmasıyla oluşan basınç farkından kaynaklı kanal içerisinde artan kütleli debiyle ilgilidir [10]. Her iki durumda da artan hız değeriyle türbinden elde edilen güç değeri artmaktadır.



Şekil 1.6. Kanat kesitli kanal [9]



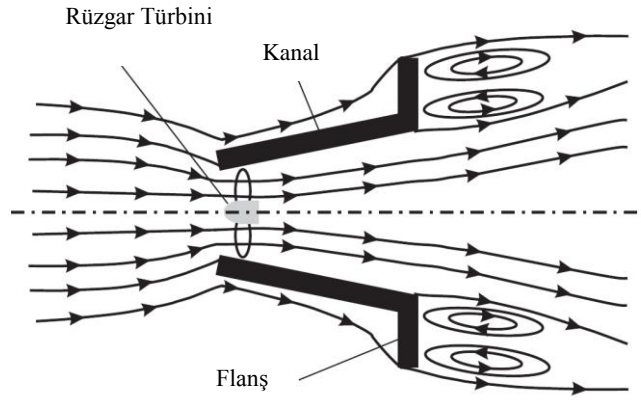
Şekil 1.7. Flanşlı kanal [10]

1.2. Literatür Araştırması

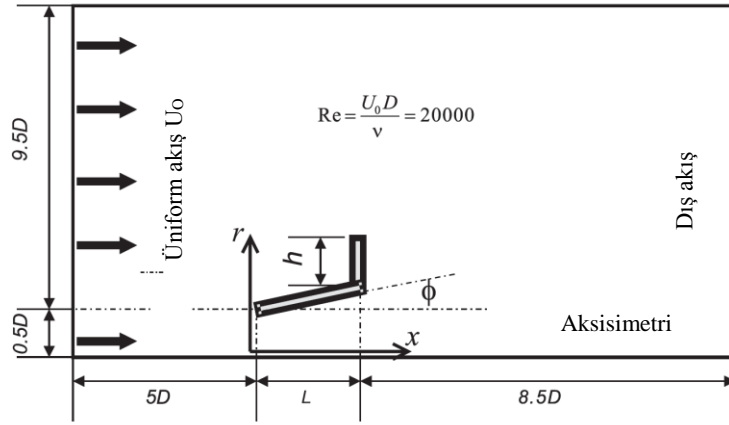
Kanallı türbin çalışmaları genellikle yatay eksenli türbinler için yapılmıştır. Araştırmacılar kanat kesitli, kanal arkasında flanş yer alan, kanal girişinde nozul bulunan tip olmak üzere üç tip kanal üzerine yoğunlaşmışlardır.

Bu alanda çalışmalar 1950'lere kadar dayanmaktadır. Lilly ve Rainbird [11], kanallı türbinlerdeki güç artışının kanalın neden olduğu basınç farkından olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca performanstaki iyileşmenin rotor uç kaybındaki azalmanın ve artan eksenel hız ile ilgili olduğunu saptamışlardır. 1970'lerde Gilbert ve Foreman [12,13,14], rüzgar tüneli testleriyle farklı tipte difüzörlerin türbin performansına etkilerini incelemişlerdir. Deneysel kanallı türbinin oluşturduğu itki kuvvetini oluşturacak şekilde türbini temsil eden gözenekli bir yapı kullanmışlardır. Araştırmacılar (dolar/kW) cinsinden bir maliyet analizi yapmışlar ve kanallı yapı için yalın türbinli sistemlere göre bu değer düşük olduğunu göstermişlerdir. Yani kanallı türbinlerde ilk yatırım maliyeti yalın türbine göre yüksek olsa da, performansın da katıldığı maliyet hesabında kanallı tipteki yapının daha ekonomik olduğunu belirtmişlerdir. Igra [15] çalışmasında farklı tipte kanal yapıları için yine bir önceki araştırmacıların kullandığı gibi gözenekli yapıyla testler yapmış ve türbin güç katsayısının % 80 oranında iyileştirilebileceğini göstermiştir. Igra [15,16] ayrıca güç üretiminin artması için kanal çıkış basıncının olabildiğince düşük tutulması gerektiğini ve kanal çıkış çapının artmasıyla türbin performansının artacağı sonucunu çıkarmıştır. Kanallı rüzgar türbininin ilk prototipi 1997'de Yeni Zellanda'da bir firma tarafından 7.3 m rotor çapına sahip bir türbin için kurulmuştur [17]. Foreman vd. [12] deneysel çalışmaların yanısıra 1 boyutlu denklemlerle türbin performansını belirlemeye yönelik teoriler geliştirmişlerdir. Bu teoriye göre aynı çaplı türbin için kanallı türbinden yalın türbine göre iki kat daha fazla güç elde etmenin mümkün olduğunu göstermişlerdir.

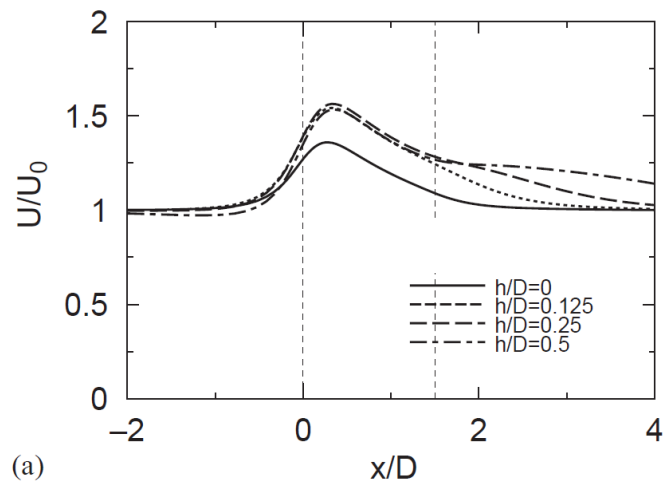
Abe ve Ohya [10] Şekil 1.8.'de gösterilen flanşlı tipte kanal için sayısal olarak kanal yapısını tanımlayan parametrelerden bazıları sabit tutulurken incelemek istedikleri parametreyi değiştirerek o parametrenin kanal içerisindeki akışa etkisini incelemişlerdir. Örneğin, kanal uzunluğu ve açısı sabitken flanş yüksekliğinin akışa olan etkisini incelemişlerdir. Bunun yanı sıra yine belirli parametreleri sabit tutarak itki kuvvet katsayısının akışa etkisini deneysel olarak, türbin yerine gözenekli bir disk yerleştirmek suretiyle incelemişlerdir. Sayısal modellemede türbini temsilen disk model yaklaşımı kullanmışlardır. Sayısal akış alanı Şekil 1.9.'da gösterilmiştir. Şekil 1.10.'da içi boş kanal içindeki kanal eksenli boyunca hız artış oranının flanş yüksekliği ile değişimi örnek olarak gösterilmiştir.



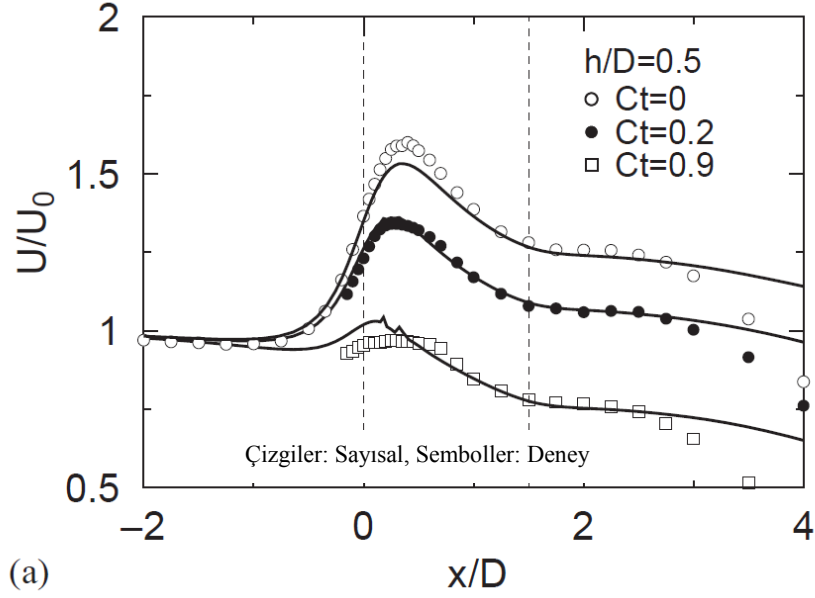
Şekil 1.8. Flanşlı kanal etrafındaki akış [10]



Şekil 1.9. Sayısal akış alanı [10]



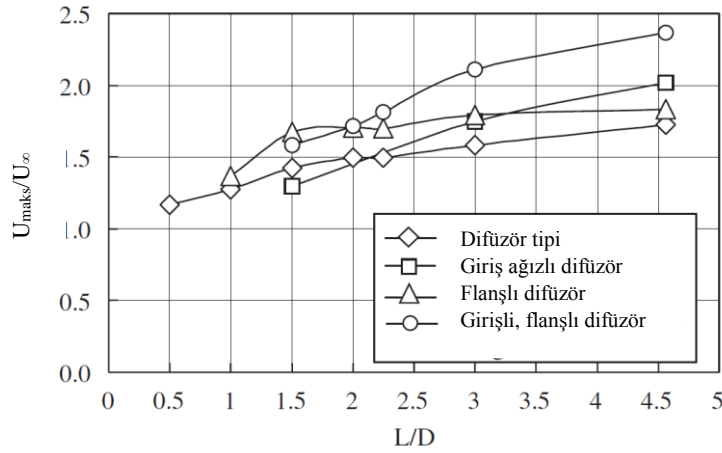
Şekil 1.10. $L/D = 1.5$, $\phi = 4^\circ$ için boş kanaldaki hız artış oranları [10]



Şekil 1.11. İtki kuvvetinin kanal içindeki hız artış oranına etkisi, $L/D = 1.5$, $\phi = 4^\circ$ [10]

Abe vd. [18] flanşlı tipteki türbinin sayısal ve deneysel olarak performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmada türbinin arkasına bir torkmetre ve türbin devrini ayarlamak için AC servo motor bağlayarak, sistemin performans testlerini gerçekleştirmişlerdir.

Ohya vd. [7] gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada flanşlı bir kanalla yalnız türbine göre daha fazla güç alınabileceğini belirtmişlerdir. Deneysel çalışmalar 5 m/s rüzgar hızında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada duman testi ile kanal etrafındaki akışı incelemişlerdir. Flanşın olmadığı durum, kanal giriş ağzı olup, olmadığı durum için kanal uzunluğuna bağlı hız artış oranı değişimini gösteren Şekil 1.12.'deki grafiği elde etmişlerdir.



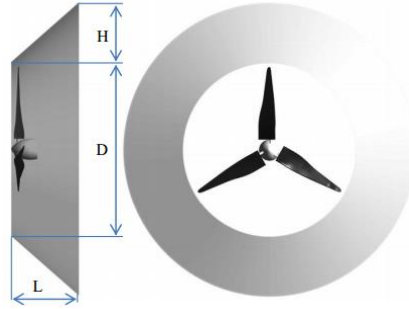
Şekil 1.12. Kanal uzunluğuna bağlı hız artış oranı değişimi [7]

Kardous vd. [19] flanşlı bir kanal için sayısal ve deneysel PIV yöntemiyle kanal yüksekliğinin kanal performansına etkisini incelemiştir. Çalışmalarında flanş yüksekliğinin, kanal giriş çapına oranı için flanşın etkisini belirten kritik bir değer elde etmişlerdir. Bu değer 0.1'in altında olduğu durumlar için flanşın herhangi bir etkisinin olmadığını göstermişlerdir.

Kishore vd. [20] 39.4 cm çaplı yalın bir türbinin ve bu türbin için tasarlanmış bir kanalın performans testlerini elektriksel gücü referans alarak karşılaştırmışlardır. Yaklaşık olarak türbin çapı kadar kanal uzunluğuna sahip kanallı türbinden yalın türbine göre 1.4-1.6 kat daha fazla güç elde edildiğini göstermişlerdir. HAD çalışmalarında ise kanal giriş açısının ve kanal çıkış açısının kanal içerisindeki hız dağılımına etkisini incelemiştir. HAD analizlerinden kanal çıkış açısının kanal performansında giriş açısına göre daha baskın parametre olduğunu göstermişlerdir.

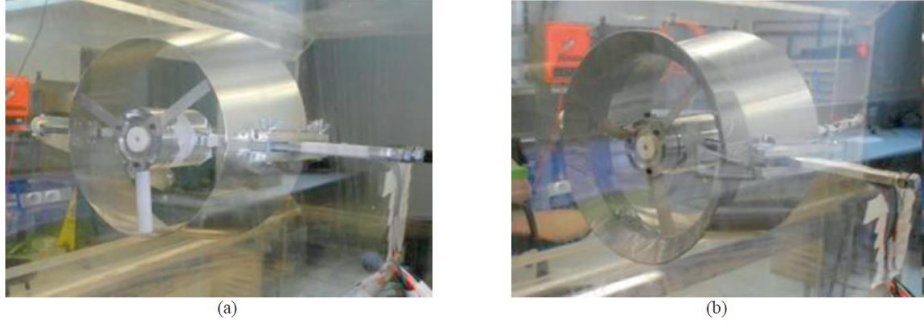
Matsushima vd. [21] flanşlı tipte bir kanaldan flanşsız yapıya göre daha fazla güç elde edilebileceğini deneysel olarak göstermişlerdir.

Jafari ve Kosasih [22] Şekil 1.13'de görüldüğü gibi difüzör tipte bir kanalın sayısal olarak performans testlerini yapmışlardır. Çalışmalarında farklı L/D, H/D ve kanal açısı değerleri için türbinden elde edilen güç değerlerini incelemiştir.

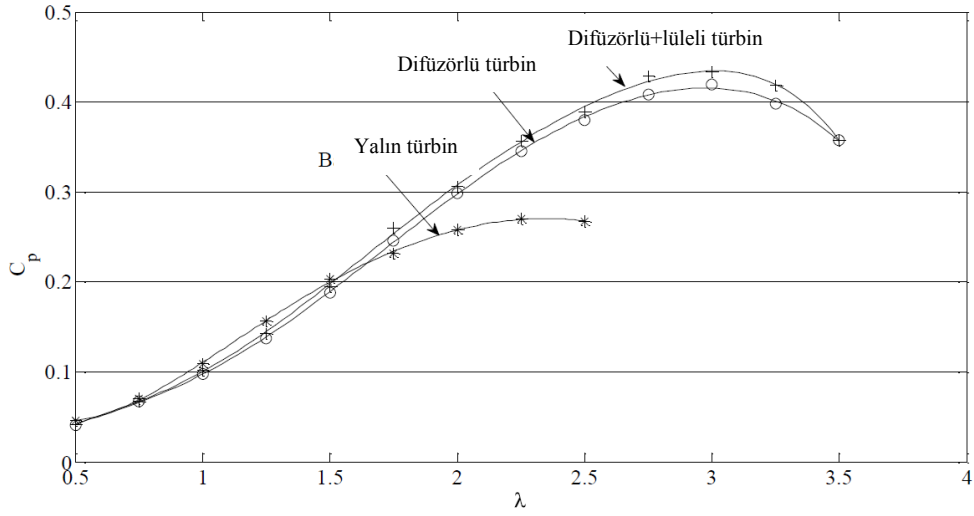


Şekil 1.13. Difüzör tipinde kanal [22]

Kosasih ve Tondelli [23] çalışmalarında difüzörlü, lüle-difüzörlü ve kanalsız bir türbinin (Şekil 1.14.) rüzgar türbininde deneysel çalışmalarını yapmışlardır. Çalışmalarında lüle-difüzörlü türbin performansının kanalsız türbine göre % 63 daha iyi olduğunu, difüzör tipte ise kanalsız türbine göre bu artışın % 60'lık bir artış olduğunu göstermişlerdir (Şekil 1.15.).

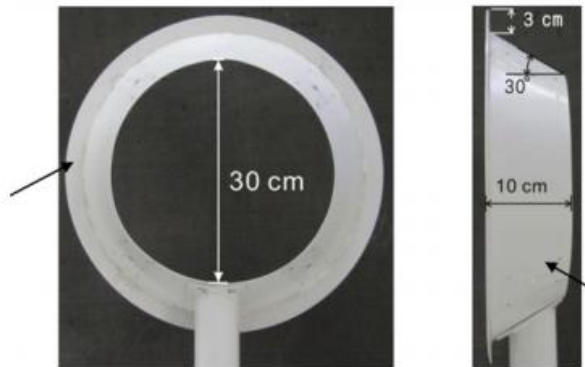


Şekil 1.14. Difüzlü, lüle-difüzlü kanal [23]



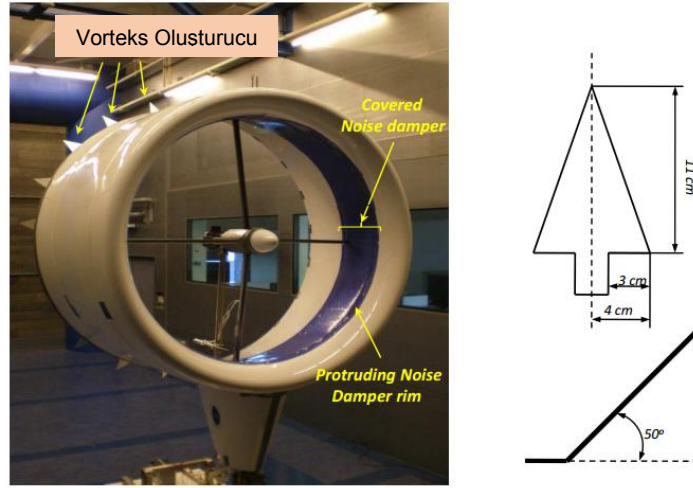
Şekil 1.15. Güç eğrileri [23]

Chen vd. [24] Şekil 1.16.'da görüldüğü gibi flanşlı bir kanal içerisindeki türbinin katılık durumuna göre ve rüzgar hızına göre performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Aynı testleri flanşsız durum için de yapmışlardır. Çalışmada flanşın verime önemli katkı sağladığı fakat bu katkının türbin katılığı ($Bc/2\pi r$) arttıkça azaldığını görmüşlerdir.



Şekil 1.16. Flanşlı kanal [24]

Hoopen [25] çalışmasında Şekil 1.17’de görüldüğü gibi arkasında Gurney flap ve üçgen şeklinde vorteks oluşturucu parçalar bulunan bir kanalın sayısal ve deneysel olarak testlerini yapmışlardır. Çalışmada Gurney flapsız, vorteks oluşturucu olmayan, ya da flaplı farklı sayıda vorteks oluşturucu yapılar içeren kanal yapıları için ayrı ayrı test sonuçlarına yer verilip optimum bir kanal tasarımı yapılmaya çalışılmıştır.



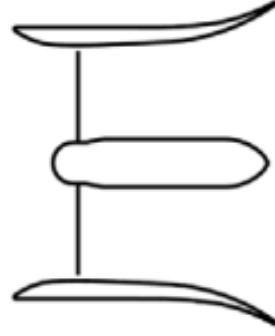
Şekil 1.17. Vorteks oluşturuculu kanal [25]

Dorst [8] çalışmasında bir önceki çalışmada geliştirilmiş olan kanal içerisinde Şekil 1.18.’da gösterilmiş olan üç farklı rüzgar türbininin performans testlerini yapmıştır. İkinci tip türbinin verimini maksimum verim olan 0.88 olarak elde etmiştir.



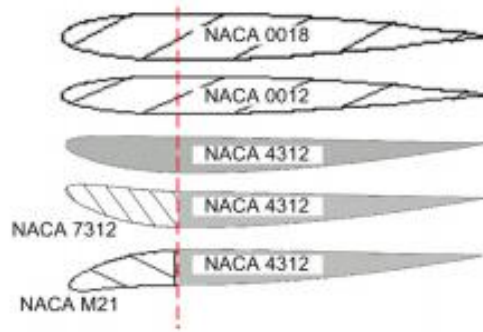
Şekil 1.18. Performans testleri için üç farklı türbin model [8]

Cresswell vd. [26] çalışmalarında kanat kesitinde bir kanalın deneysel ve sayısal çalışmalarını yapmışlardır. Kanal için optimizasyon yöntemlerinden olan Krigger metodu kullanılmış, optimum yapının farklı yaw açılarındaki performans testleri yapılmıştır. Çalışmada ayrıca kanal arkasındaki gölge etkisini (wake effect) incelenmiştir. Kanalın kesit görüntüsü Şekil 1.19.’da verilmiştir.



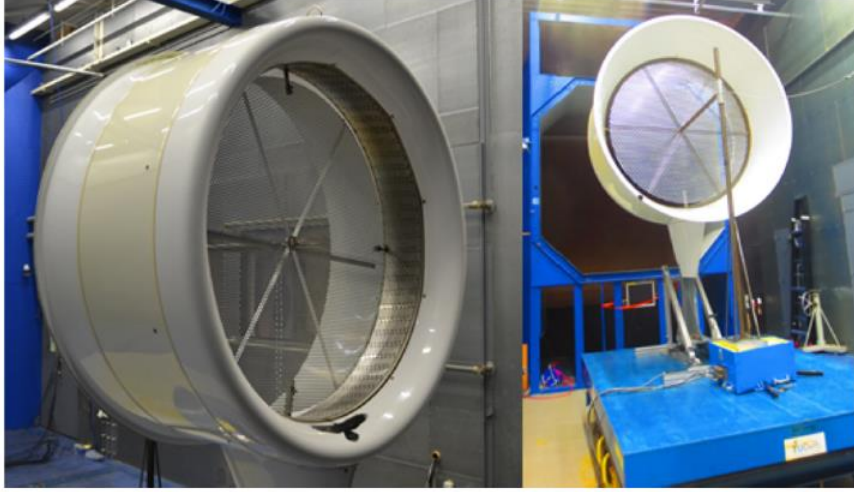
Şekil 1.19. Kanat kesitli kanal [26]

Yılmaz vd. [27] çalışmalarında Şekil 1.20.'de görünen 5 farklı aerodinamik kanat kesitli kanal için deneysel olarak kanal performans testlerini yapmışlardır. Maksimum performansın 4. tip kanaldan alındığını gözlemlemişlerdir. Çalışmada ayrıca türbini kanal ekseninde kaydırarak güç değerlerinin nasıl değiştiğini incelemişlerdir. En yüksek türbin performansının, türbin kanal çıkışına yakın konumdayken elde edildiğini görmüşlerdir.



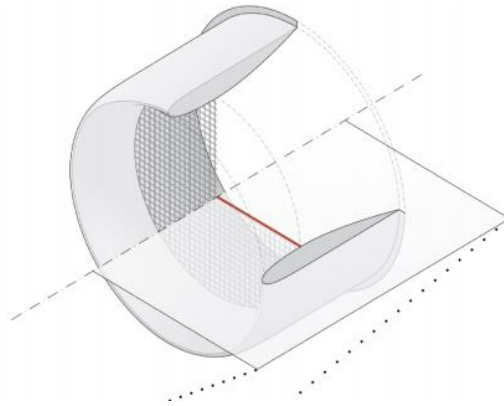
Şekil 1.20. Farklı aerodinamik kanat profilli kanal yapıları [27]

Hansen vd. [28] kanat kesitine sahip bir kanal için disk modelini kullanarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğiyle çalışmaları yapmışlardır. Dighe vd. [29] kanat kesitinde bir kanal için HAD analizleri ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. HAD analizlerinde hesaplama süresini kısaltmak amacıyla türbini temsilen disk modeli kullanmışlar, deneysel çalışmalarda HAD analizleriyle karşılaştırmak için kanal içerisine 1.5 m gözenekli bir yapı yerleştirmişlerdir. Deney ve HAD analizlerinde 5, 7, 10 m/s rüzgar hızları için karşılaştırmalar yapıp, HAD analizlerinin deneysel verilerle uyumlu olduğu sonucuna varmışlardır.



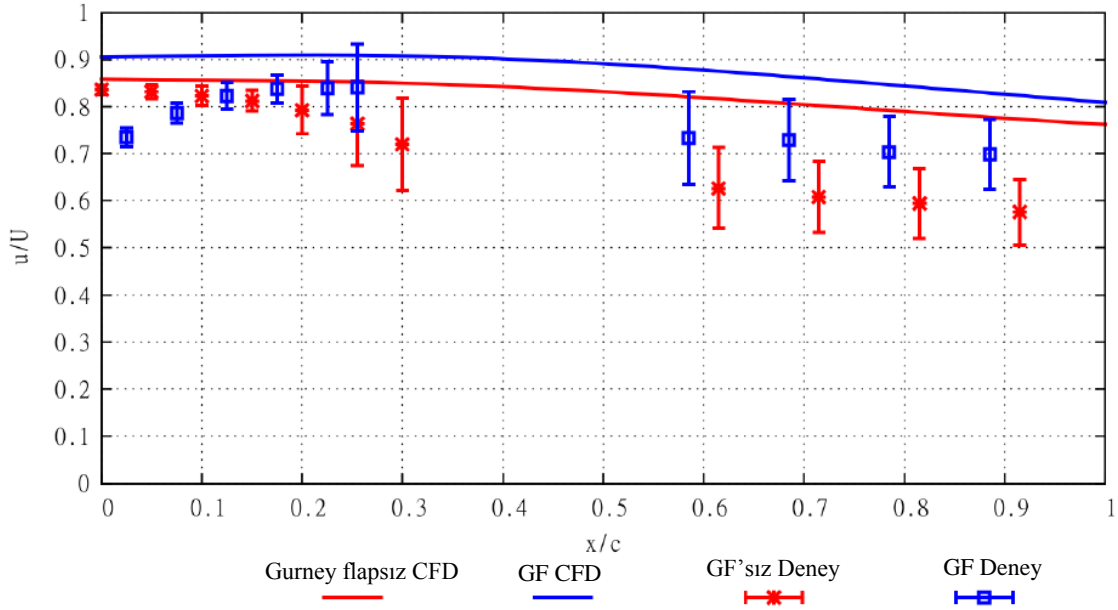
Şekil 1.21. Disk yaklaşımı kullanılmış kanal [29]

Dighe vd. [30] çalışmalarında arka kısmında kanal veter uzunluğunun % 2'si ve % 4'ü yükseklikteki Gurney flap bulunan bir kanalın sayısal ve deneysel performans testlerini yapmışlardır. Kanal içerisindeki türbin disk olarak modellenmiştir. Deneysel çalışmalarda gözenekli bir yapıyla disk model temsil edilmiştir. Çalışma sonucunda flap yapının türbin performansını artırdığını göstermişlerdir. Çalışmada HAD analizlerinde disk yaklaşımında kullanılan (porous jump) sınır koşulu için gerekli gözeneklilik (permeability) ve basınç katsayısı (pressure coefficient) parametrelerinin elde edilmesi için diskin önünden ve arkasından basınç değerleri alarak basınç kaybını veren ikinci dereceden bir denklem elde etmişlerdir. Elde edilen bu denklemle bilinmeyen parametreler elde edilmiş ve disk yaklaşımında Navier Stokes denklemlerine eklenmesi gereken momentum kaynağı terimi elde edilmiştir.

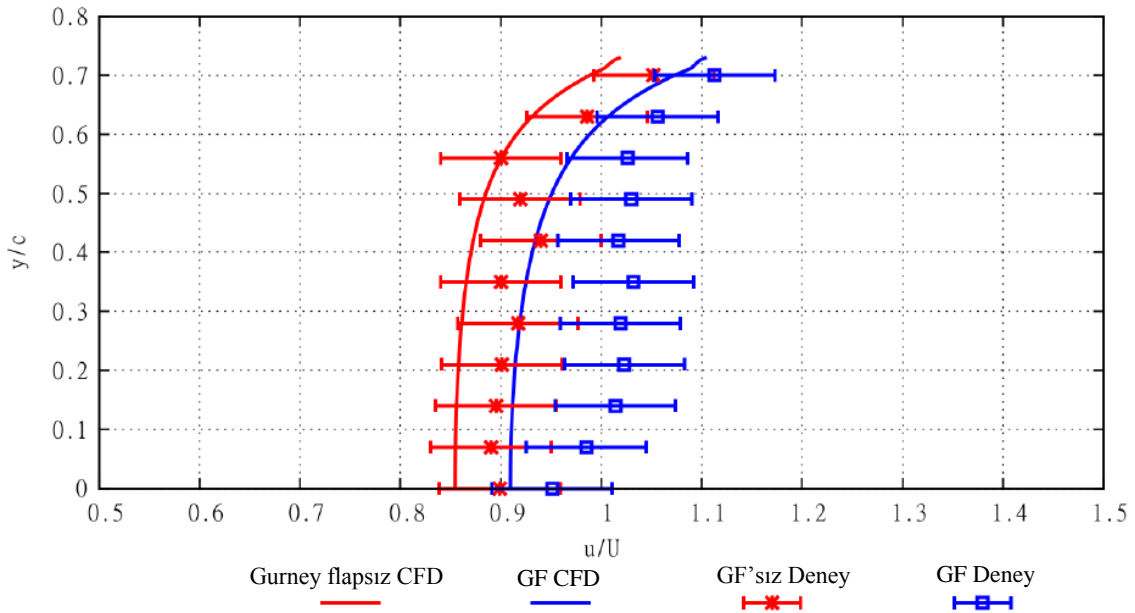


Şekil 1.22. Gurney flaplı kanal [30]

Şekil 1.23.'de Gurney flabın etkisini gösteren deneysel ve HAD analiz sonuçları verilmiştir. Şekil 1.24.'de ise disk üzerindeki radyal yöndeki hız artış oranları verilmiştir.



Şekil 1.23. Sayısal ve deneysel olarak aksel yöndeki hız artış oranları [30]

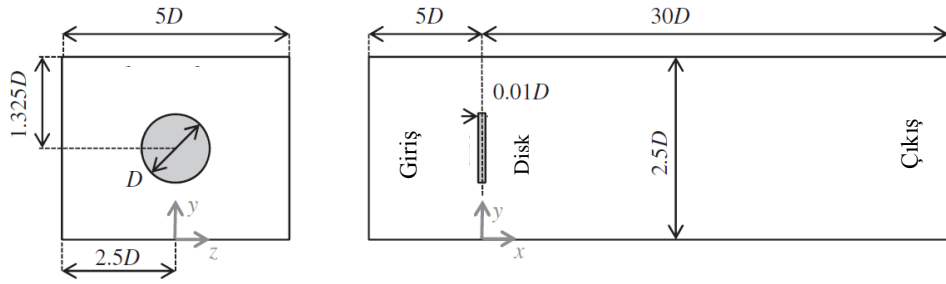


Şekil 1.24. Sayısal ve deneysel olarak radyal yöndeki hız artış oranları [30]

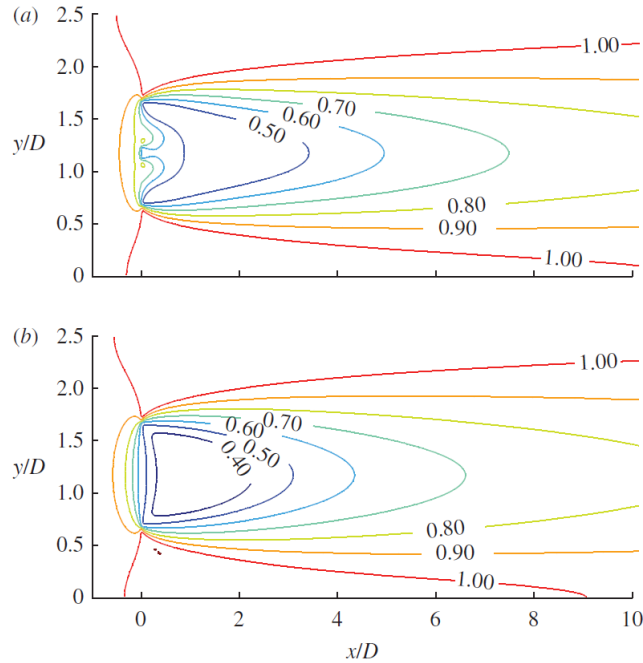
Dighe vd. [31] farklı bir çalışmalarında dört farklı kanal açısı için kanal kesit geometrisinin kanal içerisindeki akışa etkisini incelemişlerdir. Çalışmada sayısal ve panel metod yöntemleri kullanılmıştır. HAD analizlerinde disk model yaklaşımı kullanılmıştır. Kambur kanatlı kanalların aerodinamik açıdan daha etkin olduğunu belirtmişlerdir. Üç farklı kanat kesitinden S1223'ün (Selig) akış debisini de en çok artıran kanat kesiti olduğunu

belirlemişlerdir. Ayrıca kanalın arka tarafında oluşabilecek akış ayrılmasının aerodinamik kayıplara neden olduğu sonucuna varmışlardır.

Batten vd. [32] çalışmalarında Şekil 1.25.'de gözüken disk modelini kullanarak HAD analizleri yapmışlardır. Çalışmada NACA profiline sahip gerçek bir türbin de modellenmiş ve bu modelin HAD ve deneysel çalışmaları da gerçekleştirilmiştir. Gerçek modelle disk model karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde disk arkasında ve türbin arkasındaki dağılımlar oldukça benzer çıkmıştır. Disk modelin türbin modelini iyi bir şekilde temsil ettiği sonucuna varmışlardır.

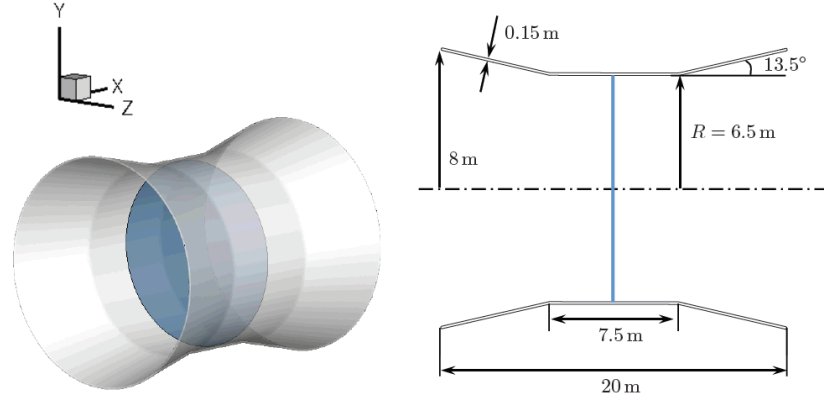


Şekil 1.25. Sayısal akış alanı [32]



Şekil 1.26. Türbin, disk arkasındaki hız dağılımları, (a) türbin, (b) disk [32]

Belloni [33] Şekil 1.27'de gösterilen tipte bir kanalın türbini temsilen disk modellemesi yaklaşımıyla HAD çalışmalarını yapmıştır. Diske farklı itki kuvvet katsayıları verilerek kanal içerisindeki akışın analizleri yapılmıştır.

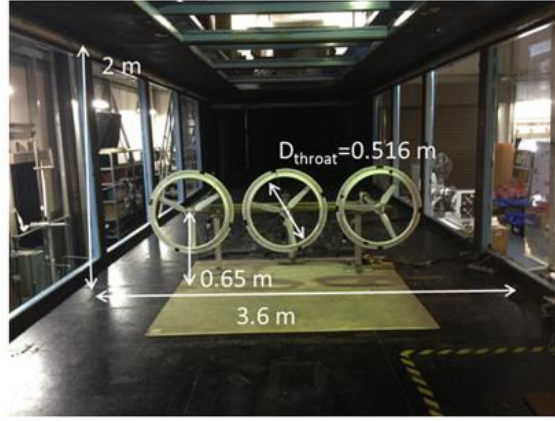


Şekil 1.27. Disk yaklaşımıyla modellenmiş kanallı türbin [33]

Van Bussel [34] ve Jamieson [35] difüzörlü türbin için lineer momentum teorisini geliştirmişlerdir. Bu teorilerle viskoz kuvvetlerin ve akış ayrılmasının ihmal edildiği durum için difüzörlü türbinler için ideal limitler belirlenmiştir. Lineer momentum teorisinden türbin için optimum koşullarda itki kuvvet katsayısını, yalın türbindekiyle aynı değerde $C_T = 0.89$ olarak belirlemişlerdir. Hansen [28] Lawn [36], Werle ve Prezs [37] ve Vaz vd. [38] gerçekleştirmiş oldukları çalışmalarda ideal koşullar için Van Bussel ve Jamieson'un elde ettikleri gibi türbin itki kuvvet katsayısını 0.89 olarak bulmuşlardır.

Venters vd. [39] kanat kesitine sahip bir kanal için optimum tasarım parametrelerini belirlemeye yönelik çalışma yapmışlardır. Çalışmada tasarım parametreleri olarak difüzör açısı, türbinin difüzör içerisindeki konumu, difüzör ile içerideki türbinin uç kısmı arasındaki mesafe ve türbin itki kuvvet katsayısı göz önüne alınmıştır. İçerideki türbin disk modeli olarak tanımlanmış ve HAD analizleriyle kanal içerisinde maksimum kütleli debi artışını sağlayan parametreler elde edilmiştir. Kanallı türbinden maksimum güç elde etmek için optimum itki kuvvet katsayısını, yukarıdaki araştırmacıların da elde ettikleri gibi, yalın türbinin ideal kuvvet katsayı değeriyle benzer bulmuşlardır.

Göltenbott vd. [40] çalışmalarında bir rüzgar tüneline ikili ve üçlü olarak yan yana dizilmiş yalın ve kanallı türbinler için, türbinler arasındaki mesafenin değiştirilmesinin toplam performansa etkisini incelemişlerdir. Kanallara arasındaki ve arkasındaki hız dağılımları sıcak tel anemometresi kullanarak elde edilmiştir. Türbin performansları motor devrinin kontrol edildiği motor ve torkmetre yardımı ile ölçülmüştür.



Şekil 1.28. Üçlü olarak dizilmiş kanallı türbinler [40]

Literatür çalışmalarında flanşlı kanal yapılarıyla ilgili yapılan çalışmalara, kanat kesitine sahip kanal yapıların yer aldığı çalışmalara, disk yönteminin kullanıldığı HAD ve deneysel çalışmalara yer verilmiştir. Çalışmaların çoğunda kanal yapı bir optimizasyon çalışması olmaksızın tasarlanmış, kanalı oluşturan geometrik parametrelerin akışa olan etkisi parametrelerden birinin sabit tutulup diğer parametrelerin değiştirilmesi sonucunda kanal performansı incelenmiştir. Gerçekçi sonuçlar alabilmek için bir optimizasyon çalışmasıyla tüm parametrelerin aynı anda hesaba katıldığı optimum geometrik boyutların elde edildiği tasarım için performans testlerinin yapılması gerekmektedir.

1.3. Tezin Amaç ve Kapsamı

Küçük kapasiteli rüzgâr türbinleri konusunda dünyada birçok çalışma olmasına rağmen ülkemizdeki çalışmalar son derece kısıtlıdır. Özellikle düşük rüzgar hızlarında verimli bir şekilde enerji üretilebilecek küçük ölçekli rüzgar türbinlerinin kentsel ve kırsal alanda kullanılarak önemli bir enerji ihtiyacını karşılamaları mümkündür. Bunun için önemli bir AR-GE çalışması yapmak, tasarım ve imalat kriterlerini ortaya koyan bir alt yapı oluşturmak kaçınılmazdır. Böylece küçük kapasiteli rüzgar türbinleri ve hidrokinetik türbinlerin kurulumunun yaygınlaştırılması ve performanslarının artırılması ülkemizde önemli bir enerji açığını karşılayabilecektir.

Tez çalışmasında amaç küçük ölçekli türbinlerde türbin-kanal kombinasyonu ele alınarak kanal içerisinde türbinin bulunduğu kesitte serbest rüzgar hızını maksimuma çıkaracak türbin-kanal optimizasyonunu yapmaktır. Böylece tezin hedefi olarak;

- i) Türbin girişinde serbest rüzgar hızını artırarak türbinden elde edilecek enerjiyi yükseltmek(enerji hızın küpü ile değişmektedir),

- ii) Enerji üretimine yetersiz olan rüzgar ve hidrokinetik akıntı hızlarında kanal yardımı ile hızları enerji üretilebilecek seviyeye yükseltmek. Böylece lokal bölgelerde küçük hızlarda da enerji üretilebilecek ve lokal kullanıma sunulabilecektir. Ayrıca ülkenin rüzgar enerji potansiyeli belirlenmesinde referans alınan minimum rüzgar hızı düşük olacağından rüzgar enerji ve hidrokinetik enerji potansiyeli belli oranda artabilecektir.
- iii) Rüzgar hızının düşük olduğu örneğin 1-2 m/s yerlerde normal şartlar altında türbin kurulmaya gerek duyulmazken kanallı tip türbin sayesinde bu tür alanlara da kurulum gerçekleştirilebilecektir.
- iv) Hidrokinetik enerji açısından da ülkemizde derinliği az olan birçok akarsu bulunduğunu düşünürsek akarsuyun akış yönünü değiştirmeden tasarlanacak kanalın akış içine konulmasıyla su hızı düşük olsa bile kanaldan geçerken hızın artmasından dolayı elektrik üretimi gerçekleştirilecektir.

Tasarlanan kanalla özellikle küçük ölçekli rüzgar ve hidrokinetik enerji türbinlerinde kullanılmak üzere türbinin daha düşük rüzgar ve su hızlarında çalışmasını sağlayan kanalsız türbinlere göre performansı yüksek bir yapı oluşturulmuştur. Tez çalışmasıyla elde edilen tasarım parametreleri, daha büyük ölçekli yeni rüzgâr türbinin tasarım ve üretiminin yapılmasına temel oluşturacaktır. Ayrıca, kentsel ve kırsal alanlarda, konutlarda, küçük işletmelerde, düşük hızlı akarsularda türbinlerin ekonomik olarak kullanım imkânı olacak ve ülkemizin rüzgâr ve hidrokinetik enerjisinden faydalanma potansiyelinin artması sağlanacaktır.

Toplam beş bölümden oluşan tez çalışmasının ikinci bölümünde rüzgar türbin teorilerine yer verilmiş, üçüncü bölümünde kanal tasarımı, optimizasyon yaklaşımı, HAD çalışmalarında kullanılan yöntemler, deneysel çalışma için kullanılan kanal yapının üretim prosesleri, kullanılan teçhizatlar vs. bilgilerine yer verilmiş, dördüncü bölümde HAD ve deneysel çalışma sonuçlarına yer verilip, beşinci bölümde ise sonuçlar ve öneriler kısımlarına yer verilmiştir.

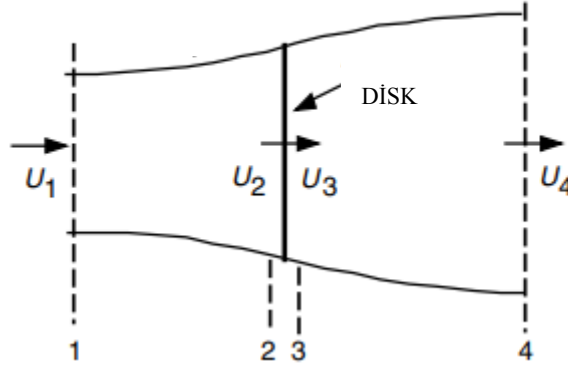
2. RÜZGAR TÜRBİN TEORİLERİ

2.1. Giriş

Bu bölümde bir rüzgar türbininden elde edilebilecek maksimum güç ifadesini açıklayan lineer momentum teorisinden, açısal momentum teorisinden, kanat elemanı teorisini ve kanat elemanı momentum teoremlerinden bahsedilmiştir. Ayrıca kanat elemanı momentum teoremi kullanılarak ideal bir türbin şeklinin nasıl olması gerektiği ilgili denklemlerle açıklanmıştır.

2.2. Lineer Momentum Teoremi

İdeal bir türbin rotorundan elde edilebilecek maksimum güç ve rüzgarın ideal türbin üzerindeki itki kuvveti basit bir model olarak lineer momentum teorisi ile hesaplanabilir. Bu teoriye göre türbin bir disk olarak modellenir. Disk üstünden geçen akışta basınç düşümü oluşturur.



Şekil 2.1. Lineer momentum teoremi için kontrol hacmi [41]

Teori Şekil 2.1.'de belirtilen kontrol hacmine uygulanılır. Bu yaklaşımda şu kabuller yapılmaktadır.

- Kanat geometrisinden bağımsızlık
- Disk üzerinde homojen dağılmış itki kuvveti
- Diskin arkasında dönme etkisinin olmaması

Lineer momentum korunumu kontrol hacmine uygulandığından kontrol hacmindeki net kuvvet elde edilir. Bu kuvvet rüzgarın rotor üzerinde oluşturduğu itki kuvvetine "T" eşittir. T kuvveti Denklem 2.1'deki gibidir.

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

Düzenli akış rejiminde

$$(\rho AU)_1 = (\rho AU)_4 = \dot{m} \quad (2.2)$$

Böylece

$$T = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (2.3)$$

olarak elde edilir.

Bernoulli denklemi kontrol hacminin sol tarafına ve sağ tarafına uygulanırsa;

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (2.4)$$

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (2.5)$$

Burada $p_1 = p_4$ ve $U_2 = U_3$ kabulleri yapılmaktadır.

Türbin üzerindeki itki kuvveti basınç farkıyla da ifade edilebilir.

$$T = A_2(p_2 - p_3) \quad (2.6)$$

Denklem 2.4, 2.5 ve 2.6 kullanılarak itki kuvveti Denklem 2.7'deki gibi elde edilebilir.

$$T = \frac{1}{2}\rho A_2(U_1^2 - U_4^2) \quad (2.7)$$

Denklem 2.3 ve Denklem 2.7 birbirine eşitlenirse; Denklem 2.8 elde edilir.

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (2.8)$$

Böylece bu teoreme göre türbin üzerindeki hızın, türbinden önünde ve arkasında türbinden uzak noktalardaki hızların ortalamalarına eşit olduğu sonucu çıkmıştır.

“a” aksenal indüksiyon oranı serbest akış hızıyla rotor arasındaki rüzgar hızındaki azalma oranı olarak tanımlanırsa;

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (2.9)$$

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (2.10)$$

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (2.11)$$

denklemleri elde edilir.

Güç değeri itki kuvvetiyle disk üzerindeki hız değerine eşit olup aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$P = \frac{1}{2}\rho A_2(U_1^2 - U_4^2)U_2 = \frac{1}{2}\rho A_2 U_2(U_1 + U_4)(U_1 - U_4) \quad (2.12)$$

Bu denklem indüksiyon oranı cinsinden

$$P = \frac{1}{2}\rho AU^3 4a(1-a)^2 \quad (2.13)$$

olarak elde edilir.

Rüzgar türbini rotor performansı C_p olarak Denklem 2.14'deki gibi tanımlanır.

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AU^3} = 4a(1-a)^2 = \frac{\text{Rotor gücü}}{\text{Rüzgardaki güç}} \quad (2.14)$$

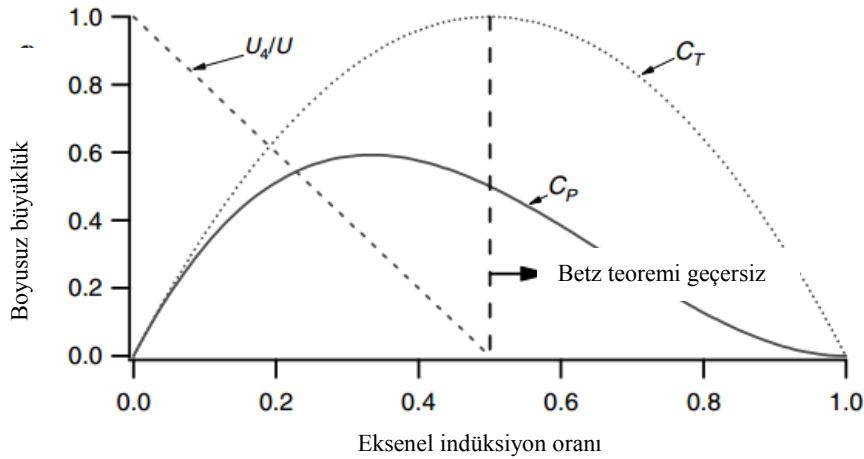
Bu durumda maksimum güç değeri C_p 'nin a ya göre türevinin 0'a eşitlenmesinden; $a = 1/3$ için $C_{p,\text{maks}} = 16/27 = 0.5926$ olarak elde edilir. Denklem 2.7, 2.10, 2.11'den disk üzerindeki aksenal itki kuvveti;

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

Türbin üzerindeki itki kuvveti boyutsuz olarak Denklem 2.16'deki gibi tanımlanır. Maksimum gücün elde edildiği $a = 1/3$ için itki kuvvet katsayısı $8/9 = 0.89$ olarak elde edilmektedir.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AU^2} = \frac{\text{İtki kuvveti}}{\text{Dinamik kuvvet}} \quad (2.16)$$

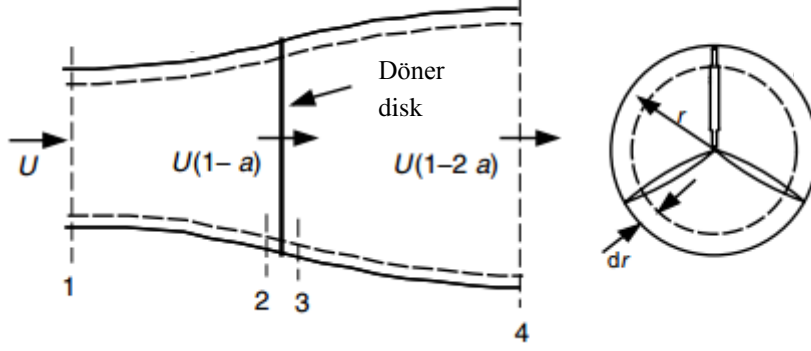
Şekil 2.2'de C_p ve C_T değerlerinin indüksiyon oranlarına göre değişimi görülmektedir.



Şekil 2.2. Eksenel indüksiyon oranına bağlı değişen C_p - C_T değerleri [41]

2.3. Açısal Momentum Teoremi

Lineer momentum teorisinde akışın dönmediği varsayılmaktadır. Açısal momentum teoreminde ise Şekil 2.3.'deki kontrol alanında disk Ω açısal hızıyla dönmektedir.



Şekil 2.3. Açısal momentum teoremi için kontrol hacmi [41]

Disk arkasındaki akış, akışın disk üzerinde oluşturduğu torka reaksiyon olarak diske ters yönde dönmektedir. Bu sebeple diskteki akışkanın diske göre olan açısal hızı Ω 'dan $\Omega + \omega$ 'ye çıkmaktadır. Disk üzerindeki basınç düşümü Denklem 2.17'de verilmiştir.

$$p_2 - p_3 = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (2.17)$$

Bu durumda itki kuvvet katsayısı disk üzerindeki küçük bir dairesel eleman için Denklem 2.18'deki gibi yazılabilir.

$$dT = (p_2 - p_3)dA = \left[\rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (2.18)$$

Açısal indüksiyon oranı;

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (2.19)$$

olarak tanımlanıp dT denklemi tekrar düzenlenirse Denklem 2.20'deki hali alır.

$$dT = 4a'(1 + a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (2.20)$$

Lineer momentum teoreminde elde edilen itki kuvveti disk üzerindeki küçük bir eleman için Denklem 2.21'deki gibi düzenlenebilir.

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

Denklem 2.20 ve 2.21 birbirine eşitlenirse; türbin performans tanımlamalarında önemli bir yeri olan lokal uç hız oranı denklemi elde edilmiş olunur.

$$\frac{a(1-a)}{a'(1+a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{U^2} = \lambda_r^2 \quad (2.22)$$

Açısal momentum korunumu ile disk üzerindeki tork değeri elde edilebilir. Bu durumda disk üzerine uygulanan tork, disk arkasındaki açısal momentum değişimine eşit olmaktadır.

$$dQ = d\dot{m}(\omega r)(r) = (\rho U_2 2\pi r dr)(\omega r)(r) \quad (2.23)$$

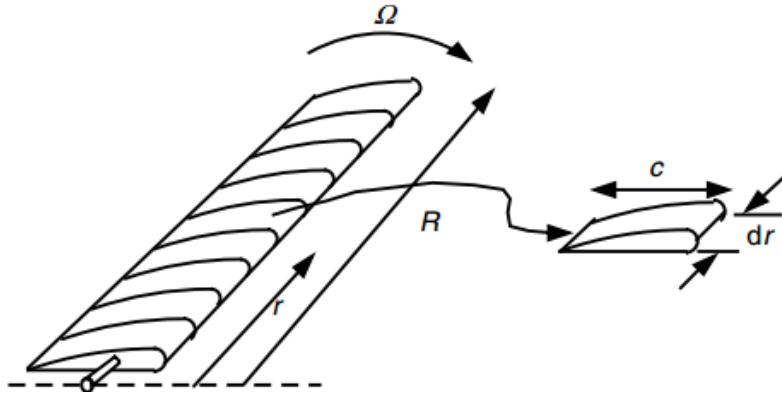
Denklem 2.10 ve Denklem 2.19 tanımlamalarından dQ Denklem 2.24 halini alır.

$$dQ = 4a'(1-a) \frac{1}{2} \rho U \Omega r^2 2\pi r dr \quad (2.24)$$

Böylece momentum teorilerinden aksenal ve açısal indüksiyon oranlarına bağlı olarak disk üzerindeki küçük bir eleman için itki ve tork değerleri elde edilmiştir (Denklem 2.21 ve Denklem 2.24).

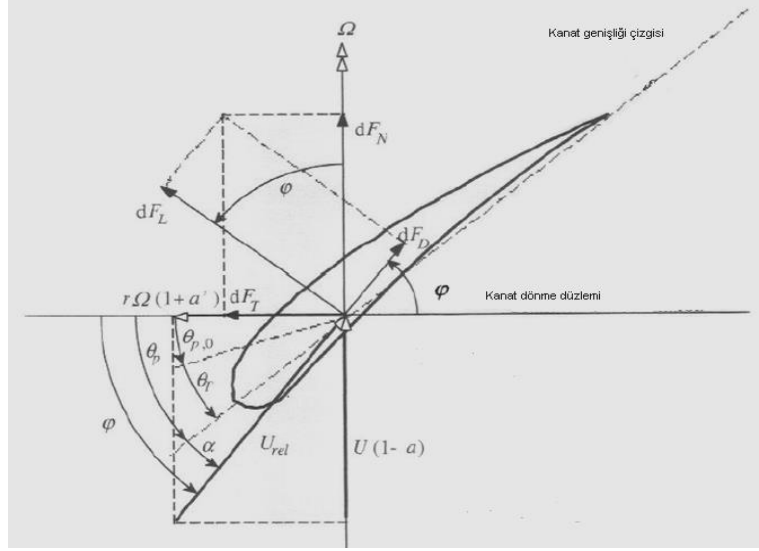
2.4. Kanat Elemanı Teoremi

Lineer ve açısal momentum teorilerinden kanat bir disk olarak düşünülmüş olup, kanadın geometrisi hesaba katılmamıştır. Bu teoremde ise türbin kanadı üzerindeki kaldırma, itki vb. aerodinamik kuvvetler hesaba katılmaktadır. Kanat Şekil 2.4.'de görüldüğü gibi N adet parçaya bölünmektedir. Teoremde kanat kesitleri arasında herhangi bir etkileşim olmadığı kabulü yapılmaktadır. Yani radyal yönde akışın olmadığı varsayılmaktadır. Şekil 2.5.'de kanat üzerindeki hız, kuvvet, açı tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil 2.4. Kanat Elemanlarının Şematik Gösterimi [41]

Şekil 2.5.'de ise kanat elemanı üzerindeki hız değerleri, açı, kuvvet yönleri gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Kanat açıları ve kuvvetler

Şekilde;

U_{rel} : Göreceli Rüzgar hızı

θ_p : Kanat kesit burulma açısı

α : Hücum açısı(kanat veter çizgisiyle göreceli Rüzgar hızı arasındaki açı)

$\varphi = \theta_p + \alpha$: Bağıl Rüzgar hızının geliş açısı

$\theta_{p,o}$: Uç kanat kesit açısı

θ_T = Kanat burulma açısı

dF_L : Kaldırma kuvveti

dF_D : Sürüklenme (Direnç) kuvveti

dF_N : Normal kuvvet (itkiye katkısı olur)

dF_T : Teğetsel kuvvet (tork üretir)

olarak tanımlanmıştır.

Denklem 2.25 ve Denklem 2.30 arasında Şekil 2.5.'daki tanımlamaların birbirleri arasındaki ilişkileri içeren kanat elemanı teoresinde kullanılan formülasyonlar verilmiştir.

$$\tan \varphi = \frac{U(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{1-a}{(1+a')\lambda_r} \quad (2.25)$$

$$U_{rel} = U(1-a) / \sin \varphi \quad (2.26)$$

$$dF_L = C_L \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c dr \quad (2.27)$$

$$dF_D = C_D \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c dr \quad (2.28)$$

$$dF_N = dF_L \cos \varphi + dF_D \cos \varphi \quad (2.29)$$

$$dF_T = dF_L \sin \varphi - dF_D \cos \varphi \quad (2.30)$$

B adet kanada sahip türbin için merkezden r kadar uzaklıktaki kesitte toplam normal kuvvet;

$$dF_N = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) c dr \quad (2.31)$$

Merkezden r mesafede teğetsel kuvvetin oluşturduğu tork;

$$dQ = BrdF_T \quad (2.32)$$

Böylece;

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) c dr \quad (2.33)$$

Denklem 2.26 ve katılık oranı $\sigma' = Bc/2\pi r$ tanımıyla

$$dF_N = \sigma' \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) r dr \quad (2.34)$$

$$dQ = \sigma' \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) r^2 dr \quad (2.35)$$

Kanat elemanı teorisinden Denklem 2.34 ve 2.35 elde edilmiştir.

2.5. Kanat Elemanı Momentum Teoremi

Momentum teoremi ve kanat elemanı teoremi birleştirilerek lineer indüksiyon ve açısal indüksiyon katsayıları elde edilebilir. Bu yaklaşımda $C_D = 0$ kabulüyle, momentum ve kanat elemanı teorilerindeki tork ifadeleri birbirlerine eşitlenirse (Denklem 2.24, Denklem 2.35);

$$a'/(1-a) = \sigma' C_L / (4\lambda_r \sin \varphi) \quad (2.36)$$

Benzer şekilde momentum teorisindeki ve kanat elemanı teorisindeki itki kuvvetleri birbirlerine eşitlenirse (Denklem 2.21, Denklem 2.34);

$$a/(1-a) = \sigma' C_L \cos \varphi / (4\sin^2 \varphi) \quad (2.37)$$

Denklemler düzenlenirse a ve a' denklemleri aşağıdaki şekli alırlar.

$$a = 1/[1 + 4\sin^2 \varphi / (\sigma' C_L \cos \varphi)] \quad (2.38)$$

$$a' = 1/[4 \cos \varphi / (\sigma' C_L) - 1] \quad (2.39)$$

Kanat elemanı teoremi kullanılarak her bir kesitteki a , a' ve bağıl rüzgar açısının elde edilmesiyle, türbinin güç katsayısı Denklem 2.40 ile hesaplanabilir.

$$C_P = \left(8/\lambda^2 \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sin^2 \varphi (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi)(\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi) [1 - (C_D/C_L) \cot \varphi] \lambda_r^2 d\lambda_r \right) \quad (2.40)$$

İdeal bir türbin kanat tasarımı Denklem 2.40 kullanılarak yapılabilir. C_P ifadesinin türevi $C_D = 0$ kabulü yapılarak 0'a eşitlendiğinde,

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} [\sin^2 \varphi ((\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi)(\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi))] = 0 \quad (2.41)$$

Buradan;

$$\lambda_r = \sin \varphi (2 \cos \varphi - 1) / [(1 - \cos \varphi)(2 \cos \varphi + 1)] \quad (2.42)$$

Çeşitli işlemler sonrasında ideal bir türbin kanadı için kanat kesitindeki bağıl rüzgar açısı ve veter uzunluğu aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilebilir. Denklem 2.44'deki C_L değeri kanadın maksimum C_L/C_D değerine sahip olduğu hücum açısındaki C_L değerini belirtmektedir.

$$\varphi = (2/3) \tan^{-1}(1/\lambda_r) \quad (2.43)$$

$$c = \frac{8\pi r}{BC_L} (1 - \cos \varphi) \quad (2.44)$$

Bu bölümde yalnız türbin için ideal momentum teoremi kullanılarak türbinden elde edilebilecek ideal güç katsayısı ve bu katsayıya sahip türbin için türbin itki kuvvet katsayısı elde edilmiştir. Daha sonra açıl momentum ve kanat eleman teoremi ve kanat elemanı teorilerinin birleştirilmesiyle oluşan kanat elemanı momentum teorisi açıklanmıştır. Kanat üzerinde oluşan kuvvetler, tork, açı vb. tanımlamalar ve bu tanımlamaların birbiriyle olan ilişkilerini içeren denklemler gösterilmiştir. Son olarak da ideal bir türbin tasarımı için gerekli bağıl rüzgar açısının ve kesit veter uzunluklarının nasıl elde edilmesi gerektiği açıklanmıştır.

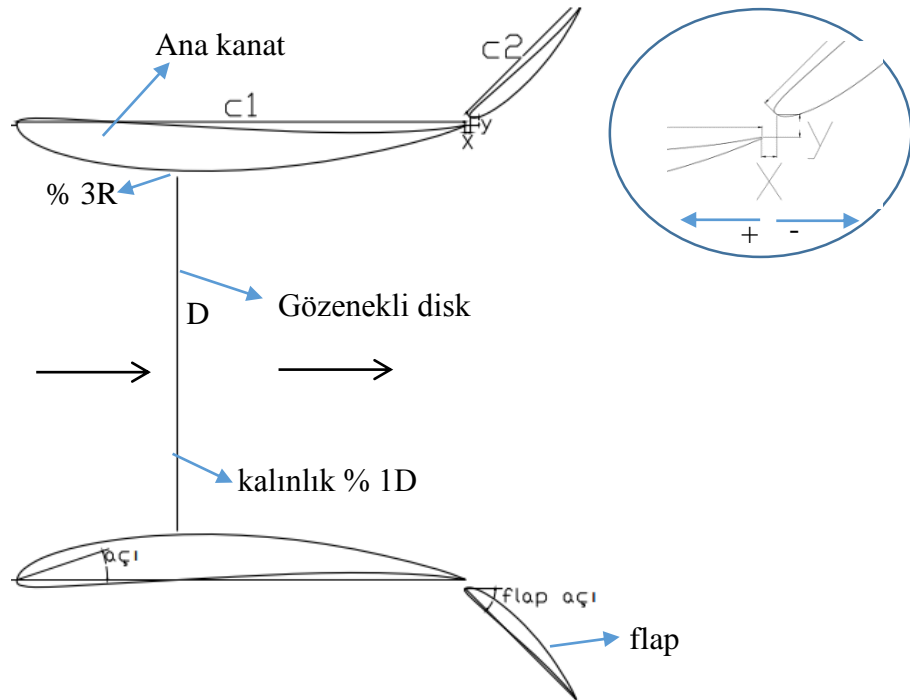
3. KANALLI RÜZGAR TÜRBİNİ MODELLEME

3.1. Giriş

Küçük ölçekli rüzgar türbinleri için türbin-kanal optimizasyonunu içeren çalışmalara, sırasıyla kanal yapının geometrisinin belirlenmesiyle başlanmış, daha sonra optimizasyon çalışmaları ve disk teoremi yaklaşımının kullanıldığı 2D HAD analizleri birlikte ele alınarak çalışmalara devam edilmiştir. Optimizasyon çalışması neticesinde kanal içerisinde akışın kütleli debisini maksimum yapan geometrik parametre değerleri belirlenmiştir. Kanalın arka kısmında bulunan flap olarak adlandırılan yapının kütleli debiye etkisi flabın kaldırılıp 2D HAD analizlerini sadece ana kanattan oluşan yapı için yapılmasıyla incelenmiştir. Literatürde 3D HAD ve deneysel çalışmaları yapılmış 0.9 m çaplı yalın bir türbin için [42-45] kanal yapıyı tanımlayan optimum tasarım parametreleri kullanılarak, kanalın türbine etkisi 3D HAD çalışmalarıyla incelenmiştir. Son olarak optimum tasarım parametreleriyle 40 cm çaplı bir türbin için kanal yapı üretilip rüzgar tüneline deneysel çalışmalar yapılmıştır.

3.2. Kanal Geometrisi

Kanal yapısı: ana kanal, flap ve gözenekli diskten oluşmaktadır. Kanal geometrisi ve geometrik boyutlar Şekil 3.1.'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Flaplı kanal geometrisi(6 parametre)

Kanal geometrisi 6 parametre ile; ana kanadın veter uzunluğu c_1 , flapın veter uzunluğu c_2 , ana kanadın serbest akış hızına göre hücum açısı, açı(alfa), flapın serbest akış hızına göre hücum açısı (flap açısı), flapın ana kanala göre konumu, x ve y olarak tanımlanmıştır.

Disk çapı D bağımsız değişken olup diğer geometrik parametreler optimizasyon sonucunda D'ye göre tanımlanmaktadır. Bu nedenle bütün parametreler boyutsuz olarak tanımlanmıştır. Optimizasyon çalışmalarında kullanılacak parametreler; c_1/D , c_2/c_1 , x/c_1 , y/c_1 , açı(α), flap açısı(δ) olarak düzenlenmiştir. Bu parametreler ile belirli bir çapta türbin için diğer parametreler birbirlerine bağlı olarak belirlenebilmektedir. Optimizasyon kısmında detaylı olarak anlatıldığı gibi, tüm parametreler seviyelere ayrılmış ve optimizasyon sonucunda kanal içerisindeki akışkanın kütleli debisini maksimum yapan parametre seviyeleri elde edilmiştir.

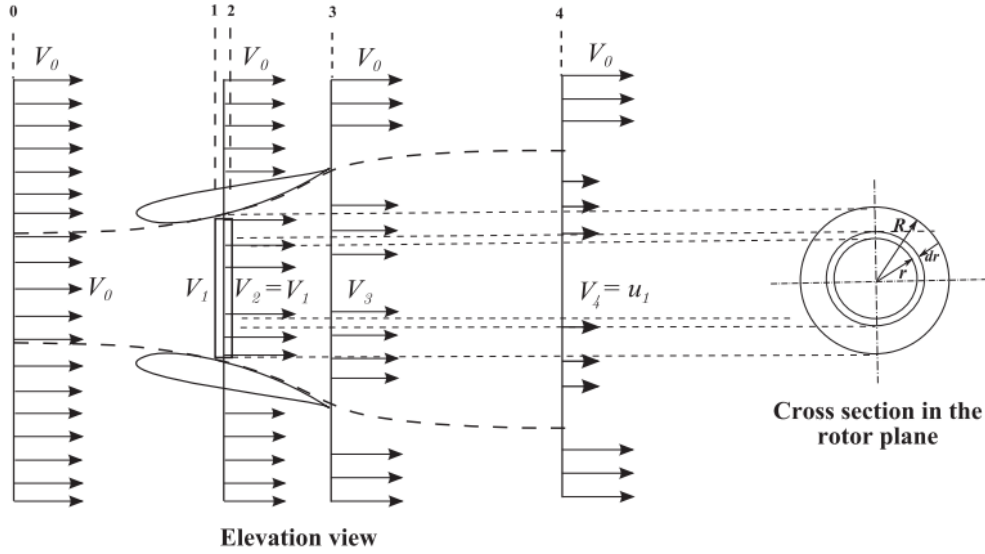
Ana kanat ve flap kanat geometrileri SG 6043 olarak belirlenmiştir. Bu kanat yüksek kaldırma kuvvetini sahip olup aynı zamanda da rüzgar türbini uygulamalarında oldukça yaygın kullanılmaktadır [46]. Kanal içerisinde türbini temsil eden disk kanalın en dar kesitine yerleştirilmiştir. Birçok çalışmada olduğu gibi kanat uç kaybını minimuma indirmek için diskin uç kısmıyla kanalın iç kısmı arasındaki mesafe disk yarıçapının %3'ü olarak seçilmiştir[47]. Bunun yanısıra HAD analizlerinde C_T katsayısını belirlemeye yönelik kullanılacak olan disk kalınlığı literatürdekine benzer olarak disk çapının %1'i olarak belirlenmiştir [32].

3.3. Kanallı Türbinler için Lineer Momentum Teoremi

Kanal yapının optimizasyon çalışmaları için kullanılan HAD analizlerinde sayısal modeldeki karmaşıklığı azaltmak ve ciddi oranda zaman tasarrufu sağlamak için iki boyutlu lineer momentum yaklaşımı, diğer bir adıyla disk model yaklaşımı kullanılmıştır. Bu model türbin geometrisinden bağımsız olup, modelde akışın kararlı rejimde olduğu, dönme etkisinin olmadığı, disk üzerindeki basınç değişiminin disk üzerindeki her noktada aynı olduğu ve sonsuz sayıda kanat olduğu kabullenilmektedir. Komple bir türbine sayısal ağ yapısı oluşturmaktansa türbinin oluşturacağı basınç kaybı iki boyutlu analizlerde geometri olarak bir boyutlu bir çizgi(disk) üzerine tanımlanarak türbin modellenebilmektedir. Bu yöntem literatür çalışmalarında da belirtildiği gibi birçok çalışmada kullanılmıştır. Bu teoriyle bir türbinden elde edilebilecek maksimum güç değeri ve buna bağlı itki değeri elde edilebilmektedir. Literatür çalışmalarında belirtildiği gibi disk yaklaşımı deneysel çalışmalarda gözenekli bir yapıyla temsil edilmiştir, HAD analizlerinde ise disk momentum

kaynak modeliyle temsil edilmektedir. HAD analizlerinde türbini çevreleyen bölgedeki korunum denklemlerine eklenen akışkanın kaybettiği enerjiyi içeren momentum kaynak terimiyle çözümler yapılmaktadır. ANSYS-FLUENT yazılımı için momentum kaynak terimi “porous media” veya “porous jump” sınır koşullarıyla modele eklenebilmektedir.

Şekil 3.2’de örnek bir kanal yapısı üzerinde lineer momentum kontrol hacmi gösterilmiştir. Burada V_0 serbest akış hızını, V_1 disk üzerindeki hız değerini, V_3 kanal çıkışındaki hız değerini, V_4 ise kanaldan uzak bölgedeki hız değerini ifade etmektedir.



Şekil 3.2. Kanallı tip türbin için lineer momentum kontrol hacmi [38]

Kanal tipli türbinler için güç katsayısı Denklem 3.1’de verilmiştir [38].

$$C_p^d = \varepsilon \left[1 - \left(\frac{V_4}{V_0} \right)^2 - (1 - \eta_d)(1 - \beta^2)\varepsilon^2 \right] \quad (3.1)$$

$\varepsilon = V_1/V_0$, içerde türbinin bulunduğu durumdaki disk üzerindeki ortalama hız değerinin serbest akış hızına oranı olarak tanımlanır. $\beta = A/A_3$, türbin çapının, kanal çıkış çapına oranı olarak tanımlanmakta olup, η_d ise kanal verimi olarak tanımlanır.

η_d , ifade olarak Denklem 3.2’deki gibidir. p_2 ve p_3 sırasıyla türbin düzlemindeki ve kanal çıkışındaki statik basınç değerleridir.

$$\eta_d = \frac{p_3 - p_2}{\frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_3^2)} \quad (3.2)$$

Kanal çıkışından uzaktaki bölgeye enerji dengesi uygulandığında V_4 hız değeri Denklem 3.3’deki gibi elde edilir.

$$\frac{V_4}{V_0} = \beta^2 \varepsilon^2 + cp_3 \quad (3.3)$$

cp_3 kanal çıkışındaki basınç katsayısı olarak tanımlanmakta olup yarıçaptan bağımsız kabul edilir.

$$cp_3 = \frac{p_3 - p_0}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} \quad (3.4)$$

Denklem 3.3, Denklem 3.1 ile birleştirilirse,

$$C_p^d = \varepsilon(1 - cp_3) + \varepsilon^3 [\eta_d(1 - \beta^2) - 1] \quad (3.5)$$

Denklemlerden görüldüğü gibi C_p^d ve cp_3 V_4 hız değerine bağımlıdır. V_4 hızının tanımı, kanalsız türbindeki, türbinden uzak bölgedeki hız değerine benzer olacak şekilde $V_4 = (1-2a)V_0$ olarak tanımlanabilir. Buradaki a katsayısı, indüksiyon katsayısı olarak tanımlanmakta olup, denklem yapı olarak yalın türbindekine benzetilse de a katsayıları elbette yalın ve kanallı türbin için farklıdır.

Kanallı tipte türbinlerde yalın türbindeki lineer momentum teorisine ek olarak boyutsuz hız artış oranı olarak adlandırılan iki adet terim tanımlanmaktadır (ε ve γ). ε terimi yukarıda tanımlanmıştır. γ terimi ise kanal içerisinde türbin bulunmadığı zamanki disk üzerindeki ortalama hız değerinin serbest akış hız değerine oranı olarak tanımlanır.

$$\gamma = \frac{V_1^*}{V_0} \quad (3.6)$$

$V_1 = V_2$, Denklem 3.7'deki gibi yazılırsa;

$$V_1 = V_2 = (1 - a)V_1^* = \gamma(1 - a)V_0 \quad (3.7)$$

ε ve γ arasındaki ilişki Denklem 3.8'deki gibi elde edilir.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_0} = \gamma(1 - a) \quad (3.8)$$

Bu iki boyutsuz hız artış oranı tanımlamalarıyla, Denklem 3.4 ve Denklem 3.5, aşağıdaki hale dönüşmektedir.

$$cp_3 = (1 - \beta^2 \gamma^2)(1 - a)^2 + a(3a - 2) \quad (3.9)$$

$$C_p^d = \gamma(1 - a)^2 [4a + \gamma^2(1 - a)(1 - \beta^2)(\eta_d - 1)] \quad (3.10)$$

Kayıpların olmadığı ideal durumda ($\eta_d = 0$) kanallı türbin için güç katsayısı değer Denklem 3.11'deki elde edilir.

$$C_p = \gamma 4a(1 - a)^2 \quad (3.11)$$

Bu ifade incelendiğinde $\gamma = 1$ durumu için yalın türbindeki ideal durum için güç katsayısı değerine ulaşılmaktadır. Denklemde $a = 1/3$ değeri için maksimum güç katsayısı değeri Denklem 3.12 haline dönüşür.

$$C_p = \gamma * 16/27 \quad (3.12)$$

Kontrol hacmine yalın türbindeki gibi enerji dengesi uygulandığında türbin için itki kuvvet katsayısı;

$$C_T = \frac{T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho A(V_0^2 - V_4^2)}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = 4a(1 - a) \quad (3.13)$$

olarak elde edilir.

İdeal durumdaki a değeri(1/3) türbin itki katsayısı denkleminde yerine yazıldığında $C_T = 0.89$ değeri elde edilmektedir. Yani kanallı tipte bir türbin için türbinden maksimum güç elde edebilmek türbinin 0.89'luk bir itki katsayısına sahip olması gerekmektedir. Bundan dolayı 2D HAD analizlerinde kanal içerisindeki türbini temsil eden disk modele 0.89 itki kuvvet katsayısı oluşturacak şekilde tanımlamalar yapılmıştır. İkinci bölümdeki türbin teorisinde yalın türbin için de maksimum güç katsayısındaki itki kuvvet katsayısı 0.89 olarak elde edilmişti.

3.4. Optimizasyon Çalışmaları

Optimizasyon probleminde toplam 6 adet parametre(bağımsız değişken) bir adet de bağımlı değişken(disk üzerindeki ortalama hız dağılımı) bulunmakta olup çalışmada tüm parametreler aynı anda hesaba katılarak kanal içerisindeki disk üzerinde akışın kütleli debisini maksimum yapan parametre değerlerine ulaşılabacaktır. Bunun için deneysel tasarım yöntemlerinden faydalanılmıştır.

Literatürde deney tasarım yöntemi olarak en çok kullanılanlar; Taguchi, Tam Faktöriyel, Merkezi Kompozit Tasarım ve Box-Behnken deney tasarımlarıdır.

Tam faktöriyel tasarım faktörlerin etkilerinin değerlendirilmesinde en optimal gözükten deney tasarım metodudur çünkü faktörlerin farklı seviyelerinin mümkün olan tüm kombinasyonları değerlendirilmektedir. Bu tasarımda her faktörün her seviyesinden eşit sayıda deney sonucu alınır ve bunlar birbirleriyle karşılaştırılır. Dengeli bir tasarımdır ama faktör sayısı fazla olan çalışmalarda kullanılması oldukça güçtür. Faktörlerin sadece alt ve üst seviyelerinin alındığı 2^k (k, faktör sayısı) tasarımda örneğin faktör sayısı 6 ise toplam 64 adet deney yapmak gerekecektir. Bununla birlikte faktörlerin sadece alt ve üst seviyeleri dikkate alındığı için faktörlerin birbirleri arasındaki bağıntı sadece doğrusal olarak

hesaplanabilecektir. Faktörler arasında doğrusal olmayan bir ilişki olduğu biliniyorsa bu tasarımı kullanmak yanlış olacaktır. Bir diğer tam faktöriyel çeşidi olan 3^k tasarımında değişkenler arasında ikinci dereceden ilişki kurulabilir olsa da $3^6 = 729$ adet deney yapmak çok fazla zaman kaybına neden olacaktır [48,49,50].

Taguchi tasarımı tam faktöriyel tasarıma göre daha az bir deneyde sonuçlara ulaşılabilmesine karşın bu yöntem optimizasyon çalışmasında belirlenen faktör seviyesi için optimum sonucu sadece bu değerlerde vermektedir. Örneğin tez çalışmasında optimum konumlandırılmada kullanılacak olan kanat hücum açısı değeri deney tasarımında $6^\circ, 12^\circ, 18^\circ$ olarak belirlendiyse Taguchi en iyi sonuç olarak bu değerlerden birini verebilecektir. Üçü arasında bir değer veremeyecektir.

3.5. Yanıt Yüzey Metodu

Bağımlı değişkenle, bağımsız değişkenler arasında bir regresyon denklemi öneren bir metod Yanıt Yüzey Metodu'dur. Bu metotla doğrusal olmayan problemler için regresyon denklemleri oluşturulabilmekte ve değişkenlerin varyans analizleri yani bağımlı değişken üzerindeki etkileri hesaplanabilmektedir. Bu metotda genelde Merkezi Kompozit ve Box Behnken deney tasarımları kullanılmaktadır. Bu tasarımlar ikinci dereceden terimler içeren ikinci seviyeden modellerdir, yani bağımsız değişkenler ile çıktı değeri(bağımlı değişken) arasında doğrusal değişimin ötesinde bir bağıntı vardır. Yanıt Yüzey Metodu sonucunda elde edilecek olan regresyon bağıntısı en genel halde Denklem 3.14'deki gibidir [48,49,50].

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=2}^k \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \varepsilon \quad (3.14)$$

Burada Y tahmini cevap(çıktı değeri), β sabit katsayısını, β_i lineer etkileri, β_{ij} etkileşim etkisini, β_{ii} ise ikinci dereceden etkileri ifade etmektedir. Box Behnken deney tasarımı üç seviyeli faktörlerin yer aldığı ikinci dereceden terimlerin söz konusu olduğu durumlar için özel bir deney tasarım türüdür. Merkezi kompozit tasarımda ise 2^k adet tam faktöriyel, $2*k$ adet aksel nokta ve merkez noktaları içermektedir. Aksel noktalar deneyi yapan kişinin belirlediği iki düzey noktalarının daha ötesinde olan $\alpha = [2^k]^{1/4}$ ile belirlenen $-\alpha, +\alpha$ değerleridir. Sonuç olarak bu tasarımda her bir parametrenin beş düzeyi bulunmaktadır. Bunlar +1 ve -1 ile ifade edilen faktöriyel noktaları $+\alpha, -\alpha$ ile ifade edilen aksel noktalar, 0 olarak ifade edilen merkez noktalarıdır.

Çalışmada parametreler arasındaki ilişkilerin ikinci dereceden olması, yukarıdaki regresyon denkleminde Y fonksiyonunu yani amaç fonksiyonunu (disk üzerindeki ortalama hız dağılımı) maksimumlayan parametre değerlerinin elde edilmesini sağlayacağından Yüzey Yanıt Metodu'nun kullanılması gerektiği sonucuna varılmıştır. Bu metodtaki deneysel tasarım yöntemlerinden ise deney sayısının az olmasından dolayı Box-Behnken deney tasarımı kullanılmasına karar verilmiştir. Bu yöntem literatürde de bazı rüzgar ve hidrokinetik enerji türbinleriyle ilgili çalışmalarda kullanılmıştır. Huang vd. [51] çalışmalarında YYM'nu Box Behken deney tasarımıyla kullanarak gelgit akıntısında çalıştırılmak üzere yatay eksenli karşılıklı çalışan iki su türbini için farklı kesitlerdeki kanat burulma açıları parametre olarak alarak türbin gücünü maksimum yapan burulma açı değerlerine ulaşmışlardır. Venter [39] çalışmalarında kanat kesitine sahip bir kanal yapı için kanal içerisindeki türbinin güç değerini maksimum yapan optimum tasarım parametrelerini elde etmişlerdir.

Box Behnken deney tasarımının kullanıldığı Yüzey Yanıt Metodu optimizasyon yönteminin işleyişi şu şekildedir;

- 1- Parametrelerin ve seviyelerinin belirlenmesi
- 2- Box Behnken deney planının oluşturulması
- 3- Bu deney planına göre kanal geometrilerinin oluşturulması
- 4- 2D HAD analizlerinin yapılarak, Box Behnken deney planının deney planındaki tüm geometriler için disk üzerindeki ortalama hız değerlerinin ayrı ayrı elde edilmesi
- 5- MINITAB yazılımıyla Yüzey Yanıt Metodu yöntemiyle regresyon denkleminin elde edilmesi
- 6- Regresyon denkleminde, bağımsız değişkenlerin bağımlı değişkeni ne derecede temsil edebildiğinin göstergesi olan R^2 değerinin ve parametrelerin etki derecelerinin göstergesi olan ve p değerlerinin belirlenmesi
- 7- MINITAB yazılımı "Response Optimizer" aracıyla optimum tasarım parametrelerinin elde edilmesi
- 8- Optimum parametrelere göre kanal yapının tekrar tasarlanıp, 2D HAD analizleriyle doğrulama çalışmasının yapılması

Kanal geometrisi bölümünde yapıyı oluşturan 6 parametre olduğu belirtilmişti. Çalışmalardan kanal uzunluğunun (c_1/D) arttıkça içerideki akışkanın kütleli debisinin arttığı bilinmektedir [7]. Bununla birlikte kütleli debiyi artırmak için uzun bir kanal tasarlanması elbette maliyeti ciddi oranda etkileyecektir. Bu yüzden kompakt bir tasarım

yapılmasına karar verilmiş olup c_1/D değeri 1 değerinde sabit tutulmuştur. Yani türbinin çapı, ana kanadın çapıyla aynı olacak şekilde bir tasarım düşünülmüştür.

Tablo 3.1.'de parametreler ve Box Behnken deney tasarımı için gerekli parametrelerin üç seviyesi verilmiştir.

Tablo 3.1. Parametreler ve seviyeleri

Faktörler	Regresyon denklemindeki karşılığı	1. seviye	2. seviye	3. seviye
x/c_1	A	% -3	% 1	% 5
y/c_1	B	% 2	% 3	% 4
α (açı)	C	6°	12°	18°
c_2/c_1	D	0.3	0.35	0.4
δ (flap açısı)	E	45°	60°	75°

Box Behnken deney tasarımı 5 parametre 3 seviye için toplam 46 adet deney planı önermiştir. Deney planı Tablo 3.2.'de verilmiştir.

Tablo 3.2. HAD analizleri için deney planı

	A (x/c_1)	B (y/c_1)	C (α)	D (c_2/c_1)	E (δ)
1	1	0	0	1	0
2	0	1	0	1	0
3	1	-1	0	0	0
4	0	0	0	0	0
5	0	1	1	0	0
6	-1	0	0	1	0
7	0	0	0	-1	-1
8	-1	0	0	0	-1
9	0	0	1	0	-1
10	1	0	-1	0	0
11	0	0	0	1	-1
12	0	1	0	-1	0
13	0	1	0	0	1
14	0	0	0	0	0

15	-1	-1	0	0	0
16	0	0	0	0	0
17	-1	0	0	0	1
18	0	-1	0	0	-1
19	0	-1	0	0	1
20	0	-1	0	1	0
21	0	-1	-1	0	0
22	0	0	0	0	0
23	-1	1	0	0	0
24	0	0	0	0	0
25	1	1	0	0	0
26	0	0	0	0	0
27	0	0	1	1	0
28	0	1	-1	0	0
29	-1	0	1	0	0
30	-1	0	-1	0	0
31	0	0	-1	-1	0
32	0	-1	0	-1	0
33	0	0	1	-1	0
34	1	0	1	0	0
35	0	0	-1	0	-1
36	0	0	-1	1	0
37	0	1	0	0	-1
38	0	0	1	0	1
39	0	0	0	-1	1
40	1	0	0	0	-1
41	0	-1	1	0	0
42	1	0	0	-1	0
43	0	0	-1	0	1
44	0	0	0	1	1
45	-1	0	0	-1	0
46	1	0	0	0	1

Toplam 46 adet deney planı için ayrı ayrı geometriler oluşturulmuş ve 2D HAD analizleriyle disk üzerindeki ortalama hız değerleri alınmıştır.

3.6. HAD Çalışmaları

Çalışmada 2D HAD çalışmaları optimizasyon çalışmasında kullanılmak üzere 46 adet geometri için kanal içerisindeki disk üzerinde ortalama hız değerlerini belirlemeye yönelik gerçekleştirilmiştir (Tablo 3.2). Çözüm hızının artırmak, türbine ağ yapısı oluşturmanın karmaşıklığından kaçınmak için literatürdeki çalışmalarda da kullanılmış olan türbinin bir disk ile temsil edildiği, disk model yaklaşımı kullanılmıştır. Gerçek türbinin oluşturduğu itki kuvvet katsayısı değeri disk modeline tanımlatılarak, türbinden dolayı oluşan basınç kaybı disk üzerine verilmiştir. 3D HAD çalışmaları ise elde edilen optimum tasarım parametrelerine göre tasarlanmış kanal yapının literatürde sayısal ve deneysel çalışması yapılmış yalın türbine etkisini incelemek için gerçekleştirilmiştir.

3.6.1. Korunum denklemleri ve türbülans modellemesi

Akışkanın hareketi ve özellikleri üç temel korunum yasasıyla tanımlanmaktadır. Bunlar kütle, momentum ve enerji korunum yasalarıdır. Denklem 3.15 ile Denklem 3.18 arasında kütle ve momentum denklemleri verilmiştir [52].

$$\text{süreklilik} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.15)$$

$$\text{x momentum} \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (3.16)$$

$$\text{y momentum} \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3.17)$$

$$\text{z momentum} \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (3.18)$$

Denklemler lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemler olup, bazı özel durumlar haricinde analitik olarak çözülmesi çok zordur. Bu yüzden nümerik olarak çözülmektedirler.

Akışkanlar mekaniğinde iki tip akış rejimi bulunmaktadır; laminar ve türbülanslı akış. Laminar akışta akış alanı düzgün bir şekilde yayılmakta olup, akım çizgileri birbirine karışmadan, paralel bir şekilde hareket etmektedir. Türbülanslı akışta ise yüksek hızlar ve basınç dalgalanmaları yer almaktadır. Akışın hangi rejimde olduğuna atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetleri oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısı ile karar verilir.

Rüzgar türbini etrafındaki akış oldukça fazla türbülans içermektedir. Dolayısıyla akışı tanımlayan denklemler türbülanslı akış alanı için çözülmelidir.

Türbülanslı akışlar doğası gereği yayımsal, üç boyutlu ve karmaşık akışlar olduğundan laminer akıştan büyük farklılıklar gösterirler. Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation-DNS) ile tüm türbülans özelliklerini dikkate alarak çözümü yapmak mümkün olsa da, bu yöntem çok ciddi bilgisayar kapasiteleri ve uzun çözüm süreleri gerektirir. Bu simülasyon yöntemi dışında büyük edilerin çözülerek, küçük edilerin modellendiği yöntem olan Büyük Edi Simülasyonu (Large Eddy Simulation- LES) veya sınır tabaka içini modelleyen ve dışını LES yöntemiyle çözen Ayrık Edi Simülasyonu (Detached Eddy Simulation-DES) var olsa da bu yöntemler için yoğun sayısal ağ yapısı olması gerektiğinden uzun çözüm sürelerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Türbülanslı akışları çözülebilir hale getirmek için, türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller ile çözümde zorluk oluşturan zamana bağımlılık problemi değişkenlerin zaman ortalamalı değerlerini dikkate alarak çözümler basitleştirilir. Zaman ortalamalı olarak yazılan akış denklemlerine Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denklemleri(RANS) denir ve bu denklemleri çözmek için Spalart Allmaras, k-ε, k-ω... gibi birçok model geliştirilmiştir.

Bu yaklaşımla u, v, w hızları ortalama (U,V,W) ve salınan (u', v', w') hızlar olarak ikiye bölünür ve u = U+u', v = V+v', w = W+w' şeklinde ifade edilir. Bu tanımlamalarla birlikte sıkıştırılamaz akış durumunda korunum denklemleri aşağıdaki hali alır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}(UU) \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \text{div}(\text{grad}(U)) \\ + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\overline{\rho u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(-\overline{\rho u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\overline{\rho u'w'})}{\partial z} \right] + S_{Mx} \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial t} + \text{div}(VU) \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \vartheta \text{div}(\text{grad}(V)) \\ + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\overline{\rho u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\overline{\rho v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(-\overline{\rho v'w'})}{\partial z} \right] + S_{My} \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial W}{\partial t} + \text{div}(WU) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \vartheta \text{div}(\text{grad}(W)) \\
&+ \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] + S_{Mz}
\end{aligned} \tag{3.21}$$

Denklemler incelendiğinde Denklem 3.16, 3.17 ve 3.18'den farklı olarak sağ tarafta Reynolds gerilmeleri olarak adlandırılan ekstradan 6 farklı terim yer almaktadır. Denklem 3.16, 3.17 ve 3.18'deki momentum denklemlerini çözmek için yeterli sayıda denklem olsa da RANS yaklaşımında karşımıza çıkan 6 adet Reynolds gerilmelerine karşılık ek denklemler olmaması, bilinmeyenlere karşılık yetersiz sayıda denklem olması problemi doğurmaktadır. Türbülans modelleri bu bilinmeyen 6 gerilme terimini elde etmek için kullanılmaktadır.

Türbülans modellemesi genel olarak iki grupta toplanmaktadır; eddy viskozite modeli (eddy viscosity models) ve Reynolds gerilme modeli (Reynolds stress models). Reynolds gerilme modeli, gerilmeleri her bir gerilme için bir adet denklem olacak şekilde modellemektedir. Bunun için de 6 adet denklem gerekmektedir. Buna karşılık eddy viskozite modelinde sadece bir veya iki adet denklemle gerilmeler modellenmektedir.

Tüm eddy viskozite modellerinde Reynolds gerilmelerinin deformasyon ortalamalarıyla ilişkisini ortaya koyan Boussinesq yaklaşımı referans alınmaktadır. Bu yaklaşıma göre Reynolds gerilmeleri Denklem 3.22'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \tag{3.22}$$

Denklemden $k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$, olarak tanımlanmakta olup, türbülans kinetik enerjisidir. μ_t türbülans ya da eddy viskozitesi olarak tanımlanmakta olup, kronecker delta (δ) $i = j$ için 1 değerini almakta, $i \neq j$ durumunda ise 0 değerini almaktadır [52].

Tez çalışmasında eddy viskozite modellerinden biri olan SST k- ω türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelin seçilme nedeni kanallı tip türbinlerde var olan, sınır tabaka ayrılması ve ters basınç gradyanlarını çözebilmesindeki kabiliyetinden kaynaklanmaktadır [29-31].

Bu modelde eddy viskozite terimi; $\mu_t = \rho k / \omega$ olarak tanımlanır.

Reynolds gerilmeleri k ve ω 'ya bağlı iki denklem ve Boussinesq yaklaşımı ile elde edilir.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad}(k) \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (3.23)$$

Denklemden $P_k = \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right)$ olarak tanımlanmaktadır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega \mathbf{U}) \\ = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \text{grad}(\omega) \right] + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \\ - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Denklemlerdeki sabitler; $\sigma_k = 1$, $\sigma_{\omega,1} = 2$, $\sigma_{\omega,2} = 1.17$, $\gamma_2 = 0.44$, $\beta_2 = 0.083$, $\beta^* = 0.09$ olarak verilmektedir.

RANS denklemleri ANSYS-FLUENT yazılımıyla sonlu hacimler yöntemiyle nümerik olarak çözülebilmektedir. Bu yöntemde öncelikle korunum denklemleri integral forma dönüştürülür. Bundan sonra diskritizasyon ile integral formundaki denklemler cebirsel hale getirilir. Son olarak cebirsel denklemler iterasyonla çözülür.

Sonlu hacimler yönteminde çözüm alanı, değişkenlerin kontrol hacimlerinin merkezlerinde hesaplandıkları sonlu sayıda küçük kontrol hacimlerine ayrılır. Kontrol hacimlerinin merkezlerinde değerleri bilinen değişkenlerin, yüzey değerlerinin de bilinmesi gerekmektedir. Bundan dolayı interpolasyon şemaları geliştirilmiştir. Merkezi farklar şeması, Upwind şeması, Hibrid şema, Power Law şeması, QUICK şeması gibi çeşitli şemalar değişkenlerin hücre yüzeyindeki değerinin hesaplanması için kullanılır. Bu tez çalışmasında HAD analizlerinde hassasiyet açısından en çok tercih edilen ikinci dereceden upwind şeması kullanılmıştır. Bu şemada akışın geldiği yöndeki komşu iki hücrenin merkezindeki değişken değerlerinin hücre yüzeyindeki ekstrapolasyonu yapılır [52].

3.6.2. 2D HAD analizlerinde disk model yaklaşımı

Bir türbin yada kanallı türbin HAD analizlerinde türbini temsil eden disk model yaklaşımı RANS denklemlerinin çözümlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Disk modeliyle türbin üzerine gelen itki kuvveti, aynı çapta bir disk ile temsil edilir. Bu yaklaşımla türbin üzerindeki sınır tabakayı çözmek için ayrıntılı ağ yapısı oluşturma ihtiyacının ortadan kalkmasından (türbin yerine basit bir disk üzerine ağ oluşturulmakta) dolayı HAD çözüm süresi ciddi oranda azalmaktadır.

Tez çalışmasında disk modeli ANSYS yazılımındaki (porous jump) sınır koşuluyla tanımlanmıştır. Bu sınır koşulu 1 boyutlu olarak disk üzerinde türbinin oluşturduğu basınç farkını temsil eder ve RANS denklemindeki “S” olarak ifade edilmiş olan momentum kaynak (momentum source) terimine eklenerek çözüme dahil edilir.

(Porous jump) için basınç kaybı (ΔP) ve momentum kaynak terimi(S) Denklem 3.25 ve Denklem 3.26’da verilmiştir.

$$\Delta P = -\left(\frac{\mu}{\beta} U_N + C_{pj} p_{dyn}\right) \Delta X_M \quad (3.25)$$

$$S = -\left(\frac{\mu}{\beta} U_N + C_{pj} p_{dyn}\right) \quad (3.26)$$

Disk modeli tanımlamak için kullanılan denklemlerdeki β , C_{pj} ve ΔX_m ifadeleri sırasıyla, geçirgenlik (permeability), basınç katsayısı (pressure jump coefficient) ve disk kalınlığı olarak tanımlanmaktadır.

Denklem 3.25’in sağ tarafındaki ilk terim sürtünmeden kaynaklı basınç düşümünü belirtirken, diğer terim akışın gözenekli disk (porous disc) üzerinden geçerken kaybettiği dinamik basınç kaybıyla ilişkilidir. Türbin üzerindeki basınç kaybı daha çok dinamik basınç kaynaklı olduğundan ve de geçirgenlik (permeability) sayısal değer olarak oldukça büyük olduğundan sürtünme kaynaklı terim ihmal edilebilir. Bu durumda Denklem 3.25 ve 3.26 aşağıdaki gibi basitleştirilmiş olunur.

$$\Delta P = -(C_{pj} p_{dyn}) \Delta X_M \quad (3.27)$$

$$S = -(C_{pj} p_{dyn}) \quad (3.28)$$

Önceki bölümlerde değinildiği gibi diskin türbini temsil etmesi için türbinin oluşturduğu itki kuvvetinin disk üzerinde tanımlanması gerekmektedir. Dolayısıyla momentum kaynak terimiyle, türbin itki kuvveti arasında bir ilişki kurulmalıdır. Türbin ve disk için itki kuvvet katsayısı Denklem 3.29’daki gibi tanımlanır.

$$C_T = \frac{T}{p_{dyn\infty} A_{ro}} = \frac{\Delta p_{ro}}{p_{dyn\infty}} \quad (3.29)$$

$$\Delta p_{ro} = K p_{dynro} = \Delta X_M C_{pj} p_{dynro} \quad (3.30)$$

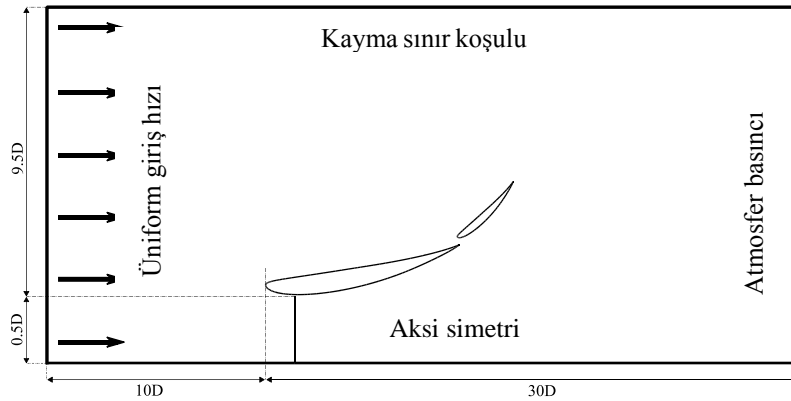
Denklem 3.29 ve 3.30 birleştirilirse; C_T , Denklem 3.31 formunu alır.

$$C_T = \left(\frac{U_N^2}{U_\infty^2}\right) K = \left(\frac{U_N^2}{U_\infty^2}\right) \Delta X_M C_{pj} \quad (3.31)$$

Denklem 3.31'den görüldüğü gibi itki kuvvet katsayısı disk üzerindeki hız değerinin, serbest akış hızının karesiyle orantılıdır. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi kanallı tipte bir türbin için türbinden maksimum güç elde edebilmek için türbinin 0.89'luk bir itki katsayısına sahip olması gerektiğinden (porous jump) tanımlamasında Fluent programına girdi olarak verilmesi gereken ΔX_M ve C_{pj} değerleri bu değeri sağlayacak şekilde tanımlanmalıdır. C_T denkleminde U_N değeri başlangıçta bilinmediği için $(U_N/U_\infty)^2$ terimi 1 olarak kabul edilip, 0.89'luk bir itki katsayısı için gözenekli disk kalınlığı 0.01m, C_{pj} değeri de 89 m^{-1} olacak şekilde tanımlanmıştır [53].

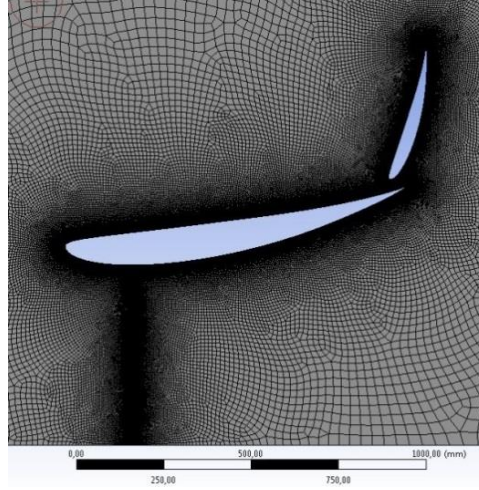
3.6.3. Sınır koşulları, ağ yapısı ve diğer tanımlamalar

İki boyutlu HAD analizleri için akış alanı Şekil 3.3.'de verilmiştir. Akış alanı sınırları diskin önünden 10 çap, eksenden yukarı 10 çap, arkasından 30 çap olacak şekilde oluşturulmuştur. Akış simetrik olduğundan eksende sınır koşulu aksi simetri(axisymmetric) olarak tanımlanmıştır. Diğer sınır koşulları; girişte 5 m/s(velocity inlet), çıkışta atmosfer basıncı(pressure outlet), üst tarafta ise kayma (slip) olarak tanımlanmıştır. Kanallı tip türbin uygulamalarında kanal giriş hız değeri tasarım şartı olarak 5 m/s alınmıştır [54]. Dolayısıyla bu çalışmada da 5 m/s hız değeri giriş sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.3. 2D HAD çalışmaları için kontrol alanı

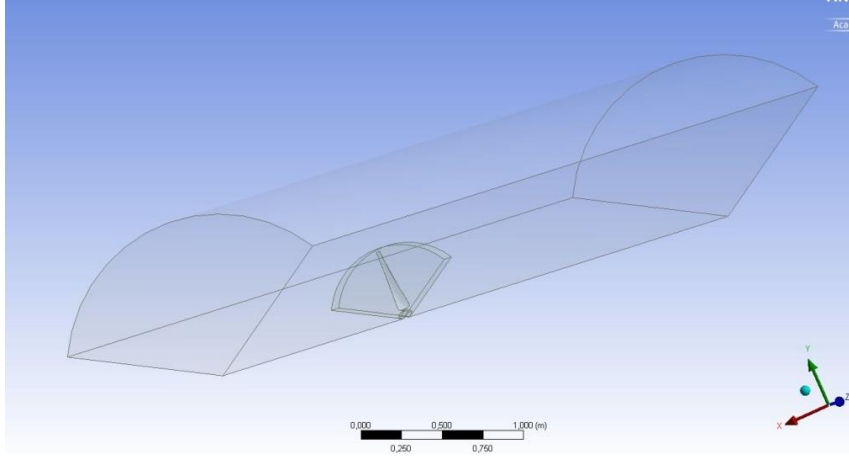
Sayısal ağ yapısı Şekil 3.4.'de verilmiştir. Yakınsama özelliğinden ve daha doğru sonuçlar verdiğinden dolayı akış alanında dörtgen ağ yapıları oluşturulmuştur [55].



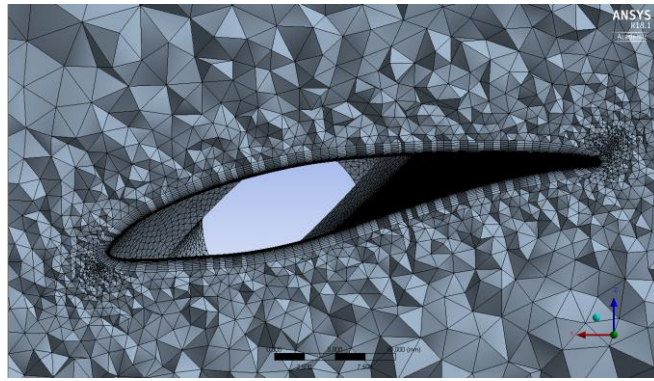
Şekil 3.4. 2D HAD analizlerindeki sayısal ağ yapısı

Kanal etrafında ve disk bölgesinde yoğun ağ yapıları oluşturulmuştur. Bilindiği gibi kanal kenarından dışarıya doğru sınır tabaka içerisinde hız değişimleri oldukça fazla olmaktadır. Bu değişimleri yakalamak için kanat etrafında “inflation” olarak adlandırılan sınır tabaka ağı oluşturulmuştur. Ayrıca y^+ olarak adlandırılan, kanal yüzeyi ile ilk tabaka arasındaki boyutsuz uzunluk değeri doğru sonuçlar elde edebilmek için 1 değerinin altında olmak zorundadır[referans]. Bu değeri yakalayabilmek için programda, kanal yüzeyiyle ilk tabaka arasındaki mesafe 0.005 mm olarak ayarlanmıştır. Bunun yanı sıra sınır tabaka ağı artış oranı 1.2 olarak tanımlanmış ve toplam 30 adet tabaka oluşturulmuştur. Sonuçların ağ yapısından bağımsız olup olmadığını belirlemek için farklı sayıda ağ yapılarıyla disk üzerine gelen ortalama hız değerleri gözlemlenmiştir.

Üç boyutlu HAD analizlerinde literatürde sayısal ve deneysel çalışması yapılmış olan [42-45] NREL S826 kanat profiline sahip 0.9 m çaplı türbin için kullanılan akış alanı ve kanat ağ yapısı Şekil 3.5.’de gösterilmiştir. Üç boyutlu referans türbin analizi mesh sayısını azaltmak için periyodik sınır koşulu tanımlamasıyla yapılmıştır. Sınır koşulları olarak giriş 10 m/s “Velocity Inlet”, çıkış “Pressure Outlet”, yan duvarlar ise “Periodic” olarak tanımlanmıştır. 3D HAD analizlerinden deneysel çalışmada olduğu gibi farklı devir sayıları için tork değerleri elde edilmiş ve güç katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Akış alanı 2 m yarıçapta, türbin önünden 4 m, arkasından 7 m olacak şekilde oluşturulmuştur. Referans türbinin deneyinin yapıldığı tünelin kesit alanı 2.7 m genişliğinde 1.9 m yüksekliğindedir. Bu boyutlardaki tünelin blokaj oranı % 12 ‘dir. Tünelin kesit alanı dairesel alan olarak 1.278 m^2 ’ye karşılık gelmesine rağmen 3D HAD çalışmalarında yarıçap 2 m olarak belirlenerek duvar etkisinin azaltılması sağlanmıştır.



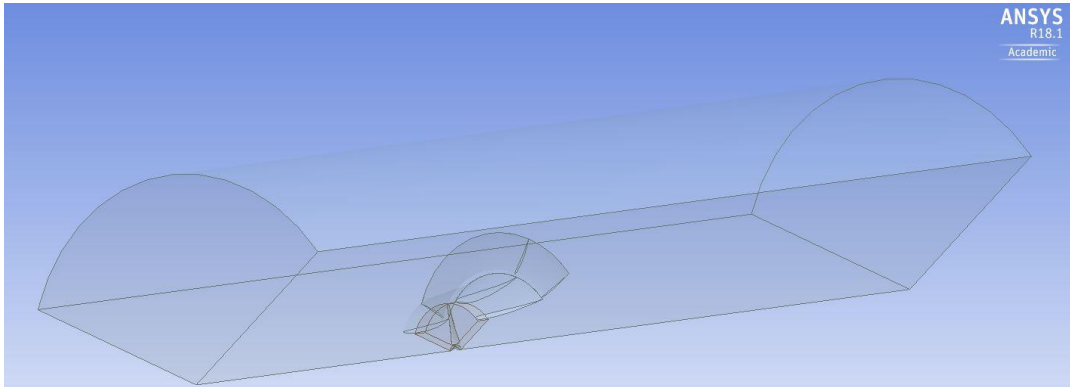
(a)



(b)

Şekil 3.5. Referans türbin için 3D akış alanı ve kanat ağ yapısı

Optimum parametre değerlerine göre tasarlanmış kanal yapının referans türbine etkisi göstermek için gerçekleştirilen çalışmada kullanılmak üzere oluşturulan akış alanı Şekil 3.6.'da verilmiştir. Akış alanı 5 m yarıçapta, türbinin önünden 4 m arkasından 15 m olacak şekilde oluşturulmuştur. Sonuçlar ağ sayısından ve akış alanı boyutlarından bağımsız hale getirilmiştir.



Şekil 3.6. Kanallı türbin akış alanı

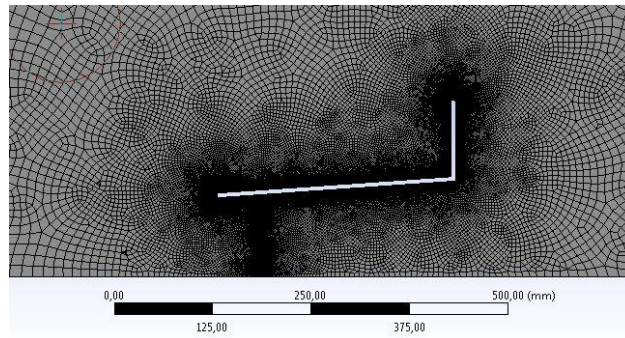
Çalışmada RANS çözümlenmeleri 2D ve 3D analizlerde literatürde kanallı tip türbinlerde de çözüm doğruluğu kanıtlanmış olunan, sınır tabaka ayrılmalı problemleri çözümedeki başarısından dolayı SST k- ω türbülans modeliyle gerçekleştirilmiştir [30,31]. 2D HAD analizlerinde hız ve basıncın birbiriyle ilişkilendirilmesinde sürekli akış için, ayrık çözüm algoritmasına göre daha hızlı yakınsama sağlamasından dolayı coupled algoritması kullanılmıştır. 3D HAD analizlerinde ise SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Gradyanların hesaplamalarında da Green-Gauss hücre tabanlı metodu kullanılmıştır. Ayrıca yukarıda da belirtildiği gibi hücre yüzeylerindeki değerlerin hesaplanması için ikinci dereceden upwind şeması kullanılmıştır.

3.7. Doğrulama Çalışmaları

2D HAD analizlerinin doğrulanmasına yönelik iki farklı çalışma yapılmıştır. Bunlardan ilki literatür araştırması kısmında da verilmiş olan flanşlı tipte bir kanalın deneysel ve sayısal çalışmalarını içeren referans bir çalışmaya göre doğrulama çalışmasıdır. Diğeri ise lineer momentum denklemlerinin kullanılarak gerçekleştirilen doğrulama çalışmasıdır.

Abe ve Ohya [10] literatür araştırması kısmında bahsedildiği gibi, yapmış oldukları çalışmada flanşlı tipte bir kanalın disk modeliyle HAD analizleri gerçekleştirmiş, daha sonra da türbini temsilen gözenekli bir yapı kullanılarak aynı kanal için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel çalışmada gözenek miktarı $C_T = 0.9$ değerinde olacak şekilde ayarlanmış, HAD analizinde de bu itkiyi sağlayacak şekilde tanımlamalar yapılarak kanalın eksenine boyunca hız dağılımları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu çalışma referans alınarak, çalışmadaki kanal yapı tasarlanmış, ağ yapısı oluşturulmuş (Şekil 3.7.) ve tez çalışmasındaki sayısal yöntemler kullanılarak çözüm yapılmıştır. Disk üzerinde 0.90 değerinde bir itki kuvvet katsayısı oluşacak şekilde program girdileri ayarlanmıştır.



Şekil 3.7. 2D doğrulama için kullanılan kanalın sayısal ağ yapısı

2D HAD analizleri için ikinci doğrulama çalışması olan, disk modeli doğrulama çalışmasında, Denklem 3.6. ve Denklem 3.8. kullanılarak kanallı yapı için tanımlanan indüksiyon oranı (a) hesaplanıp Denklem 3.13.'den C_T değeri elde edilmiştir. γ ve ε değerleri sırasıyla içi boş kanaldaki ve diskli kanaldaki disk bölgesindeki ortalama akış hızları referans alınarak elde edilmiştir. Bu doğrulama optimum kanal geometrisi için gerçekleştirilmiştir. Denklem 3.13.'den elde edilen itki kuvvet katsayısıyla, analiz başında tanımlanan tasarım itki kuvvet katsayısı (0.89) karşılaştırılmıştır.

3D HAD analizleri doğrulama çalışmasında ise 0.9 m çaplı referans türbinin [42-45] deneysel performans eğrisiyle ($C_p - \lambda$) 3D HAD analizleri sonucu elde edilen performans verileri karşılaştırılmıştır.

3.8. Deneysel Çalışmalar

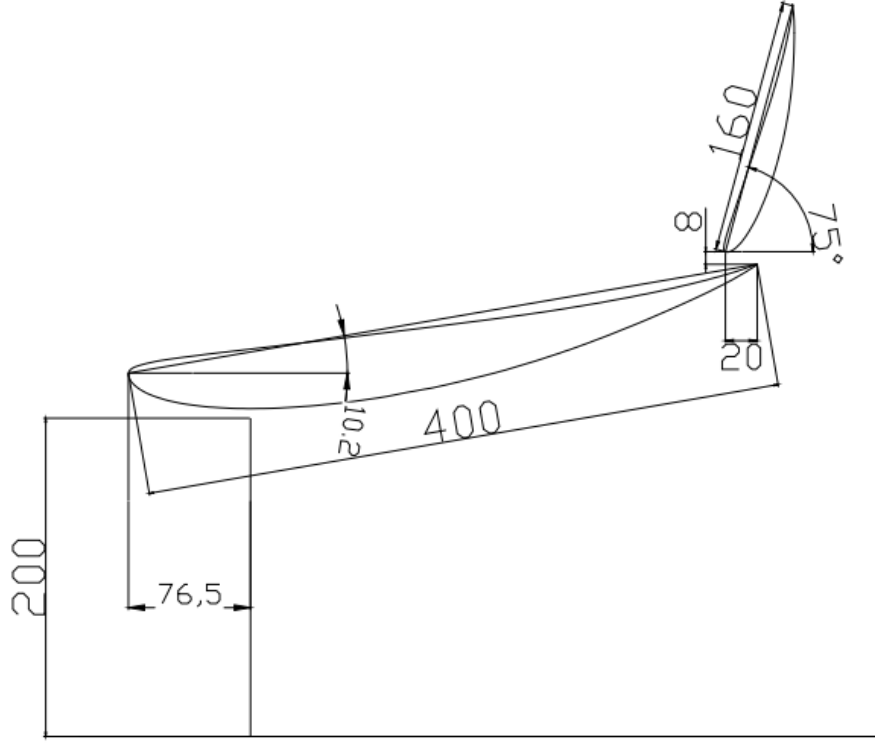
Optimizasyon çalışmaları sonucunda belirli bir çaptaki türbin için optimum tasarım parametrelerinin elde edilmesinden sonra ODTÜ RÜZGEM merkezinde bulunan açık jet tipinde bir rüzgar tüneline kanal performans testleri gerçekleştirilmiştir. Testler için kullanılan rüzgar tüneli Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Rüzgar tüneli 45 kW gücünde bir elektrik motoruyla sürülmekte olup 1.25 m çapında bir fanı döndürmektedir. Uzunluğu 4.3 m olan tünelin iç kesit çapı 1.25 m olup, çıkış çapı 1.7 m'dir.



Şekil 3.8. Deneysel Çalışmaların Gerçekleştirildiği Rüzgar Tüneli (ODTÜ-RÜZGEM)

Kanallı türbin testleri için rüzgar tüneline blokaj etkisinden kaçınmak için türbin çapının 40 cm olarak belirlenmesine karar verilmiştir. Bu çap için blokaj oranı % 5'dir. $D = 40$ cm için, kanal yapısını tanımlayan parametre değerleri c_1/D , c_2/c_1 , x/c_1 , y/c_1 , açı(α), flap açı(δ) referans alınarak kanal üretimi yapılmıştır. $D = 40$ cm çaplı türbin için kanal yapının

boyutları Şekil 3.9’da verilmiştir. Kanal yapının çıkış çapı referans alındığında blokaj oranı kanal yapının olduğu testlerde % 29’a yükselmektedir.



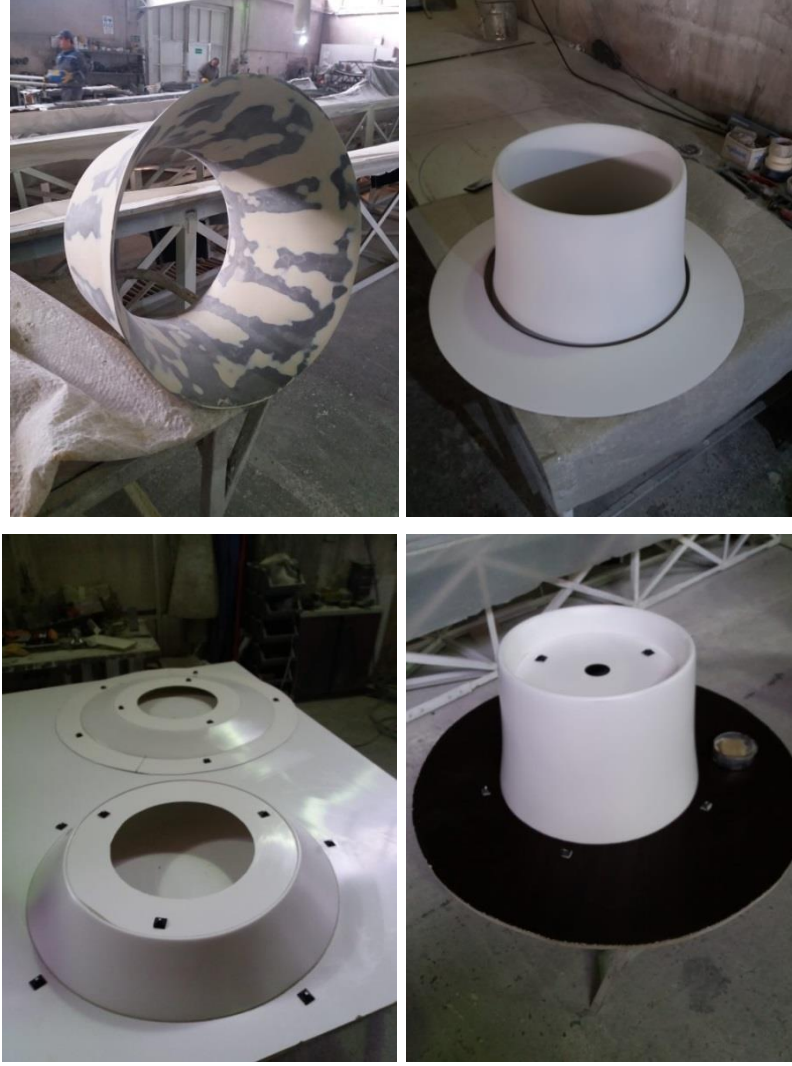
Şekil 3.9. Deneysel çalışmada kullanılan kanalın boyutları

Kanal üretiminde ana kanat ve flap yapısı ayrı ayrı üretilip flap yapısının istenildiği zaman çıkarılabileceği bir bağlantı elemanı ile birbirlerine monte edilmiştir. Üretim için öncelikle her iki yapı içinde metal plakalardan plazma tezgahıyla kesitler çıkarılmış ve yapıların iskeleti oluşturulmuştur.



Şekil 3.10. Kanal iskeleti için çıkarılan kesitler

İskelet oluşturulduktan sonra cam elyafıyla kalıp çıkarmak için iskeletin etrafı sarılıp macunlanmış ve Şekil 3.11’de görülen modeller oluşturulmuştur.



Şekil 3.11. Kalıp için modeller

Modeller oluşturulduktan sonra, model üzerlerini cam elyafıyla kaplamak suretiyle parçaların ayrı ayrı kalıpları alınmıştır. Kalıplama işleminden sonra kanal yapı ve flabın kalıpları Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de verilmiştir.





Şekil 3.12. Kalıp alma işlemleri



Şekil 3.13. Ana kanal kalıpları



Şekil 3.14. Flap yapı kalıpları

Kalıplama işlemi tamamlandıktan sonra kanal prototipi oluşturulmuştur.

Kanal içerisindeki 40 cm çaplı türbin için kanat elemanı momentum teoremi kullanılarak tasarım yapılmıştır. Kanat elemanı momentum teorisinde kanat kesitlere ayrılır ve her bir kesit için kanat veter uzunluğu ve bağıl açı değerleri ilgili bağıntılarla hesaplanır. Kesitlerin bir araya getirilmesiyle de kanat modeli oluşturulmuş olunur.

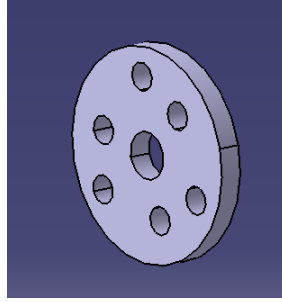
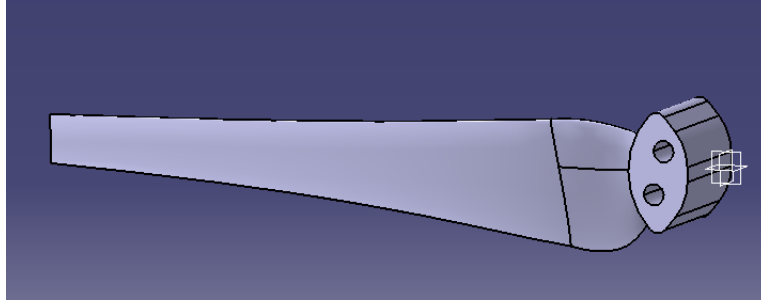
Türbin kanat kesiti olarak yüksek kaldırma kuvvetine ve yüksek kaldırma/itki oranına sahip olan ve literatürde de küçük rüzgar türbinlerinde yaygın olarak kullanılmış olunan SG 6043 kanat profili uygun görülmüştür [46]. Kanat elemanı momentum teorisinden faydalanılarak (Denklem 2.43 ve Denklem 2.44) 10 kesite bölünmüş türbin kanadı için açı ve veter uzunluk değerleri hesaplanmıştır.

Kanat uç hız oranı olarak üç palalı türbin için 5 değeri alınmıştır. C_L değeri ortalama 100000 Reynolds sayısı için 1.37 olarak alınmıştır [56]. Tasarım değerleri referans alınarak her bir kesit için bağıl geliş açıları ve veter uzunlukları hesaplanmıştır. Tablo 3.3.'de tüm kesitlerin ölçüleri verilmiştir.

Tablo 3.3. Kanat kesit geometrileri

Kesit no	Kesit konumu	Veter uzunlukları (m)	Burulma açısı(derece)
1	0,04	0,042	23
2	0,05	0,039	18,7
3	0,06	0,036	15,4
4	0,07	0,032	12,8
5	0,08	0,030	10,7
6	0,09	0,027	8,9
7	0,1	0,025	7,5
8	0,11	0,023	6,3
9	0,12	0,021	5,2
10	0,13	0,020	4,4
11	0,14	0,019	3,6
12	0,15	0,017	2,9
13	0,16	0,016	2,3
14	0,17	0,016	1,8
15	0,18	0,015	1,3
16	0,19	0,014	0,9
17	0,2	0,013	0,5

Kesitlerin birleştirilmesiyle üç boyutlu kanat modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.15. Deneysel çalışmalarda kullanılan türbin kanadının 3D modeli

Kanat modeline göre 5 eksenli CNC tezgah ile 6000 serisi alüminyum malzemeden kanat modeli 3 parça olarak işlenmiştir. 3 parça, iki disk arasına alınarak türbin montajı tamamlanmıştır.



Şekil 3.16. Deneysel çalışmalarda kullanılan türbin modeli

Kanal yapı ve kanat modeli üretildikten sonra testin gerçekleştirileceği rüzgar tünelinin merkez eksenine zemin arasındaki mesafe referans alınarak kanal yapı Şekil 3.17’de görüldüğü gibi bir boru elemanı ile sistemin kolay hareket ettirilmesini sağlayan döner tekerlekli yapıya montelenmiştir.



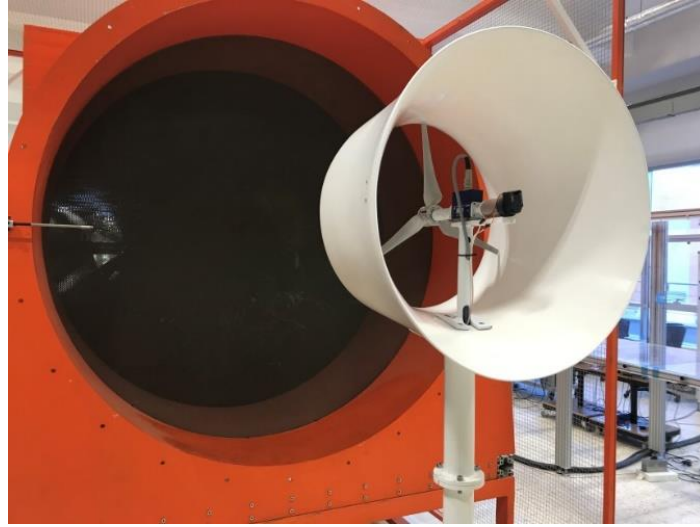
Şekil 3.17. Rüzgar tünelineki flaplı kanal modeli

Deneysel çalışmalarda amaç kanal yapının türbin performansına etkisinin gözlemlemektir. Bu kapsamda öncelikle kanal yapı olmadan türbinin performans testleri farklı rüzgar hızları için yapılmış (Şekil 3.18.), daha sonra türbin kanal içerisine alınarak kanal yapının etkisi gösterilmiştir (Şekil 3.17.). Deneysel çalışmalarda ayrıca flap yapının etkisini görmek için flap yapı çıkartılarak sadece ana kanattan oluşan yapı için performans testleri gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.19.).

Testler tasarım hızı olan 5 m/s ve 7 m/s değerlerinden gerçekleştirilmiştir. Rüzgar tüneline hız değeri anlık olarak pitot tüpüyle bilgisayar ortamına aktarılmış ve gerçek hız değeri, test sırasındaki alınan hızların ortalama değeri olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.18. Rüzgar tünelineki yalın türbin



Şekil 3.19. Rüzgar tünelineki flapsız türbin modeli

Türbin performansının ölçülebilmesi için türbin güç eğrisinin oluşturulması gerekmektedir. Bunun için de farklı devirlerde türbinin oluşturduğu tork değerlerinin saptanabilmesi gerekmektedir. Tork ve devir değerlerinin ölçümü için HBM T21WN marka ve modelinde 0.5 Nm kapasitesi olan bir tork-devir ölçer kullanılmıştır.



Şekil 3.20. Tork-devir ölçer (HBM T21WN)

Ölçülen değerler HBM QUANTUMX, MX840 marka ve modelinde veri toplayıcıyla kayıt altına alınmıştır.



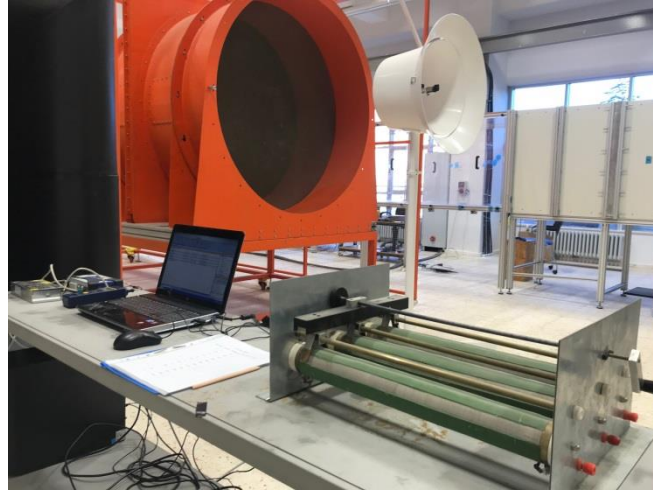
Şekil 3.21. Veri toplayıcı

Sabit rüzgar hızında türbin devrini değiştirmek için FAULHABER marka 24 W'luk bir DC motor kullanılmıştır.



Şekil 3.22. Kanat, torkmetre, DC motor montaj görüntüsü

DC motor çıkış uçları 150 Ω 'luk birbirine seri ve paralel bağlanabilen ayarlı bir dirence bağlanmış, direncin değişmesiyle de motorun yüklenmesine bağlı olarak farklı devirlerde türbinin dönmesi sağlanmıştır.



Şekil 3.23. Rüzgar tünelineki flaplı kanal ve testlerde kullanılan ekipmanların görüntüsü

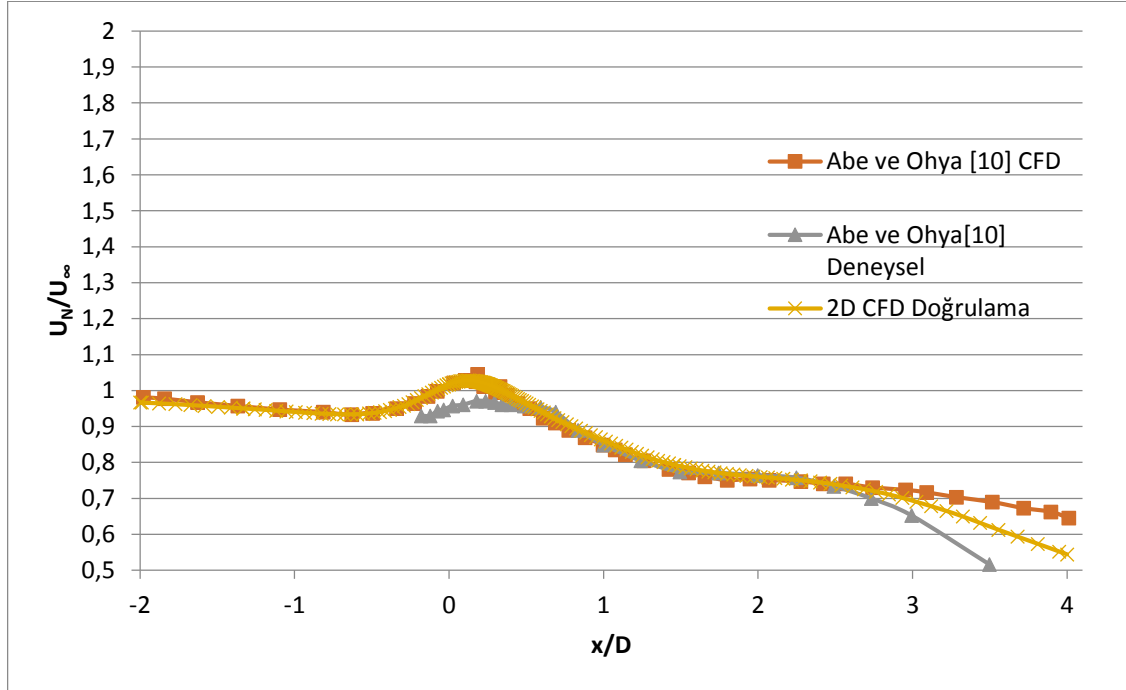
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

4.1. Giriş

Bu kısımda öncelikle iki boyutlu HAD analizleri için sayısal analiz doğrulama sonuçlarına yer verilmiştir. Sonra da Box Behnken deney tasarımının önerdiği 46 adet deney planına göre gerçekleştirilen HAD analiz sonuçlarıyla birlikte kanal yapısını tanımlayan optimum parametreleri belirlemeye yönelik optimizasyon çalışmaları sonuçlarına yer verilmiştir. Ayrıca 2D HAD analizleriyle flap yapının olmadığı kanal için ve sadece türbini temsil eden diskin bulunduğu durum için akış dağılımı sonuçlarına yer verilmiştir. 3D HAD doğrulama çalışması ve bu doğrulama çalışmasında kullanılan türbine kanal tasarımının etkisi gösterildikten sonra, 40 cm çaplı türbin için deneysel çalışma sonuçlarına yer verilmiştir.

4.2. Optimizasyon ve 2D HAD Çalışma Sonuçları

Flanşlı tip kanaldaki akışın sayısal ve deneysel olarak incelendiği Abe ve Ohya'nın [10] yapmış oldukları çalışma sonucunda ve doğrulama çalışması kapsamında kanal eksenini boyunca elde edilen hız dağılımları Şekil 4.1'de gösterilmiştir.

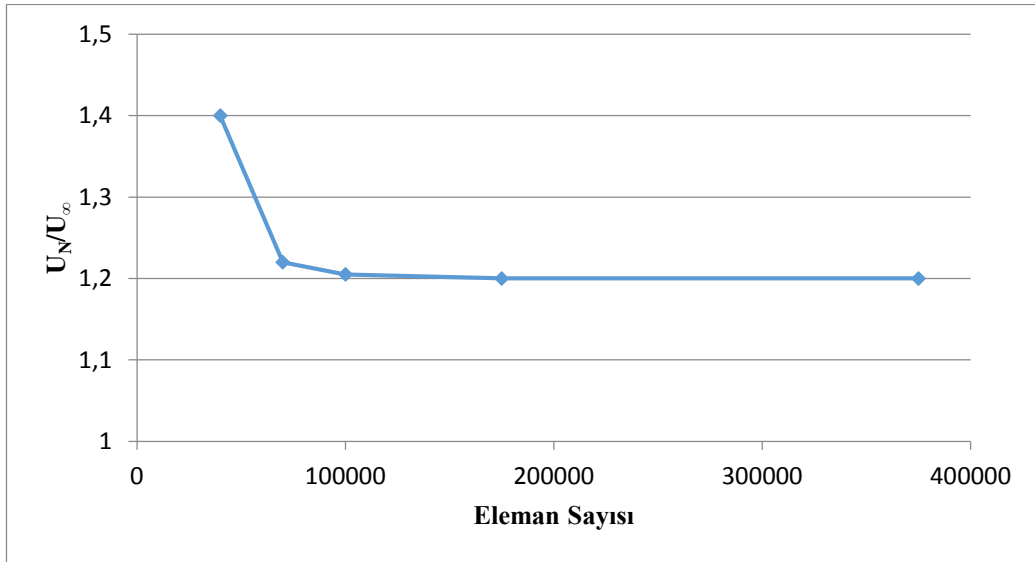


Şekil 4.1. 2D HAD doğrulama, kanal eksenindeki hız artış dağılımları

Boyutsuz hız dağılım grafiği incelendiğinde doğrulama çalışması kapsamında gerçekleştirilen HAD analizinin referans çalışmadaki deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu görülmektedir(maksimum hata %5). Bununla birlikte HAD sonuçlarının referans makaledeki HAD sonuçlarına göre deneysel verilere daha yakın olduğu görülmektedir.

Bu sonuçlardan 2D HAD analiz yönteminin doğru bir şekilde yapıldığı sonucuna ulaşılmıştır. İkinci doğrulama yöntemi olan lineer momentum denklemlerinin kullanılarak gerçekleştirildiği doğrulama çalışması optimum parametrelerle tasarlanmış kanal yapı içerisindeki akış referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma sonucuna ilerleyen bölümlerde yer verilmiştir.

Ayrıca HAD çalışmalarında sonuçların ağ sayısından bağımsızlığını gösteren ağ bağımsızlık testi sonuçları Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. 2D HAD analizleri ağ sayısından bağımsızlık testi

Doğrulama çalışması ve ağ sayısından bağımsızlık çalışmasının tamamlandıktan sonra optimum kanal tasarım parametrelerini belirlemeye yönelik Box Behnken deney tasarımının önerdiği 46 farklı deney seti HAD analizleri yapılmış ve her bir durum için kanal içerisindeki disk üzerindeki ortalama hız değerleri alınmıştır. Tablo 4.1.’de deney planlarına göre disk üzerinde elde edilen ortalama hız değerleri verilmiştir.

Tablo 4.1. Disk üzerindeki ortalama hız değerleri

Deney Sayısı	Ort. Hız (U _N) m/s	Deney Sayısı	Ort. Hız (U _N) m/s
1	5.91	24	5.85
2	5.89	25	5.87
3	5.89	26	5.85
4	5.85	27	5.86
5	5.80	28	5.73
6	5.64	29	5.83
7	5.88	30	5.24
8	5.74	31	5.72
9	5.80	32	5.78
10	5.84	33	5.79
11	5.92	34	5.84
12	5.84	35	5.69
13	5.89	36	5.76
14	5.85	37	5.90
15	5.62	38	5.83
16	5.85	39	5.88
17	5.63	40	5.90
18	5.88	41	5.84
19	5.93	42	5.85
20	5.94	43	5.68
21	5.77	44	5.92
22	5.85	45	5.69
23	5.72	46	5.91

Bu ortalama hız değerleri MINITAB yazılımında Yanıt Yüzey Metodu kullanılarak kanal içerisinde disk üzerindeki ortalama hız değerini tanımlayan Y(amaç fonksiyonu) regresyon denklemi elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
 Y(\text{Disk üzerindeki ortalama hız}) = & 5.8482 + 0.1181 A - 0.0024 B + 0.0738 C + \\
 & 0.0279 D - 0.0011 E - 0.0818 A*A + 0.0158 B*B - 0.0919 C*C + 0.0144 D*D + \\
 & 0.0228 E*E - 0.0308 A*B - 0.1485 A*C + 0.0269 A*D + 0.0293 A*E + 0.0008 \\
 & B*C - 0.0298 B*D - 0.0161 B*E + 0.0079 C*D + 0.0152 C*E + 0.0066 D*E
 \end{aligned} \quad (4.1)$$

A, B, C, D sırasıyla $x/c_1, y/c_1, \alpha, c_2/c_1$ ve δ parametrelerini ifade etmektedir. R^2 değeri 0.91 olarak elde edilmiştir. Değerin 1'e yakın olması regresyon denkleminin gerçek verileri yeterince temsil ettiğini göstermektedir [57].

Bununla birlikte parametrelerin amaç fonksiyonuna, yani disk üzerindeki hız dağılımına etkisinin ne derecede olduğunu gösteren p değerleri tablosu Tablo 4.2.'de verilmiştir.

Tablo 4.2. P değerleri

Parametreler		P-Değeri
A	(x/c_1)	0
B	(y/c_1)	0.852
C	(α)	0
D	(c_2/c_1)	0.035
E	δ	0.932

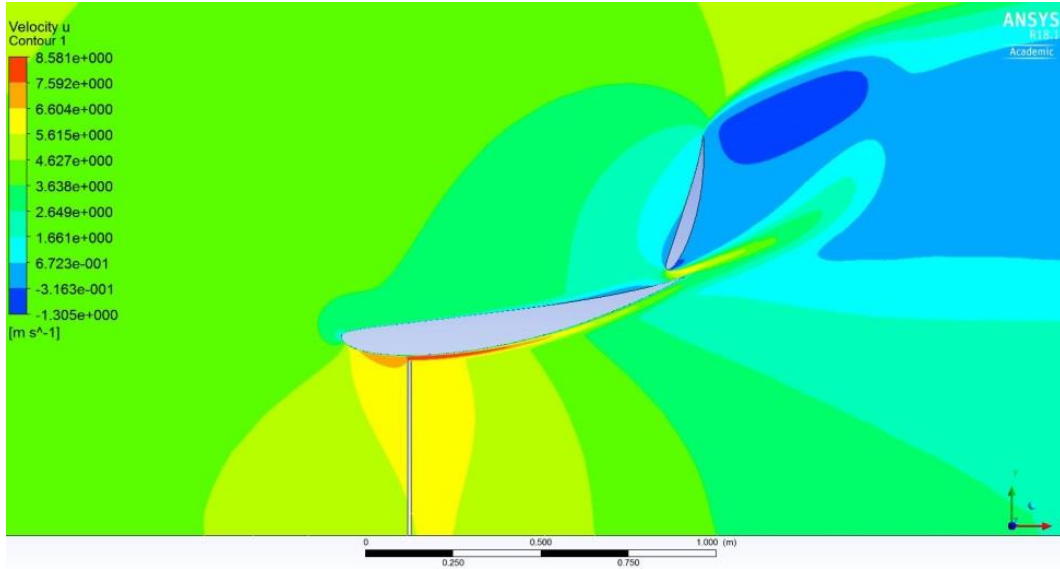
Bir parametre için p değeri 0'a ne kadar çok yakınsa o parametrenin amaç fonksiyonu üzerinde etkisi o kadar fazladır. Ayrıca p değeri 0.05'in altında olan parametrelerin amaç fonksiyonu üzerinde etkin katkısı olmaktadır [57]. Dolayısıyla tablodan x/c_1 ve α parametrelerinin hız dağılımı üzerinde ciddi derecede etkin olduğu görülmektedir. Diğer bir etkin parametre ise c_2/c_1 'dir. y/c_1 ve δ ise diğer parametrelere göre amaç fonksiyonu üzerinde daha az etkiye sahiptirler.

Regresyon denklemi elde edildikten sonra MINITAB yazılımı içerisindeki "Response Optimizer" aracıyla amaç fonksiyonunu maksimum yapan, yani disk üzerindeki hız dağılımını maksimum yapan parametre değerleri elde edilmiştir. Parametre seviyeleri A = 1, B = -1, C = -0.2929, D = 1 and E = 1 olarak elde edilmiştir. Lineer interpolasyonla gerçek değerler %5 (x/c_1), %2 (y/c_1), 10.2° (α), 0.4 (c_2/c_1), 75° (δ) olarak hesaplanmıştır. Optimizasyon aracı parametrelerin bu değerleriyle disk üzerindeki hız değeri 6.11 m/s olacağını tahmin etmiştir.

Bu parametre değerlerine göre kanal yapının geometrisi modellenmiş ve optimum kanal geometrisi için HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda disk üzerindeki ortalama hız 5.95 m/s olarak elde edilmiştir. Tablo 4.1'e bakıldığında bu değer 46 adet ortalama hız değerlerinden büyük olduğu görülmektedir. Serbest akış hızı 5 m/s için disk üzerinde optimum parametre değerleriyle disk üzerinde 1.2 kat bir hız artışı sağlanmıştır. Bu değer aynı zamanda ε değerini de ifade etmektedir. γ değeri için optimum geometri için disk

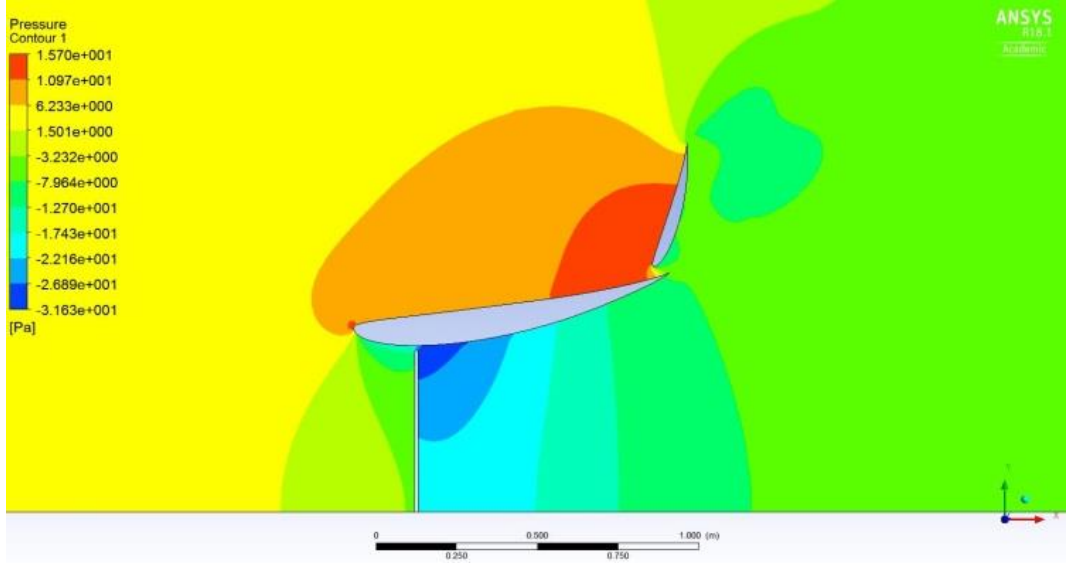
kaldırılmış ve disk bölgesindeki hız değeri 9.37 m/s olarak elde edilmiştir. γ değeri 1.87 olarak hesaplanmıştır. Denklem 3.8 ve Denklem 3.13 ile C_T değeri 0.91 olarak elde edilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen bu değer analiz başlangıcında tanımlanan $C_T=0.89$ değerinden % 2 farklı olması HAD analizinin doğru bir şekilde yapıldığını göstermektedir. Böylece lineer momentum teorisine göre de doğrulama çalışması gerçekleştirilmiş olunmuştur.

Şekil 4.3.'de optimum tasarım için kanal yapısını içeren akış alanındaki hız dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde kanal içerisinde serbest akışa göre akış hızlanması gerçekleşmektedir. Kanalda türbinin bulunduğu kesitte ortalama rüzgar hızının 6 m/s civarında olduğu ve kanalın arka kısmında ise kademeli olarak hızda bir azalmanın olduğu görülmektedir.



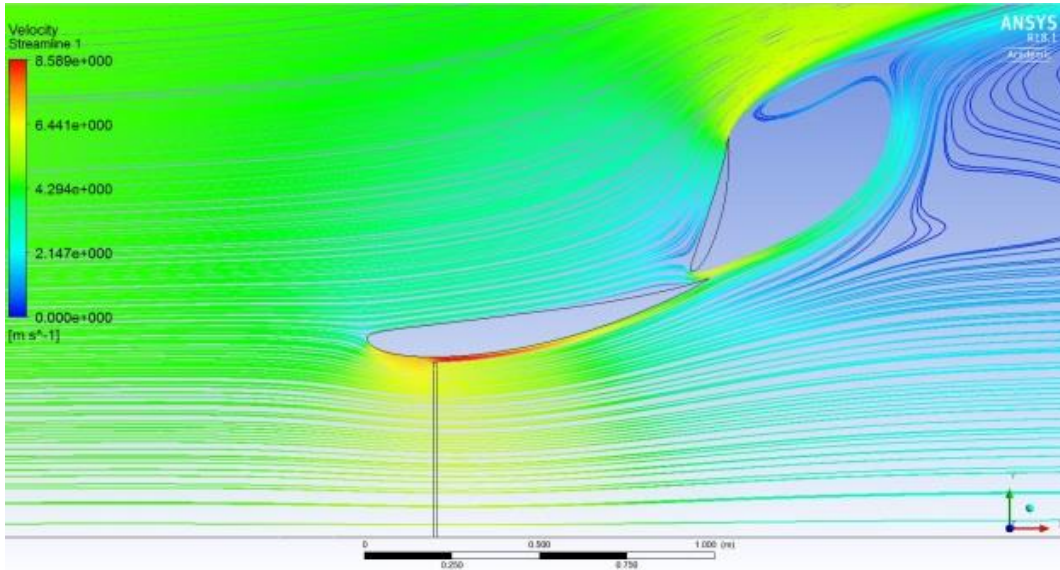
Şekil 4.3. Optimum geometrideki hız dağılım konturları

Kanalda elde edilen basınç dağılımları Şekil 4.4.'de verilmiştir. Diskin bulunduğu bölgede basınç farkı yaklaşık olarak 19.2 Pa olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 4.4. Optimum geometrideki basınç dağılım konturları

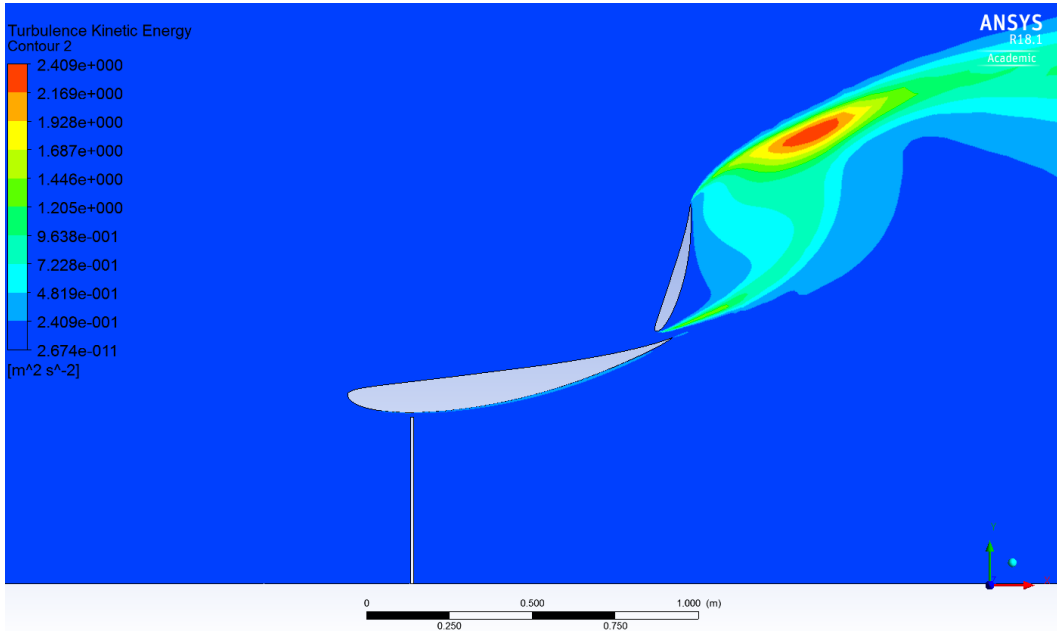
Kanal etrafındaki akım çizgileri Şekil 4.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Optimum geometrideki akım çizgileri

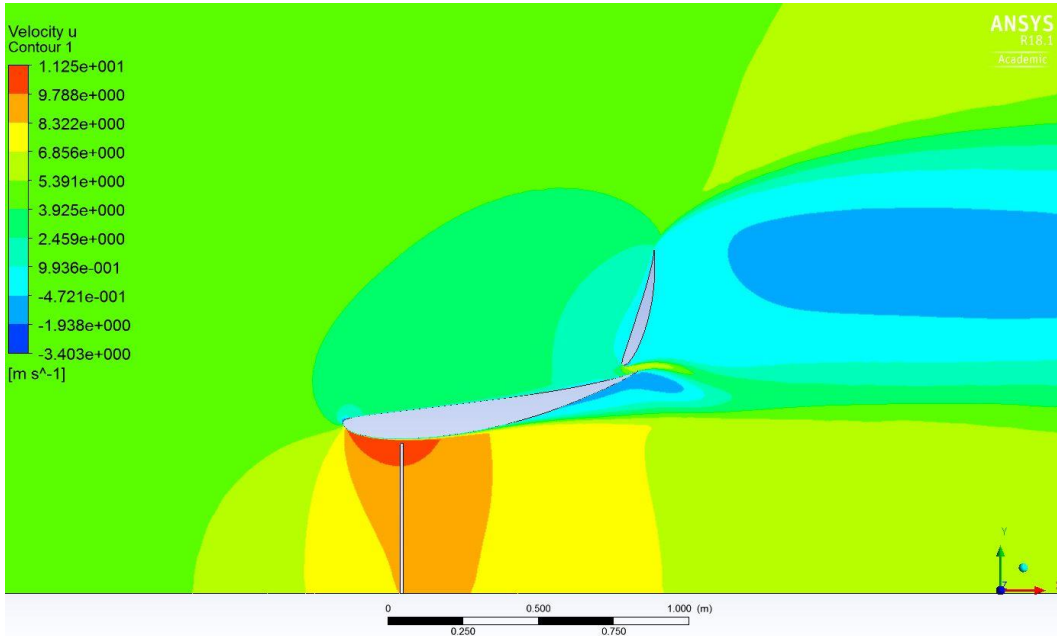
Akış kanal içerisinde yüzeyden ayrılma olmadığı ancak flap yapının arkasında akış kopmasından kaynaklanan vorteksler olduğu görülmektedir. Akışın kopmasıyla oluşan düşük basınç bölgesi ve buna bağlı kanal içerisindeki kütleli debi artışının, kanallı tip türbinlerin yalın türbinlere göre daha performanslı olmasının nedeni olduğu genel bilgiler kısmında bahsedilmiştir. Bu durum yukarıdaki şekillerde de (Şekil 4.3.-Şekil 4.5.) görülmüştür. Flap yapı kanal arkasında ciddi bir basınç düşümüne yol açmıştır.

Kanal etrafındaki türbülans kinetik enerjisi dağılımı Şekil 4.6.'da verilmiştir. Ana kanat etrafında türbülans oluşmazken vorteks yapılarının oluştuğu flap yapının arka tarafında türbülans kinetik enerji değerleri $2.4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ değerine kadar yükselmiştir.



Şekil 4.6. Optimum geometrideki türbülans kinetik enerjisi

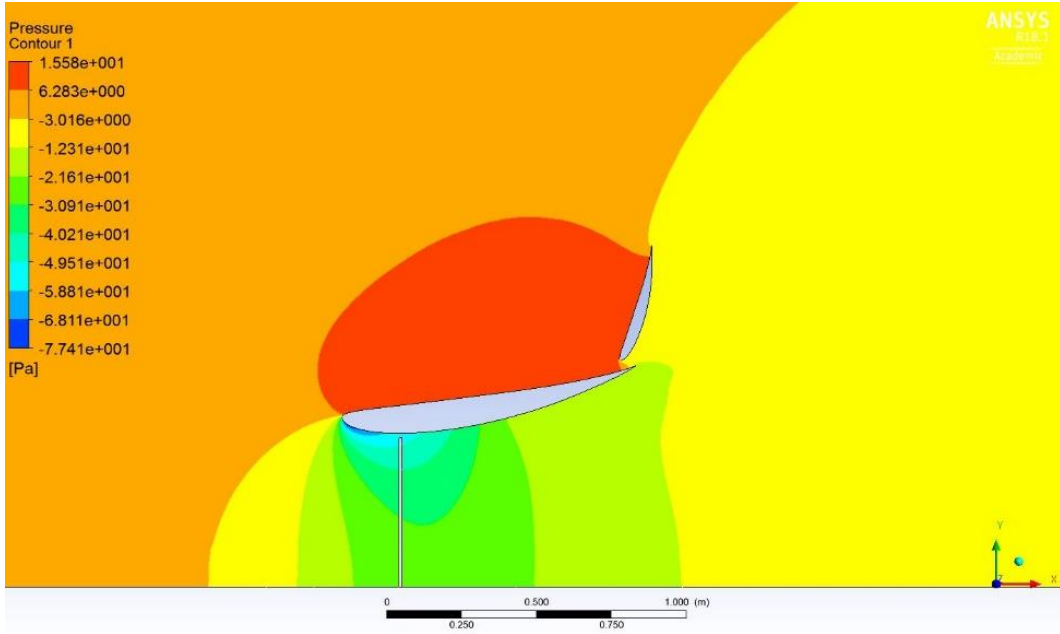
Mukayese yapabilmek bakımından boş kanal (disk yok) için kanaldaki hız, basınç ve kinetik enerji dağılımları Şekil 4.7.-Şekil 4.9. verilmiştir.



Şekil 4.7. Optimum geometrideki hız dağılım konturları (Disk yok, $C_T = 0$)

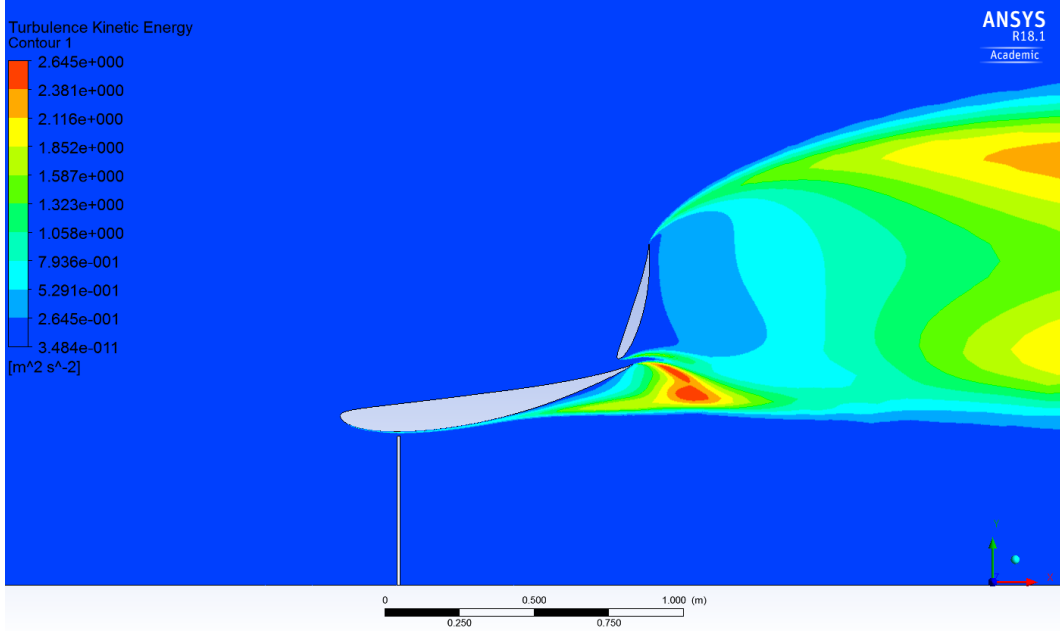
Hız dağılımı incelendiğinde diskli ve disksiz durumdaki hız dağılımlarının oldukça farklı olduğu görülmektedir. Disksiz durumdaki maksimum hız yaklaşık olarak 9-11 m/s değerleri arasında değişmektedir. Bu durumda hız değeri serbest rüzgar hızına göre 1.87 kat artmıştır. Diskli durumda (disk rüzgar türbini temsil etmektedir) artış hızı 1.2 kat olmuştur. Bu iki durum arasındaki fark diskin veya rüzgar türbinin (gerçek durum) oluşturduğu blokaj etkisinden kaynaklanmış olduğu söylenebilir.

Basınç dağılımları incelendiğinde basınç farkının diskli duruma göre daha yüksek olduğu ve bunun sonucunda da serbest rüzgar hızının daha yüksek oranda artışının gerçekleştiği gözlenmiştir (Şekil 4.8.).



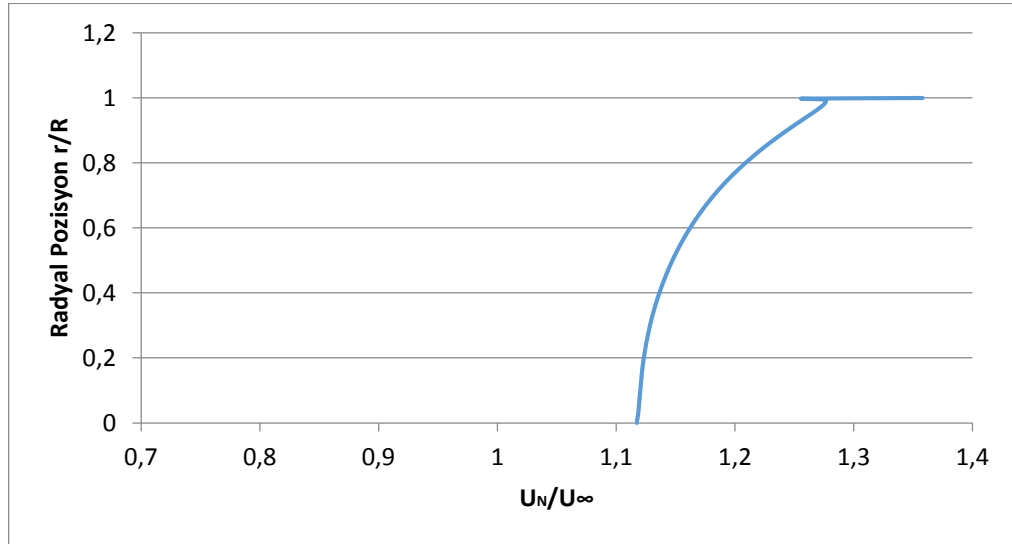
Şekil 4.8. Optimum geometrideki basınç dağılım konturları (Disk yok, $C_T = 0$)

Türbülans kinetik enerji dağılımı incelendiğinde (Şekil 4.9.) diskli durumdan farklı olarak ana kanat firar kenarında bir ayrılma olduğu bunun da çıkışta türbülans kinetik enerji seviyesinin yükselmesine neden olduğu söylenebilir.



Şekil 4.9. Optimum geometrideki türbülans kinetik enerjisi (Disk yok, $C_T = 0$)

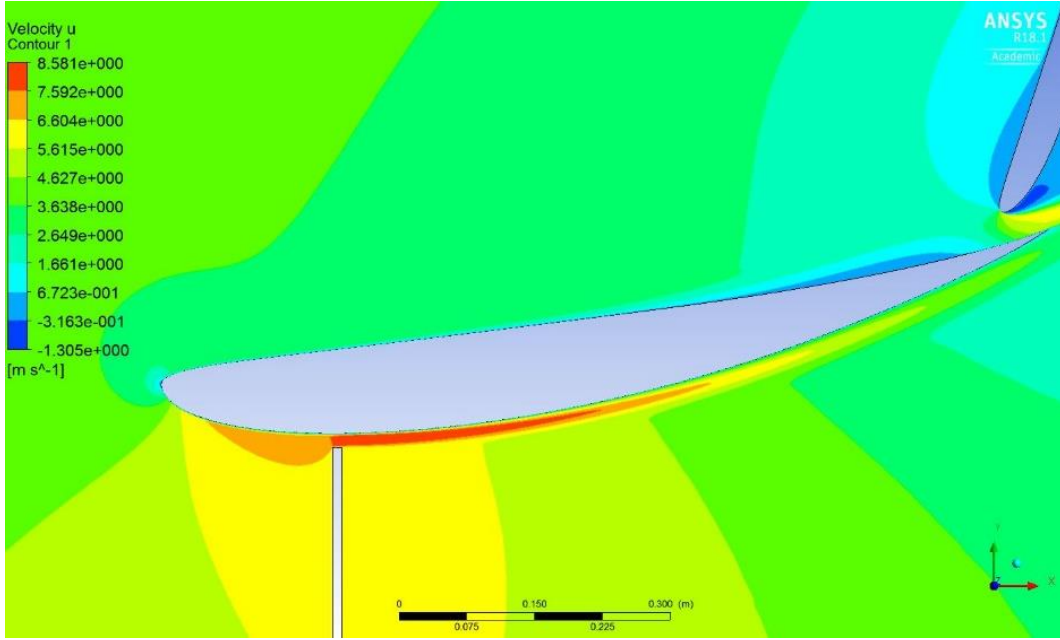
Optimum flaplı kanal geometrisi için diskin bulunduğu akış kesitinde radyal yönde hız değişimi Şekil 4.10.'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hız artış oranı merkezde ($r = 0$) 1.11 kat iken, kanal yüzeyine yakın bölgede 1.3 kat artış olduğu görülmektedir. Bu iki değer dikkate alınarak diskin bulunduğu kesitteki ortalama hızın yaklaşık olarak 1.2 kat bir artış olduğu söylenebilir.



Şekil 4. 10. Flaplı kanalda disk üzerindeki hız artış oranı

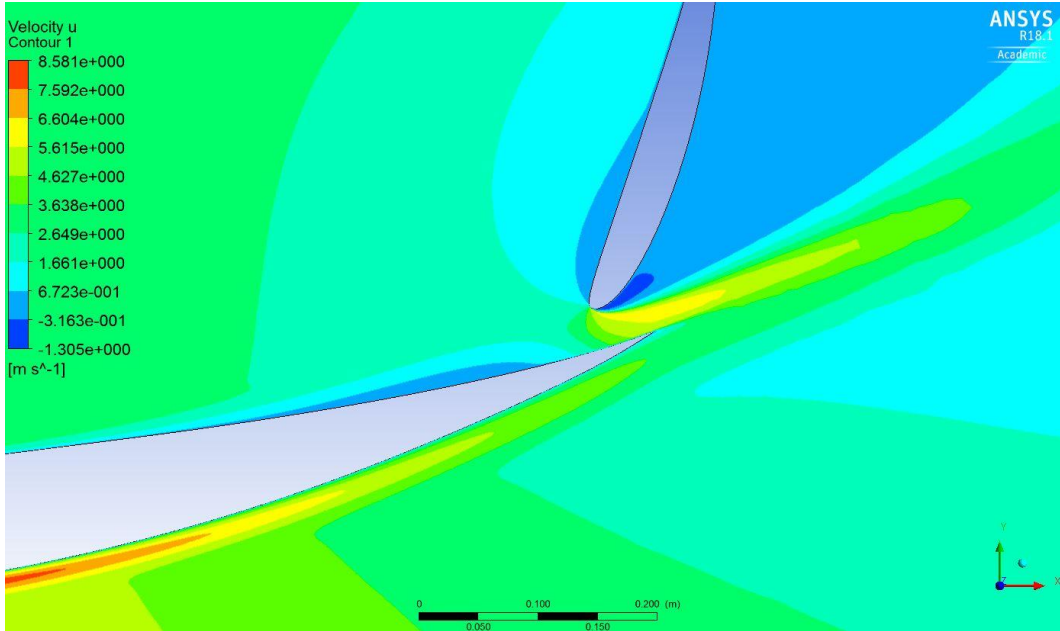
Hız artışının radyal yönde değişmesinin nedeni disk ucuyla kanalın iç kenarı arasındaki boşluktan geçen akışkanın hızının ciddi şekilde artmasıdır. Bu durum kanallı tip türbinlerde uç kayıplarının yalın türbinlere göre daha az olmasının nedenini de

açıklamaktadır. Ara boşlukta hızlanan akışın etkisi kanal yapının arka tarafında belirli bir yere kadar da devam etmektedir. Dolayısıyla bu hızlanma kanalın arka taraflarına doğru akış kopmasını da engellemektedir.



Şekil 4.11. Disk ucundaki hız dağılımının sınır tabakaya etkisi

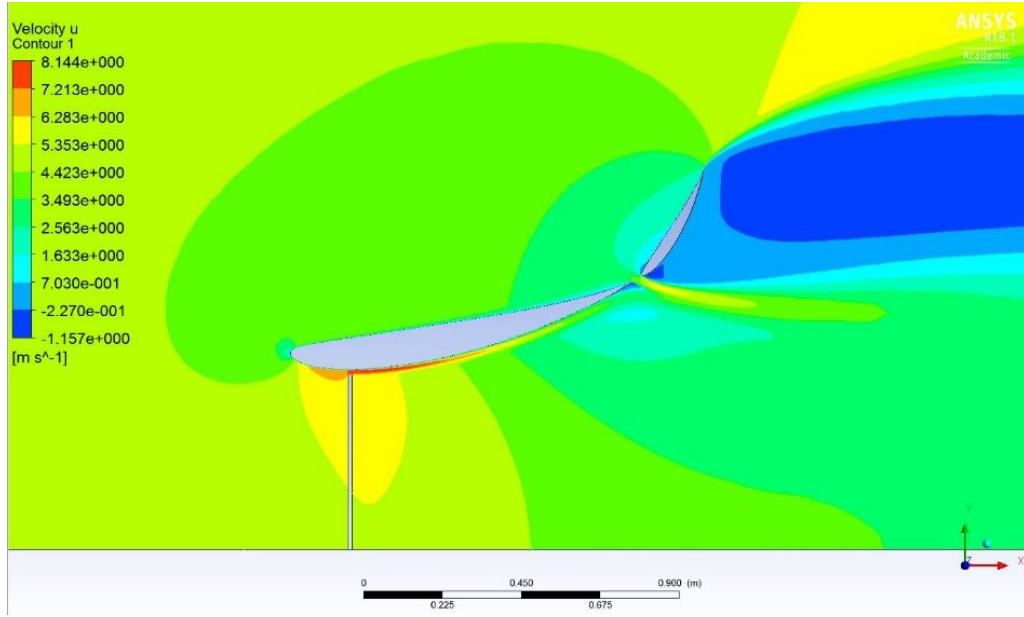
Akışın kopmasını engelleyen diğer bir durum da ana kanat ile flap arasındaki küçük boşluktur.



Şekil 4.12. Ana kanat-flap arası boşluğun sınır tabakaya etkisi

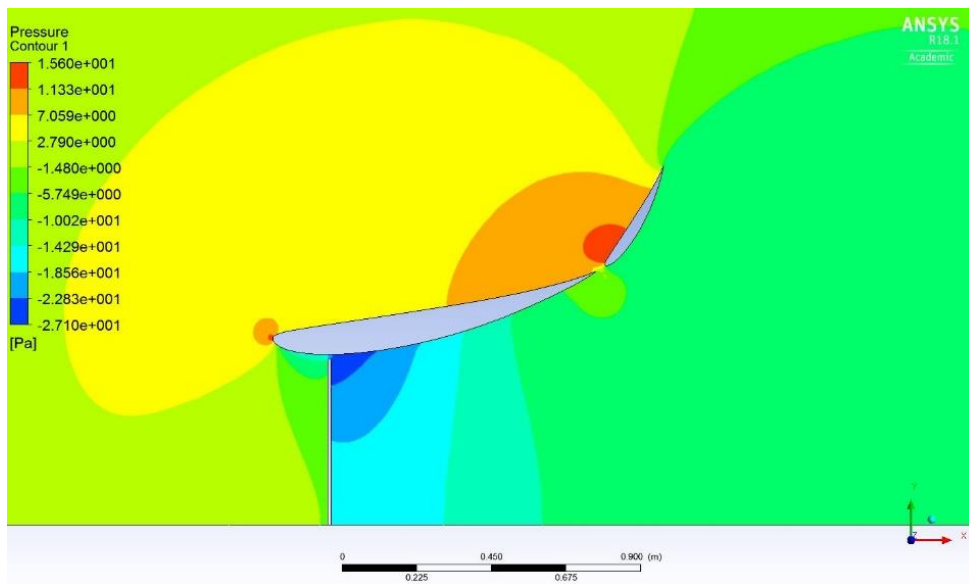
Bu boşlukta akışın hızlanması sınır tabakaya enerji vermektedir ve bu durum akışın kanal içerisinde ayrılmadan geçmesine katkı sağlamaktadır. Dolayısıyla flap kanalın arkasında düşük basınç oluştururken aynı zamanda da akış ayrılmasına da engel olan bir eleman olarak görev yapmaktadır.

Örnek olması açısından deney planındaki 15 nolu geometri için (% -3 (x/c_1), % 2 (y/c_1), 12° (α), 0.35 (c_2/c_1), 60° (δ)) hız ve basınç dağılımları Şekil 4.13. ve Şekil 4.14.'de verilmiştir.



Şekil 4. 13. Kanaldaki hız dağılımları, 15 nolu geometri

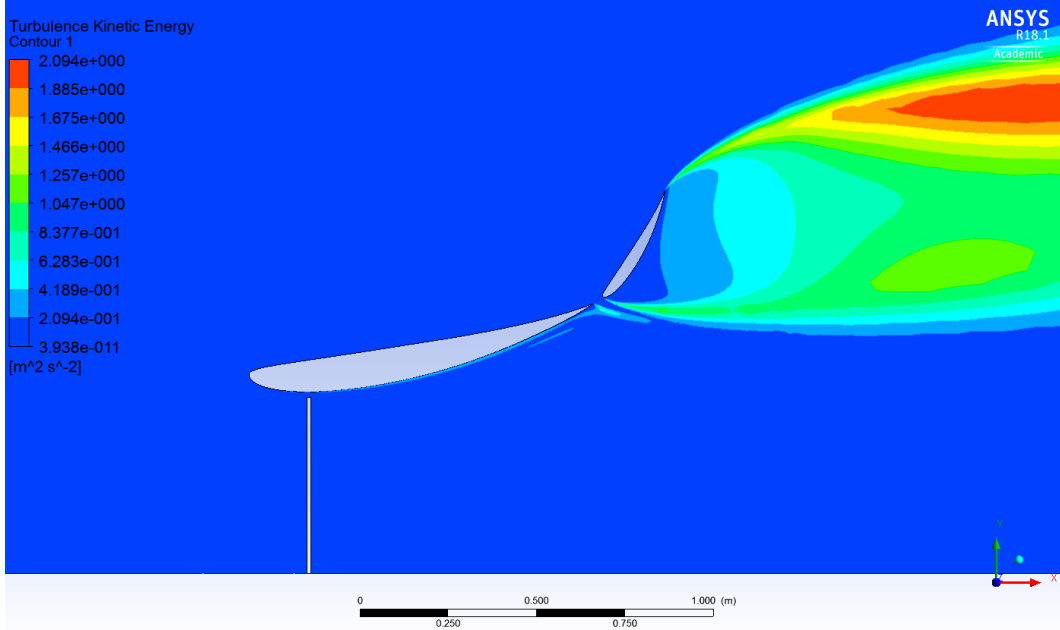
Flabın ana kanadın arka tarafına geçmesi akış dağılımını etkileyip, disk üzerindeki ortalama hız değerini 5.62 m/s değerine kadar düşürmüştür.



Şekil 4. 14. Kanaldaki basınç dağılım konturları, 15 nolu geometri

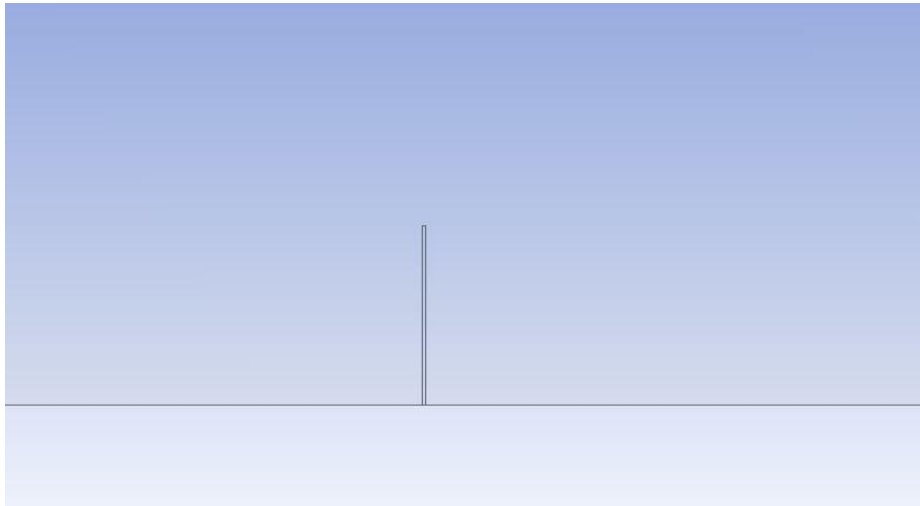
Optimum kanal yapıya göre disk ve kanalın önünde ve arkasında basınç farkları daha düşüktür.

Şekil 4.15.'de ise 15 nolu geometri için türbülans kinetik enerji dağılımları verilmiştir. Optimum geometriye göre kanal arkasında daha düşük kinetik enerjili bölgeler oluşmuştur.



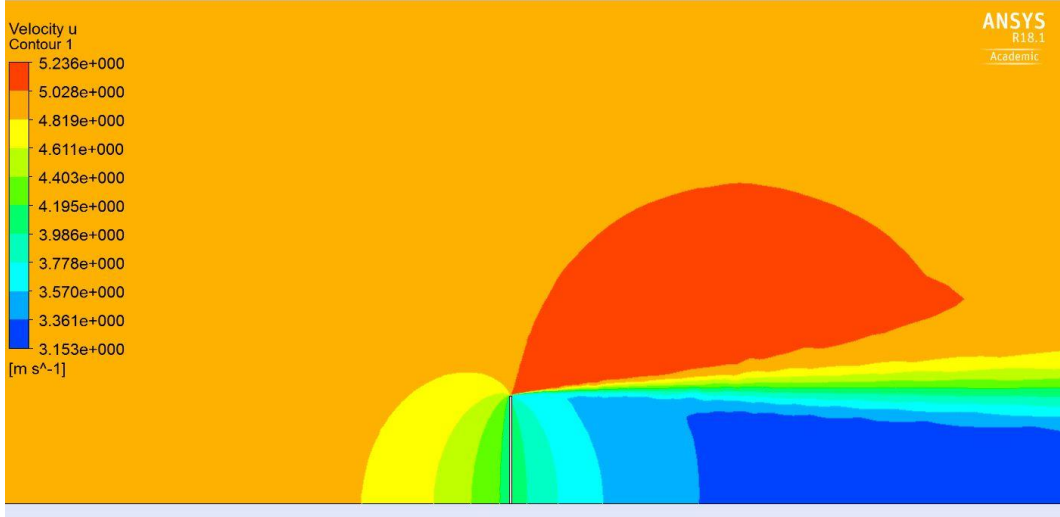
Şekil 4.15. Kanaldaki türbülans kinetik enerjisi, 15 nolu geometri

Kanal yapının etkisini görmek için sadece diskin bulunduğu yani 0.89 itki kuvvet katsayısı olacak şekilde türbinin temsil edildiği durum için de 5 m/s serbest akış hızında HAD analizi yapılmıştır. Şekil 4.16.'da akış alanına ait görsel yer almaktadır.

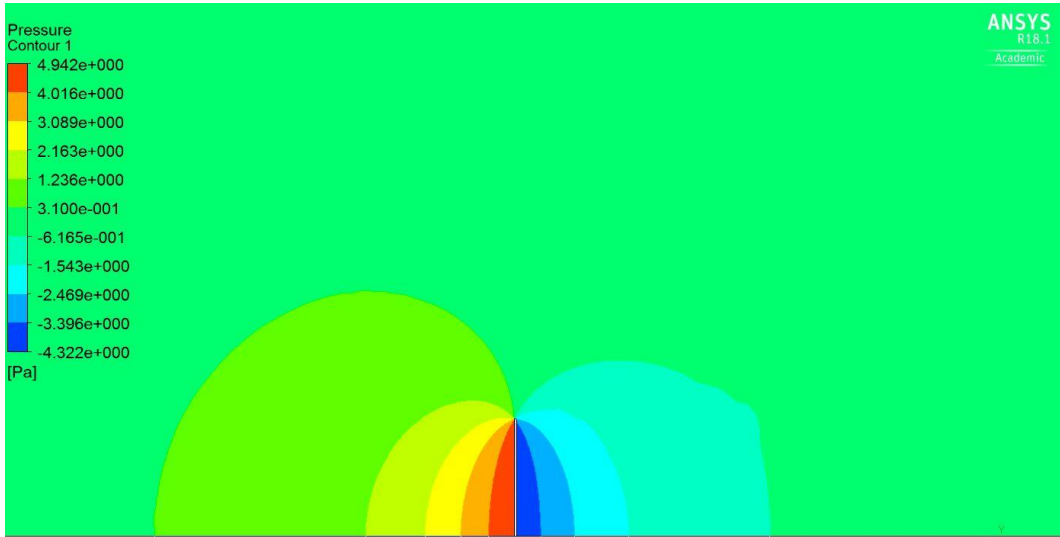


Şekil 4.16. Yalın türbin için akış alanı kesiti

Yalın türbin(disk) için hız ve basınç dağılımları Şekil 4.17. ve Şekil 4.18.'de verilmiştir.



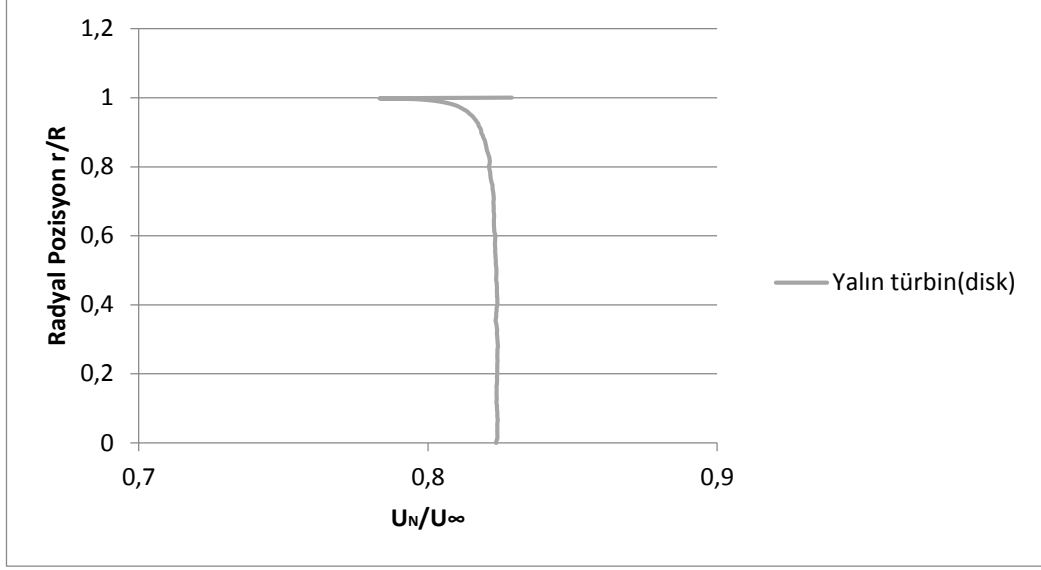
Şekil 4.17. Yalın türbindeki(disk) hız dağılım konturları



Şekil 4.18. Yalın türbindeki(disk) basınç dağılım konturları

Flaplı kanalda türbin bölgesinde 19.2 Pa basınç düşümü varken yalın türbin ya da disk olan durumda 8.6 Pa'lık bir basınç düşümü oluşmuştur.

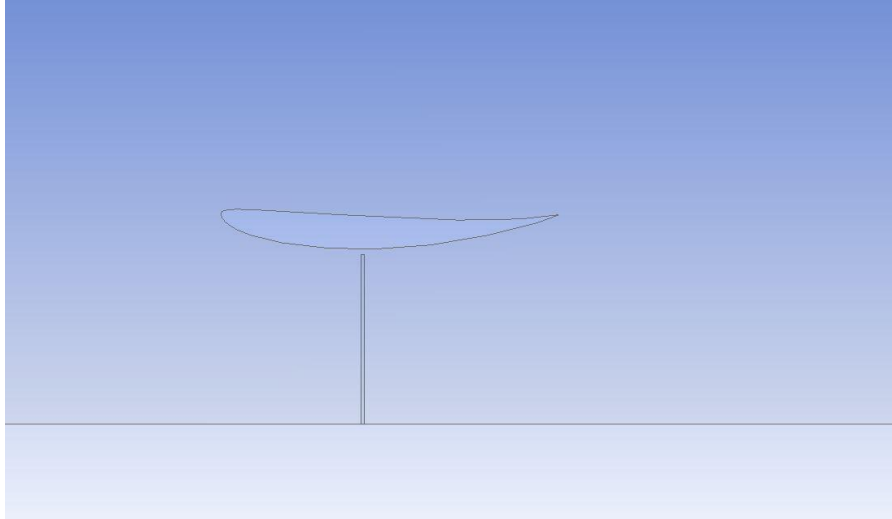
Disk üzerinde radyal yöndeki hız oranı Şekil 4.19. 'da verilmiştir. Disk üzerindeki ortalama hız değeri 4.1 m/s olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.19. Yalın türbinde disk üzerindeki hız artış oranı

Hız oranı disk boyunca disk ucuna kadar düzgün bir dağılım göstermektedir. Flaplı kanaldaki gibi disk ucuna doğru artan bir artış oranı oluşmamaktadır.

Kanallı türbinde flabın kanal içerisindeki hız dağılımına etkisini incelemek için flap kaldırılarak sadece ana kanat için 6 farklı açıda, 0° , 6° , 9° , 12° , 15° , 18° ve 21° için aynı koşullarda HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. 0° kanal açısı için akış alanından bir kesit Şekil 4.20.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.20. Flapsız kanal için akış alanı kesiti

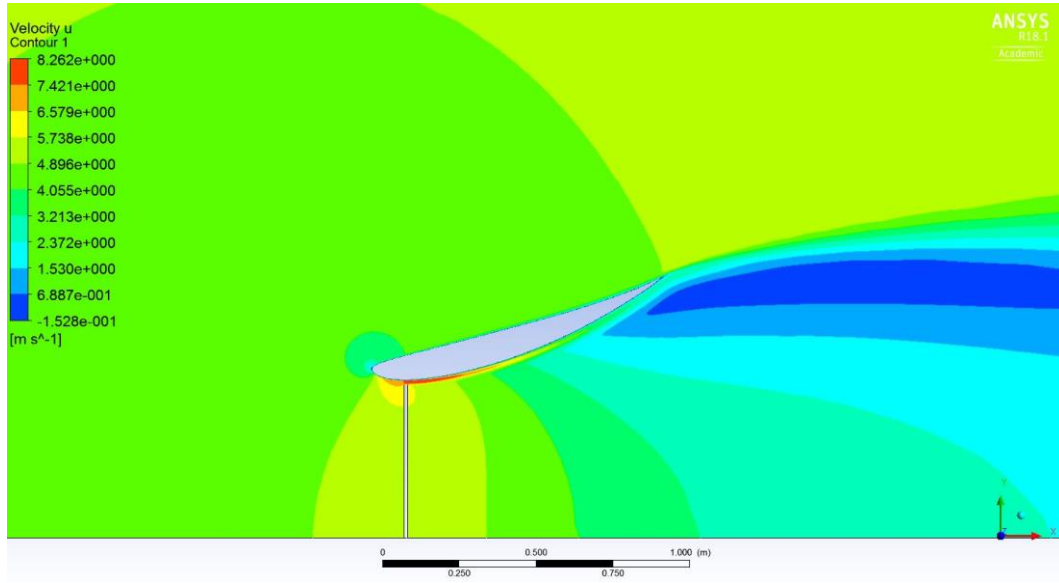
Disk her açı için kanalın en dar kesitine konulmuştur. Farklı açılara göre disk üzerindeki ortalama akış hızı Tablo 4.3.'de gösterilmiştir. Disk üzerindeki hız 18° kanal açısında 5.56 m/s olarak elde edilmiştir. Kanal arkasındaki çap arttıkça disk üzerindeki hız

değerleri artmış fakat belli bir açıdan sonra kanal yüzeyinden akış ayrılmasına bağlı hız değerinde azalma meydana gelmiştir.

Tablo 4.3. Flapsız kanal disk üzerindeki ortalama hız değerleri

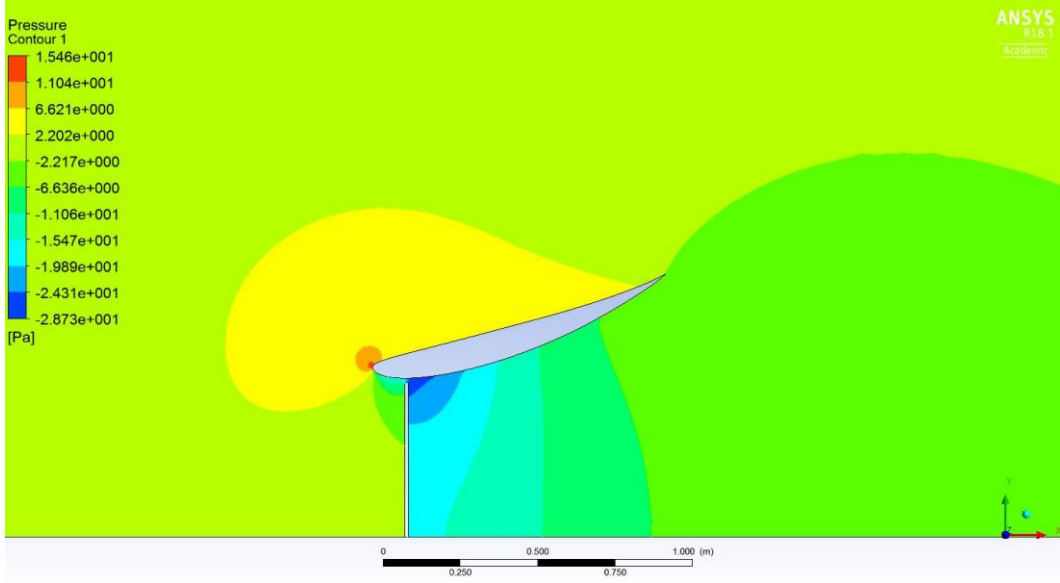
α	(U_N) m/s
0°	4.47
6°	5.05
9°	5.23
12°	5.38
15°	5.49
18°	5.56
21°	5.53

18° kanal açısı için hız artış oranı 1.11 olarak elde edilmiştir. Bu artış oranı flabın olduğu durumda yaklaşık 1.2 değerindeydi. 18° için hız, basınç dağılımları ve akım çizgileri sırasıyla Şekil 4.21. ve Şekil 4.22.'de verilmiştir.



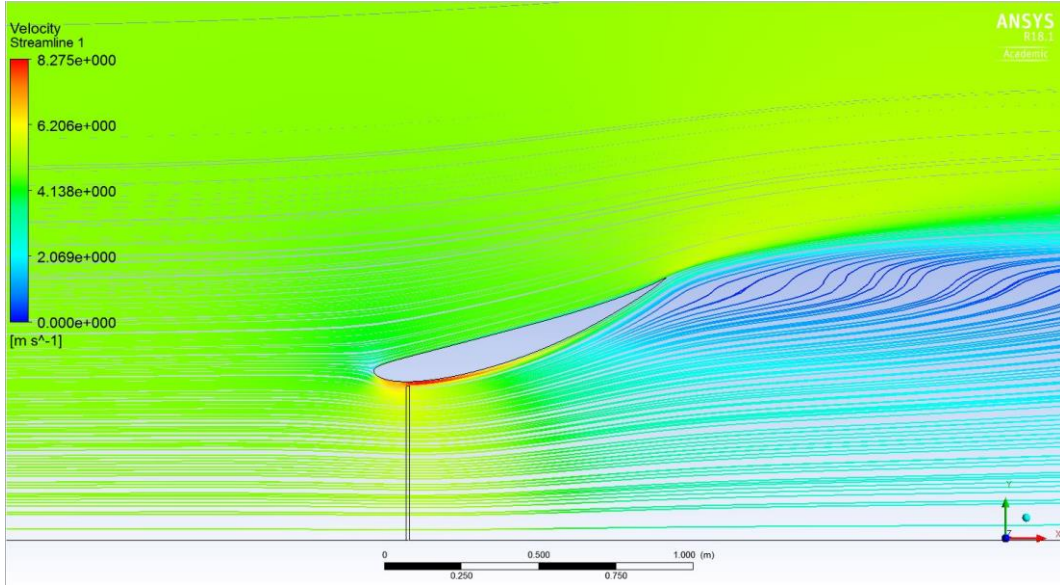
Şekil 4.21. Flapsız kanalda hız dağılım konturları, 18°

Flabın olduğu durumla karşılaştırıldığında, disk etrafındaki hız dağılımı 5.6-6.6 m/s aralığında değişkenlik gösterirken, flapsız durumda 5-5.7 m/s civarında bir akış dağılımı oluşmaktadır.



Şekil 4.22. Flapsız kanalda basınç dağılım konturları, 18°

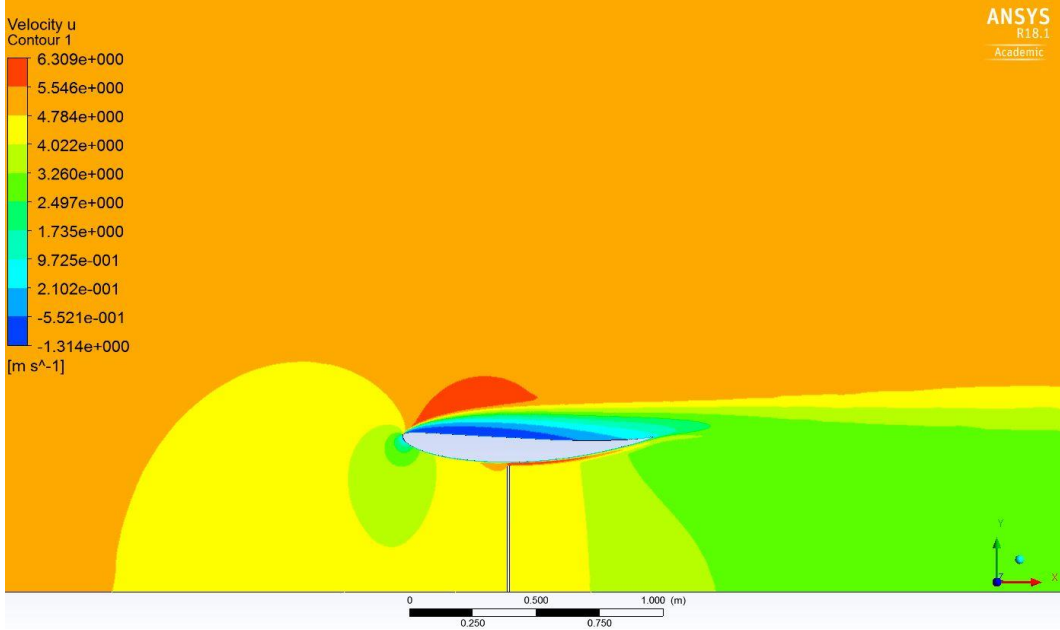
Disk önünde ve arkasındaki basınç farklı 16.8 Pa olarak elde edilmiştir. Bu değer flabın olduğu durumda 19.2 Pa olarak elde edilmişti. Yalın türbinde (disk) ise 8.6 Pa olarak elde edilmişti. Şekil 4.23.'de akım çizgileri gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Flapsız kanal akım çizgileri, 18°

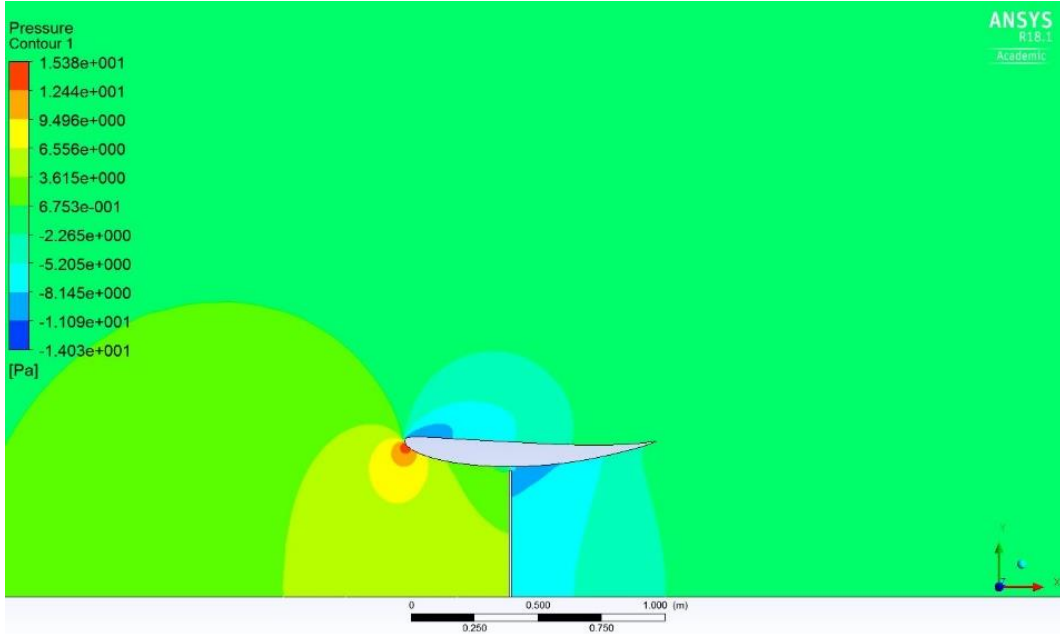
Flabın olduğu durumda ana kanat yüzeyinde akış ayrılması olmazken flap kaldırıldığında ana kanadın arka taraflarında akış ayrılması olduğu görülmektedir.

Mukayese açısından 0° kanal açısı için de hız, basınç dağılımları ve akım çizgileri verilmiştir.



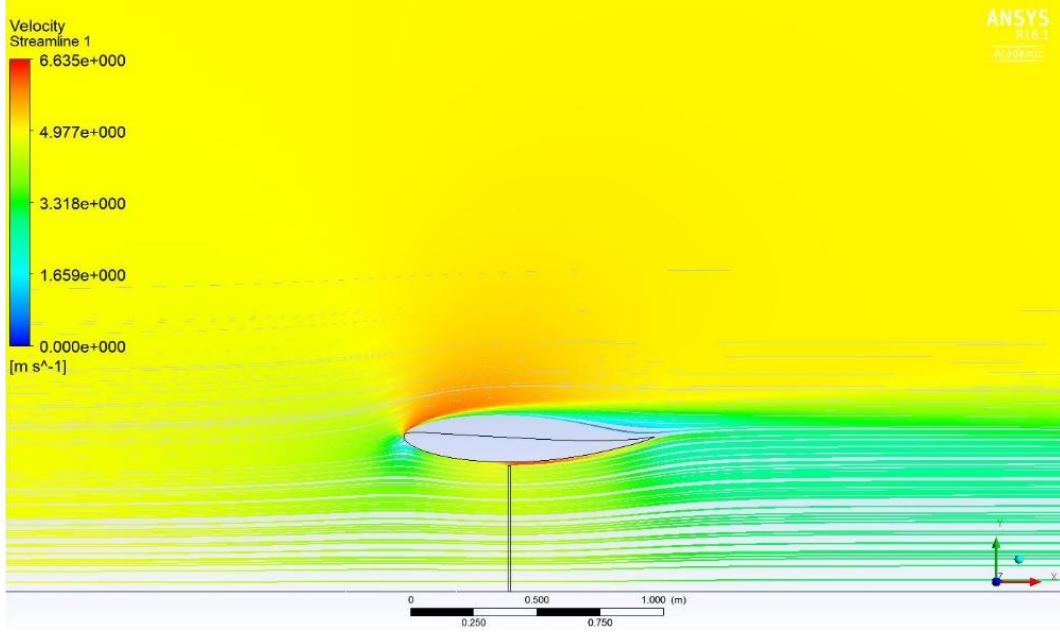
Şekil 4.24. Flapsız kanalda hız dağılım konturları, 0°

Kanal içerisinde 4-4.8 m/s arasında hız dağılımı oluşmuştur.



Şekil 4.25. Flapsız kanalda basınç dağılım konturları, 0°

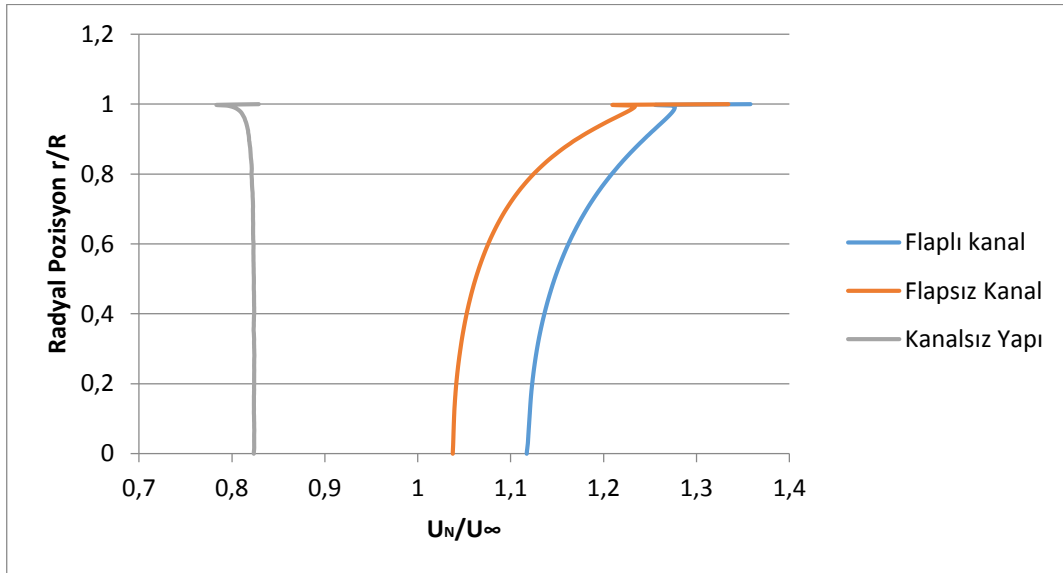
Basınç dağılımı 18° ile karşılaştırıldığında disk önu ve arkasındaki basınç farkı 0°'de oldukça düşüktür.



Şekil 4.26. Flapsız kanal akım çizgileri, 0°

Akımda kanalın uç kısmından itibaren ayrılma oluşmuştur. Bu da içerdeki kütleli debiyi artıran birinci kuralı, kaldırma kuvveti etkisini, düşürmüştür. Dolayısıyla kanal içerisinde düşük hız bölgesi oluşmuştur. Buna rağmen, kanalsız durumdaki disk üzerindeki ortalama hız 4.1 iken 0° kanal açısında hız değeri 4.47 m/s olarak elde edilmiştir.

Optimum kanallı yapı, flapsız kanallı yapı için ve yalnız türbin(disk) için disk üzerindeki radyal yöndeki hız artış oranı aynı grafik üzerinde Şekil 4.27’de gösterilmiştir.



Şekil 4.27. Flaplı, flapsız kanalda ve yalnız türbinde disk üzerindeki hız artış oranı

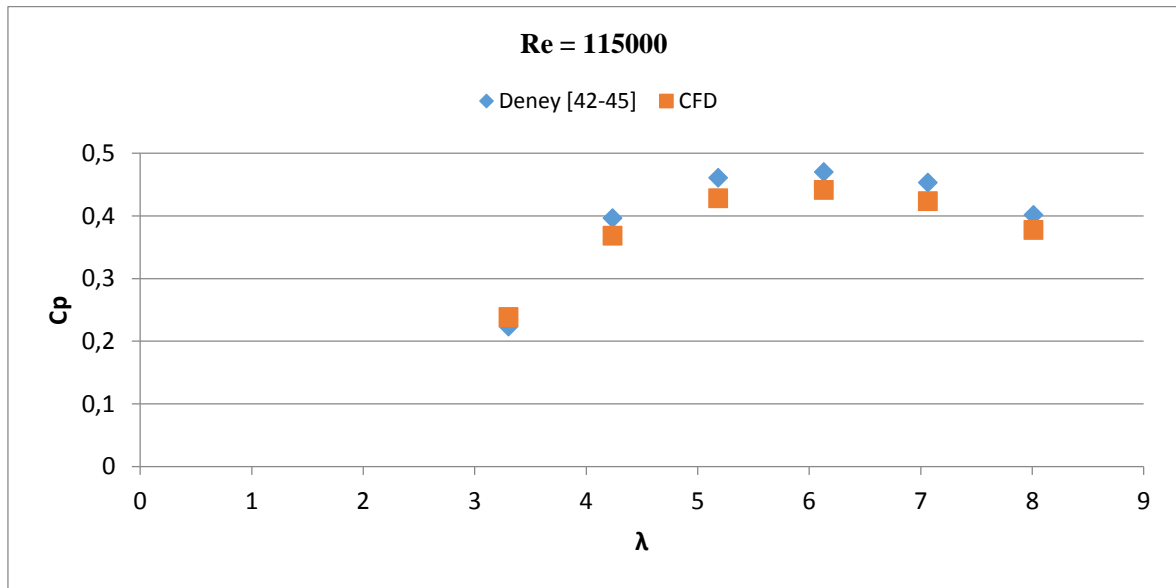
Serbest akış hızı 5 m/s için gerçekleştirilen 2D HAD analizlerinden optimum geometrideki flaplı kanal yapısı için disk üzerindeki ortalama hız değeri 5.95 m/s olarak elde edilmiştir. Yalın türbin (disk) durumunda disk üzerindeki hız değeri 4.1 m/s olarak elde edilmiştir. Sadece kanalın olduğu, flapın olmadığı durumda ise hız değeri 5.56 m/s olarak elde edilmiştir. Kanal ile disk arasındaki boşlukta hızlanan akış sınır tabaka ayrılmasını engellemektedir. Aynı şekilde ana kanal ile flap arasındaki boşlukta da akış hızlanmakta sınır tabakanın enerjisi artırılarak ana kanaldan akış ayrılması engellenmektedir. Flapın konumu, açısı ve diğer parametreler akış alanını etkilemekte ve buna bağlı olarak da disk bölgesindeki hız dağılımları değişmektedir.

4.3. Optimum Şartlarda Kanallı Rüzgar Türbini Performans Analizleri

3D HAD analizleri doğrulama çalışması kapsamında 0.9 m çaplı referans türbinin [42-45] deneysel performans eğrisiyle ($C_p - \lambda$) 3D analizler sonucu elde edilen performans eğrisi Şekil 4.28’de verilmiştir.

$$C_p = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^3 A} \quad (4.2)$$

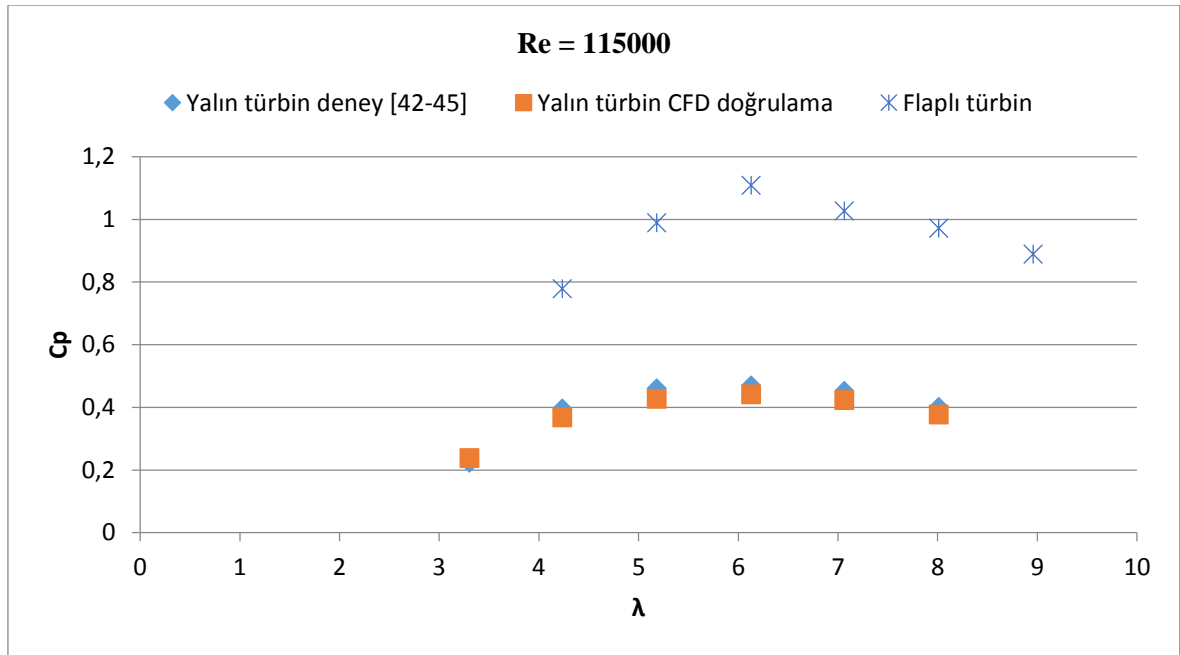
$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad (4.3)$$



Şekil 4.28. 3D HAD doğrulama çalışması

Sonuçlar incelendiğinde deneysel sonuç ile HAD sonucu arasında % 6'lık bir fark olduğu görülmektedir. Bu durum HAD analizinin doğru bir şekilde yapıldığını kanıtlamaktadır. HAD sonuçlarının düşük çıkmasının nedeni analizlerde kullanılan akış alanının deneydekinden geniş olmasındandır. Deneysel Cp değerleri tünel etkisine bağlı olarak daha fazla çıkmıştır. 0.9 m yalın türbin için maksimum Cp değeri $\lambda = 6.1$ için deneysel çalışmada 0.45, HAD çalışmasında 0.43 olarak elde edilmiştir.

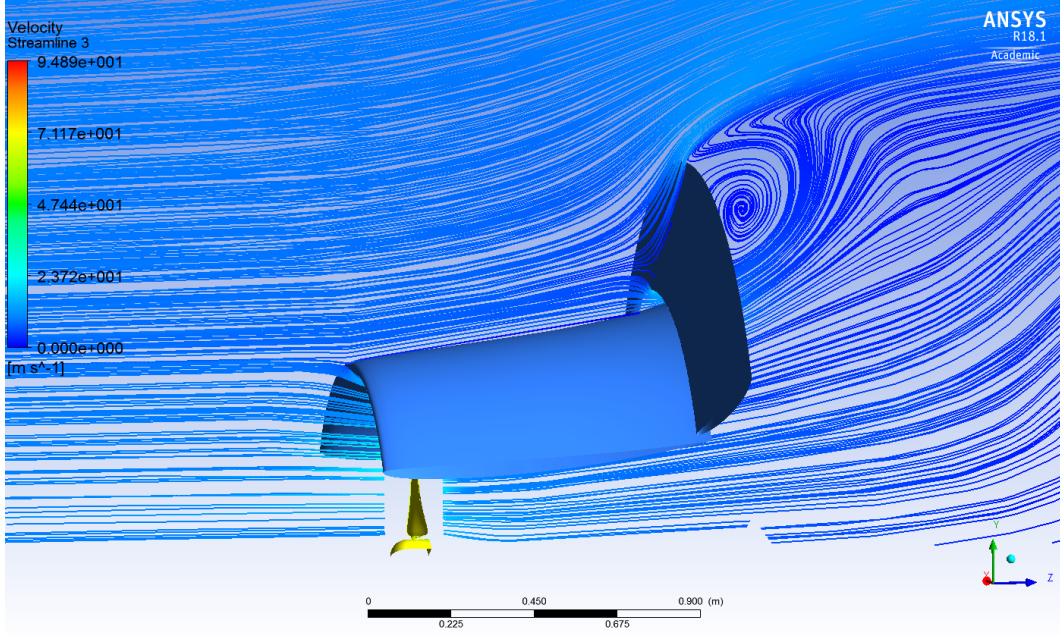
0.9 m çaplı referans türbin için yapılan kanal tasarımının etkisini gösteren performans eğrileri Şekil 4.29.'da verilmiştir.



Şekil 4.29. Yalın ve kanallı türbin güç eğrileri

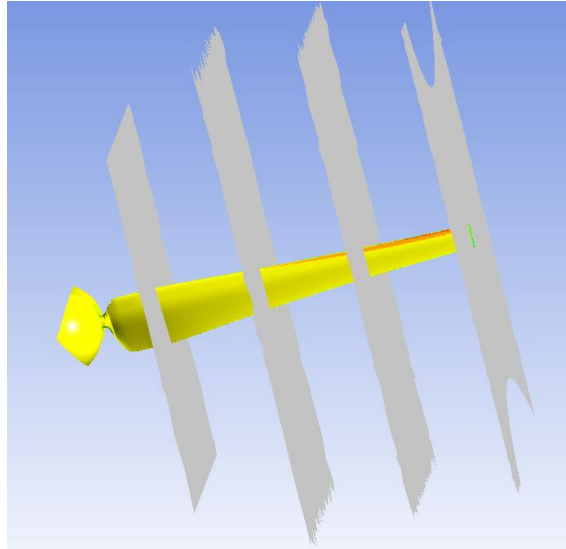
Kanallı türbinin güç katsayıları incelendiğinde yalın türbine göre güç oranının 2.58 kata kadar arttığı görülmektedir. Gücün maksimum olduğu uç hız oranı ise her iki durumda da benzer çıkmıştır.

Şekil 4.30.'da kanal yapı içerisi ve etrafındaki akım çizgileri gösterilmiştir. Kanal içerisindeki akışın kütleli debisinin artmasını sağlayan etkenlerden biri olan yapının arkasındaki vorteksli, düşük basınç bölgesi görülmektedir.



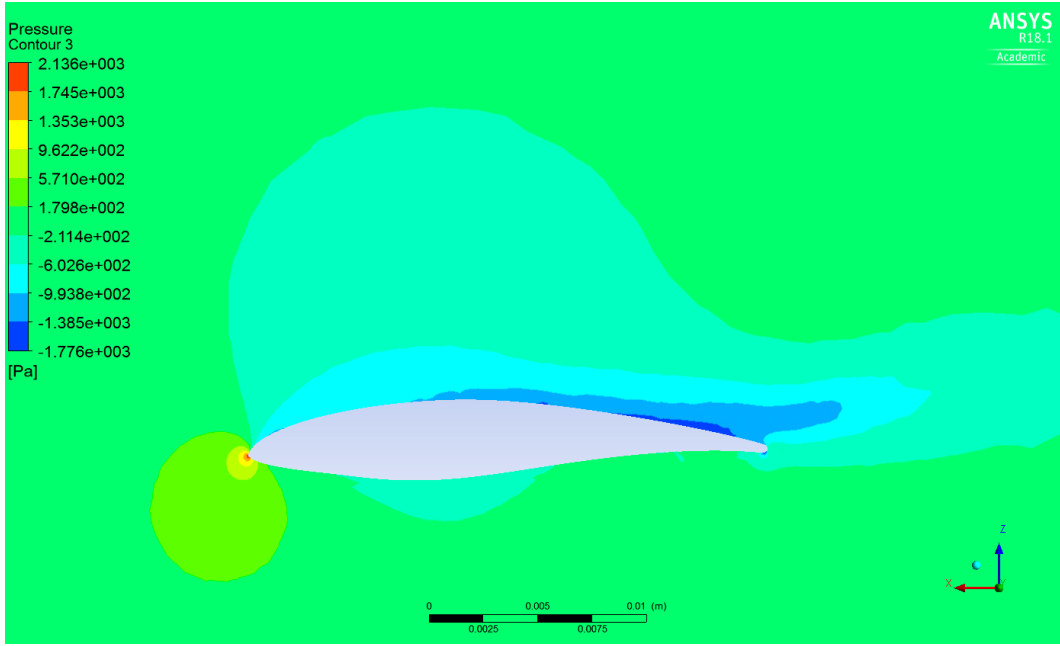
Şekil 4.30. Kanal arkasındaki akım çizgileri

Kanat yüzeyindeki basınç dağılımlarını ve akım çizgilerini incelemek için Şekil 4.31’de gösterildiği gibi kanat yarıçapının $r/R= 0.25$, $r/R= 0.50$, $r/R= 0.75$ ve $r/R= 1$ düzlemlerinde basınç dağılımları ve akım çizgileri yalın ve kanallı tip türbin için uç hız $\lambda = 6.1$ durumu için incelenmiştir. Burada her düzlemde kanadın burulması nedeniyle düzlemdeki kanat kesitleri farklı konuma sahip olduğu dikkate alınmalıdır. Sonuçlar sırasıyla Şekil 3.42-Şekil 4.39 verilmiştir.

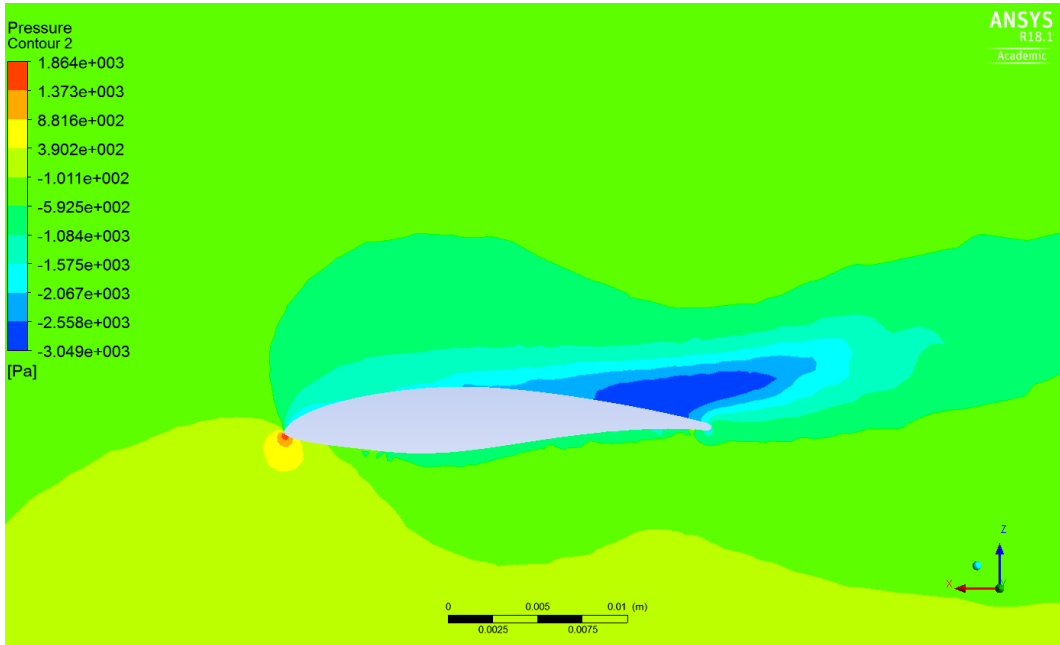


Şekil 4.31. Türbin kanadından alınan kesitler

Şekil 4.32.'de $r/R = 1$ düzleminde, yalın ve kanallı türbindeki kanat yüzeylerindeki basınç dağılımları verilmiştir.



(a)



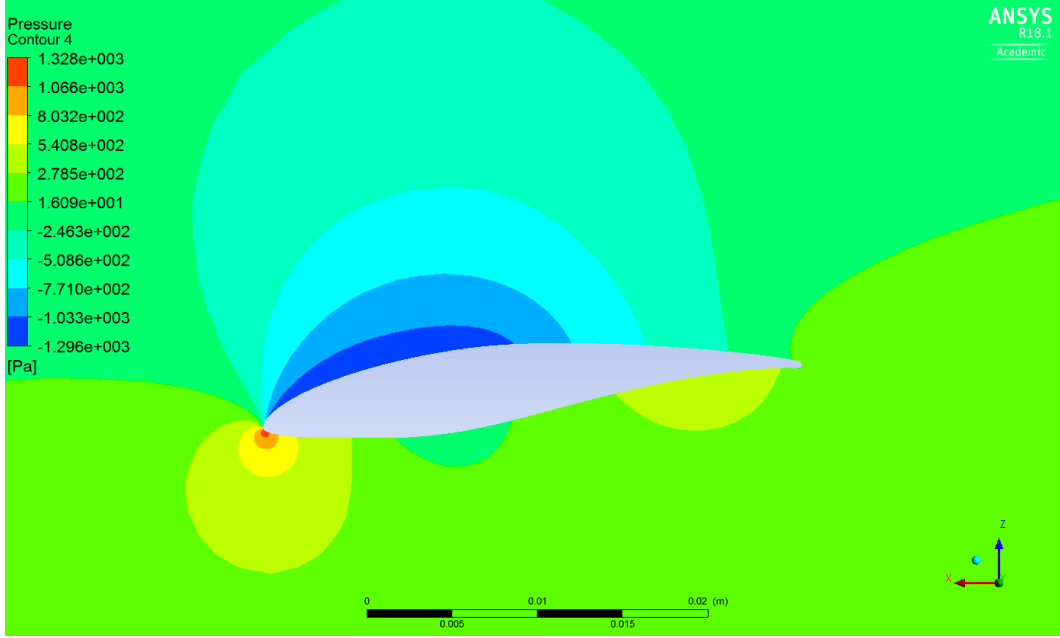
(b)

Şekil 4.32. Basınç dağılımları $r/R = 1$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin

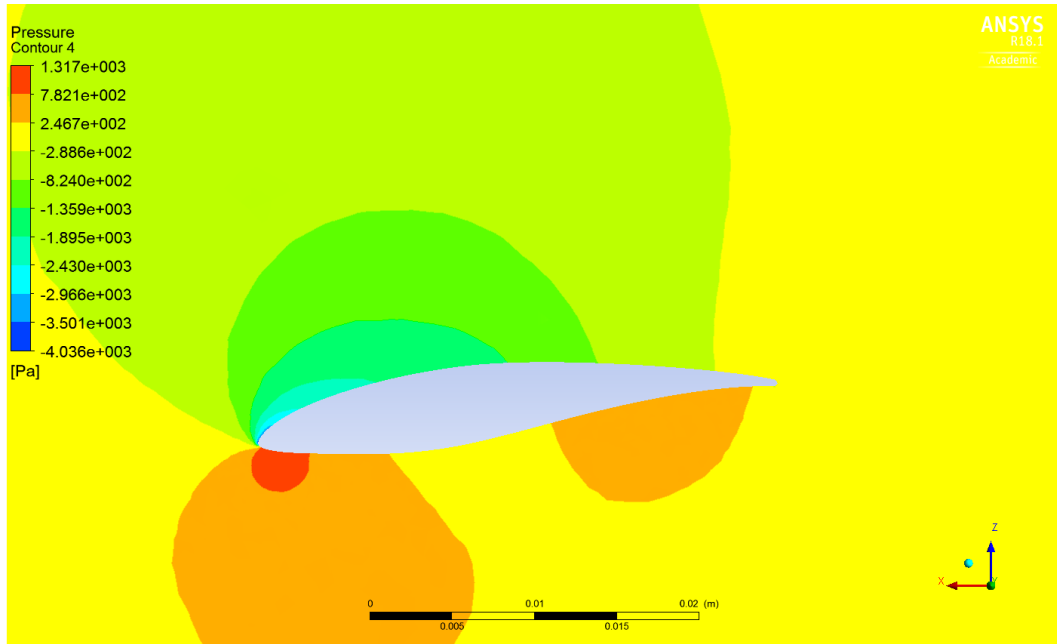
Şekil 4.32. incelendiğinde kanallı türbin kanadının üst yüzeyinde -2800 Pa ile -1500 Pa arasında değişen bir basınç bölgesi oluşmuş, yalın türbin kanadında ise -600 Pa ile -1500 Pa aralığında değişen basınç bölgesi oluşmuştur. Kanadın alt ve üst yüzey basınç farkları

incelendiğinde, kanallı türbindeki kanadın basınç farkının çok daha fazla olduğu görülmektedir.

Şekil 4.33., Şekil 4.34. ve Şekil 4.35.'de sırasıyla $r/R = 0.75$, $r/R = 0.5$ ve $r/R = 0.25$ düzlemlerinde kanat üzerindeki basınç dağılımları verilmiştir.



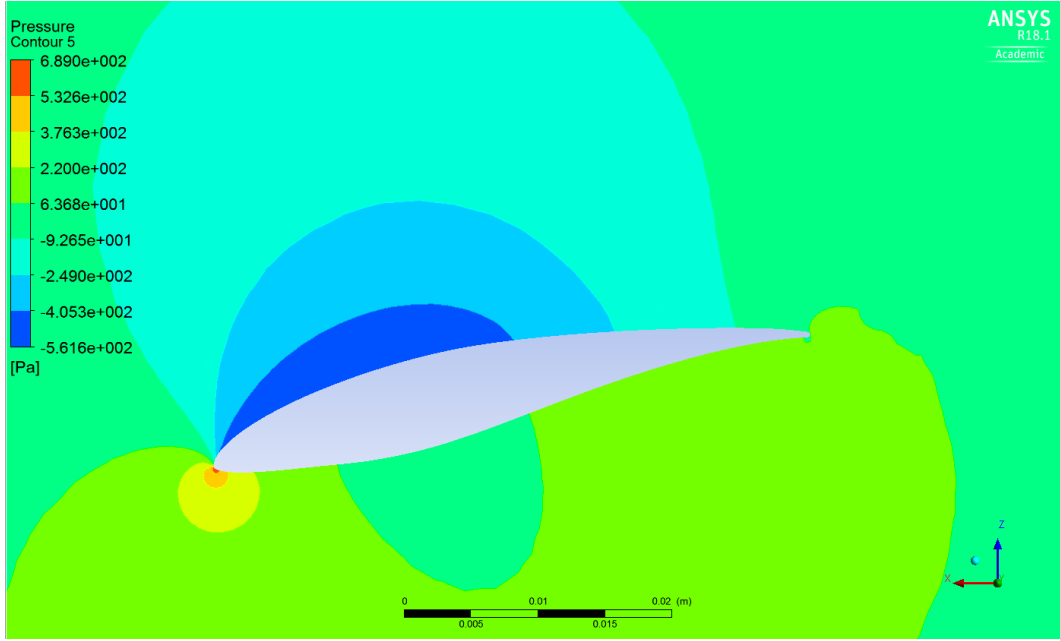
(a)



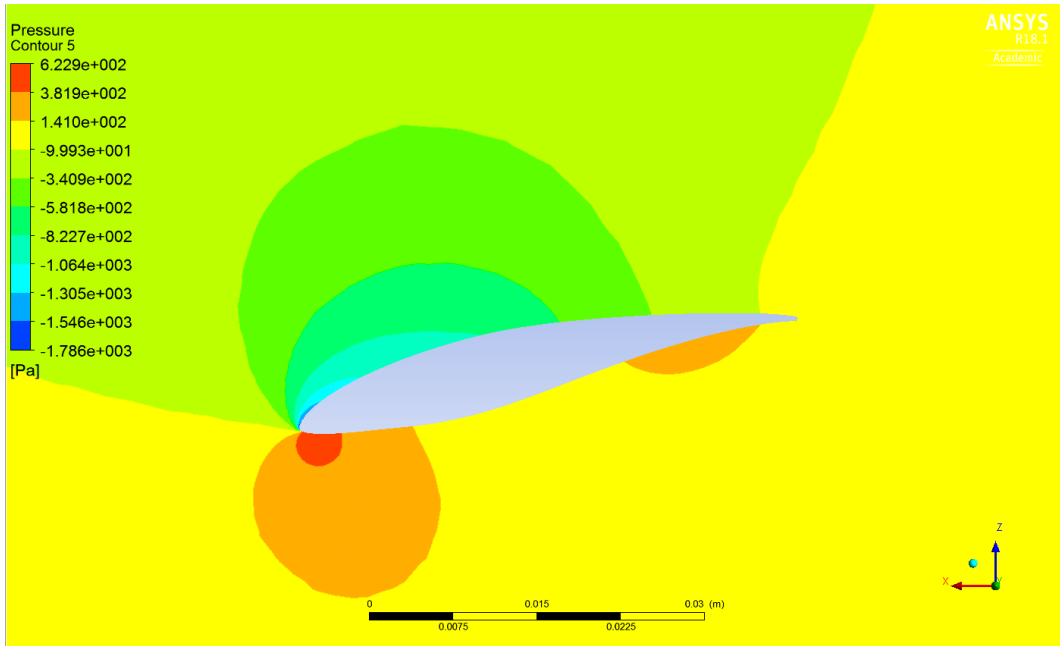
(b)

Şekil 4.33. Basınç dağılımları $r/R = 0.75$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin

$r/R = 0.75$ kesitinde de beklenildiği gibi kanallı türbin için, kanat üst kısmında yalın türbine göre çok daha fazla basınç düşümü olmuştur. Bununla birlikte kanat eksenine yaklaştıkça düşen göreceli hıza bağlı, basınç düşümü bir önceki kesite göre azalmıştır.

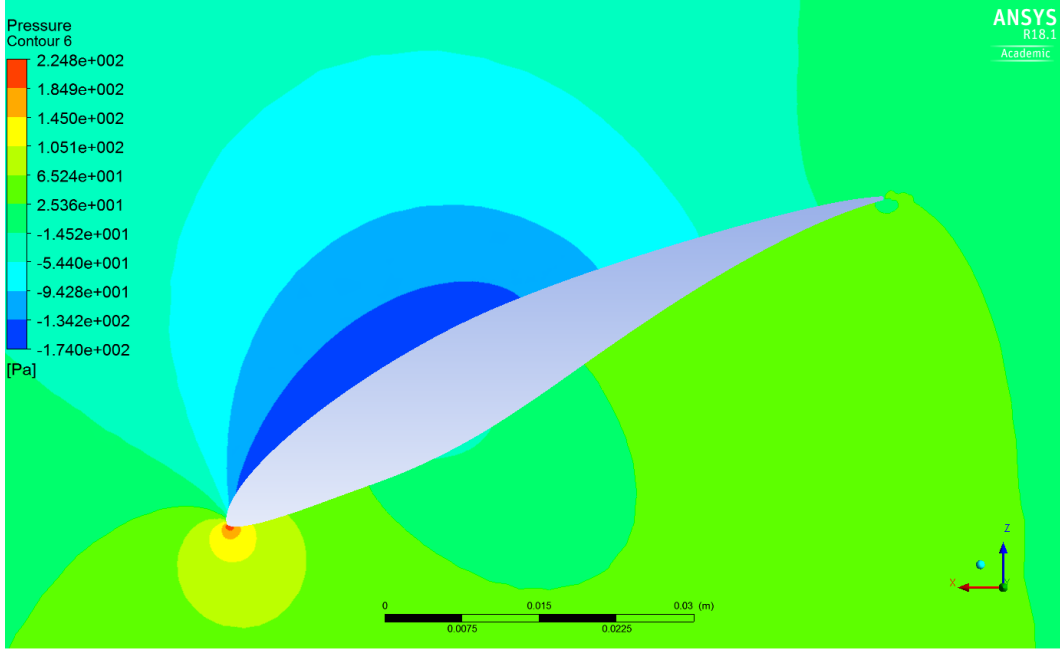


(a)

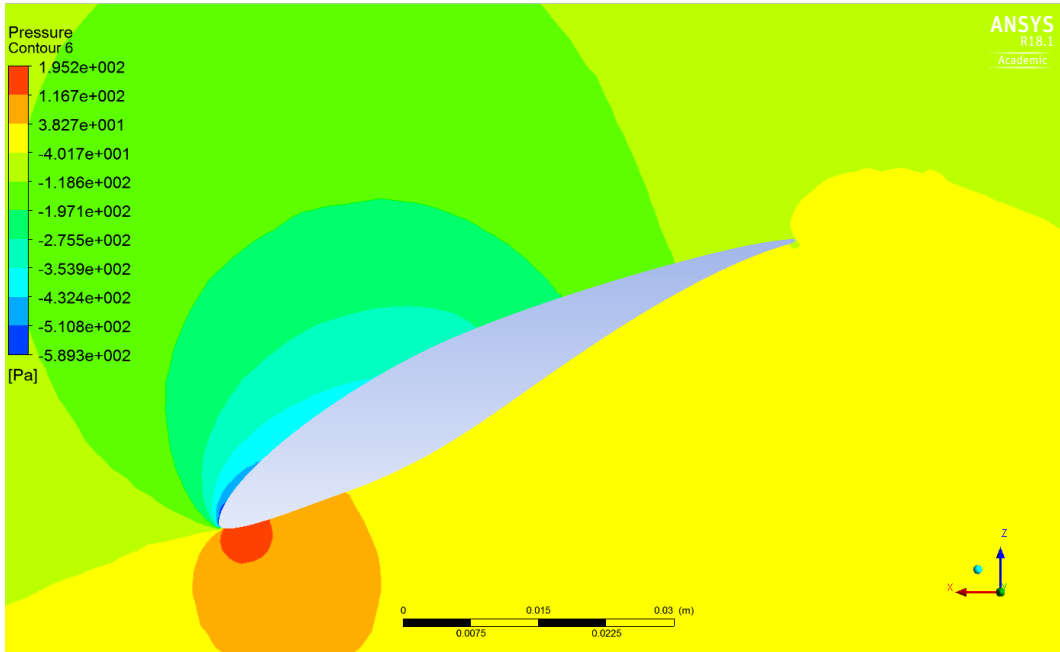


(b)

Şekil 4.34. Basınç dağılımları $r/R = 0.50$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin



(a)



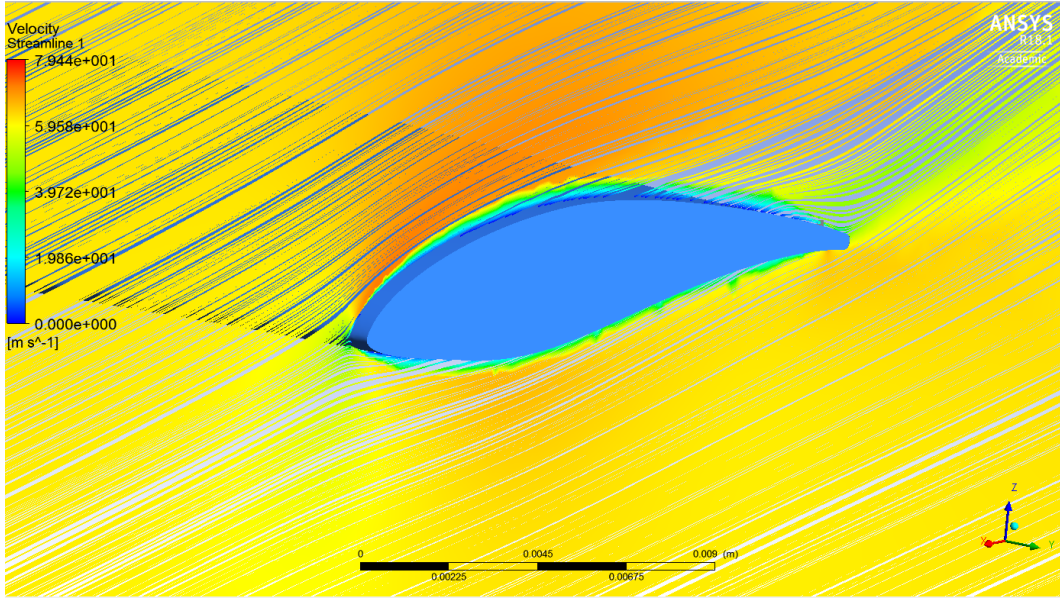
(b)

Şekil 4.35. Basınç dağılımları $r/R = 0.25$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin

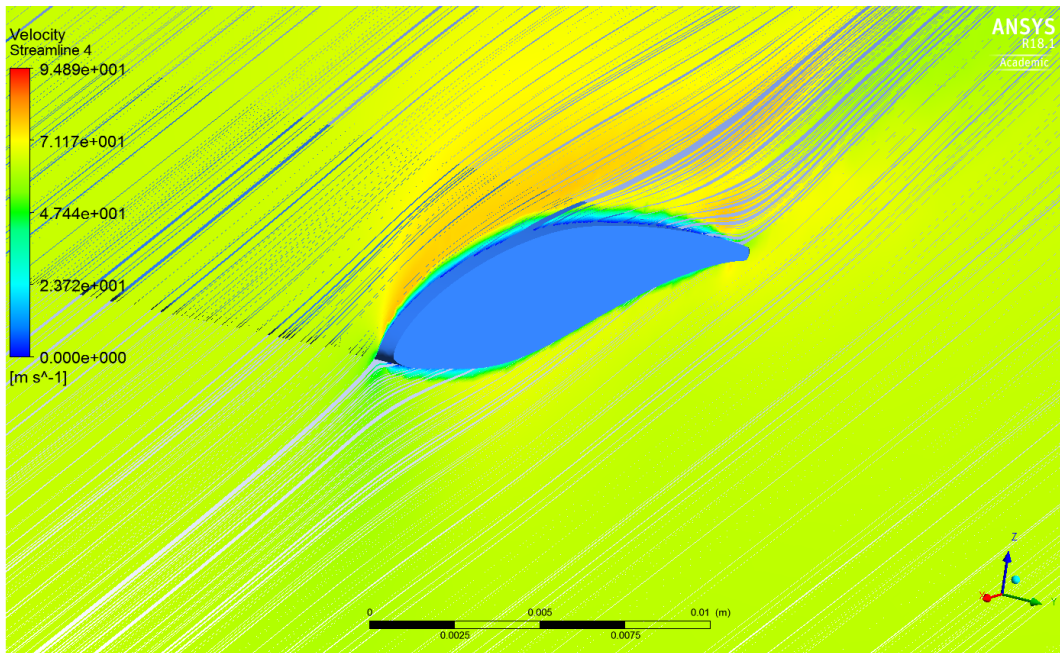
Kök kısmına en yakın kısımda da kanallı türbindeki kanat alt ve üst yüzeylerindeki basınç farkı, yalın türbin kanadına göre fazladır. Bu kesitte basınç düşümü beklenildiği gibi diğer kesitlerden daha azdır. Kanallı türbinde, kanat üst kısmındaki basınçlar -100 Pa ile -450 Pa arasındaki basınç değerlerine sahipken, yalın türbin kanadında, kanat üst yüzeyindeki basınç değerleri -10 Pa ile -170 Pa arasında değişmektedir.

Torkun fazla olmasına bağı olarak kanallı türbinden elde edilen güç miktarının fazla olması, kanat yüzeylerindeki basınç farkının kanallı türbinde daha fazla olmasındandır.

Şekil 4.36. ile Şekil 4.39. arasında yukarıda verilen kesitler için, kanatlar üzerindeki akım çizgileri gösterilmiştir.



(a)

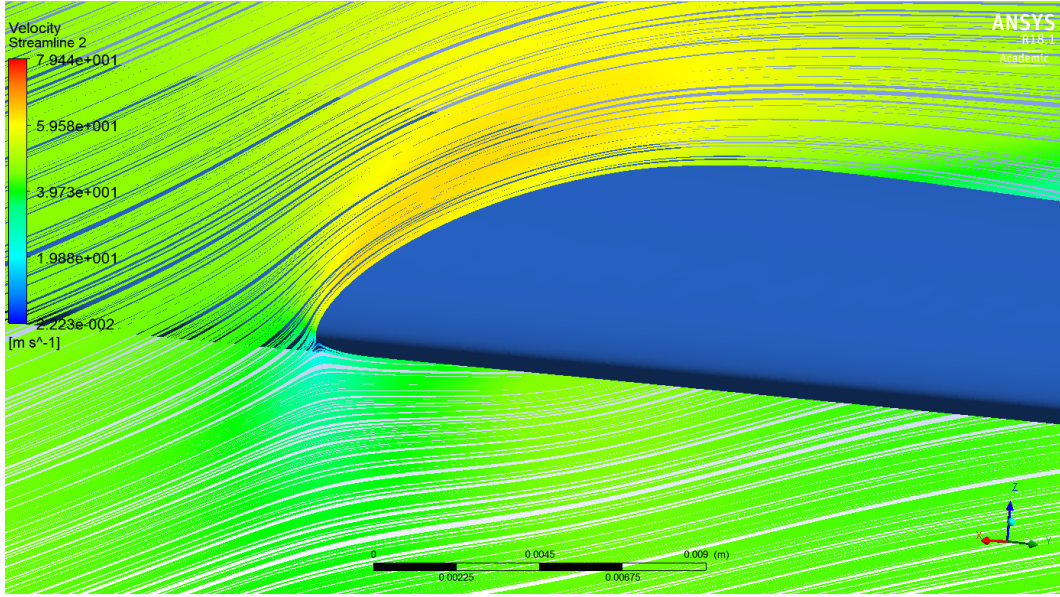


(b)

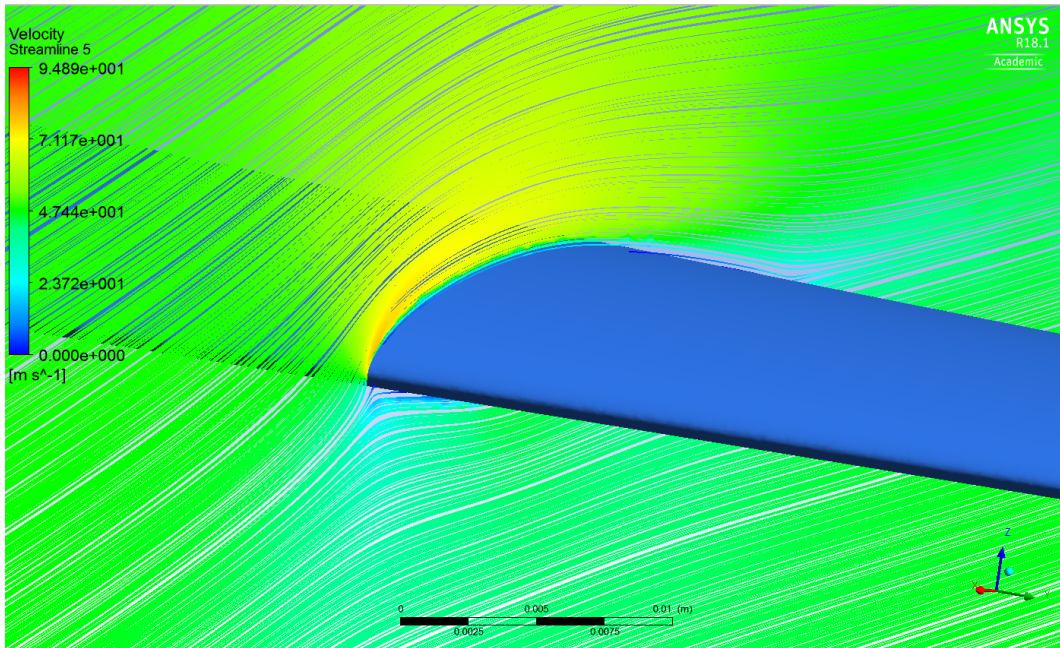
Şekil 4.36. Akım çizgileri $r/R = 1$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin

Her iki tip için de akış kanat yüzeyinden ayrılmadan kanat üzerinden geçmektedir. Kanallı tip türbinde kanalın içerisindeki akışın hızlanmasına bağı olarak kanat etrafındaki

akış hızı kanalsız duruma göre daha fazla olmaktadır. Yukarıda kanallı tip türbin kanadındaki basınç düşümünün, kanalsız türbine göre fazla olması buradaki akış hızlanmasına bağlı basınç düşümüyle ilişkilidir.

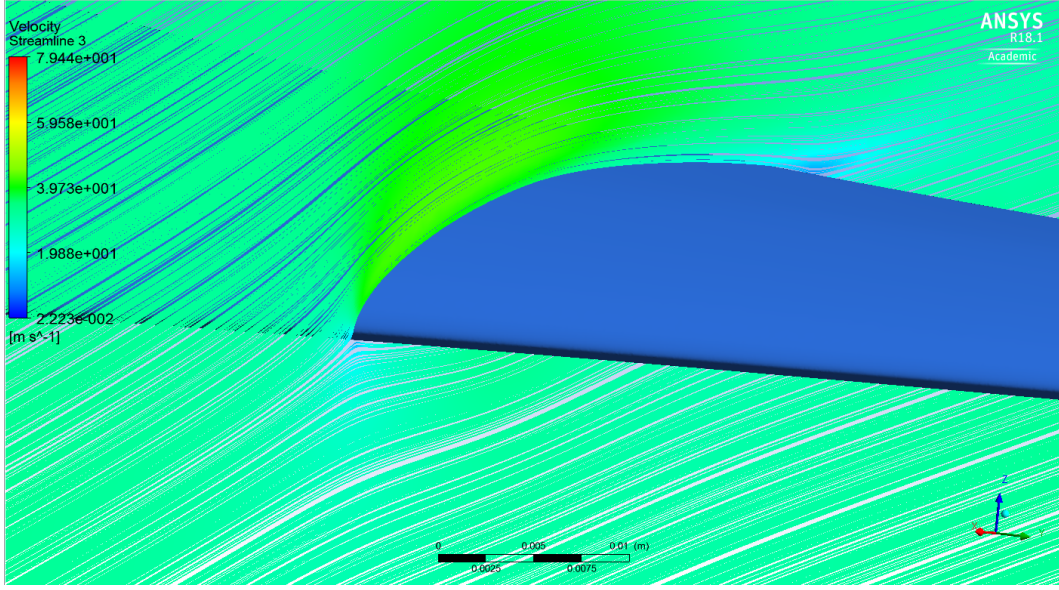


(a)

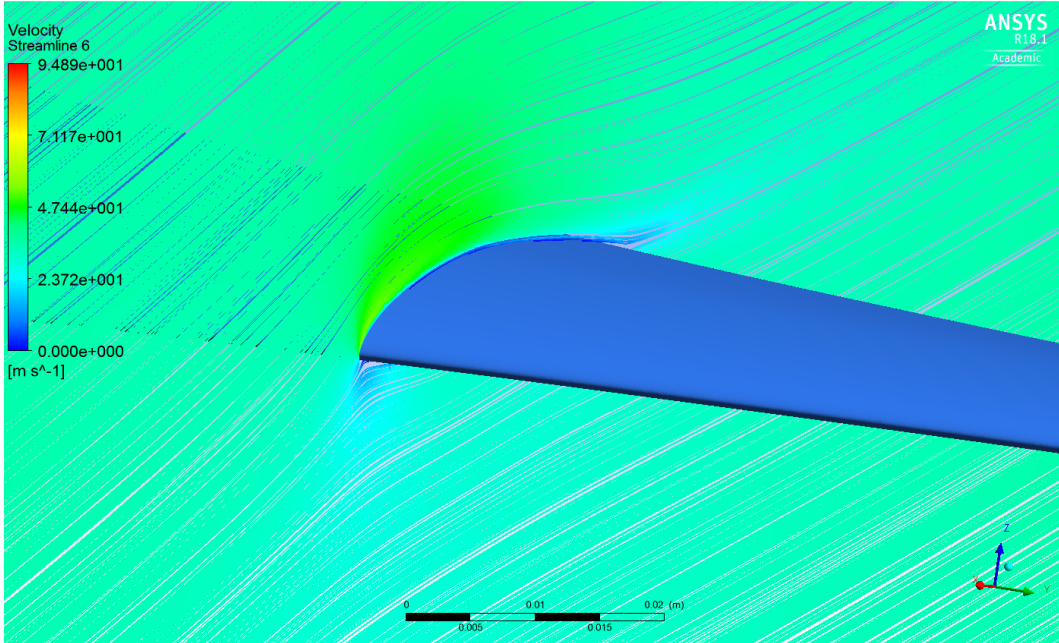


(b)

Şekil 4.37. Akım çizgileri $r/R = 0.75$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin

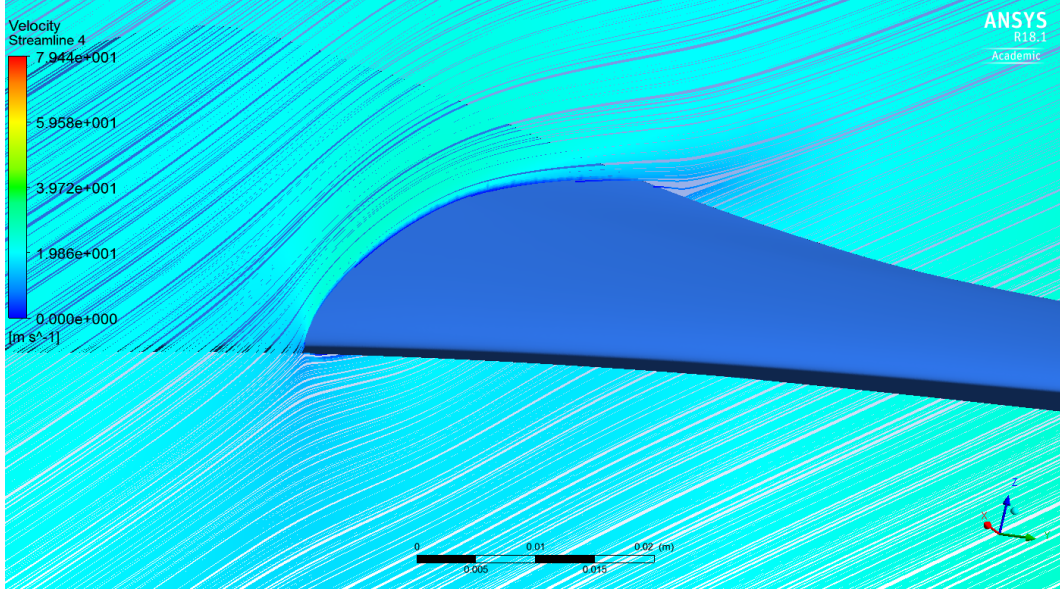


(a)

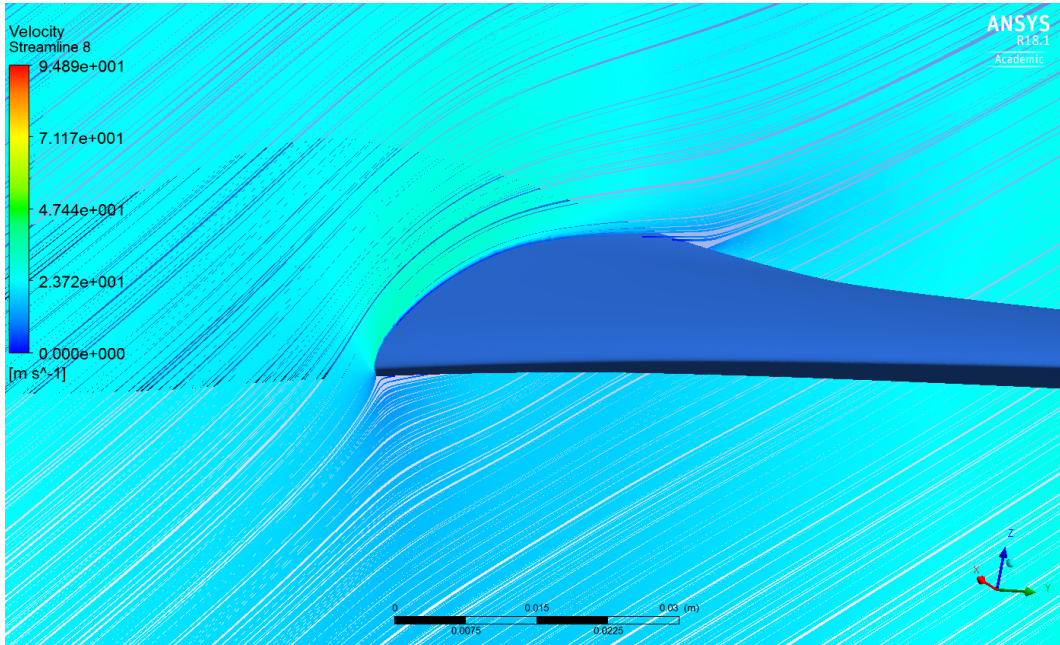


(b)

Şekil 4.38. Akım çizgileri $r/R = 0.5$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin



(a)



(b)

Şekil 4.39. Akım çizgileri $r/R = 0.25$, a) Yalın türbin, b) Kanallı türbin

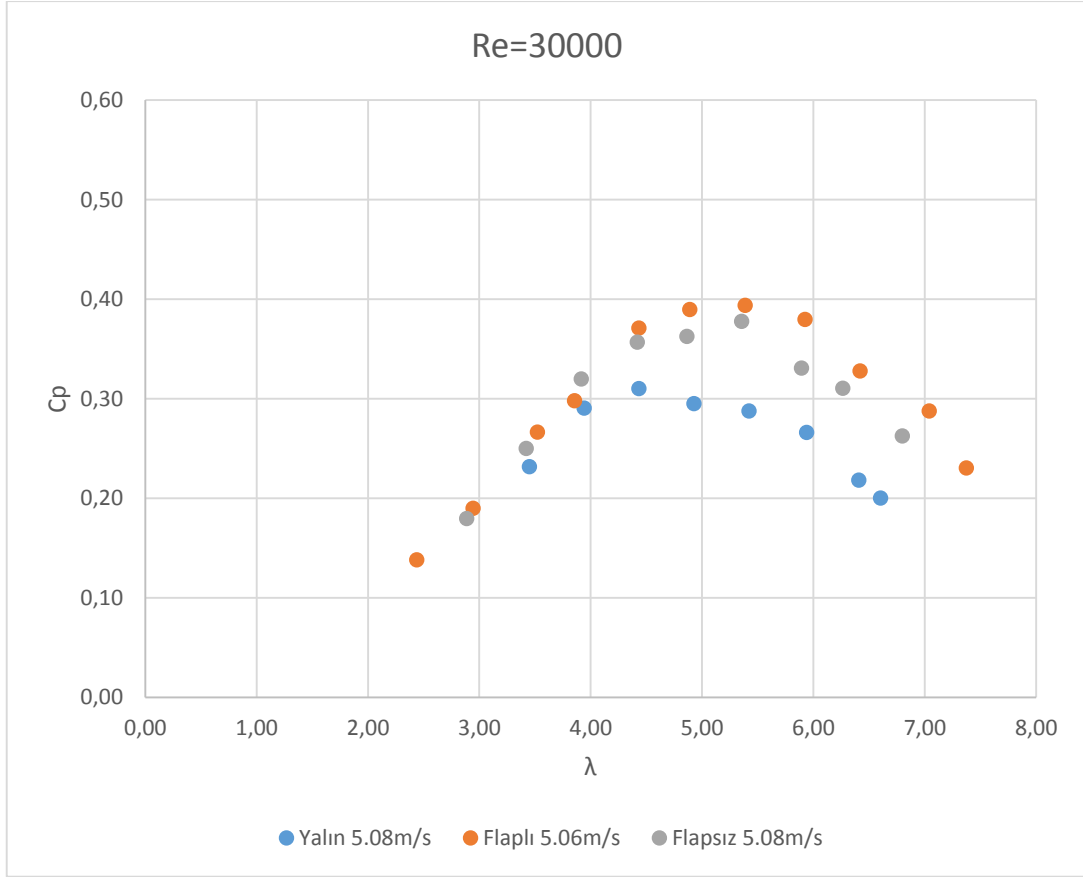
Tüm kesitlerde akış ayrılması olmadığı gözlemlenmiştir. $r/R = 0.25$ kesitinde göreceli hızın en düşük olmasına bağlı kanat etrafındaki akış hızı diğer kesitlere göre en düşüktür. Tüm kanallı türbin kesitlerinde, kanalsız türbine göre kanat etrafındaki akış hızlanması daha fazla olduğu görülmektedir.

4.4. Deneysel Çalışma Sonuçları

Bölüm 3.7’de bahsedilen deneysel çalışmada tasarım hızı olan 5 m/s ve 7 m/s değerlerinde testlerin yapılması hedeflense de tünel üzerindeki pitot tüpünden alınan

ortalama hız değerleri her bir test için farklı çıkmıştır. Yalın türbin testlerinde ortalama hız değeri, 5.075 m/s, 6.95 m/s, flaplı kanal testlerinde 5.057 m/s, 6.91 m/s, flapsız kanal testlerinde ise 5.084, 6.99 m/s olarak elde edilmiştir.

5 m/s rüzgar hızındaki testlerde C_p - λ eğrisi Şekil 4.40'daki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.40. 5 m/s hız değerindeki güç eğrileri

En yüksek güç katsayısı flaplı yapı için 5.39 uç hız oranı için 0.39 olarak elde edilmiştir. Flapsız yapıda maksimum güç katsayısı flaplı yapıdaki benzer uç hız oranında 0.37 olarak elde edilmiştir. Yalın türbinde ise güç katsayısı 4.4 lamda değerinde 0.31 olarak elde edilmiştir. Bu çalışmalarda rüzgar hızı flaplı kanal testlerinde 5.057 olarak flapsız ve yalın türbin testlerindeki hızlardan daha düşük seviyede gerçekleştirilmiştir. Her üç yapı için de tünel hız değerleri aynı olsaydı, flaplı yapının güç katsayısının mevcut durumdan daha fazla olması gerektiği görülmektedir. Tablo 4.4., Tablo 4.5. ve Tablo 4.6.'da sırasıyla flaplı kanal, flapsız kanal ve yalın türbin için türbin performans verileri ayrıntılı olarak verilmiştir.

Tablo 4.4. Flaplı kanal performans verileri (5.06 m/s)

	Devir(rpm)	Tork (Nm)	Güç(W)	Hız(m/s)	Rüzgar gücü (W)	C _p	λ
1	588,46	0,0223	1,37	5,06	9,94	0,138	2,44
2	710,57	0,0254	1,89	5,06	9,94	0,190	2,94
3	850,55	0,0297	2,65	5,06	9,94	0,267	3,52
4	930,79	0,0304	2,96	5,06	9,94	0,298	3,85
5	1070,53	0,0329	3,69	5,06	9,94	0,371	4,43
6	1180,47	0,0313	3,87	5,06	9,94	0,390	4,89
7	1300,65	0,0287	3,92	5,06	9,94	0,394	5,39
8	1430,59	0,0252	3,77	5,06	9,94	0,380	5,92
9	1550,45	0,0201	3,26	5,06	9,94	0,328	6,42
10	1700,25	0,0161	2,86	5,06	9,94	0,288	7,04
11	1780,43	0,0123	2,29	5,06	9,94	0,231	7,37

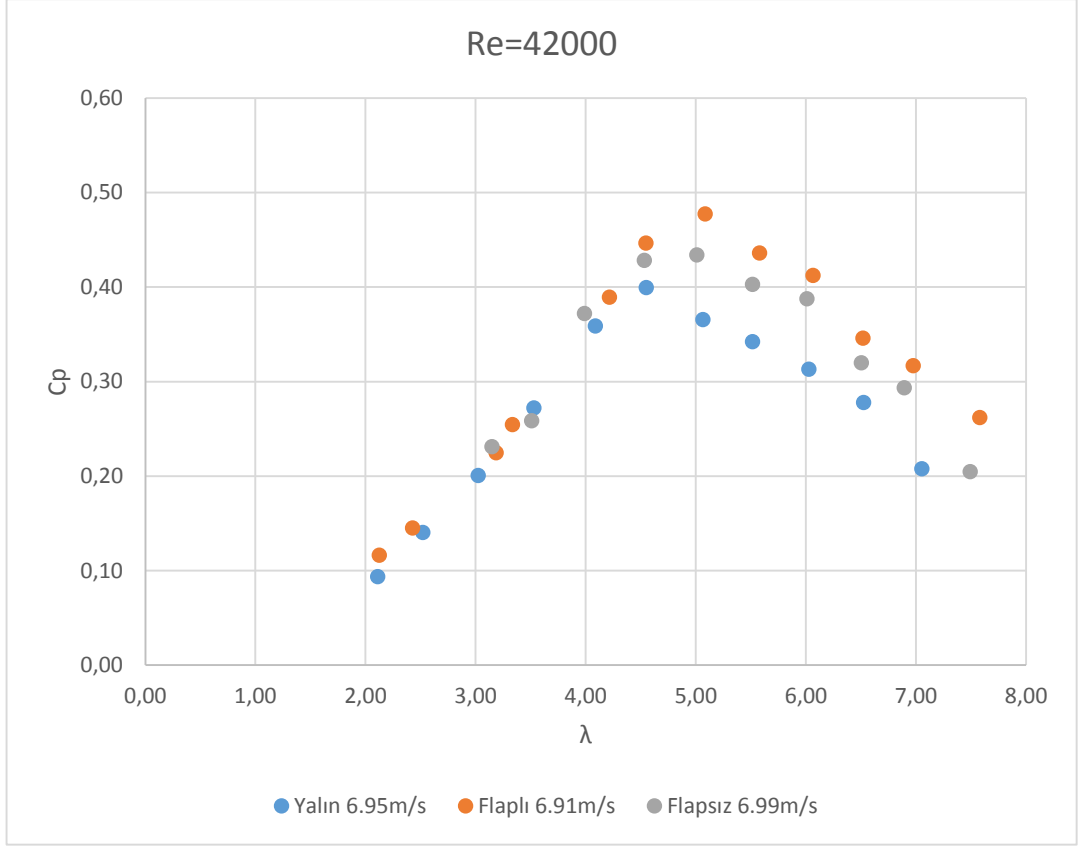
Tablo 4.5. Flapsız kanal performans verileri (5.084 m/s)

	Devir(rpm)	Tork (Nm)	Güç(W)	Hız(m/s)	Rüzgar gücü (W)	C _p	λ
1	700,73	0,0247	1,81	5,084	10,10	0,180	2,89
2	830,58	0,0290	2,52	5,084	10,10	0,250	3,42
3	950,45	0,0325	3,23	5,084	10,10	0,320	3,92
4	1072,63	0,0321	3,60	5,084	10,10	0,357	4,42
5	1180,51	0,0296	3,66	5,084	10,10	0,363	4,86
6	1300,12	0,0280	3,81	5,084	10,10	0,378	5,36
7	1430,35	0,0223	3,34	5,084	10,10	0,331	5,89
8	1520,39	0,0197	3,14	5,084	10,10	0,311	6,26
9	1650,18	0,0153	2,65	5,084	10,10	0,263	6,80

Tablo 4.6. Yalın türbin performans verileri (5.075 m/s)

	Devir(rpm)	Tork (Nm)	Güç(W)	Hız(m/s)	Rüzgar gücü (W)	C _p	λ
1	836,00	0,0266	2,33	5,075	10,04	0,23	3,45
2	955,00	0,0292	2,92	5,075	10,04	0,29	3,94
3	1074,00	0,0277	3,12	5,075	10,04	0,31	4,43
4	1194,00	0,0237	2,96	5,075	10,04	0,30	4,93
5	1314,00	0,0210	2,89	5,075	10,04	0,29	5,42
6	1439,00	0,0177	2,67	5,075	10,04	0,27	5,94
7	1552,63	0,0135	2,19	5,075	10,04	0,22	6,41
8	1600,00	0,0120	2,01	5,075	10,04	0,20	6,60

7 m/s rüzgar hızındaki testlerde C_p-λ eğrisi Şekil 4.41'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.41. 7 m/s hız değerindeki güç eğrileri

En yüksek güç katsayısı flaplı yapı için 5.08 uç hız oranında 0.48 olarak elde edilmiştir. Flapsız yapıdaki güç katsayısı 5 uç hız oranında 0.43 olarak elde edilmiştir. Yalın türbinde ise 4.5 lamda değerinde 0.39 olarak elde edilmiştir. Bu çalışmalarda da flaplı yapı testleri, flapsız yapı ve yalın türbin testlerinden daha düşük hız değerinde 6.91 m/s'de gerçekleştirilmiştir. 5 m/s testlerinde olduğu gibi, burada da tüm yapılar aynı hız değerinde test edilebilseydi flaplı yapının katkısı mevcut durumdan daha da fazla olacaktı.

Tablo 4.7. Flaplı Kanal Performans Verileri (6.91 m/s)

	Devir(rpm)	Tork (Nm)	Güç(W)	Hız(m/s)	Rüzgar gücü (W)	Cp	λ
1	700,59	0,0402	2,95	6,91	25,35	0,116	2,12
2	800,53	0,0439	3,68	6,91	25,35	0,145	2,43
3	1050,48	0,0518	5,69	6,91	25,35	0,225	3,18
4	1100,00	0,0560	6,45	6,91	25,35	0,254	3,33
5	1390,62	0,0678	9,87	6,91	25,35	0,389	4,21
6	1500,10	0,0720	11,32	6,91	25,35	0,446	4,55
7	1677,44	0,0689	12,11	6,91	25,35	0,477	5,08
8	1840,54	0,0574	11,06	6,91	25,35	0,436	5,58
9	2000,45	0,0499	10,45	6,91	25,35	0,412	6,06
10	2150,68	0,0389	8,77	6,91	25,35	0,346	6,52
11	2300,58	0,0333	8,03	6,91	25,35	0,317	6,97
12	2500,46	0,0254	6,64	6,91	25,35	0,262	7,58

Tablo 4.8. Flapsız Kanal Performans Verileri (6.99 m/s)

	Devir(rpm)	Tork (Nm)	Güç(W)	Hız(m/s)	Rüzgar gücü (W)	Cp	λ
1	1050,46	0,0551	6,06	6,99	26,24	0,231	3,15
2	1170,50	0,0553	6,78	6,99	26,24	0,259	3,51
3	1330,49	0,0701	9,77	6,99	26,24	0,372	3,99
4	1512,50	0,0710	11,24	6,99	26,24	0,428	4,53
5	1671,83	0,0650	11,39	6,99	26,24	0,434	5,01
6	1840,06	0,0549	10,58	6,99	26,24	0,403	5,51
7	2005,59	0,0484	10,17	6,99	26,24	0,388	6,01
8	2170,54	0,0369	8,39	6,99	26,24	0,320	6,50
9	2300,81	0,0320	7,70	6,99	26,24	0,293	6,89
10	2500,47	0,0205	5,38	6,99	26,24	0,205	7,49

Tablo 4.9. Yalın Türbin Performans Verileri (6.95 m/s)

	Devir(rpm)	Tork (Nm)	Güç(W)	Hız(m/s)	Rüzgar gücü (W)	Cp	λ
1	700,00	0,0329	2,41	6,95	25,80	0,093	2,11
2	836,00	0,0414	3,62	6,95	25,80	0,140	2,52
3	1003,00	0,0493	5,17	6,95	25,80	0,201	3,02
4	1170,60	0,0573	7,02	6,95	25,80	0,272	3,53
5	1356,00	0,0652	9,26	6,95	25,80	0,359	4,09
6	1510,00	0,0652	10,30	6,95	25,80	0,399	4,55
7	1680,00	0,0536	9,43	6,95	25,80	0,366	5,06
8	1830,00	0,0461	8,83	6,95	25,80	0,342	5,51
9	2000,00	0,0386	8,08	6,95	25,80	0,313	6,03
10	2165,00	0,0316	7,17	6,95	25,80	0,278	6,52
11	2340,00	0,0219	5,36	6,95	25,80	0,208	7,05

Çalışmada deneysel sonuçların doğru bir şekilde yorumlanabilmesi için örnek bir veri referans alınarak belirsizlik analizi yapılmıştır. Flaplı kanalın 6.91 m/s rüzgar hızındaki $\lambda = 5.08$ için tork ve devir sayıları referans alınarak C_p güç katsayısının belirsizlik hesabı Denklem 4.5 ile hesaplanmıştır. $\lambda = 5.08$ için, tork değeri, 0.0689, devir değeri ise 175.66 rad/sn'dir.

$$C_p = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AU_\infty^3} \quad (4.4)$$

$$w_{Cp} = \pm \left[\left(\frac{\partial C_p}{\partial T} w_T \right)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial \omega} w_\omega \right)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial U_\infty} w_{U_\infty} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Rüzgar hız ölçümünde kullanılan pitot tüpünün belirsizliği % 0.1'dir. Tork ve devir ölçümlerinin belirsizliği ise % 0.2'dir. Denklem 4.5 ile;

$$w_{Cp} = \pm [(6,9099 * 0,000138)^2 + (0,00271 * 0,3513)^2 + (0,2067 * 0,00691)^2]^{1/2} = \pm 0,00169 \quad (4.6)$$

Böylece güç katsayısı için belirsizlik yüzde şeklinde $(0,00169/0,48)*100 = \% 0,35$ olarak elde edilir.

Rüzgar tünelinin boyut kısıtı nedeniyle 40 cm çaplı bir türbin için tasarlanan kanal yapıda, türbin çapının küçük olmasından kaynaklı C_p değeri daha da üst seviyelere çıkamamıştır. Yalın türbinde blokaj etkisi çok az olmasına rağmen, kanal yapılı durumda ciddi bir blokaj oluşmaktadır. Bu durum kanalın gerçek etkisini göstermesine müsaade etmemektedir. Ayrıca, Reynolds sayısı türbin kanadı veter uzunluğu ve bağıl rüzgar hızı dikkate alındığında yaklaşık 5 m/s hız değeri için 30000, 7 m/s hız değeri için 42000 civarındadır. Çapın ve rüzgar hızının küçük olması Reynolds sayısının düşük olmasına bağlı olarak türbin verimini genel olarak düşürmüştür. 3D HAD çalışmalarındaki türbin için Reynolds sayısı 115000'idi. Flap yapının etkisi daha büyük çaplı türbinler için örneğin 1 m çapta ve de blokaj etkisinin daha az olduğu tünel testlerinde daha da fazla olacağı düşünülmektedir.

Performans testleri DC motorun ayarlı direnç ile yüklenmesi suretiyle gerçekleştirilmiştir. Kanal yapının türbinin dönmeye başladığı minimum hız değerine etkisini gözlemlemek amacıyla, motor çıkışlarının direnç ile bağlantısı çıkarılmış ve motor

yüksüz durumdayken rüzgar tünel hızı kademeli olarak artırılarak her üç yapı için türbinin enerji üretmeye başladığı minimum rüzgar hızının sırasıyla;

- i) Flaplı yapı için rüzgar hızı 3.38 m/s,
 - ii) Flapsız yapı için rüzgar hızı 3.68 m/s,
 - iii) Yalın türbinin için rüzgar hızı ise 4.15 m/s
- olarak elde edilmiştir.

Flaplı yapının türbinin dönmeye başladığı minimum rüzgar hızını ciddi oranda düşürdüğü görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada kanallı tipte türbin için kanal içerisindeki akışkanın hızını maksimum yapan kanal tasarım parametrelerinin optimum değerleri elde edilmiştir. Elde edilen bu parametre değerleri ile herhangi bir çaptaki türbin için kanal içerisindeki hızın maksimum olması sağlayan kanal geometrisinin oluşturulmasına imkan sağlanmıştır. Optimizasyon çalışmalarında 2D HAD analizleriyle birlikte Yanıt Yüzey Metodu birlikte kullanılmıştır. Kanal geometriyi oluşturan 5 parametre için optimizasyon metodunun önerdiği toplam 46 adet kanal geometrisi için türbinin disk modelle temsil edildiği 2D HAD analizleri yapılmış, bu 46 deney planı sonuçlarından, regresyon denklemi elde edilerek parametrelerin optimum değerlerine ulaşılmıştır. 2D HAD çalışmalarında tasarım hızı 5 m/s, tasarım itki kuvvet katsayısı ise 0.89 olarak kabul edilmiştir. 3D HAD analizleri literatürde deneysel çalışması yapılmış olunan 0.9 m çaplı NREL kanat profiline sahip türbinin, tasarlanan kanal içerisine yerleştirilmesiyle artan türbin performansını gözlemlemek amacıyla yapılmıştır. 3D HAD analizleri 10 m/s ($Re = 115000$) hız için gerçekleştirilmiştir. 2D ve 3D HAD analizlerinde $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar 0.4 m çaplı türbin için gerçekleştirilmiş, yalın türbin, flaplı türbin ve flapsız türbin olmak üzere üç farklı yapı için tasarım hızı olan 5 m/s ($Re = 30000$) ve 7 m/s ($Re = 42000$) için performans testleri yapılmıştır. Bu hız değerleri tüneldeki türbülansdan dolayı testler sırasında farklılık göstermiş, performans hesaplamaları ortalama hız değerinde yapılmıştır.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar;

Kanallı türbin optimizasyonunda Yüzey Yanıt Metodu uygulamasının gerçekçi sonuç verdiği,

Yalın türbin, flapsız kanal ve flaplı kanal dikkate alındığında flaplı kanalın serbest rüzgar hızını en fazla arttırdığı,

Flaplı kanal geometrik optimizasyon değerleri türbin çapı bağımsız değişken kabul edilerek yapılmış ve tasarım parametreleri $c_1/D = 1$ için, % 5 (x/c_1), % 2 (y/c_1), 10.2° (α), 0.4 (c_2/c_1), 75° (δ) olarak elde edildiği,

Gerekli türbin çapı belirlendikten sonra bu türbine özel maksimum performans verecek flaplı kanal optimum değerlerinin belirlenebildiği,

Flaplı kanal uygulamasıyla türbin bölgesinde serbest rüzgar hızının 1.2 kat, türbin verimini serbest rüzgar hızı referans alındığında verimin 1.11 değerine ve türbinin ürettiği enerjinin 2.58 kat yükseldiği,

Flaplı kanal uygulamasıyla rüzgar türbinlerinin enerji üretmeye başladığı minimum rüzgar hızının azaldığı,

Flaplı kanal uygulamasıyla rüzgar türbininden üretilen enerjinin 2.58 kat artırılmasının dışında istatistiksel olarak rüzgar hızının yeterli olmadığı bölgelerde flaplı kanal uygulamasıyla rüzgar hızının enerji üretebilecek seviyeye yükselterek bölgelerde rüzgardan enerji üretme imkanının sağlandığı,
Sonuçlarına ulaşılmıştır.

5.2. Öneriler

Gerçekleştirilen çalışmanın deneysel kısmında rüzgar tünelinin boyut kısıtı nedeniyle türbin çapının değeri 40 cm olacak şekilde testler gerçekleştirilmiştir. Yukarıdaki analizlerde seçilen türbin çapı 0.9 m, Reynolds sayısı 115000 olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmada ise türbin çapı 0.4 m, Reynolds sayısı 30000 ve 42000 olarak seçilmiştir. Modeldeki türbin veriminin modelle gerçek arasındaki skala farkı nedeniyle düşük olduğu, Reynolds sayısı da dikkate alındığında model veriminin prototip veriminden daha düşük olması beklenmelidir. Deneysel çalışmada yalın türbin, flapsız ve flaplı kanallı türbinler için blokaj oranları sırasıyla % 5, % 13, % 29 olarak oluşmaktadır. Dolayısıyla deneysel datalarda etkin bir blokaj etkisi olduğu söylenebilir. Deneysel çalışmanın daha uygun bir rüzgar tüneline yapılması ve deneysel dataların yeniden değerlendirilmesi gerekir. Bunun için ODTÜ Havacılık Mühendisliği Bölümünde yapımı devam etmekte olan 3 m x 7 m kesitli rüzgar kanalında deneysel çalışmanın yapılmasının uygun olacağı değerlendirilmektedir.

Deneylein gerçekleştirildiği tünel, açık jet tipinde yani havayı dış ortama üfleyen tiptedir. Tünel çıkışının ortama açık olması, dış ortamdaki akış özelliklerinden etkilenebileceği için kapalı çevrim rüzgar tünellerinde testlerin yapılması daha kesin sonuçların alınmasını sağlayacaktır.

Çalışmada tek bir kanal yapı için performans testleri yapılmıştır. Belirli bir alana birden fazla kanallı türbin kurulması halinde kanallı yapıların birbirlerine etkisini inceleyen bir çalışma gerçekleştirilebilir.

Kanal yapı içerisindeki türbinin, katılık oranı, burulma açısı gibi kanat tasarım parametrelerinin kanal yapıya etkisi incelenebilir.

Rüzgar geliş yönünün türbin performansına etkisi incelenebilir.

Rüzgar ortamında gerçekleştirilmiş testler hidrokinetik enerji türbinleri olarak su ortamında da yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. “Elektrik,” Enerji.gov.tr. <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Elektrik> (Eriřim: Aralık, 1, 2019).
- [2] Türkiye Rüzgar Enerjisi Birliği. “Türkiye Rüzgar Enerjisi İstatistik Raporu,” Tureb.com. <https://www.tureb.com.tr/yayinlar/turkiye-ruzgar-enerjisi-istatistik-raporu-ocak-2020> (Eriřim: Mayıs, 1, 2020).
- [3] BP. “Electricity,” BP.com. <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/electricity.html> (Accessed: Dec, 1, 2019).
- [4] U.S. Energy Information Administration. “U.S. Energy Facts,” Eia.gov. <https://www.eia.gov/energyexplained/us-energy-facts/> (Accessed: Dec, 1, 2019).
- [5] Eurostat. “Electricity Generation Statistics,” Ec.europa.eu. <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/pdfscache/9990.pdf> (Accessed: Dec, 1, 2019).
- [6] Wind Energy International. “Global Wind Installations,” Library.wwindea.org. <https://library.wwindea.org/global-statistics> (Accessed: May, 1, 2020).
- [7] Y. Ohya, T. Karasudani, A. Sakurai, K. ichi Abe, and M. Inoue, “Development of a shrouded wind turbine with a flanged concentrator,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 96(5), pp. 524-539, 2008.
- [8] F. A. Van Dorst, “An improvement rotor design for a diffuser augmented wind turbine,” M.S. thesis, Faculty of Aerospace Engineering, Delft University of Technology, Delft, Netherlands, 2011.
- [9] M. R. Shives, “Hydrodynamic modeling, optimization and performance assessment for ducted and non-ducted tidal turbines,” M.S. thesis, Dept. Mech. Eng., Carleton University, Ottawa, Canada, 2008.

- [10] K. Abe, Y. Ohya, "An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 92, pp. 315-330, 2004.
- [11] G. Lilley and W. Rainbird, "A preliminary report on the design and performance of ducted windmills," College of Aeronautics Craneld, Tech. Rep., 1956.
- [12] K. Foreman, B. Gilbert and R. Oman, "Diffuser augmentation of wind turbines," *Solar Energy*, vol. 20, no. 4, pp. 305-311, 1978.
- [13] R. Oman, K. Foreman and B. Gilbert, "A progress report on the diffuser augmented wind turbine," in Proc. 3rd Biennial Conference and Workshop on Wind Energy Conversion Systems, Washington, DC, USA, 1975, pp. 819-826.
- [14] K. Foreman, B. Gilbert and R. Oman, "Diffuser augmentation of wind turbines," Grumman Aerospace Corp., Bethpage, NY(USA), Research Dept., Tech. Rep., 1976.
- [15] O. Igra, "Compact shrouds for wind turbines," *Energy Conversion*, vol. 16, no. 4, pp. 149-157, 1977.
- [16] O. Igra, "Shrouds for Aerogeneretaors," *AIAA Journal*, vol. 14, no. 10, pp. 1481-1483, 1976.
- [17] D. Phillips, R. Flay, T. Nash, "Aerodynamic analysis and monitoring of the vortec 7 diffuser augmented wind turbine," Transactions of the Institution of Professional Engineers New Zealand: Electrical/Mechanical/Chemical Engineering Section, vol. 26, no. 1, pp. 13, 1999.
- [18] K. Abe, M. Nishida, A. Sakurai, Y. Ohya, H. Kihara, E. Wada, K. Sato, "Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 93, pp. 951-970, 2005.
- [19] M. Kardous, R. Chaker, F. Aloui, S. Ben Nasrallah, "On the dependence of an empty flanged diffuser performance on flange height: Numerical simulations and PIV visualizations," *Renewable Energy*, vol. 56, pp. 123-128, 2013.

- [20] R. A. Kishore, T. Coudron and S. Priya, "Small-scale wind energy portable turbine (SWEPT)," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 116, pp. 21-31, 2013.
- [21] T. Matsushima, S. Takagi, and S. Muroyama, "Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a concentrator," *Renew. Energy*, vol. 31(9), pp. 1343-1354, 2006.
- [22] S. A. H. Jafari, B. Kosasih, "Flow analysis of shrouded small wind turbine with a simple frustum diffuser with computational fluid dynamics simulations," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 125, pp. 102-110, 2014.
- [23] B. Kosasih, A. Tondelli, "Experimental study of shrouded micro-wind turbine," *Procedia Engineering*, vol. 49, pp. 92-98, 2012.
- [24] T. Y. Chen, Y. T. Liao, C. C. Cheng, "development of small wind turbines for vehicles: effect of flanged diffusers on rotor performance," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 42, pp. 136-142, 2012.
- [25] T. Hoopen, "An experimental and computational investigation of a diffuser augmented wind turbine," M.S. thesis, Faculty of Aerospace Engineering, Delft University of Technology, Delft, Netherlands, 2009.
- [26] N. W. Cresswell, G. L. Ingram and R. G. Dominy, "The impact of concentrator augmentation on a tidal stream turbine," *Ocean Eng.*, vol. 108, pp. 155-163, 2015.
- [27] S. Yılmaz, D. Erdem, M. S. Kavsaoglu, "Performance of a ducted propeller designed for uav applications at zero angle of attack flight: An experimental study," *Aerospace Science and Technology*, vol. 45, pp. 376-386, 2015.
- [28] M. O. L. Hansen, N. N. Sørensen, and R. G. J. Flay, "Effect of placing a concentrator around a wind turbine," *Wind Energy*, vol. 3, pp. 207-213, 2000.
- [29] V. V. Dighe, F. Avallone and G. J. W., Van Bussel, "Computational study of diffuser augmented wind turbine using actuator disc force method," *Int. J. Comp. Meth. And Exp. Meas.*, vol. 4, no. 4, pp. 522-531, 2016.

- [30] V. V. Dighe, F. Avallone, J. Tang, and G. J. W., Van Bussel, “Effects of gurney flaps on the performance of concentrator augmented wind turbine,” in 35th Wind Energy Symposium, Texas, 2017.
- [31] V. V. Dighe, G. D. Oliveria, F. Avallone, G. J. W. Van Bussel, “On the effects of the shape of the duct for ducted wind turbines,” Wind Energy Symposium, Kissimmee, Florida, 2018.
- [32] W. M. J. Batten, M. E. Harrison and A. S. Bahaj, “Accuracy of the actuator disc-RANS approach for predicting the performance and wake of tidal turbines,” *Philos. Trans. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 371, no. 1985, pp. 20120293–20120293, Jan. 2013
- [33] C. Belloni, Hydrodynamics of ducted and open-centre tidal turbines,” Doctor of Philosophy, Balliol College, University of Oxford, Oxford, United Kingdom, 2013.
- [34] G. J. V. Bussel, “The science of making more torque from wind: Concentrator experiments and theory revisited,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 75, 2007.
- [35] P. M. Jamieson, “Beating Betz: Energy extraction limits in a constrained flow field,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 131, no. 3, pp. 31008, 2009.
- [36] C. J. Lawn, “Optimization of the power output from ducted turbines,” *Journal of Power and Energy*, vol. 217, pp. 107-117, 2003.
- [37] M. J. Werle, W. M. Presz, “Ducted wind/water turbines and propellers revisited,” *Journal of Propulsion and Power*, vol. 24, no. 5, pp. 1146-1156, 2008.
- [38] D. A. T. Vaz, A. L. Amarante Mesquita, J. R. Pinheiro Vaz, C. J. Cavalcante Blanco, and J. T. Pinho, “An extension of the blade element momentum method applied to concentrator augmented wind turbines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 87, pp. 1116–1123, 2014.
- [39] R. Venters, B. T. Helenbrook, K. D. Visser, “Ducted wind turbine optimization,” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 140, pp. 011005–011005–8, 2017

- [40] U. Göltzenbott, Y. Ohya, S. Yoshida, P. Jamieson, “Aerodynamic interaction of diffuser augmented wind turbines in multi-rotor systems,” *Renewable Energy*, vol. 112, pp. 25-34, 2017.
- [41] J.F. Manwell, J. G. Mcgowan, A. L. Rogers, “Wind Energy Explained Theory, Design and Application, 2nd Edition, Wiley, U.K, 2009, sec. 3, pp. 91-132.
- [42] J. A. Karlsen, “Performance calculations for a model turbine,” M.S. thesis, Dept. Mech. Eng., Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2009.
- [43] P.A. Krogstad, J.A. Lund, “An experimental and numerical study of the performance of a model turbine,” *Wind Energy*, vol.15, pp. 443-457, 2012.
- [44] M. S. Adaramola, P.A. Krogstad, “Experimental investigation of the wake effects on wind turbine performance,” *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 2078-2086, 2011.
- [45] E. Anık, A. Abdulrahim, Y. Ostovan, B. Mercan, B. Mercan, O. Uzol, “Active control of the tip vortex: an experimental investigation on the performance characteristics of a model turbine,” *Journal of Physics Conference Series*, vol. 524, no.1, 2014.
- [46] P. Giguère and M. S. Selig, “New airfoils for small horizontal axis wind turbines,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 120, no. 2, pp. 108, 1998.
- [47] B. L. Gilbert, K.M. Foreman, “Experiments with a diffuser-augmented model wind turbine,” *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 105(1), pp. 46 – 53, 1983.
- [48] R. H. Myers, D. C. Montgomery, C. M. Anderson, “Response Surface Methodology,” 4th edition, Wiley, U.K, 2016.
- [49] B. Şenoğlu, Ş. Acıtaş, “İstatiksel Deney Tasarımı,” 3. basım, Nobel Yayınevi, 2014
- [50] B. Şimşek, Y. T. İç, and E. H. Şimşek, “A RSM-Based multi-response optimization application for determining optimal mix proportions of standard ready-mixed concrete,” *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 41, no. 4, pp. 1435–1450, 2016.

- [51] B. Huang, T. Kenemoto, “Multi-objective numerical optimization of the front blade pitch angle distribution in a counter-rotating type horizontal-axis tidal turbine,” *Renewable Energy*, vol. 81, pp. 837-844, 2015.
- [52] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, “An introduction to Computational Fluid Dynamics,” 2nd edition, Pearson, UK, 2007.
- [53] N.W. Cresswell, “The generation potential of concentrator augmented tidal stream turbines,” PhD Thesis, Durham University, Durham, United Kingdom, 2014.
- [54] C. Shonhiwa, G. Makaka, “Concentrator augmented wind turbines: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 59, pp. 1415-1418, 2016.
- [55] D. J. Mavriplis, “Handbook of Computational Fluid Mechanics,” Academic Press, 1996, sec. 7, pp. 417-459.
- [56] Airfoil Tools. “SG6043-Selig/Giguere wind turbine airfoil,” airfoiltools.com. <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=sg6043-il> (Accessed: Dec, 1, 2019).
- [57] Minitab Support. “Interpret the key results for fit regression model,” [minitab.com](https://support.minitab.com). <https://support.minitab.com> (Accessed: Dec, 1, 2019).