T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RÜZGÂR-ELEKTRİK HİBRİT KONSEPTİNDE GELİŞTİRİLEN BİR TEKNE İÇİN YATAY EKSENLİ SU TÜRBİNİ TASARIMI

MUSTAFA ALVAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. SERKAN EKİNCİ

İSTANBUL, 2016

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RÜZGÂR-ELEKTRİK HİBRİT KONSEPTİNDE GELİŞTİRİLEN BİR TEKNE İÇİN YATAY EKSENLİ SU TÜRBİNİ TASARIMI

Mustafa ALVAR tarafından hazırlanan tez çalışması 18.07.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı Ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Serkan EKİNCİ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Serkan EKİNCİ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şakir BAL

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Muhsin AYDIN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda yardımlarını hiç eksik etmeyen Milper Pervane Teknnolojileri A.Ş.'deki mesai arkadaşlarım Alaz Talay, Sinan Topçu, Metin Sarıkaya, Burak Şamşul, Ömer Eryiğit ve Genel Müdürüm Sena Nomak'a, yüksek lisans ve tez çalışmam sırasında yönlendiren, destek olan ve motivasyonumun düşmesine hiç izin vermeyen tez danışmanım Doç.Dr. Serkan Ekinci'ye, yıllar sonra yüksek lisans yapmam için beni destekleyen ve sabırla bitmesini bekleyen sevgili eşime ve kızıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz, 2016

Mustafa ALVAR

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

ÇİZELGE LİSTESİ xiv

ÖZET xviii

ABSTRACT xviii

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.1.1 Yenilenebilir Enerji 1
1.1.2 Sualtı Akıntı Türbinlerinde Hidrodinamik Tasarım, Analiz, Mekanik Tasarım ve Kontrol Stratejileri İle İlgili Çalışmalar 8
1.2 Tezin Amacı 12
1.3 Hipotez(/Orjinal Katkı) 14
1.3.1 Türbin Tasarım Gereksinimleri 14
1.4 Tez Planı 16

BÖLÜM 2

HESAPLAMA YÖNTEMLERİ 19

2.1 Su Akıntısındaki Güç 19
2.2 Momentum Kanat Elemanı Teorisi (MBEM) 19
2.3 Momentumun Korunumu 20
2.4 Kanat Elemanı Teorisi 23
2.5 Kanat Tasarım Prosedürü 32
2.5.1 1.Aşama: Türbin çapının belirlenmesi 32
2.5.2 2.Aşama: Kanat sayısı ve kanat uç hız oranının belirlenmesi 32
2.5.3 3.Aşama: Profil kesitinin belirlenmesi 33

2.5.4 4.Aşama: Kanat elemanı sayısının belirlenmesi 33
2.5.5 5.Aşama: Kanat kesit hatvelerinin (β) ve kiriş boylarının (c) belirlenmesi 33
2.5.6 6.Aşama: Türbin performansının belirlenmesi ve tasarımın revize edilmesi 34
2.6 Schmitz Yöntemi ve Faydalanılan Kodlar 34

BÖLÜM 3

TÜRBİN GENEL ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ 37

3.1 Kanat Kesit Profilinin Belirlenmesi 37
3.2 Kanat Uç Hız Oranın (TSR) Belirlenmesi 44
3.3 Türbin Çapının Belirlenmesi 47

BÖLÜM 4

DETAY TASARIM 54

4.1 Türbin Kanat Geometrisinin Optimizasyonu 54

BÖLÜM 5

MEKANİK TASARIM 61

5.1 Sistem Geometrisi ve Mekanik Tasarım 61
5.1.1 Göbek (Hub) Tasarımı 61
5.1.2 POD Tasarımı 65
5.1.3 Türbin Sistemi Mekanik Tasarım Bileşenleri 68
5.1.3.1 Alternatör 69
5.1.3.2 Alternatör Bağlantı Ayağı 69
5.1.3.3 Döner Bosa Kilitleme Somunu 69
5.1.3.4 Döner Bosa 69
5.1.3.5 Kaplin 69
5.1.3.6 Alternatör Döşeği 70
5.1.3.7 Dikey Mil 70
5.1.3.8 Tekne Sabitleme Cıvatası 70
5.1.3.9 Dikey Hareket Stoperi 70
5.1.3.10 Sabit Bosa Flenci 70
5.1.3.11 Döner Bosa Üst Yatağı 70
5.1.3.12 Tekne Döşeği 71
5.1.3.13 Döner Bosa İkincil Sızdırmazlık Keçesi 71
5.1.3.14 Döner Bosa Alt Yatağı 71
5.1.3.15 Sabit Bosa 71
5.1.3.16 Döner Bosa Birincil Sızdırmazlık Bileşeni 71
5.1.3.17 Döner Bosa Flenç 72
5.1.3.18 Dikey Mil Üst Yatağı Sabitleme Parçası 72
5.1.3.19 Dikey Mil Üst Yatağı 72
5.1.3.20 Pod 72
5.1.3.21 Dikey ve Yatay Mil Dişlisi 73

5.1.3.22 Yatay Mil Ön Yatağı 73
5.1.3.23 Pod ve Göbek Tutyası 73
5.1.3.24 Göbek 73
5.1.3.25 Yatay Mil 73
5.1.3.26 Yatay Mil Arka Yatağı 74
5.1.3.27 Yağ Tapası 74
5.1.3.28 Yatay Mil Sızdırmazlık Bileşeni 74
5.1.3.29 Türbin Kanadı 74
5.2 Sistemin Tekne Üzerindeki Konumunun Belirlenmesi 75

BÖLÜM 6

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ HESAPLAMALARI 77

6.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizi 77
6.2 Hesaplama Geometrisi ve Akış Hacminin Oluşturulması 78
6.3 Çözüm Ağı Yapısının Oluşturulması 80
6.4 Ağ Yapısı Kalite Kriterleri 83
6.5 Sınır Koşullarının Belirlenmesi 89
6.6 Sonuçların Değerlendirilmesi 93

BÖLÜM 7 111

ALTERNATÖR SEÇİMİ, PERFORMANS VE TURBİN KONTROL SİSTEMİ 111

7.1 Sabit Mıknatıslı Alternatörler 111
7.2 Alternatör Seçimi ve Performans Tahmini 112

BÖLÜM 8 126

SONUÇ VE ÖNERİLER 126

KAYNAKLAR 129

ÖZGEÇMİŞ 133

SİMGE LİSTESİ

a'	Açısal indüksiyon faktörü
B	Kanat sayısı
c	Kiriş boyu
C_L	Kesit kaldırma katsayısı
C_D	Kesit sürüklenme (direnç) katsayısı
C_P	Güç katsayısı
C_{Pr}	Boyutsuz basınç katsayısı
D	Sürüklenme kuvveti
F, F_x	Eksenel kuvvet
F_θ	Teğetsel kuvvet
L	Kaldırma kuvveti, açısal moment
$\dot{m}$	Kütle akışı
N	Kanat elemanı sayısı
p	Basınç
P	Güç
Q	Kanat ucu kayıp faktörü
r	Radyus, radyal yön
R	Kanat uç yarıçapı
T	Tork
V	Mutlak hız
W	Bağıl hız
x	Eksenel koordinat
β	Kanat üzerindeki bağıl akış açısı
λ	Kanat uç hız oranı
λ_r	Yerel akış hız oranı
η	Verim
ρ	Akışkan yoğunluğu
σ'	Yerel katılık faktörü

θ	Teğetsel koordinat
Ω	Kanat açısal hızı
ω	İz açısal hızı
γ	Kesit giriş açısı
I	Açısal atalet momenti, karakteristik kiriş boyu
r_h	Türbin göbek yarıçapı
α_D	Hücum açısı
υ	Kinematik viskozite

KISALTMA LİSTESİ

HARB_OPT	Horizontal Axis Rotor Performance Optimization
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HES	Hidro Elektrik Santrali
MBEM	Momentum Blade Element Method
M.Ö	Milattan önce
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PMG	Permanent Magnet Generator
TSR	Tip Speed Ratio

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Çanakkale Bozcaada'da bulunan rüzgâr türbinleri 2
Şekil 1. 2 Türkiye'nin ilk resmi Güneş santrali. (MEDAŞ Genel Merkezi, Konya/Türkiye) 3
Şekil 1. 3 Çoruh nehri genel gelişme planı boy kesiti 3
Şekil 1. 4 Pelton tipi türbin, (B) Francis tipi türbin (C) Kaplan tipi türbin 4
Şekil 1. 5 Dalga enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren sisteme bir örnek (Pelamis) 5
Şekil 1. 6 Yatay eksenli türbin (Solda), Düşey eksenli türbin (Sağda) 5
Şekil 1. 7 Verdant Power'a ait yatay eksenli 5 m çapa, 3 kanata ve 35 kW güce sahip akıntı türbini [7] 6
Şekil 1. 8 Siemens'e ait yatay eksenli 20 m çapa, 2 kanata ve 2000 kW güce sahip akıntı türbini [8] 6
Şekil 1. 9 Minesto şirketine ait Deep Green isimli su türbini [9] 7
Şekil 1. 10 Openhydro firmasına ait su türbini [10] 7
Şekil 1. 11 ORPC firmasına ait su türbini [11] 7
Şekil 1. 12 REPSAIL projesine ait tekne görseli (izometrik görünüm) 14
Şekil 1. 13 REPSAIL projesine ait tekne görseli (yandan görünüm) 14
Şekil 1. 14 Tekne Hızına Göre iki adet Türbin için Direnç Limiti Eğrisi 16
Şekil 2. 1 Akım tüpü ve ortalama hızlar20
Şekil 2. 2 Akım hızı bölgeleri 21
Şekil 2. 3 Açısal hız, kanat elemanı ve çap gösterimleri 22
Şekil 2. 4 Kanat üzerinde sonlu kanat elemanı 24
Şekil 2. 5 Bir kanat elemanı üzerindeki akış hızları 24
Şekil 2. 6 Bir kanat elemanı üzerindeki kuvvetler 26
Şekil 2. 7 Kesit profili ve kesit profilini tanımlayan ifadeler 1) Sıfır kaldırma hattı, 2) Giriş kenarı 3) Kanat ucu çemberi, 4) Sehim 5) Maksimum kalınlık, 6) Üst yüzey, 7) Çıkış kenarı, 8) Sehim merkezi, 9) Alt yüzey 27
Şekil 2. 8 NACA 2412 kesit profili 28
Şekil 2. 9 NACA 0015 kesit profili 28
Şekil 2. 10 NACA 0012 kesit profiline ait C_L ve C_D katsayılarını gösteren polar (hücum açısına göre) diyagram 29
Şekil 2. 11 Tasarım Akış Şeması 36
Şekil 3. 1 Bazı düşük Re sayılı profi kesitleri38
Şekil 3. 2 Kesit profillerine ait C_L grafiği 39
Şekil 3. 3 Kesit profillerine ait C_D grafiği 39

Şekil 3. 4 Kesit profillerine ait C_L / C_D grafiği 40
Şekil 3. 5 FX63-137 profili (orijinal) 41
Şekil 3. 6 FX63-137 (Çıkış kenarı değiştirilmiş) 41
Şekil 3. 7 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_L bakımından karşılaştırması 42
Şekil 3. 8 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_D bakımından karşılaştırması 42
Şekil 3. 9 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_L/C_D bakımından karşılaştırması 43
Şekil 3. 10 Tacardo firmasına ait T100 Modeli. 46
Şekil 3. 11 Kiriş boylarında doğrusallaştırma 48
Şekil 3. 12 Ön tasarımda çaplara göre kiriş boyu dağılımı 48
Şekil 3. 13 Schmitz yöntemine göre türbinler için hesaplanan optimum hatve dağılımı 48
Şekil 3. 14 QBlade kodu yardımıyla modellenen türbin kanat örneği (Çap 500 mm için) 49
Şekil 3. 15 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının TSR-C_p eğrisi 50
Şekil 3. 16 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının TSR-C_t eğrisi 50
Şekil 3. 17 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının Güç (P)-TSR eğrileri.. 51
Şekil 3. 18 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının tork (T)-TSR eğrileri . 51
Şekil 3. 19 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının itme (F)-TSR eğrileri. 52
Şekil 4. 1 Optimizasyon sonrası elde edilen geometri (Tek kanat halinde)57
Şekil 4. 2 Optimizasyon sonrası elde edilen geometri (3 kanat halinde) 58
Şekil 4. 3 Elde edilen geometriye ait hesaplanan C_P-TSR eğrisi 58
Şekil 5. 1 Tasarlanan göbek geometrisi63
Şekil 5. 2 Kanat ve kanat kökü tasarımı 63
Şekil 5. 3 Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali (Önden Görünüm) 63
Şekil 5. 4 Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-1 (İzometrik görünüm) 64
Şekil 5. 5 Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-2 (İzometrik görünüm) 64
Şekil 5. 6 Pod kesiti (ölçüler mm) 65
Şekil 5. 7 Pod kesiti için yapılan iki boyutlu analizler. Akış 5 derece açı ile (Solda), Akış profil eksenine dik (sağda) 66
Şekil 5. 8 Nihai pod tasarımının kesit ve izometrik görünüşü 67
Şekil 5. 9 Türbin sisteminin boyuna kesiti üzerinde sistem bileşenlerinin gösterimi . 68
Şekil 5. 10 Türbinlerin tekne üzerinde yandan bakışta görünümü 76
Şekil 6. 1 HAD analizlerinde kullanılan tekne, türbin ve salma geomertrilerinin yandan görünümü 79
Şekil 6. 2 HAD analizleri için hazırlanan su altı akış hacmi modeli yandan görünümü79
Şekil 6. 3 HAD analizleri için hazırlanan su altı akış hacmi alttan görünümü 79
Şekil 6. 4 HAD analizleri için hazırlanan su altı akış hacmi modeli yandan boyutlandırılmış görünümü (ölçüler m'dir) 80
Şekil 6. 5 Türbin kanadı üzeride oluşturulan çözüm ağı yapısı 81
Şekil 6. 6 Türbin kanadı üzeride oluşturulan çözüm ağı yapısının yakından görünümü 81
Şekil 6. 7 Tüm sistem HAD analizleri için oluşurulan çözüm ağı genel görünümü 82

Şekil 6. 8 Tüm sistem HAD analizleri için oluşturulan çözüm ağının türbin bölgesindeki görünümü 82
Şekil 6. 9 Tüm sistem HAD analizleri için oluşurulan çözüm ağının kanat bölgesindeki görünümü..... 82
Şekil 6. 10 Duvar paralelindeki hız-y+ grafiği 84
Şekil 6. 11 Sınır tabaka örnek görseli 85
Şekil 6. 12 Skewness kavramını anlatan hücre şekilleri 85
Şekil 6. 13 Tek kanat analizleri için skewness değerinin incelenmesi..... 86
Şekil 6. 14 Tam sistem analizleri için skewness değerinin incelenmesi..... 86
Şekil 6. 15 Orthogonal quality tanımı..... 87
Şekil 6. 16 Tek kanat analizleri için orthogonal quality değerinin incelenmesi 87
Şekil 6. 17 Tam sistem analizleri için orthogonal quality değerinin incelenmesi 88
Şekil 6. 18 Aspect Ratio tanımı..... 88
Şekil 6. 19 Tek kanat analizlerinde sınır koşulları (akış hacmi) 91
Şekil 6. 20 Tek kanat analizlerinde sınır koşulları (türbin hacmi)..... 91
Şekil 6. 21 Tüm sistem analizlerinde sınır koşulları (akış hacmi) 92
Şekil 6. 22 Tüm sistem analizlerinde sınır koşulları (türbin hacmi)..... 92
Şekil 6. 23 Tek kanat analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)..... 93
Şekil 6. 24 Tek kanat analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)..... 93
Şekil 6. 25 Tek kanat analizleri için akış hacminde hız dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm). 94
Şekil 6. 26 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (2.1 m/s ve 140 rpm) 94
Şekil 6. 27 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (2.1 m/s ve 140 rpm) 95
Şekil 6. 28 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (2.1 m/s ve 140 rpm) 95
Şekil 6. 29 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm) 96
Şekil 6. 30 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm) 96
Şekil 6. 31 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm) 97
Şekil 6. 32 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (3.9 m/s ve 500 rpm) 97
Şekil 6. 33 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (3.9 m/s ve 500 rpm)..... 98
Şekil 6. 34 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (3.9 m/s ve 500 rpm) 98
Şekil 6. 35 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (4.7 m/s ve760 rpm)..... 99
Şekil 6. 36 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (4.7 m/s ve 760 rpm)..... 99
Şekil 6. 37 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (4.7 m/s ve 760 rpm) 100

Şekil 6. 38 Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda basınç dağılımı yandan görünümü (3 m/s) 100
Şekil 6. 39 Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda basınç dağılımı izometrik görünümü (3 m/s) 102
Şekil 6. 40 Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda akım hatlarının izometrik görünümü (3 m/s) 102
Şekil 6. 41 Tüm sistem analizleri için türbin çalışır konumda akım hatlarının izometrik görünümü (3 m/s) 103
Şekil 6. 42 Açıksu HAD ve MBEM hesaplama sonuçlarının devir sayısı ve itme yönünden karşılaştırılması 104
Şekil 6. 43 Açıksu HAD ve MBEM hesaplama sonuçlarının devir sayısı ve tork yönünden karşılaştırılması 105
Şekil 6. 44 Farklı akış hızlarında tüm sistemin HAD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması 107
Şekil 6. 45 Farklı akış hızlarında tüm sistemin HAD sonuçlarının tork yönünden karşılaştırılması 107
Şekil 6. 46 Düz ve açılı akış etkisinde tüm sistemin HAD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması 108
Şekil 6. 47 Düz ve açılı akış etkisindeki tüm sistemin HAD sonuçlarının tork yönünden karşılaştırılması 109
Şekil 6. 48 Farklı akış hızlarında, kapalı konumda türbin dirençleri..... 110
Şekil 7. 1 Temsili sabit mıknatıslı alternatör iç detayı 112
Şekil 7. 2 FEMSAN-01 modeli alternatör [45] 113
Şekil 7. 3 GL-PMG-1800 modeli alternatör [46] 114
Şekil 7. 4 PMGI 3K-1200 modeli alternatör [47] 114
Şekil 7. 5 190STK2M modeli alternatör (göbek mili olmadan temin edilmekte) [48] .... ……115
Şekil 7. 6 HAD sonuçları ve ara hızlar için türetilen tork-türbin devir sayısı grafiği .. 116
Şekil 7. 7 Değerlendirilen alternatörlere ait tork-devir eğrileri 116
Şekil 7. 8 Değerlendirilen alternatörlere ait güç-devir eğrileri 117
Şekil 7. 9 PMGI 3K-1200 modeli alternatörün devir sayısı düşürme /yükseltme olmadan türbin eğrileri üzerindeki görünümü 117
Şekil 7. 10 PMGI 3K-1200 modeli alternatörün devir sayısının 1.57:1 oranında yükseltilmesi sonucu elde edilen eğrinin türbin eğrileri üzerindeki gösterimi 118
Şekil 7. 11 Alternatör devir sayısına göre her akış hızı için sistemin direnç değerlerini gösteren grafik 124
Şekil 7. 12 Kanat uç hız oranı (TSR)' ye göre alternatör-türbin güç katsayıları (CP) ... 124
Şekil 7. 13 Yelken seyri sırasında türbin dirençlerinin tekne direncinin %25'nin tekne hızına göre karşılaştırması..... 125
Şekil 8. 1 Watt&Sea Crusing 300 modeli..... 128
Şekil 8. 2 Tasarlanan sistem ve Watt&Sea Crusing modeli performans karşılaştırması. ……128

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 Kanat sayısına göre kanat uç hız oranı 33
Çizelge 3. 1 Değerlendirilen profiller ve özellikleri 38
Çizelge 3. 2 Kesit profilleri için hesaplanan CL, CD ve CL/CD değerlerinin karşılaştırılması 40
Çizelge 3. 3 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin CL, CD ve CL/CD değerleri için karşılaştırması 43
Çizelge 3. 4 TSR'nin rüzgar türbini tasarımı üzerindeki etki matrisi 44
Çizelge 3. 5 Tacardo firmasına ait T100 modeli akıntı türbinlerinin özellikleri 45
Çizelge 3. 6 Çap/devir oranına göre ön tasarımda değerlendirilen türbin çapı, devir ve TSR değerleri 46
Çizelge 3. 7 Farklı çaplarda yapılan ön tasarımlar için kullanılan girdiler 47
Çizelge 3. 8 Çapı 0.3 m ile 0.7 m arasındaki türbin tasarımları için performans değerlendirmesi 52
Çizelge 4. 1 HARB_OPT yazılımı optimizasyon değişkenleri ve yapılan seçimler 55
Çizelge 4. 2 Optimize edilmiş türbin kanadına ait geometrik bilgiler 57
Çizelge 4. 3 Optimize edilmiş türbin kanatı için MBEM ile hesaplanan performans sonuçları 59
Çizelge 4. 4 Kanat hatvesindeki değişikliğin MBEM ile hesaplanan performans sonuçları 59
Çizelge 6. 1 Tek kanat ve tüm sistem analizlerinde çözüm ağı ve kalite kriterleri 89
Çizelge 6. 2 Tek kanat ve tüm sistem analizleri için kullanılan sınır koşulları ve açıklamaları 90
Çizelge 6. 3 Açıksu HAD hesaplamaları ve MBEM sonuçlarının karşılaştırması 104
Çizelge 6. 4 Sistemin tekne dâhilinde (tüm sistem) HAD hesaplama sonuçları 106
Çizelge 6. 5 Sistemin tekne ile birlikte (tüm sistem) 5 derece açılı akış için HAD hesaplama sonuçları 108
Çizelge 6. 6 Sistemin tekne ile birlikte kapalı konumda farklı akış hızlarında oluşturduğu dirençler 109
Çizelge 7. 1 Değerlendirlen alternatörlerin bilgileri 113
Çizelge 7. 2 FEMSAN-01 alternetörünün 1.57: 1 devir yükseltme oranında performans hesaplama sonuçları 120
Çizelge 7. 3 GL-PMG-1800 alternetörünün 0.88: 1 devir düşürme oranında performans hesaplama sonuçları 121

Çizelge 7. 4 PMG-3K-1200 alternetörünün 1.57: 1 devir yükseltme oranında performans hesaplama sonuçları 122
Çizelge 7. 5 190STK2M alternetörünün 1: 1 devir oranında performans hesaplama sonuçları 123

ÖZET

RÜZGÂR-ELEKTRİK HİBRİT KONSEPTİNDE GELİŞTİRİLEN BİR TEKNE İÇİN YATAY EKSENLİ SU TÜRBİNİ TASARIMI

Mustafa ALVAR

Gemi İnşaatı Ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Serkan EKİNCİ

Artan nüfus ve buna karşılık artan enerji ihtiyacı ve enerjiyi temin etme imkânlarının doğa üzerindeki etkileri, yenilenebilir enerji kaynakları kullanarak enerji üretimi üzerine çalışmaları yoğunlaştırmıştır. Dünya genelinde yer alan ülkeler yatırım maliyetinin yüksekliğinden ziyade ilk aşamada teknolojilerin geliştirilmesi ve ortaya çıkarılan sistemlerin verimlerinin yükseltilmesi amacıyla yüksek miktarlarda Ar-Ge bütçeleri ayırmakta, yatırımcı ve araştırmacıları hem maddi hem de manevi olarak desteklemektedir.

Mevcut çalışmada, Türkiye'de faaliyetlerine devam eden Milper Pervane Teknolojileri A.Ş. firmasının Uluslararası destek programı ERA-NET TRASPORT kapsamında desteklenen, "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Hibrid Biokompozit Yelkenli Yat Konseptinin Geliştirilmesi" projesi kapsamında, tekne üzerinde sabit bulunacak ve yelken seyri sırasında tekne gövdesi etrafındaki akıştan enerji elde edecek su altı akıntı türbininin MBEM ve HAD yöntemleri yardımıyla hidrodinamik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Fonksiyon gereksinimleri doğrultusunda söz konusu türbinin mekanik olarak tasarımı tamamlanmış ve nihai performans hesaplamaları yapılarak sistem prototip üretim için hazır hale getirilmiştir.

Bu çalışma sonucunda ortaya çıkan sistem, üzerinde rüzgâr ve güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji elde edebilen, depolayabilen ve gerektiğinde bu enerjiyi kullanabilen donanıma sahip her yelkenli tekne için, güneş ve rüzgâr teknolojilerine göre

daha fazla güç üretebilen, verimli, uzun ömürlü, kullanımı kolay ve yenilikçi bir ürün ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Su altı akıntı türbini, HAD, MBEM, Sabit Mıknatıslı Alternatör

ABSTRACT

HORIZONTAL AXIS TURBINE DESIGN FOR WIND-ELECTRIC HYBRIT SAILING BOAT

Mustafa ALVAR

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Serkan EKİNCİ

In the recent years, rapid increase in theoretical studies and applications on electrical power generation from renewable sources, such as wind, sun, marine or tidal currents, can be encountered in the literature. Among these, marine current turbines, produce energy by taking the advantage of alternating motion of water, and have the ability to produce energy even at low flow rates, and are operated in oceans and seas as a renewable energy source.

In this study, it is aimed at designing marine current turbine, to be installed on a zero emission sail boat concept as a prominent renewable energy source, by the use of Momentum Blade element Method (MBEM) at preliminary design stages and Computational Fluid Mechanics (CFD) at detail design stages. Firstly, the design requirements of marine current turbine to be installed on the sailboat are determined than Turbine design is done in accordance with the given flow chart.

A computer code, based on momentum blade element method, is used for blade geometry design and optimization. The final geometry for the turbine blades are calculated by the use of CFD. Turbine mechanical design, including hub and pod parts, is also carried out and it is preferred as a folding system in order to minimize the flow-induced resistances during the motor cruising. As a result, an efficient, durable, easy to operate, and innovative product is presented for sailing boat which has capability to generate, accumulate and consume alternative energy by using solar and/or wind renewable energy sources.

Keywords: Renewable energy, marine current turbine, momentum blade element method, Computational Fluid Dynamics

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Yenilenebilir Enerji

Yenilenebilir enerji kaynakları denildiğinde rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi ve suyun yeryüzündeki çeşitli konum ve hareketlerinin enerjiye çevrilmesine dayalı hidroelektrik enerjisi gibi kaynaklar gösterilebilir.

Tüm bu yenilenebilir enerji kaynaklarının enerjiye çevrilerek kullanılması, dünyanın en büyük sorunlarından biri olan artan enerji ihtiyacına ve çevre kirliliğine yanıt olabilecek alternatif kaynaklardır.

Rüzgâr enerjisi günümüzde en çok kullanılan ve yüksek miktarlarda enerji üretme potansiyeline sahip bir enerji kaynağıdır. M.Ö. 2800 yıllarında Mısırlılar tarafından ticari amaçlı yelkenli teknelerde kullanımından başlayarak günümüze kadar 4 MW güç üretebilecek tesislerin tasarım ve uygulamalarına kadar uzun yıllardır bu enerji türü üzerinde çalışmalar yapılmaktadır.

Türkiye'de şebekeye bağlı rüzgâr enerjisi ile elektrik üretimi 1998 yılında başlamış ve özellikle 2005 yılından itibaren özellikle 5346 sayılı Yenilenebilir Elektrik Kanunu'nun çıkmasından sonra kurulu güç ve enerji üretiminde her yıl yüzde yüzün üzerinde artış göstererek kısmen veya tamamen işletmede olan 39 adet rüzgâr santrali ile 2010 yılı sonunda 1329 MW'a, 2011 Mayıs ayı itibariyle ise mevcut santrallerdeki kapasite artırımları ve eklenen üç yeni santral sayesinde 1405.95 MW'ye ulaşmıştır. [1]



Şekil 1. 1 Çanakkale Bozcaada'da bulunan rüzgâr türbinleri

Diğer bir yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş enerjisi ise güneş ışığından enerji elde edilmesine dayalı bir teknolojidir. Güneş'in yaydığı ve Dünya'mıza da ulaşan enerji, Güneş'in çekirdeğinde yer alan füzyon süreci ile açığa çıkan ışınım enerjisidir. Güneşteki hidrojen gazının helyuma dönüşmesi füzyon sürecinden kaynaklanır. Dünya atmosferinin dışında Güneş ışınımının şiddeti, aşağı yukarı sabit ve 1370 W/m^2 değerindedir; ancak yeryüzünde 0-1100 W/m^2 değerleri arasında değişim gösterir. Bu enerjinin Dünya'ya gelen küçük bir bölümü dahi, insanlığın mevcut enerji tüketiminden kat ve kat fazladır [2].

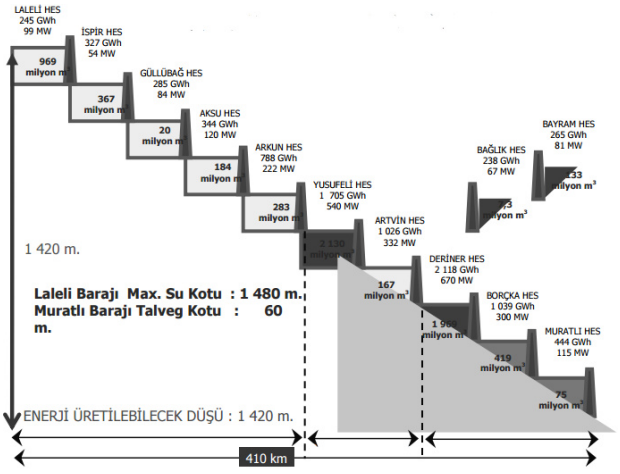
Güneş enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren fotovoltaik güneş panellerinin verimlerini arttırmak üzere yapılan çalışmalar devam etmekte ve güneş tarlaları ile yüksek miktarlarda elektrik enerjisinin yansıra konutlarda, kara taşıtlarında ve deniz platformlarında kısmi ya da kısıtlı enerji ihtiyaçlarına cevap vermek üzere yaygın olarak kullanılmaktadır. Söz konusu fotovoltaik panellerin verimleri genelde %12-14 arasında olmaktadır. Bir örnek vermek gerekirse, 1000 watlık gücün yaklaşık 140 W'nın elektrik enerjisine dönüşmesi anlamına gelmektedir. Bununla birlikte Güneş enerjisinden temin edilecek enerjiyi sadece fotovoltaik panellerin verimi değil, panellerin konumlandırması ve konumlandırıldıkları yerin mevsimsel olarak güneş ışığından yararlanma durumları da büyük önem kazanmaktadır.

Türkiye'nin ilk güneş santrali 3500 m^2 bir alanda Konya'da kurulmuştur. 2012 yılında kurulan bu tesis 200 kW kurulu güçte olup, CO_2 salınımını 210 ton/yıl azaltmaktadır [3].



Şekil 1. 2 Türkiye'nin ilk resmi Güneş santrali. (MEDAŞ Genel Merkezi, Konya/Türkiye)

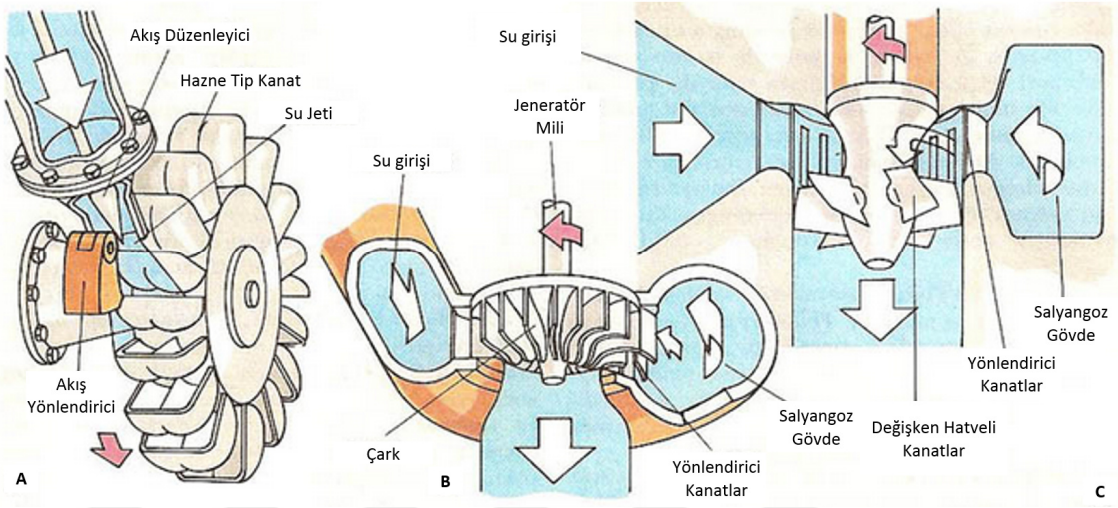
Diğer bir yenilenebilir enerji kaynağı ise suyun yeryüzündeki çeşitli komum ve hareketlerinin enerjiye çevrilmesine dayalı hidroelektrik enerjidir. Ülkemizde özellikle akarsuların üzerine kurulan hidroelektrik santralları (HES) vasıtasıyla barajlarda biriktirilen su, belirli aralıklar ile özel türbinlerden salınarak elektrik enerjisi elde edilmektedir. Ülkemizde bu tip hidroelektrik santralları arasında yer alan önemli örneklerden biri Çoruh Havzası'nda gerçekleştirilmiş ve yapımı devam eden HES projeleridir. Bu proje sayesinde Havza toplamında yaklaşık olarak yılda 12 milyar kWh enerji üretilecek olup, bu rakam ülkemizde toplam üretilen hidroelektrik enerjisinin %27'sidir [4].



Şekil 1. 3 Çoruh nehri genel gelişme planı boy kesiti

Suyun konum değiştirmesi ya da hareketini elektrik enerjisine çeviren sistemlere bakıldığında çok çeşitli sistemlerin kullanıldığı görülmektedir. Örneğin, yukarıda belirtilen HES'lerde Şekil 1.4'te gösterilen tipte türbinler kullanılmaktadır. Burada

gösterilen türbinlerin tümü, aynı doğrultuda bulunan ve yüksekte duran suyun potansiyel enerjisini daha aşağı bir noktaya yönlendirirken ortaya çıkan kinetik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürme prensibine dayanmaktadır [5].



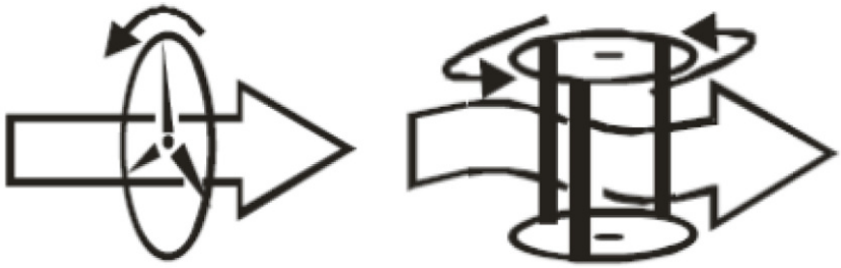
Şekil 1. 4 Pelton tipi türbin, (B) Francis tipi türbin (C) Kaplan tipi türbin

Diğer bir hidro enerji sistemi ise deniz yüzeyinde oluşan dalgaların enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Bu sistemlerden belki de en dikkat çekici olan örnek Şekil 1.5'te gösterilmiştir. Şekil 1.5'te gösterilen sistemin adı Pelamis'tir. Bu sistemde, birbiri arkasına konumlandırılmış yüzer silindirlerin bağlantı noktalarındaki hidrolik silindirlerin içinde dalga hareketi nedeni ile oluşan basıncın mekanik enerjiye dönüştürülmesi vasıtasıyla elektrik enerjisi üretilir. Bölgesel olarak dalga enerjisinin istatistiki ortalama değerinin bilinmesi ve bu tip sistemlerin enerji üretimi için en uygun bölgelere yerleştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Pelamis'in test edildiği Amerika Birleşik Devletleri (ABD)'nin San Francisco eyaletinde, sahil bölgesinde 52 m derinlikte 16.7 sn dalga periyodu ve 7.9 m en fazla dalga yüksekliği ile potansiyel dalga enerjisi 20 kW/m olarak ölçülmüştür [6].



Şekil 1. 5 Dalga enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren sisteme bir örnek (Pelamis)

Diğer bir hidro enerji kaynağı ise sualtı akıntılarının barındırdığı kinetik enerjinin elektrik enerjisine su türbinleri vasıtasıyla dönüştürülmesidir. Sadece su altı akıntıları değil nehir, boğaz gibi alanlardaki akışın da elektrik enerjisine dönüştürülmesi bu türbinler ile mümkün olmaktadır. Literatüre bakıldığında bu konuda yapılan çalışmaların çeşitliliği görülmektedir. Klasik olarak rüzgâr türbinlerine benzer türbinler ile tasarlanan sistemlerin yanı sıra kullanım yeri ve akış karakteristiklerine göre değişik tipte ve yenilikçi tasarımların mevcut olduğu da görülmektedir. Bu sistemlerde kullanılan yatay eksenli ve düşey eksenli türbinler, üzerinde en çok çalışma yapılan tipteki türbinlerdir.



Şekil 1. 6 Yatay eksenli türbin (Solda), Düşey eksenli türbin (Sağda)

Vendant Power ve Siemens gibi firmaların yatay eksenli türbinler için yaptığı tasarımlar ve deneme girişimlerinden bazı görseller Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'de gösterilmiştir.



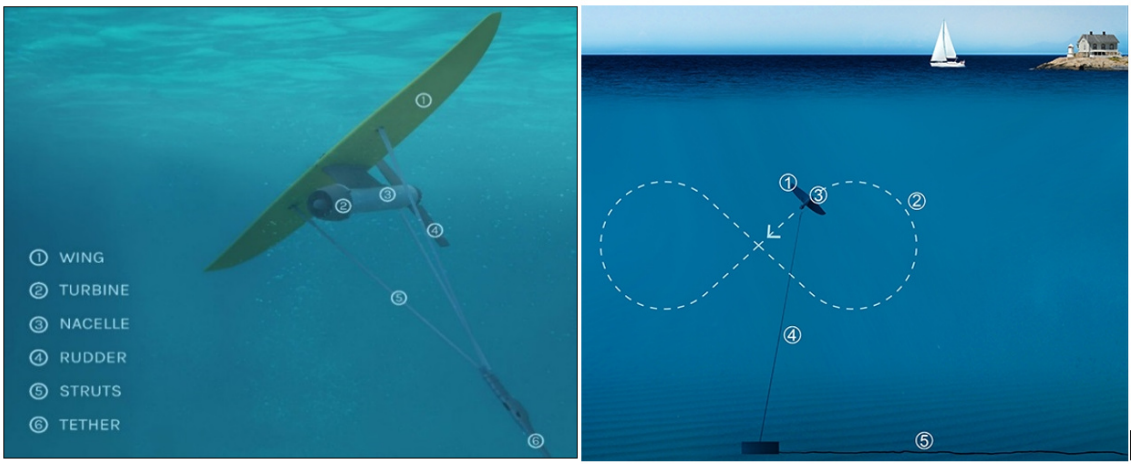
Şekil 1. 7 Verdant Power'a ait yatay eksenli 5 m çapa, 3 kanata ve 35 kW güce sahip akıntı türbini [7]



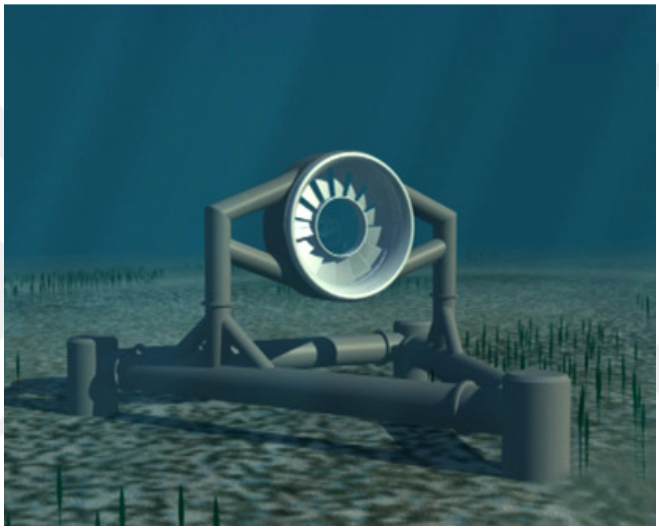
Şekil 1. 8 Siemens'e ait yatay eksenli 20 m çapa, 2 kanata ve 2000 kW güce sahip akıntı türbini [8]

Diğer taraftan değişik tipte tasarlanan bazı akıntı türbinleri Şekil 1.9, Şekil 1.10 ve Şekil 1.11'de gösterilmiştir.

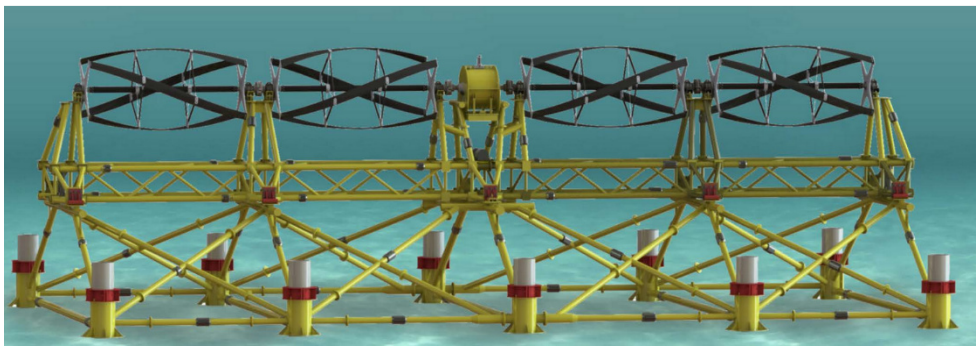
Şekil 1.9'da yer alan sistem Minesto firmasına ait oldukça yenilikçi bir tasarıma sahip "Deep Green" isimli akıntı türbinini göstermektedir. Bu sistem, prensipte üzerindeki kanat sayesinde su içinde salınım hareketleri yaparak (uçurtmanın havada yaptığı salınımlara benzer) akıntı hızından daha hızlı hareket edebilen ve bu sayede merkezindeki türbin ile enerji üreten bir sistemdir.



Şekil 1. 9 Minesto şirketine ait Deep Green isimli su türbini [9]



Şekil 1. 10 Openhydro firmasına ait su türbini [10]



Şekil 1. 11 ORPC firmasına ait su türbini [11]

Şekil 1.10'da ise Openhydro firmasına ait merkezinde türbin göbeği olmayan çok kanatlı bir türbin sistemi çalışması görülmektedir. Doğrudan deniz (ya da akarsu) tabanına konumlandırılan sistemin nozul çevresinde, sabit mıknatıslı alternatör (Permanent Magnet Generator) bulunmaktadır. Bu sayede türbinin mekanik veriminin ve akış

önünde konumlanan bir pod olmaması sebebiyle türbin veriminin yükseltilmesi amaçlanmıştır.

Şekil 1.11'de ise ORPC firmasına ait yatay mil üzerinde rüzgâr türbinlerinde örnekleri olan Darrieus tip türbin geometrisine benzer türbinlerin kullanıldığı bir sistem görülmektedir. Merkezde bulunan alternatöre sağ ve sol tarafında bulunan türbinler doğrudan bağlanarak ve alternatörü döndürerek güç elde edilmektedir.

Bu çalışmada, yukarıda bahsedilen ve örnek teşkil etmesi için bir kısmına yer verilen, akıntı türbinleri için dünya genelinde yapılan çalışmalar ve ticari girişimler incelenerek çalışma kapsamında tasarımı gerçekleştirilecek olan tekne bünyesine bütünleşik akıntı türbini çalışmalarında dikkate alınmıştır.

1.1.2 Sualtı Akıntı Türbinlerinde Hidrodinamik Tasarım, Analiz, Mekanik Tasarım ve Kontrol Stratejileri İle İlgili Çalışmalar

Su altı akıntı türbinleri denizlerdeki sıcaklık farkı nedeni ile oluşan akıntıları, gelgit olayı nedeni ile oluşan su altı akıntılarını ve nehirlerde veya boğazlarda oluşan akıntılara ait enerjiyi elektrik enerjisine çevirmeyi hedeflemektedir.

Türbin tasarımı başlangıcında kesit profili seçimi büyük önem taşımaktadır. F. Rasso [12] de verilen çalışmasında, akıntı türbinleri için kesit tasarımı ve optimizasyonunu aerofil kesitlerin gereksinimlerini referans alarak, kavitasyon konusunu ve su yoğunluğunu dâhil ederek sualtı akıntı türbinlerinde kullanılabilecek yeni kesitler tanımlamıştır.

Söz konusu rüzgâr türbinleri olduğunda rüzgâr hızları 10-15 m/s mertebelerine kadar çıkmakta iken akıntı türbinlerinde ise 4-5 m/s hızlar dikkate alınmaktadır. Mevcut çalışmada, türbin üzerindeki akış hızı, teknenin yelken seyrinde yapması öngörülen hızı mertebesinde kabul edilecektir. Düşük akış hızı, kesit üzerinde hesaplanan Reynolds sayısının düşük olması sonucunu ortaya koymaktadır. Bu nedenle kesit profili seçiminde düşük Reynolds sayısında yüksek performans verebilecek kesitler dikkate alınmalıdır.

M.Rafiuddin Ahmet [13] de verilen çalışmasında, düşük Reynolds sayılarında kullanılabilecek altı farklı kesit profilini göstermiştir. D.M. Somers ve M.D. Maughmer [14] de verilen çalışmasında bu profillerin küçük ölçekli rüzgâr türbinlerinde kullanımı ve

teorik aerodinamik analizleri üzerine yaptıkları çalışmayı merkezi ABD'de bulunan National Renewable Energy Laboratory (NREL) bünyesinde gerçekleştirmiştir.

Rüzgâr ve akıntı türbinlerinin tasarımında performansın hesaplanarak değerlendirilmesi ve bu yolla geometrik optimizasyonun ve nihayetinde geometrinin tayin edilmesi için genellikle dönen disk teorisinin geliştirilmiş versiyonu olarak da bilinen momentum kanat elemanı teorisinden (MBEM) faydalanılır. Bu teori, momentum ve kanat elemanı teorilerinin bir birleşimidir [15]. MBEM yöntemi ile performans öngörüsü yapılırken

- Akışkanın sıkıştırılamaz, kararlı ve viskoz olmadığı,
- Kavitasyonun olmadığı,
- Kanat üzerindeki kuvvetlerin kullanılan kesit profilinin karakteristik özelliklerine (C_L ve C_D) bağlı olduğu,
- Kanat elemanlarının iki boyutlu olarak ele alındığı ve birbirleri ile etkileşimde olmadıkları kabulü yapılır [15].

MBEM metodu özellikle türbin tasarımlarının ön tasarım aşamalarında hızlı ve uygulaması kolay olması bakımından sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. C.C Chen vd. 2013'te yaptıkları ve [16] da verilen çalışmada derinliği az olan ada çevresi bölgeler ya da nehir uygulamaları için türbin tasarımları gerçekleştirmiş ve bu çalışmada kesit profilini NACA63-415 seçerek MBEM yöntemi ile türbin ön tasarımı yaparak tasarımda özellikle kanat ucunda kiriş boyu genişliğinin performans üzerindeki etkisini araştırmışlardır.

WMJ Batten vd. 2006'da yaptıkları çalışmada akıntı türbinlerinin hidrodinamik tasarımını incelemiş ve MBEM yönteminin düşük kiriş boyuna sahip türbin kanatlarının akışın düzgün olduğu koşullarda performans hesaplarındaki başarısından söz ederek, kanat hatvesinin ve kesit profilindeki sehim karakteristiğinin performans üzerindeki etkisini incelemişlerdir [17].

WMJ Batten vd. [18] de verilen çalışmada ise MBEM yöntemi ile hesaplamalarını yaptıkları bir türbinin İngiltere'de bulunan QinetiQ – Haslar laboratuvarında kavitasyon model ölçeğinde testlerini gerçekleştirmişler ve yöntemin test sonuçları ile tutarlı sonuçlar ortaya koyduğunu göstermişlerdir.

MBEM yöntemi ile türbin ön tasarımı sonrasında HAD yöntemleri ile detay tasarım ve doğrulama çalışmaları nihai türbin geometrisinin elde edilmesinde büyük önem taşımaktadır. J.H. Lee vd. [19] da verilen çalışmada MBEM yöntemini HAD yöntemi ile karşılaştırmış ve çalışmada kullanılan türbinin Pusan Üniversitesi'nde bulanan model deney laboratuvarında testlerini gerçekleştirerek sonuçları irdelemişlerdir. Bu çalışmanın sonunda detay tasarım kapsamında türbin kanat geometrisinin kanat ucuna doğru eğiklik profilini değiştirerek kavitasyon ve performans sonuçları üzerindeki etkisini incelemişler ve HAD yöntemi ile sonuçları değerlendirmişlerdir.

HAD analizlerinde, tam ölçekte analizler geçekleştirilebilmekte ve türbinin çalışma koşulları gerçeğe yakın bir şekilde incelenebilmektedir. Ne var ki test ortamlarında boyutsal limitler nedeni ile türbin boyutuna göre ölçeklendirme yapılmaktadır. Diğer taraftan HAD yöntemleri ile yapılan hesaplamalarda tam ölçekte model boyutları büyümekte bu da kullanılan çözüm ağı yapısını ve doğal olarak çözüm sürelerini arttırmaktadır. A.M. Jones vd. [20] de verilen çalışmada türbin tasarımı ve performansının belirlenmesinde ölçeklendirme konusunu incelemişler, HAD analizleri sonuçlarının deneysel ve tam ölçekli test sonuçları ile karşılaştırmasını yapmışlardır. Aynı çalışmada türbin üzerine gelen akış profilindeki değişikliğin performans üzerindeki etkisini de incelemişlerdir.

Özellikle büyük boyutlu akıntı türbinlerinde üretim maliyetleri ve türbin performansı, yatırım geri dönüş sürelerini doğrudan etkileyen değişkenlerdir. R.Evans vd. [21] de verilen çalışmada kanat kesit kalınlıklarındaki değişimin üretim maliyetleri ve performans üzerine etkilerini incelerken optimum kanat geometrisinin oluşturulmasında MBEM yöntemini kullanmışlardır.

Akıntı türbinlerinde türbin üzerinde oluşan itme türbin kanatlarının dayanımı ve türbini kullanıldığı yere sabitleyen konstrüksiyonun boyutlandırılması açısından önemlidir. Mevcut çalışmada türbin tekne gövdesi üzerine sabitleneceğinden performansın yanında, üzerinde oluşan itmenin yapısal tasarım üzerindeki etkisi de dikkate alınmalıdır. E.F. Rodriguez vd. [22] de verilen alışmada sığ sularda kullanılan bir su altı akıntı türbini üzerinde dalga ve türbülanslı akışın etkisinde oluşabilecek en yüksek itme kuvvetlerini MBEM ve HAD yöntemleri ile incelemişlerdir.

D.Uşar ve Ş.Bal [23] de verilen çalışmada MBEM yöntemi ve Sınır Elemanı Metodu (Boundry Element Method - BEM) 'nu birleştirerek yaptıkları hesaplamalar ile su altı akıntı türbinlerinde kavitasyon oluşumu ve bunun performans üzerindeki etkisini incelemişler ve sonuçları test sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Akıntı türbinlerinde türbin üzerine gelen akışın düzenli olması performans açısından çok önemlidir. Bu nedenle türbinlerin gücü iletecek mekanik aksamı (mil bağlantıları, pod vb. bileşenler) ve kanatların bağlanacağı göbek detayları mümkün mertebe türbin kanatlarının gerisine konumlandırılmaktadır. Ne var ki türbin, üzerine gelen akıştaki enerjinin bir kısmını enerjiye çevirmekte ve akış, türbinin dönme etkisi ile bozularak türbin gerisi yönünde devam ederek mekanik aksam üzerinde bir etki yaratmaktadır. Bu etki iki açıdan türbin tasarımında dikkate alınmalıdır. Birincisi, basıncın düşmesi neticesinde akışın kısmen yavaşlaması ile türbin performansı üzerinde olumsuz bir etki yaratmasıdır. Bu nedenle türbin gerisine konumlandırılacak mekanik aksam ile türbin kanatları arasındaki mesafe önemlidir. Diğer taraftan türbinin dönmesi ile oluşan türbin gerisindeki helisel izin, düz akışa göre tüm sistem üzerindeki direnç bileşenini arttırma durumu ortaya çıkabilir. C.Frost vd. [24] de verilen çalışmada türbin kanat ekseni, türbin gerisindeki mekanik yapının boyutları ve akış yönünün bunlar üzerindeki etkisini araştırarak tüm sistem üzerindeki yükleri incelemişlerdir.

Mevcut çalışmada türbin ön tasarımında kullanılan MBEM yöntemi iki farklı açık kaynak kodu yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Bunlardan ilki Harp_Opt adı ile anılan koddur. Bu kod, ABD'de buluan "US Department of Energy" tarafından ve yine aynı ülkede bulunan "National Renewable Energy Laboratory" (NREL) tarafından verilen destek ile geliştirilen ve hali hazırda Washington Üniversitesi'nden Danny Sale ve NREL'den Michael Lawson tarafından geliştirilmeye devam edilen bir koddur [25], [26].

Diğeri ise D.Marten ve G. Pechlivanoglou tarafından kesit profili özelliklerini hesaplayabilen XFOIL kodu ile MBEM yöntemi kodunun entegre edildiği, kullanıcı dostu bir ara yüze sahip QBlade kodudur [27], [28]. QBlade kodunda, MBEM yöntemi ile performans hesaplarının yapılabilmesi için seçilen kesitin C_L ve C_D değerleri hesaplanabildiği gibi türbin kanatları üç boyutlu olarak modellenebilmekte, başka

yazılımlarda kullanılmak üzere dışa aktarılabilmekte ve MBEM yöntemi ile performans hesapları yapılarak grafikler ile gösterilebilmektedir.

Literatürde MBEM ve HAD yöntemleri haricinde türbin tasarım ve performans hesaplamalarında kullanılabilecek başka sayısal yöntemler de mevcuttur.

S.A. Kinnas ve W.Xu [29] da verilen çalışmada su altı akıntı türbinleri performans hesaplamalarında kullanılabilecek Sınır Elemanı Yöntemi (Boundry Element Method-BEM) ve Girdap Kafes Yöntemi (Vortex Lattice Method -VLM) gibi çeşitli sayısal yöntemleri tanıtmışlardır.

Akıntı türbinleri hidrodinamik ve mekanik tasarımları ile ortaya çıkan geometrileri yanında kullandıkları güç üreteci alternatörler ve bu alternatörler ile türbinin etkileşimini kontrol eden güç elektroniği bileşenlerine haiz sistemlerdir. Sistem maliyetini arttırmadan toplam verimi yükseltmenin en kestirme yollarından biri güç elektroniği devrelerinin hız algılayıcı kullanmadan türbini maksimum güç noktalarında çalıştıracak şekilde denetlenmeleridir [30]. B.Whitby vd. [31] de verilen çalışmada hatve kontrollü ve sabit kanatlı türbinler için çeşitli denetleyici algoritmalarını türbin performansı açısından incelemişlerdir.

NREL'den E.Muljadi vd. [32] de verilen çalışmada özellikle değişken devirli ve sabit kanatlı rüzgâr türbinlerinin kontrol stratejilerini, üretilen güç ve türbin devri arasındaki ilişki bakımından incelemişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Tez kapsamında Türkiye'de faaliyetlerine devam eden Milper Pervane Teknolojileri A.Ş. (Milper) firmasının, Uluslararası destek programı ERA-NET TRASPORT kapsamında desteklenen "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Hibrid Biokompozit Yelkenli Yat Konseptinin Geliştirilmesi" projesi kapsamında tekne üzerinde sabit bulunacak ve birincil yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan su altı akıntı türbininin tasarımı yapılacaktır.

Özellikle fosil yakıtların çevreye zararının gözle görülür derecede hissedilmesi ve bu kaynakların tükenme süreçlerine girmesi, yenilenebilir enerji kaynaklarına olan eğilimi gün geçtikçe arttırmaktadır.

Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Hibrid Yelkenli (REPSAIL), rüzgâr, güneş ve teknenin yelken ile seyri sırasında tekne çevresinde oluşan su akışını kullanarak bunu elektrik enerjisine çevirecek, depolayacak ve ihtiyaç durumunda depolanan bu enerjiyi sevk ve yaşam destek sistemleri için kullanacak bir konsepttir.

Fosil enerji kaynaklarına sıfır bağımlılığı olması, üzerindeki yenilenebilir enerji dönüşüm kaynaklarının fayda oranlarını en yüksek seviyede tutacak şekilde tüm proje tasarımının optimize edilecek olması, projeyi özel kılmaktadır.

Yelkenlerin kullanımı sırasında teknenin gövdesinde tekne hızını en az etkileyecek şekilde tasarlanmış iki adet su türbini bulunacaktır. Bu türbinler özellikle yelken seyri sırasında tekne hızına bağlı olarak üzerlerinde oluşan akış sayesinde elektrik üretecektir.

Diğer taraftan tekne üstünde bulunacak bir adet rüzgâr türbini seyir sırasında ya da demirli durumda iken rüzgâr enerjisini elektriğe dönüştürecektir.

Diğer bir yenilenebilir enerji kaynağı ise özellikle tekne tasarımında en yüksek panel alanını sağlayacak şekilde tasarlanmış üst bina üzerine konumlanacak güneş panelleridir. Seyir sırasında ya da demirliyken güneşin olduğu her zaman enerji üretecek bu panellerde, teknolojinin geldiği son noktada en yüksek verimli paneller kullanılması planlanmaktadır.

Tüm bu enerji kaynakları, merkezi bir güç yönetim sistemi ile kontrol edilecek ve tekne üzerine konumlanmış 48 Volt Lithium Iron Phosphate (LiFePO4) tipindeki bataryaları şarj edecektir. Aynı güç yönetim sistemi, enerji kaynakları ile enerji tüketicilerinin devreye girmesi/devreden çıkması, kalan enerji seviyesine göre ikincil tüketicilerin kullanımının engellenmesi vb. birçok özelliği olan karmaşık bir güç yönetim sistemi olacaktır.

Lithium Iron Phosphate (LiFePO4) tipindeki bataryalar muadillerine göre (LiCoO2 & LiMn2O4) daha yüksek enerji yoğunluğuna sahip, daha yüksek ortam sıcaklıklarında saklanabilir, şarj ömür döngüsü daha yüksek (>1000 şarj tekrarı performansı), düşük deşarj voltajına sahip dayanıklı bataryalardır. Bu bataryalar, endüstride özellikle elektrikli kara araçlarında tercih edilen batarya tiplerinden biridir.

REPSAIL'de Milper, Maritime University of Szczecin, Warsaw Universty of Technology ve Autocomp Management Sp.z o.o ortaklığı tüm sistem bileşenlerini tasarlayacak,

üretecek ve entegre edeceklerdir. REPSAIL projesinde konsept tasarımdan bazı görseller Şekil 1.12 ve Şekil 1.13'te gösterilmiştir.



Şekil 1. 12 REPSAIL projesine ait tekne görseli (izometrik görünüm)



Şekil 1. 13 REPSAIL projesine ait tekne görseli (yandan görünüm)

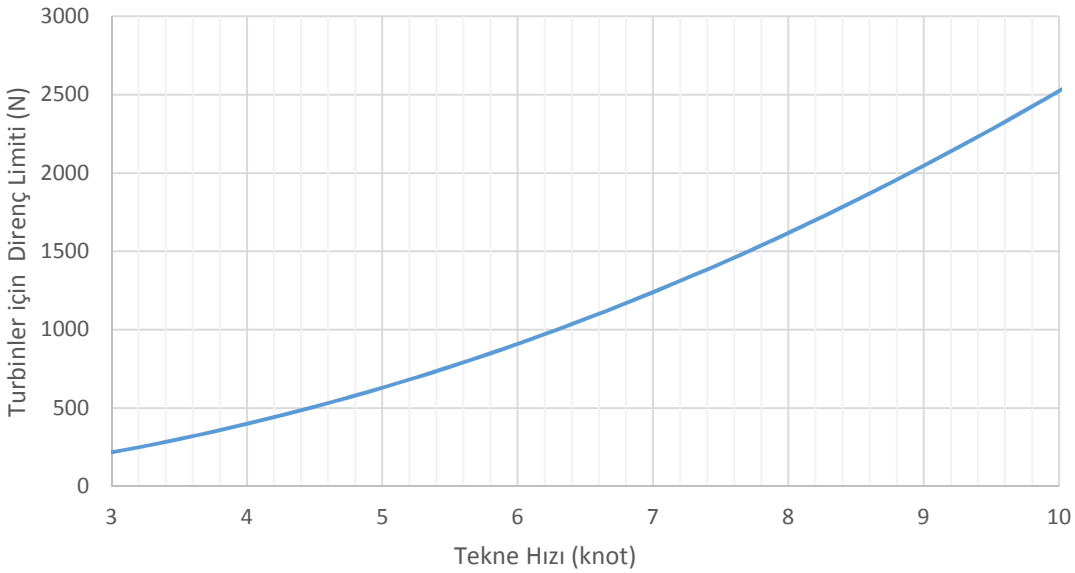
1.3 Hipotez(/Orjinal Katkı)

1.3.1 Türbin Tasarım Gereksinimleri

Bu bölümde REPSAIL projesi için tasarımı yapılacak olan tekneye bütünleşik yatay eksenli su altı akıntı türbini için tasarım kriterleri anlatılmıştır. Milper'de, REPSAIL projesi tasarım ekibi ile yapılan çalışmalar neticesinde türbin tasarımında aşağıdaki gereksinimlerin dikkate alınması gerektiği belirlenmiştir.

- Teknede biri iskele diğeri sancak tarafta konumlanacak şekilde 2 adet türbin bulunacaktır.

- Tasarlanacak türbinlerin boyutu (çap, boy, vb.) tasarımcı tarafından belirlenecek olup genel anlamda çap 700 mm'nin altında olması görsel açıdan gereklidir.
- Türbinlerin tekne üzerindeki boyuna ve enine konumu, tekne içi yerleşim, su altındaki akışta türbinlerinin diğer takıntılar ile etkileşimi (sevk sistemi, salma vb.) dikkate alınarak belirlenecektir.
- Türbinlerin çalışması sırasında (yelken seyri esnasında) meydana getirdikleri sürtünme ve itme kaynaklı ek direnç değerleri, tekne direnç değerinin %25'ni geçmeyecektir. Farklı hızlarda türbinler için tanımlanan toplam takıntı direnç eğrisi Şekil 1.14'te gösterilmiştir.
- Tasarım noktası 3.1 m/s (6 knot) olarak kabul edilecektir. Tekne hızı ise en fazla 5,1 m/s (10 knot) kabul edilecektir.
- Türbin, kullanılmadığında en az takıntı direnci oluşturacak şekilde tasarlanacaktır. Tasarım noktasında bir adet türbin için toplam takıntı direnci motor seyrinde tekne direncinin % 5'ni geçmeyecektir.
- Türbin tasarım noktasında (3.1 m/s) en az 850 W elektrik üretecek şekilde tasarlanacaktır.
- Türbin en fazla 2.5 m/s (4,8 Knot) tekne hızında elektrik üretmeye başlamalıdır. Bu hızda üretilen elektrik 300 W altında olmayacaktır.
- 1 adet türbin ağırlığı (Alternatörleri dâhil ana güç yönetim sistemine bağlantı noktasına kadar) 35 kg değerini aşmayacaktır.
- Türbin tasarımında deniz suyuna dayanıklı malzemeler kullanılacaktır.
- Türbin, tekneye montajında su sızdırmazlığını sağlayacak şekilde tasarlanacaktır.



Şekil 1. 14 Tekne Hızına Göre iki adet Türbin için Direnç Limiti Eğrisi

Tasarım gereksinimlerinden anlaşılacağı gibi söz konusu kriterler normal bir akıntı türbini tasarımına göre çok daha fazladır. Bu kriterlerin sağlanabilmesi için tasarıma özel bir geliştirme sürecinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

1.4 Tez Planı

Bu bölümde, Bölüm1.3'te verilen gereksinimleri sağlayacak şekilde tasarım için gerekli çalışma planı anlatılacaktır.

Birinci bölümde tez çalışmasının konseptini oluşturan akıntı türbinleri ve bunlar ile ilgili özellikler açıklanarak dünyadaki durumu ve literatürü hakkında bilgiler verilecektir.

İkinci bölümde, çalışmada kullanılan sayısal yöntemler, türbin tasarımında kullanılan mühendislik hesaplamaları ve faydalanılan yazılımlar üzerine bilgiler verilecektir.

Üçüncü bölümde, türbin tasarımında kullanılacak kanat kesit profili, kesite ait C_L ve C_D katsayıları hesaplamaları ve potansiyel profiller değerlendirilerek seçilecektir. Bu aşamada, profil kesitinin üretilebilirliği değerlendirilerek gerekli geometrik revizyonlar yapılacaktır. Kanat uç hız oranı (TSR) benzetim yolu ile belirlenecek, daha sonra Schimitz yöntemi ile belirlenen başlangıç geometrisi üzerinden çeşitli türbin çapları için performans hesaplamaları karşılaştırılacak ve türbin çapına/kanat sayısına karar verilecektir.

Dördüncü bölümde, tasarım noktasına göre belirlenen TSR dikkate alınarak MBEM yöntemi ile kiriş ve kanat kesit burulma açıları optimize edilecektir. Optimizasyon, açık kaynak kodu Harp_Opt ile gerçekleştirilecektir. Optimizasyon ile belirlenen geometri QBlade kodu ile modellenecektir. Ön performans hesapları ve türbin kanatlarının türbin göbeğine göre hatvesinin tasarım gereksinimlerine etkisi, MBEM metodu ile değerlendirilerek uygun konuma karar verilecektir.

Beşinci bölümde, mekanik ön tasarıma göre türbine ait göbek ve pod geometrisinin tasarımı yapılacaktır. Bu bölümde pod geometrisinin tasarımı, hem teknenin rüzgârla seyrinde türbinin çalıştığı duruma hem de teknenin motor seyri yaparken 180 derece dönmüş ve kanatlarının kapalı olduğu durum dikkate alınarak gerçekleştirilecektir. Ayrıca, sistemin mekanik tasarımına ait bilgiler verilecek ve sistemi oluşturan bileşenler anlatılacaktır.

Altıncı bölümde, tasarımı tamamlanan türbin geometrisinin, pod geometrisinin de dâhil olduğu hali ile HAD analizleri yapılacaktır. Farklı akış hızları ve türbin devir sayıları çeşitliliğinin fazla olması ve özellikle HAD analizlerinin uzun sürmesi nedeni ile seçilen özel hız ve devirlerde analizler gerçekleştirilecektir. Elde edilen sonuçlar enterpolasyon ve extrapolasyon yöntemleri yardımıyla değerlendirilecek, alternatör seçimi ve özellikle türbin elektronik kontrolü için gerekli güç-devir, tork - devir eğrilerinin çizilmesinde faydalanılacaktır. Ayrıca kanatların açık ve kapalı konumları ile motor ve yelken seyri esnasında türbin konumları dikkate alınarak HAD analizleri gerçekleştirilecektir. Tüm bu analizlerde, türbin ve tekne geometrisi birlikte kullanılarak problem gerçeğe en yakın koşullarda çözülmeye çalışılacaktır.

Yedinci bölümde, yapılan tasarım için çıkarılan güç-devir, tork - devir eğrileri ve gerekli diğer bilgiler ile en uygun alternatörün seçimi yapılacaktır. Seçilen alternatörün çalışma karakteristikleri içinde çalışma devirlerinin değişkenliği özellikle türbinin yarattığı ek direnç üzerinde büyük etkiye sahiptir. Bu nedenle bu noktada özellikle farklı akış hızları bu hızlara karşılık seçimi yapılan alternatörün tork ihtiyacına bağlı devri ve bu devre göre türbin üzerinde oluşturduğu direnç dikkate alınarak tasarım gereksinimleri kontrol edilecektir. Diğer taraftan, devir düşürme veya yükseltme seçenekleri bu aşamada belirlenecektir.

Sekizinci bölümde ise tasarımın son hali ile ilgili sonuçların ve tasarım gereksinimlerinin karşılanması ile ilgili bilgiler, sistemde ileriye dönük yapılabilecek eklemeler ve iyileştirmeler aktarılacaktır.

BÖLÜM 2

HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

2.1 Su Akıntısındaki Güç

Rüzgâr türbinleri ile akıntı türbinleri teorik olarak birbirlerine benzer şekilde tasarlanırlar. Tasarım açısından aralarındaki en önemli fark, su yoğunluğunun hava yoğunluğunun yaklaşık 836 katı olmasıdır. Ayrıca, su ortamında kavitasyon oluşumu ve havanın sıkıştırılabilir bir akışkan oluşu tasarımda dikkate alınması gereken diğer konulardır. Bu farklar dikkate alındığında, akıntı türbinlerinin tasarımında, rüzgâr türbinlerinin tasarımında kullanılan hesaplama yöntemleri kullanılabilir. Bu bölümde rüzgâr türbini tasarım yöntemleri, su türbini tasarımına uyarlanarak aktarılacaktır.

Su türbini, akıntı hızını yavaşlatarak akıntıdaki kinetik enerjiyi elektrik enerjisine çevirir. Fakat daimi bir akıntıda akıntı hızı sıfıra düşmez ve türbin tasarımı ne kadar iyi olursa olsun kazanılacak enerjinin bir sınırı vardır. Bu sınırı 1919-1926 yılları arasından Betz tanımlamıştır [33]. Betz bu teorisinde türbini bir disk gibi düşünmüş, bu diskin önünde, üzerinde ve arkasındaki hava akışları için enerjinin korunumu kanunlarını kullanmıştır.

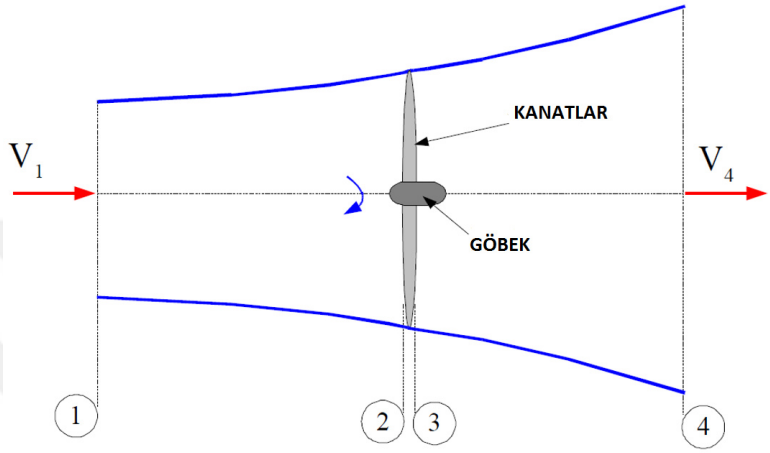
2.2 Momentum Kanat Elemanı Teorisi (MBEM)

Momentum kanat elemanı teorisi, türbinin çalışmasını iki yöntemi birleştirerek incelemektedir. İlki, türbin üzerine etkiyen ve dönen silindirik akışın momentumunun korunumu ile ilgili momentum teorisi, diğeri ise türbin kanat kesitleri üzerindeki kaldırma ve sürüklenme katsayılarının hesaplanması ile ilgili kanat elemanı teorisidir. Bu iki yönteme ait denklemler birleştirilerek iteratif olarak çözüldüğünde, türbin üzerinde

oluşan itme ve tork hesaplanabilir. İtme ve tork değerleri elde edildikten sonra üretilecek güç bulunabilir.

2.3 Momentumun Korunumu

Türbin üzerinde bir akım tüpünün olduğu varsayımıyla ortalama akım hızları ve konumları Şekil 2.1'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 2. 1 Akım tüpü ve ortalama hızlar

Akım tüpünün girişindeki hız V_1, türbinin hemen önündeki hız V_2, hemen arkasındaki hız V_3 ve akım tüpü sınırının çıkışındaki hız V_4 olarak tanımlanabilir. Bu noktada, 2 ve 3 arasında türbinin akıştaki enerjiyi mekanik enerjiye çevirmesi sonucunda iki bölge arasında basınç değişimi meydana gelir. Bu yaklaşımda $p_1 = p_4$, $V_2 = V_3$,akışın sürtünmesiz, daimi, homojen, sıkıştırılamaz ve yoğunluğun sabit olduğu kabulü yapılarak Bernoulli fonksiyonu denklem (2.1)'de verilen eşitlik ile ifade edilir.

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2}\rho\,(V_1^2 - V_4^2) \qquad \text{[Pa]} \qquad (0.1)$$

Eksenel kuvvet ise 2 ve 3 numaralı bölgedeki basınç farkı dikkate alınarak denklem (2.2) ve (2.3)'teki eşitlikler ile ifade edilir.

$$dF_x = (p_2 - p_3)dA \qquad \text{[N]} \qquad (0.2)$$

$$dFx = \frac{1}{2}\rho\,(V_1^2 - V_4^2)dA \qquad \text{[N]} \qquad (0.3)$$

Bu noktada V_1 ile V_2 hızları arasındaki fark eksenel akış faktörü olarak denklem (2.4), (2.5) veya (2.6)'daki eşitlikler ile ifade edilirken, eksenel kuvvet eksenel akış faktörüne bağlı olarak denklem (2.7)'deki eşitlik ile ifade edilir.

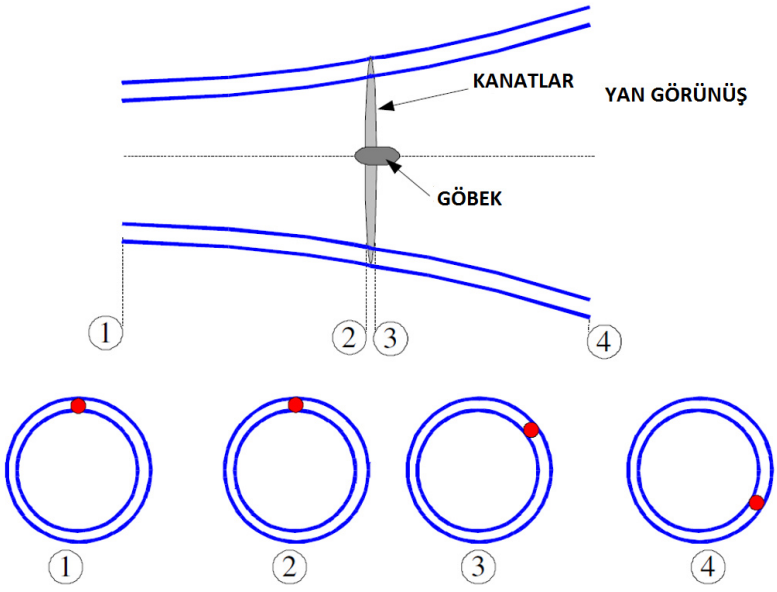
$$a = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \qquad [\text{-}] \qquad (0.4)$$

$$V_2 = V_1(1 - a) \qquad [\text{m/s}] \qquad (0.5)$$

$$V_4 = V_1(1 - 2a) \qquad [\text{m/s}] \qquad (0.6)$$

$$dFx = \frac{1}{2}\rho V_1^2[4a(1 - a)]2\pi r dr \qquad [\text{N}] \qquad (0.7)$$

Momentum teorisinde türbin Şekil 2.2' deki gibi bir akım tüpü içinde kabul edilirse 1 numaralı kesit türbin öncesinde ve türbine uzak bir noktadaki akışı, 2 numaralı kesit türbin eksenin hemen önündeki akışı, 3 numaralı kesit türbin ekseninin hemen gerisindeki akışı ve 4 numaralı kesit ise türbin sonrasında türbin kesitine uzak bir noktadaki akışı temsil etmektedir. 2 ve 3 numaralı kesitler arasında akış, türbinin dönmesi nedeni ile ters yönde bir iz ile hareket eder.



Şekil 2. 2 Akım hızı bölgeleri

Şekil 2.3' de ise türbin en kesitine bakıldığında, kanat Ω açısal hızı ile hareket ederken kanat izi ω hızı ile dönmektedir. Tork değeri, temel fizik kuralları dikkate alınırsa

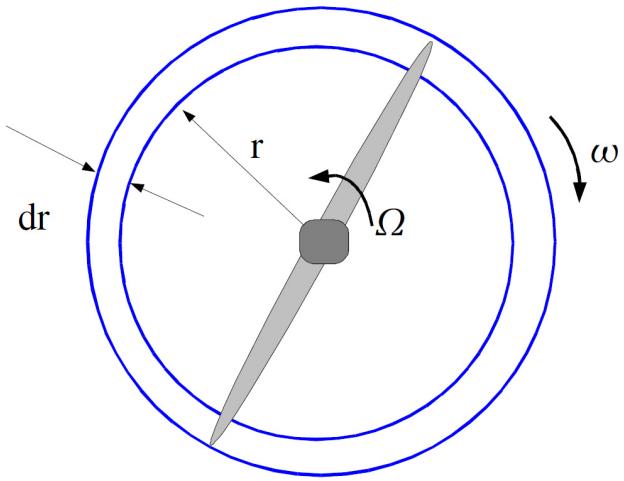
denklem (2.8), (2.9) ve (2.10) eşitliklerinden faydalanılarak denklem (2.11) 'deki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$I = mr^2 \qquad [\text{kg.m}^2] \qquad (0.8)$$

$$L = I\omega \qquad [\text{kg.m}^2/\text{s}] \qquad (0.9)$$

$$T = \frac{dL}{dt} \qquad [\text{Nm}] \qquad (0.10)$$

$$T = \frac{dI\omega}{dt} = \frac{d(mr^2\omega)}{dt} = \frac{dm}{dt}r^2\omega \qquad [\text{Nm}] \qquad (0.11)$$



Şekil 2. 3 Açısal hız, kanat elemanı ve çap gösterimleri

Kanat üzerindeki *dr* kadar sonlu bir eleman üzerindeki tork ise denklem (2.15)'teki gibi ifade edilir.

$$dT = d\dot{m}\omega r^2 \qquad [\text{Nm}] \qquad (0.12)$$

$$d\dot{m} = \rho A V_2 \qquad [\text{kg/s}] \qquad (0.13)$$

$$d\dot{m} = \rho 2\pi r dr V_2 \qquad [\text{kg/s}] \qquad (0.14)$$

$$dT = \rho 2\pi r dr V_2 \omega r^2 = \rho V_2 \omega r^2 2\pi r dr \qquad [\text{Nm}] \qquad (0.15)$$

Buradan açısal akış faktörü a' denklem (2.16) ile ifade edilirken denklem (2.7) ve (2.15) bir araya getirilerek sonlu bir kanat elemanı üzerindeki tork değeri, denklem (2.17)'deki eşitlikle bulunabilir.

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \qquad [\ -\ ] \qquad (0.16)$$

$$dT = 4a'(1-a)\rho V\Omega r^3 \pi dr \qquad [\text{Nm}] \qquad (0.17)$$

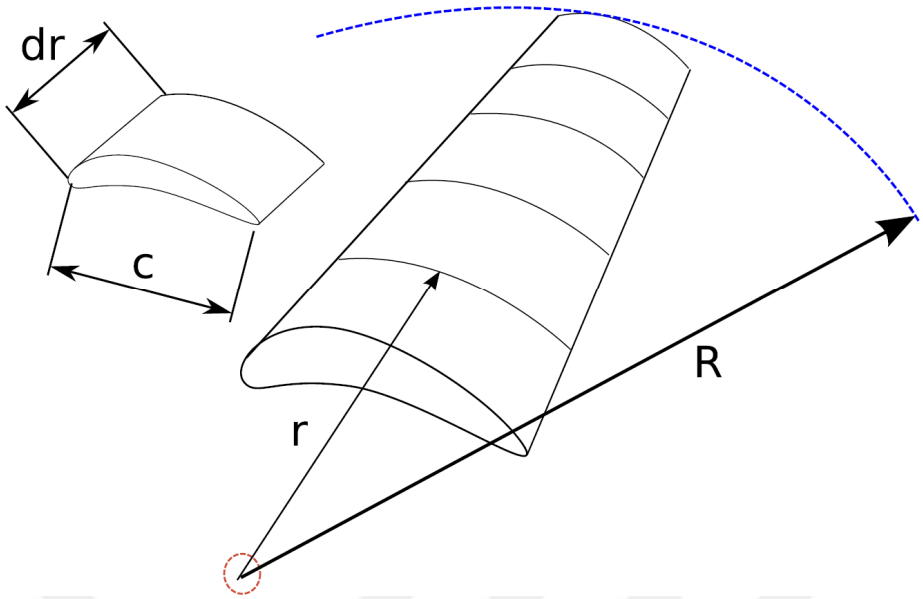
Sonuç olarak momentum teorisinde denklem (2.17) ve denklem (2.7) ile akışın meydana getirdiği eksenel kuvvet dFx ve tork dT eşitlikleri elde edilmiş olunur. Bir sonraki bölümde, bu bölümde elde edilen denklemler, kanat elemanı teorisi içinde kullanılarak, türbin performansının belirlenmesinde kullanılan denklemler çıkarılacaktır.

2.4 Kanat Elemanı Teorisi

Kanat elemanı teorisinde iki önemli kabul yapılmaktadır. Bunlar,

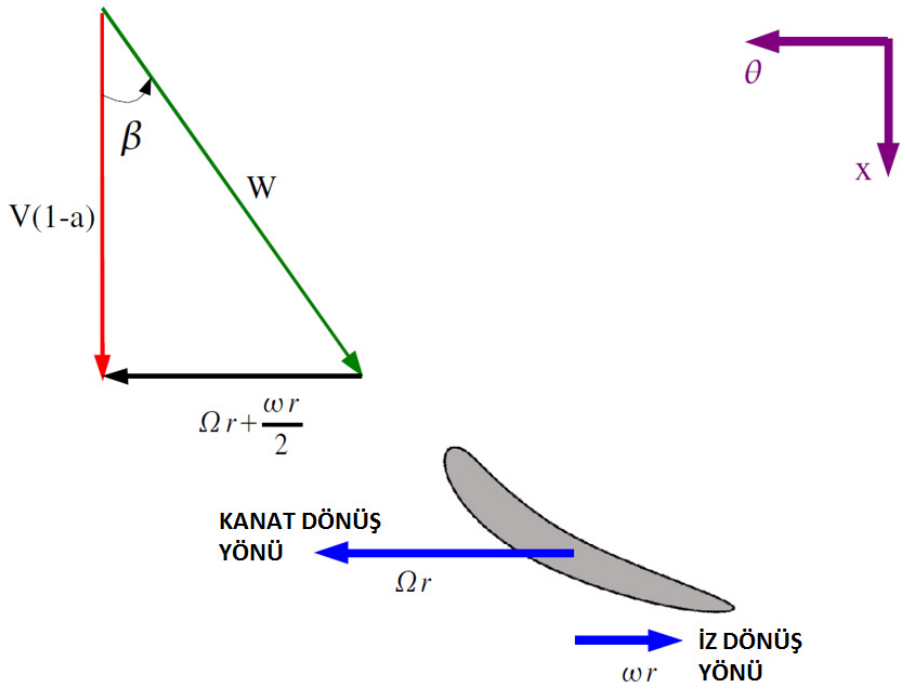
- Kanat elemanları arasında hidrodinamik bir etkileşim yoktur.
- Kanat elemanı üzerindeki kaldırma kuvveti ve sürüklenme kuvveti, kanat kesit profiline bağlı hesaplanan kaldırma ve sürüklenme katsayılarına bağlıdır.

Şekil 2.4'te, kanat elemanı teorisinin modeli gösterilmektedir. Kanatlar dr sonlu boyutunda elemanlara ayrılarak her bir elemanın profil özelliklerine, birbirlerinden farklı açısal dönme hızlarına, kiriş boylarına ve hatve açılarına göre kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri hesaplanır. Kanat boyunca integral alınarak sadece bir kanat için performans hesaplanır. Elde edilen sonuç, türbinde bulunan kanat sayısı ile çarpılarak türbinin performansı elde edilmiş olur.



Şekil 2. 4 Kanat üzerinde sonlu kanat elemanı

Şekil 2.5' te, bir kanat elemanının kesiti üzerindeki hızlar gösterilmiştir. $V(1-a)$ ile gösterilen vektör eksenel akış faktörü etkisindeki akış hızını, $\Omega r + \frac{\omega r}{2}$ büyüklüğü ile verilen vektör rotasyonel akış faktörü etkisindeki kesit açısal hızını ve w ise kanat kesitine gelen bileşke hız vektörünü ifade etmektedir.



Şekil 2. 5 Bir kanat elemanı üzerindeki akış hızları

Momentum kanat elemanı teorisi denklemlerine geçmeden önce bağıl hız kavramından bahsetmek gerekir. Türbin geometrisini oluşturan kesit profilleri genellikle rüzgâr tüneli verileri bulunan aerofoillerden seçilir. Çoğu rüzgâr tünelinde kesit profili özellikleri, kesit sabit tutularak ve üzerine akış gönderilerek elde edilir. Fakat gerçekte kesit, dönen türbin ile birlikte akışın içinde hareket eder. Bu nedenle kesit profilinin kaldırma ve sürüklenme katsayılarının hesaplanması için bağıl hız ifadesi kullanılır. Şekil 2.2'de gösterildiği gibi, kanat üzerindeki akış 2 numaralı kesitte başlar ve 3 numaralı kesitte sona erer. Bu esnada girişte (1 numaralı kesit) akış dönmemektedir. Çıkışta ise türbinin etkisiyle akış ω hızı ile dönmekte olup ortalama dönme hızı $\frac{\omega}{2}$ olarak kabul edilebilir. Bu sırada kanat kesiti Ω hızı ile dönmekte olup, teğetsel hız ortalaması $\Omega r + \frac{\omega r}{2}$ ifadesi ile gösterilir. Bu ifade için denklem (2.18)'deki eşitlik yazılabilir. Denklem (2.19) ile verilen β açısı, kesit hatve açısı olarak adlandırılır ve kanat boyunca değişik değerler alabilir.

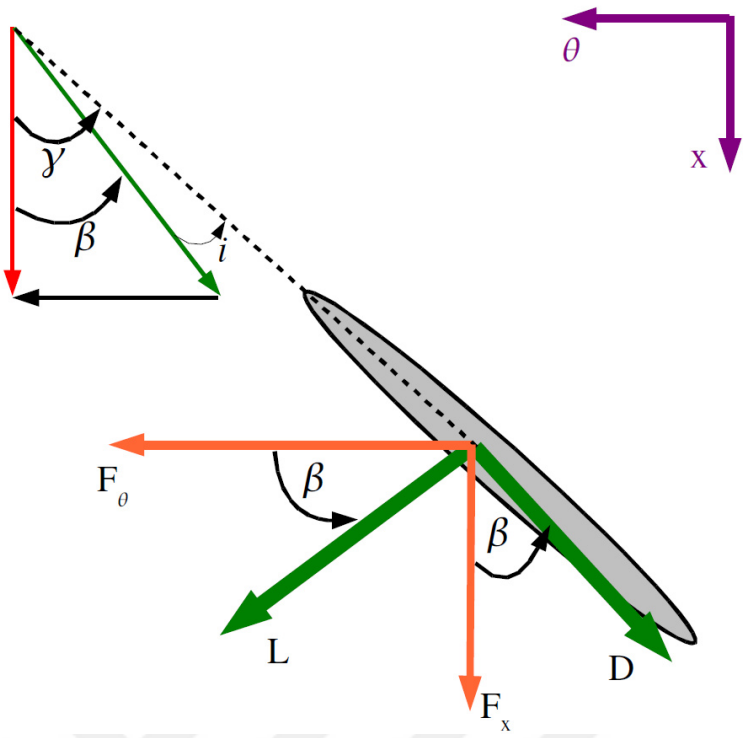
$$\Omega r + \frac{\omega r}{2} = \Omega r(1 + a') \qquad \text{[m/s]} \qquad (0.18)$$

$$tan\beta = \frac{\Omega r(1 + a')}{V(1 - a)} \qquad \text{[-]} \qquad (0.19)$$

Türbin performans hesapları için kullanılan diğer bir ifade ise kanat uç hızı oranı (Tip Speed Ratio: TSR) ifadesidir ve λ ile gösterilir. Denklem (2.20) 'deki gibi, herhangi bir yarıçapta, kanat kesiti dönüş hızının türbin üzerine gelen akış hızına oranı olarak ifade edilir.

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{V} \qquad \text{[-]} \qquad (0.20)$$

Kanat kesiti üzerindeki kuvvetler ve açılar Şekil 2.6'daki gibi gösterilir.



Şekil 2. 6 Bir kanat elemanı üzerindeki kuvvetler

Şekil 2.6'da sırasıyla F_θ teğetsel kuvveti, F_x, eksenel kuvveti, L, kaldırma kuvvetini, D, sürüklenme (direnç) kuvvetini, i, hücum açısını ifade etmektedir. Kanat uç hız oranı ifadesi, denklem (2.19)'da yerine konulursa hatve açısı denklem (2.21)'deki gibi ifade edilebilir.

$$tan\beta = \frac{\lambda_r(1+a')}{(1-a)} \qquad [\text{-}] \qquad (0.21)$$

Diğer taraftan kanat kesitine gelen bağıl hız W ise denklem (2.22)'deki gibi yazılır.

$$W = \frac{V\,(1-a)}{\cos\beta} \qquad [\text{m/s}] \qquad (0.22)$$

Kanat elemanı üzerindeki kuvvetler Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Buradan türbin üzerine gelen akışa dik ve paralel olacak şekilde olan kuvvetler sırasıyla denklem (2.23) ve (2.24)'deki eşitlikler ile ifade edilir.

$$dF_\theta = dLcos\beta - dDsin\beta \qquad [\text{N}] \qquad (0.23)$$

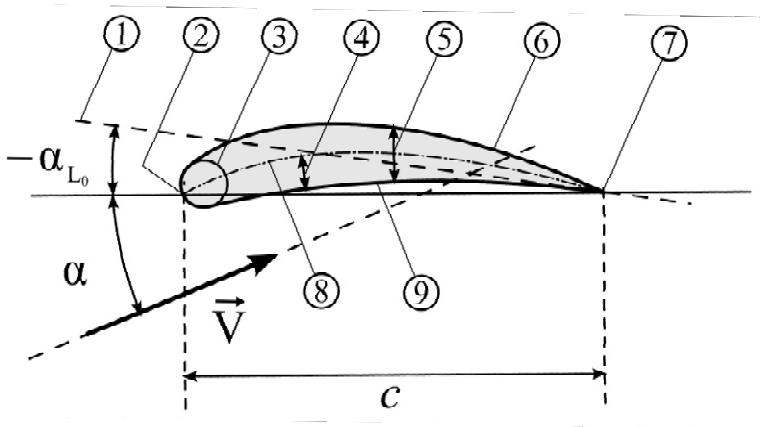
$$dF_x = dLsin\beta + dDcos\beta \qquad [\text{N}] \qquad (0.24)$$

Burada kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri, kesit profilinin tipine göre değişiklik gösteren kaldırma katsayısı C_L ve sürüklenme katsayısı C_D kullanılarak denklem (2.25) ve (2.26)'daki gibi ifade edilir.

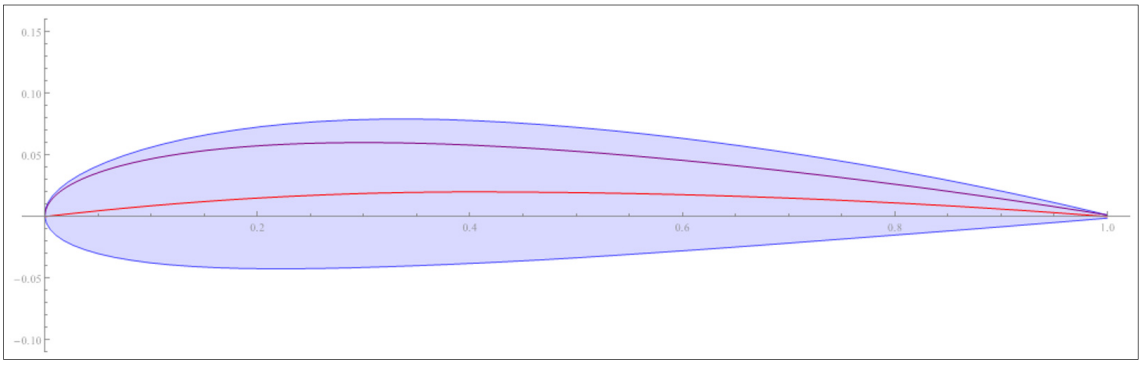
$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho W^2 c dr \quad \text{[N]} \quad (0.25)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho W^2 c dr \quad \text{[N]} \quad (0.26)$$

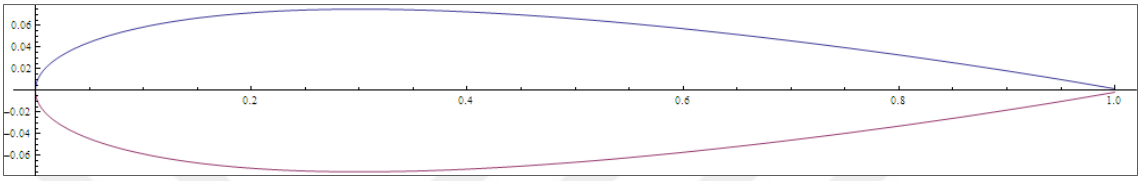
Bu noktada kanat kesit profiline bağlı C_L ve C_D katsayılarının nasıl elde edildiğini açıklamak gerekir. Kanat kesit profilleri, uçak kanatlarından rüzgâr türbinlerine, gemi pervanelerinden uçak pervanelerine kadar aerodinamik/hidrodinamik özellikleri nedeniyle yukarıda ifade edilen kuvvetleri oluşturan ve uygulandıkları sistemlerin gereksinimine göre itme ve tork meydana getiren, akış enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümünde anahtar rol oynayan elemanlardır (Şekil 2.7). Kullanım yerine ve gereksinime göre farklı şekillerde olan bu profillerden en fazla bilineni NACA kesitleridir. Başlangıçta Amerikan Ulusal Havacılık Dairesi (National Advisory Committee for Aeronautics) tarafından uçak kanatlarında kullanılmak üzere oluşturulan bu kesitler, daha sonra farklı özelliklerde türetilerek geniş kullanım alanı bulmuştur. Şekil 2.8'de, NACA 2412 kesit profili gösterilmiştir. Bu profil simetrik olmayan sehimli bir kesit profilidir. Şekil 2.9'da ise NACA 0015 kesit profili gösterilmiştir.



Şekil 2. 7 Kesit profili ve kesit profilini tanımlayan ifadeler 1) Sıfır kaldırma hattı, 2) Giriş kenarı 3) Kanat ucu çemberi, 4) Sehim 5) Maksimum kalınlık, 6) Üst yüzey, 7) Çıkış kenarı, 8) Sehim merkezi, 9) Alt yüzey



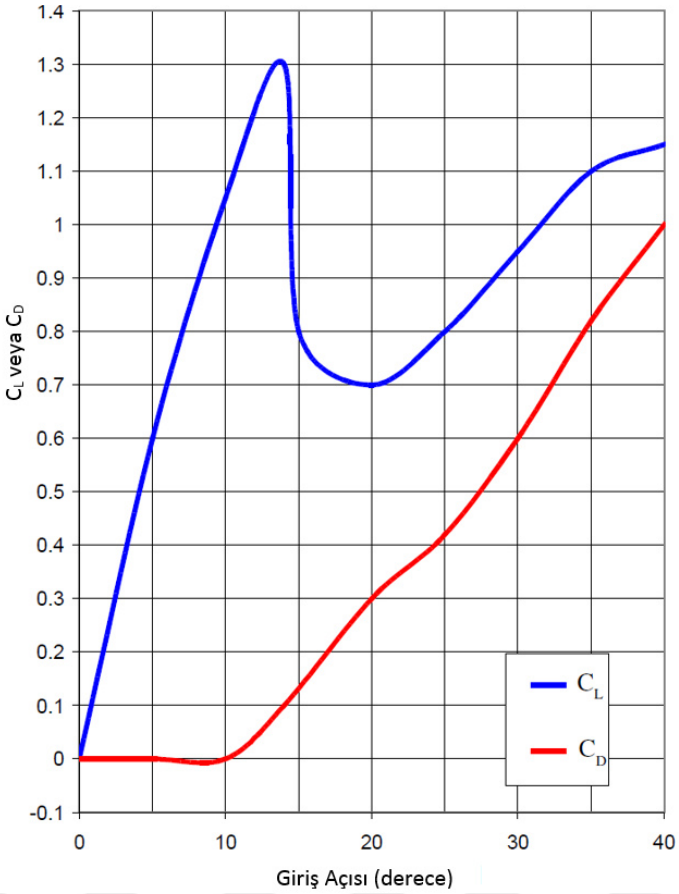
Şekil 2. 8 NACA 2412 kesit profili



Şekil 2. 9 NACA 0015 kesit profili

Kesit profili özellikleri belirlenirken hücum açıları ve Reynolds sayısı önem kazanmaktadır. Akışkanlar mekaniğinde Reynolds sayısı, bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin (vsρ) viskoz kuvvetlere (μ/d) olan oranıdır. Sonuç olarak bu değer, söz konusu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini verir. Bundan dolayı, Reynolds sayısı, düzgün akış ve türbülanslı akış gibi değişik akış rejimlerini nitelemek için kullanılır. Reynolds sayısı, kesit profilinin çalışacağı akışkanın özelliğine, akışın hızına ve kiriş boyuna bağlı olarak değişmektedir. Kesit profili için, hesap yapılarak ya da deneysel olarak belirlenen kaldırma katsayısı C_L ve sürüklenme katsayısı C_D Reynolds sayısına doğrudan bağlıdır.

Profil kesitinin belirli bir Reynold sayısı ve farklı hücum açılarına göre hesaplanan kaldırma katsayısı C_L ve sürüklenme katsayısı C_D eğrilerine "Polar Diyagram" adı verilir. Profillerin potansiyel çalışma koşullarındaki performansları ve uygun hücum açıları, polar diyagramlara bakılarak yorumlanır. Şekil 2.10'da, NACA 0012 kesit profiline ait bir polar diyagram örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 2. 10 NACA 0012 kesit profiline ait C_L ve C_D katsayılarını gösteren polar (hücum açısına göre) diyagram

Türbin tasarımının temelinde, profil kesitinin performansı, doğrudan türbin verimi ile ilişkilidir. Hidrodinamik kaldırma kuvveti türbinden elde edilecek gücün maksimize edilebilmesi için mümkün olan en büyük değerinde olmalı, sürüklenme kuvveti ise tam tersine en düşük değerinde olmalıdır. Buna bağlı olarak, profil kesiti seçiminde kaldırma katsayısının sürüklenme katsayısına oranı $\frac{C_L}{C_D}$ büyük seçilmelidir. Profil kesitleri için bu katsayıları hesaplamak zor olmakla beraber bu çalışmada, QBlade kodu altında XFOIL kodu kullanılarak ilgili hesaplamalar yapılmış ve profil kesitine karar verilmiştir. Seçim aşamasında Reynolds sayısı, hücum açısı, durma noktası (stall) dikkate alınan değişkenlerdir. Bu çalışmada tasarlanan türbin için gerekli olan profil seçimine ait detaylar ileriki bölümlerde aktarılmıştır.

Kaldırma katsayısı ve sürüklenme katsayısı için verilen bu bilgilerin ardından kanat sayısı B adet olan bir türbin için denklem (2.25) ve (2.26) eşitlikleri, kuvvet cinsinden denklem (2.27) ve (2.28)'deki gibi ifade edilir.

$$dF_x = B\frac{1}{2}\,\rho W^2(C_L sin\beta + C_D cos\beta)cdr \qquad [N] \qquad (0.27)$$

$$dF_\theta = B\frac{1}{2}\,\rho W^2(C_L cos\beta - C_D sin\beta)cdr \qquad [N] \qquad (0.28)$$

Bu kuvvetlerden F_θ kuvveti, kanat kesiti için tork olarak denklem (2.29)'daki gibi ifade edilebilir.

$$dT = B\frac{1}{2}\,\rho W^2(C_L cos\beta - C_D sin\beta)crdr \qquad [Nm] \qquad (0.29)$$

Denklem (2.29)'dan görüleceği üzere, sürüklenme katsayısı denklem içinde torku düşürecek yönde etki etmekte ve buna bağlı olarak türbinden elde edilecek gücü de düşürmektedir. Bu durum, profil kesit seçiminde $\frac{C_L}{C_D}$ oranının büyük seçilmesi gerekliliğini açıklamaktadır. Diğer taraftan denklem (2.27) ile (2.29) ve denklem (2.22) ile (2.23) birleştirilirse sonlu büyüklükteki kanat kesitine etkiyen eksenel kuvvet dF_x ve tork değeri dT sırası ile denklem (2.30) ve (2.31)'deki gibi ifade edilir.

$$dF_x = \sigma'\pi\rho\frac{V^2(1-a)^2}{cos^2\beta}(C_L sin\beta + C_D cos\beta)rdr \qquad [N] \qquad (0.30)$$

$$dT = \sigma'\pi\rho\frac{V^2(1-a)^2}{cos^2\beta}(C_L cos\beta - C_D sin\beta)r^2dr \qquad [Nm] \qquad (0.31)$$

Bu denklemlerde yer alan σ' değeri "yerel katılık faktörü" olarak adlandırılır ve denklem (2.32) 'deki gibi ifade edilir.

$$\sigma' = \frac{Bc}{2\pi r} \qquad [\ -\ ] \qquad (0.32)$$

Momentum kanat elamanı yöntemi eşitliklerine geçmeden önce üzerinde durulması gereken diğer bir konu da kanat uç kaybı düzeltmesidir. Türbin kanat ucunda oluşan girdap ve akım ayrılmaları, kanadın basınç ve emme yüzeylerinde kanat geneline göre düzensizlik yaratmakta ve bu durum da türbin verimi doğrudan etkilemektedir. 0-1 arasında değişen ve performans hesaplarına dâhil edilen kanat uç kaybı düzeltme faktörü Q, denklem (2.33)'teki eşitlik ile ifade edilir.

$$Q = \frac{2}{\pi} cos^{-1}[\exp\left\{-\left(\frac{B/2[1-r/R]}{(r/R)cos\beta}\right)\right\}] \qquad [\text{ - }] \qquad (0.33)$$

Sonuç olarak eksenel kuvvet dF_x ve tork değeri dT kanat uç kaybını da içerecek şekilde denklem (2.34) ve (2.35)'teki gibi ifade edilir.

$$dF_x = Q\rho V_1^2[4a(1-a)]\pi r dr \qquad [\text{N}] \qquad (0.34)$$

$$dT = Q4a'(1-a)\rho V\Omega r^3 \pi dr \qquad [\text{Nm}] \qquad (0.35)$$

Bu noktaya kadar türbin performans hesaplarının yapılabilmesi için dört adet denklem elde edilmiştir. Bunlardan ikisi momentum teorisinden elde edilen denklem (2.34) ve (2.35)'te verilen eksenel kuvvet ve tork ifadelerdir. Diğerleri ise kanat kesit profili özellikleri (C_L ve C_D) ile hesaplanan ve denklem (2.30) ve (2.31)'de verilen eksenel kuvvet ve tork ifadelerdir. Bu ifadeler birbirlerine eşitlenerek kanat elemanı teorisi yardımıyla türbin performansının hesaplanmasında kullanılacaktır. Bu denklemler (2.36) ve (2.37)'de gösterilmiştir.

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma'[C_L sin\beta + C_D cos\beta]}{4Qcos^2\beta} \qquad [\text{ - }] \qquad (0.36)$$

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma'[C_L cos\beta - C_D sin\beta]}{4Q\lambda_r cos^2\beta} \qquad [\text{ - }] \qquad (0.37)$$

Türbin performans hesaplarında kullanılacak diğer bir değişken ise güç katsayısı C_P dir. Türbin tarafından üretilecek toplam güç, her bir kanat elemanının bulunduğu kesit için genel olarak denklem (2.38)'deki eşitlik ile ifade edilir.

$$dP = \Omega dT \qquad [\text{Watt}] \qquad (0.38)$$

Bu ifade, kanat boyunca entegre edildiğinde, toplam güç ifadesi için denklem (2.39) ile verilen eşitlik elde edilir.

$$P = \int_{r_h}^{R} dP dr = \int_{r_h}^{R} \Omega dT dr \qquad [\text{Watt}] \qquad (0.39)$$

Burada r_h türbin göbeği yarıçapıdır. Güç katsayısı C_P , denklem (2.40)'daki gibi ifade edilir. Bu ifade denklem (2.31)'de yer alan tork ifadesi ile birleştirildiğinde denklem (2.41)'deki son halini alır.

$$C_P = \frac{P}{P_{rüzgar}} = \frac{\int_{r_h}^{R} \Omega dT}{\frac{1}{2}\rho\pi R^2 V^3} \quad [\text{ - }] \quad (0.40)$$

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2}\int_{\lambda_h}^{\lambda} Q\lambda_r^3 a'(1-a)\left[1 - \frac{C_D}{C_L}tan\beta\right] d\lambda_r \quad [\text{ - }] \quad (0.41)$$

2.5 Kanat Tasarım Prosedürü

Bölüm 2.4 kanat elemanı teorisi altında verilen denklemlerin de yardımı ile kanat tasarımı ve türbin performans hesapları iteratif olarak yapılır.

2.5.1 1.Aşama: Türbin çapının belirlenmesi

Türbinden beklenen güç P, gerçek çalışma koşullarını içerecek şekilde denklem (2.42)'deki gibi ifade edilebilir.

$$P = C_P\eta\frac{1}{2}\rho\pi R^2 V^3 \quad [\text{Watt}] \quad (0.42)$$

Burada ilk kez gösterilen η ifadesi türbinin elektrik ve mekanik kayıplarını göstermektedir (başlangıç için 0,9 alınabilir), türbinden beklenen güç katsayısı C_P için yapılacak kabul (başlangıç olarak 3 kanatlı bir türbin için 0,4 alınabilir) ve sıkça çalışacağı ön görülen akış hızı kullanılarak türbin çapı başlangıç olarak belirlenir.

2.5.2 2.Aşama: Kanat sayısı ve kanat uç hız oranının belirlenmesi

Çizelge 2.1'de kanat sayısına göre kanat uç hız oranı (TSR) için genel değerler verilmiştir. Bunun yanında yüksek tork beklentisi var ise kanat uç hız oranı $1 < \lambda < 3$, genel olarak rotorun pompa olarak kullanılacağı yerlerde, güç elde etmek amacı ile kullanılacak rotorlarda ise $4 < \lambda < 10$ arasında bir değer alınabilir.

Çizelge 2. 1 Kanat sayısına göre kanat uç hız oranı

λ	B
1	8-24
2	6-12
3	3-6
4	3-4
4<	1-3

2.5.3 3.Aşama: Profil kesitinin belirlenmesi

Türbin çalışma koşulları ve güç beklentisi dikkate alınarak profil kesitleri C_L ve C_D katsayıları ve $\frac{C_L}{C_D}$ oranı dikkate alınarak belirlenir. Genel bir görüş olarak, seçilen profilin C_L değerinin %80'ni tasarım sürecinde kullanılır [34].

2.5.4 4.Aşama: Kanat elemanı sayısının belirlenmesi

Kanat elemanı momentum teorisinde türbin tasarımı ve performans tahmini yapılırken kanat sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu yönden bakıldığında, sık aralıklar ile eleman belirlemek, hesap hassasiyetini arttıracak diğer taraftan hesaplama süresini uzatacaktır. Yapılan çalışmalar en az 10 eleman kullanılmasını önerirken, mevcut çalışmada 300 eleman kullanılmış ve bu sayının üstünde elemanın kullanılmasının sonuçlarda kayda değer farklar yaratmadığı tespit edilmiştir.

2.5.5 5.Aşama: Kanat kesit hatvelerinin (β) ve kiriş boylarının (c) belirlenmesi

Bu aşamada, (2.43), (2.44) ve (2.45) denklemleri, türbin gerisindeki akışın dönüşünü dikkate alarak fakat C_D katsayısını (sıfır sürüklenme) ve kanat uç kaybı faktörünü dikkate almadan, iteratif hesaplamanın başlangıcında gerek duyulan hatve ve kiriş boylarının çıkarılması için kullanılır.

$$\beta = 90^{\circ} - \frac{2}{3} tan^{-1}(\frac{1}{\lambda_r}) \quad \text{[derece]} \quad (0.43)$$

$$a = (1 + \frac{4cos^2\beta}{\sigma' C_L sin\beta})^{-1} \quad [-] \quad (0.44)$$

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad [-] \quad (0.45)$$

2.5.6 6.Aşama: Türbin performansının belirlenmesi ve tasarımın revize edilmesi

Bu aşamada, türbin performansı her bir kanat elemanı için hesaplanarak ve kanat boyunca entegrasyon yapılarak elde edilir. Eğer performans istenilen değerleri sağlamıyorsa, hatve β , kiriş boyu c, kanat sayısı B, kanat yarıçapı R ve kanat uç hız oranı λ gibi değişkenler değiştirilerek optimum sonuç elde edilinceye kadar iterasyonlar devam ettirilir.

2.6 Schmitz Yöntemi ve Faydalanılan Kodlar

Bu çalışmada özellikle türbin çapı, kanat sayısı ve bunların genel anlamda tasarım gereksinimleri kapsamında değerlendirilerek belirlenmesi için ampirik bir yaklaşımla hatve β ve kiriş boyu c değerlerinin tanımlanmasına ihtiyaç duyulmuştur. Bunun için Shmitz yöntemi kullanılmıştır. Shmitz'e göre profil kesitinin kaldırma katsayısı C_L biliniyorsa, kesit hatvesi β, denklem (2.46) kiriş boyu c ise denklem (2.47) yardımıyla belirlenebilir.

$$\beta(r)_{shmitz} = \frac{2}{3} arctan\frac{R}{r\lambda} - \alpha_D \quad [\text{rad}] \quad (0.46)$$

$$c(r)_{shmitz} = \frac{1}{B}\frac{16\pi r}{C_L}\sin^2\left(\frac{1}{3}\arctan(\frac{R}{\lambda r})\right) \quad [\text{m}] \quad (0.47)$$

Çap ve kanat sayısına karar verildikten sonra hatve β ve kiriş boyu c 'nin MBEM'e göre optimizasyonu için HARP_Opt (Horizontal Axis Rotor Performance Optimization) kodu kullanılmıştır. HARP_Opt kodu, performans çözümlerini Momentum Kanat Elemanı teorisini kullanarak gerçekleştirmekte, çoklu tasarım kriterlerine göre optimizasyonun gerçekleştirilmesinde ise MATLAB genetik algoritma çözücüsünü kullanmaktadır. HARP_Opt kodunda, su altı akıntı türbinleri için de hesap yapılabilmektedir. HARB_Opt

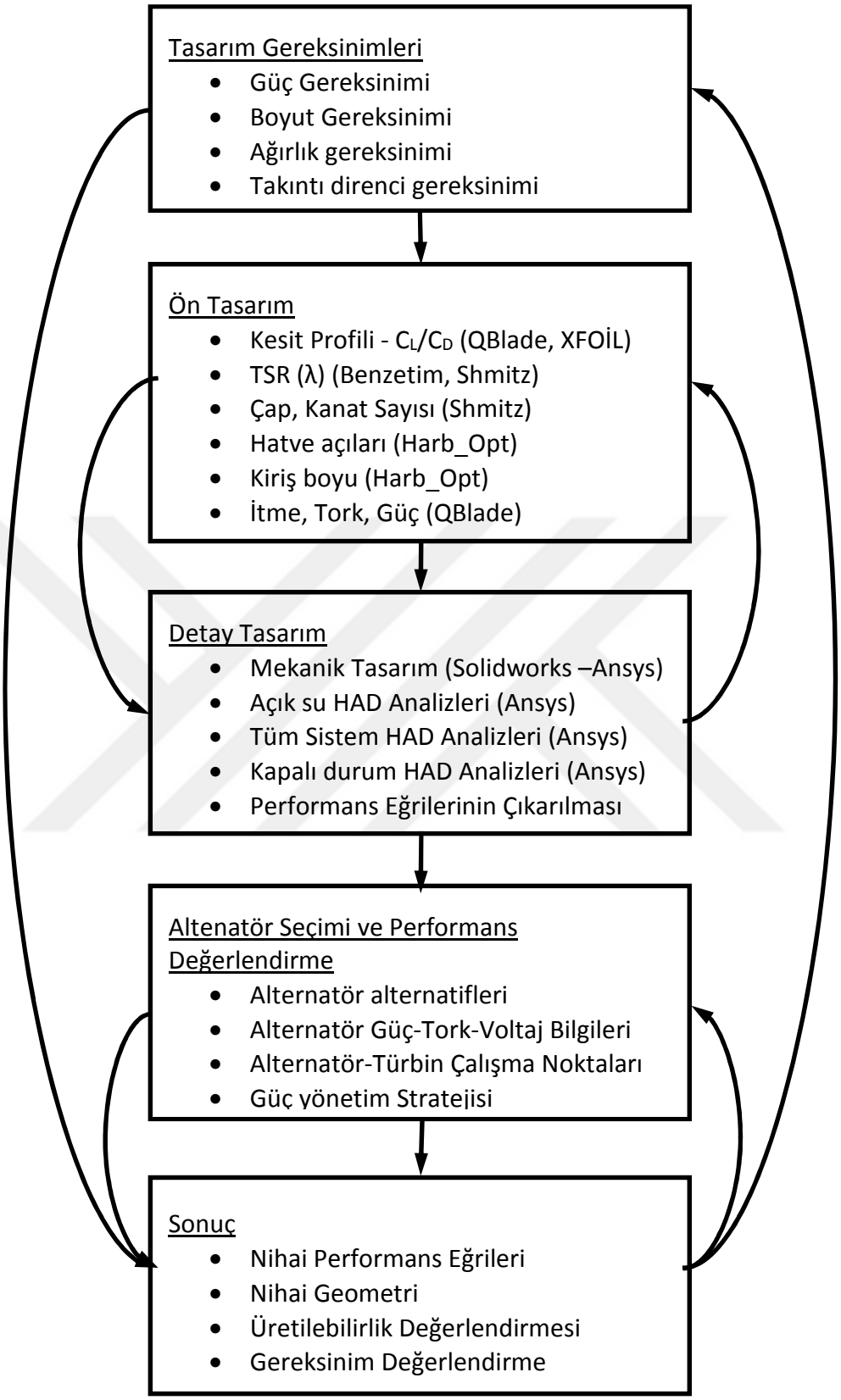
kodunun diğer bir özelliği ise su altı akıntı türbinleri için kavitasyon oluşumunu kanat kesit özelliklerine(C_{Pr}, boyutsuz basınç katsayısı) göre hesaplaması ve bunu kanadın hatve β ve kiriş boyu c 'nin tayininde bir kriter olarak kullanmasıdır. Fakat mevcut çalışmada kodun bu özelliği kullanılmamıştır. Bunun nedeni çalışmada tasarlanmak istenen türbinin çalışma dinamikleri ve tasarım gereksinimlerinin konvansiyonel akıntı türbinlerinden farklı olmasıdır.

QBlade kodu çap ve kanat sayısının belirlenmesi için Schimitz yöntemi ile belirlenen geometrilerin karşılaştırılması için gerekli hesapların yapılmasında, HARP_Opt kodu ise elde edilen geometrinin fiziksel olarak modellenmesi ve farklı çalışma koşullarının performansının hesaplanabilmesi için kullanılmıştır. QBlade, rüzgâr türbinlerinin tasarım ve performans hesaplarının yapılabilmesi için George Pechlivanoglou tarafından Berlin Teknik Üniversitesi'ndeki doktora çalışmaları dâhilinde hazırlanmış ve yıllar içinde geliştirilmiştir. Yazılım ücretsiz olarak referans gösterilen kaynaktan edinilebilir. Qblade içinde XFOIL kanat kesit profili hesaplama kodunu barındırmakta ve bu koddan elde edilen kanat kesit profili özelliklerini doğrudan momentum kanat elemanı teorisi hesaplarında kullanabilmektedir.

Mevcut çalışmada ön tasarımı tamamlanmış türbin geometrisinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile performans bakımından incelenmesi ve detay tasarımı için ANSYS yazılımı kullanılmıştır [35].

Mekanik tasarım ve modelleme için ise Solidworks yazılımından faydalanılmıştır [36].

Tasarım için akış şeması Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 11 Tasarım Akış Şeması

BÖLÜM 3

TÜRBİN GENEL ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

3.1 Kanat Kesit Profilinin Belirlenmesi

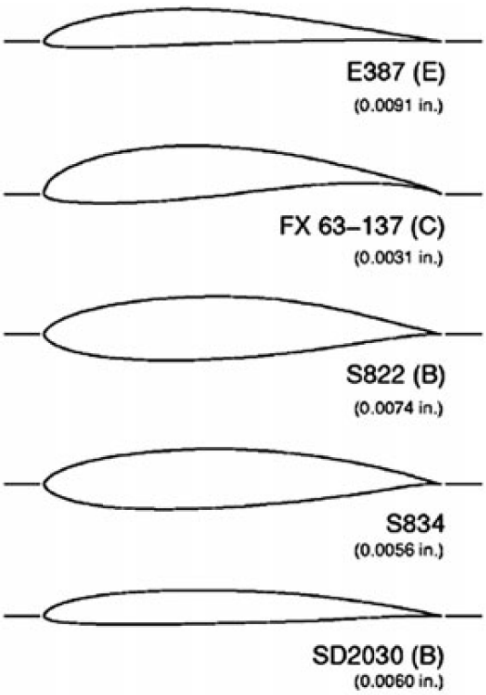
Reynolds sayısı, bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olup sonuç olarak bu değer bu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini vermektedir. R_e Sayısı denklem (3.1)'deki gibi ifade edilir.

$$R_e = \frac{Vl}{\upsilon} \qquad [-] \qquad (0.48)$$

Burada; V, akış hızını, l, karakteristik kiriş boyunu ve υ , akışkanın kinematik viskozitesini ifade etmektedir. Bu çalışmada akışkan olarak kullanılan deniz suyu için kinematik viskozite değeri 0.00001002 [m^2/s] alınmıştır.

Kesit profilinin belirlenmesinde dikkate alınacak polar diyagramlar R_e sayısına göre elde edilmektedir. Bunun için denklem (3.1)'de verilen ifade de yer alan karakteristik kiriş boyu değerine de ihtiyaç vardır. Çalışmada başlangıç olarak bu değer, $\frac{r}{R}$ değeri 0.7 olan kesit için 50 – 60 mm aralığında olacağı öngörülmüş olup R_e sayısı 400.000 alınmıştır. Bu değer göreceli olarak düşük R_e sayısı şeklinde değerlendirilebilir. Kesit profili belirlenirken rüzgâr türbinlerinde kullanılan düşük R_e sayılı profillerden faydalanılmıştır. Bunun nedeni suyun yoğunluğunun havanın yoğunluğuna göre yaklaşık 850 kat fazla olmasına rağmen akış hızlarının düşük olması ve bunun sonucu olarak benzer R_e sayılarına sahip olmaları, su türbinleri ile rüzgâr türbinlerinin kesit profillerinde benzer profil tiplerinin kullanılabilir olmasıdır.

NREL tarafından düşük R_e sayılı bazı profiller için karakteristik özellikler incelenmiştir [14]. Bu çalışmanın yanında M. Rafiuddin Ahmed, [37] de verilen çalışmasında düşük R_e sayılı bazı profillerin düşük hızlı rüzgâr türbinlerindeki kullanımına yer vermiştir. Bu profil kesitlerinden bazıları Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



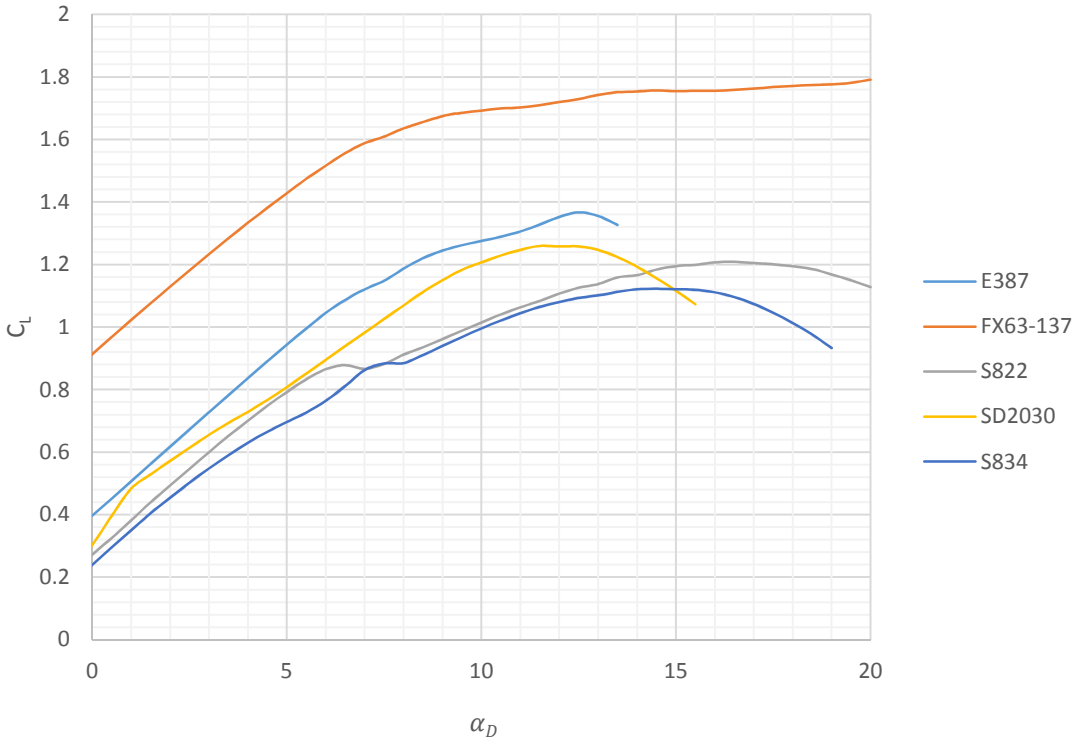
Şekil 3. 1 Bazı düşük Re sayılı profi kesitleri

Mevcut çalışmada bu kesit profilleri için R_e, 400.000 değerinde olacak şekilde C_L ve C_D hesaplamaları yapılmış ve polar diyagramları çıkarılan profiller için genel bilgiler Çizelge 3.1'de verilmiştir.

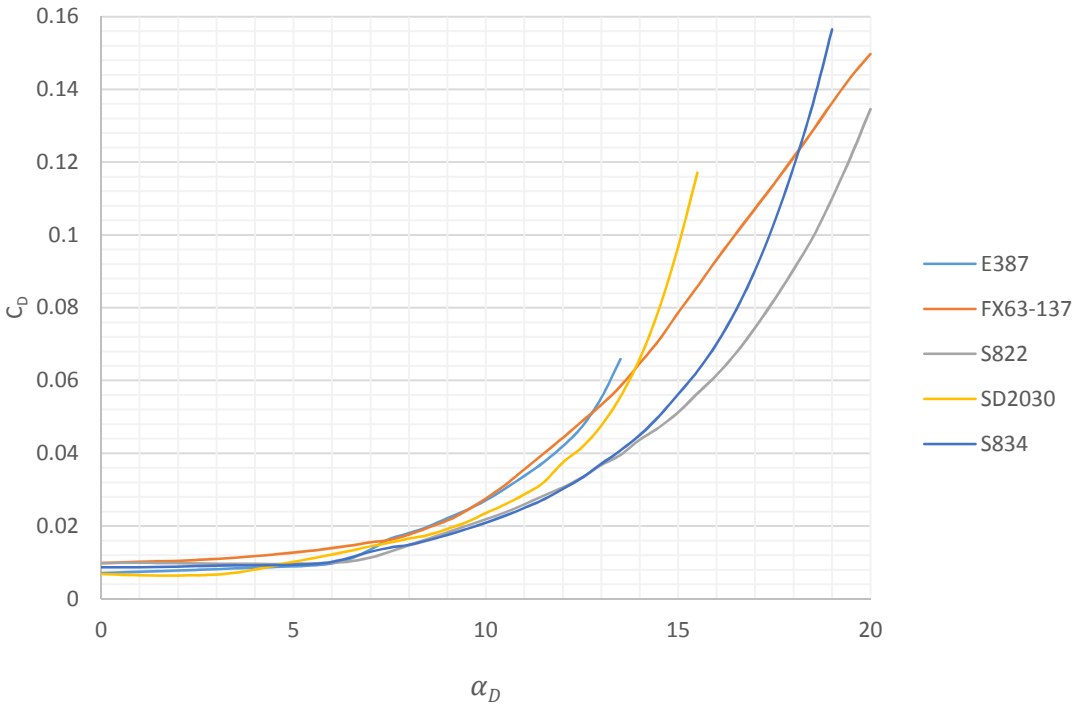
Çizelge 3. 1 Değerlendirilen profiller ve özellikleri

Profil Adı	Max. Kalınlık (%)	Max. Kalınlığın Yeri (%c)	Max. Sehim (%)	Max. Sehimin %c'ye göre yeri (%)
E387	9,07	31,13	3,8	40,13
FX63-137	13,71	30,87	5,97	53,35
S822	16	39,2	1,9	59,2
SD2030	8,56	35,5	2,25	45,3
S834	15	35,3	1,63	59,6

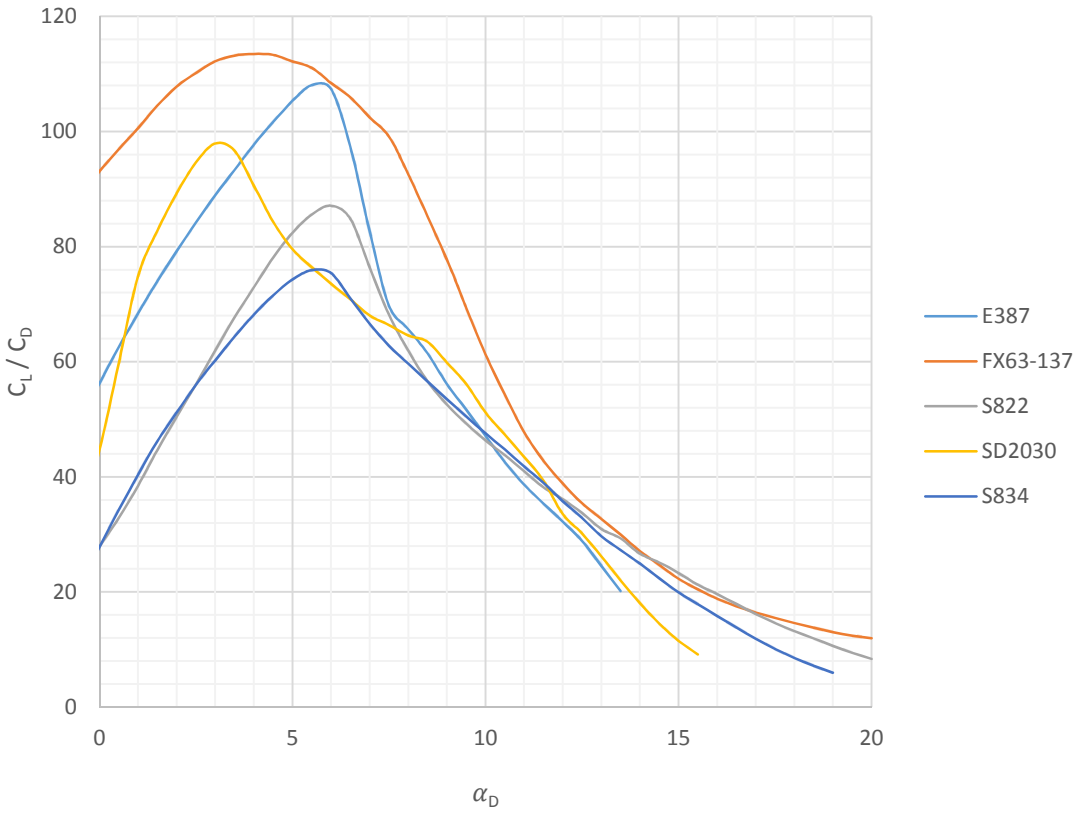
Bu profillere ait hesaplanan C_L, C_D ve $\frac{C_L}{C_D}$ değerleri Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4 'te gösterilmiştir.



Şekil 3. 2 Kesit profillerine ait C_L grafiği



Şekil 3. 3 Kesit profillerine ait C_D grafiği



Şekil 3. 4 Kesit profillerine ait C_L / C_D grafiği

Çizelge 3.2'de, kesit profilleri, hesaplanan C_L, C_D ve $\frac{C_L}{C_D}$ değerleri maksimum $\frac{C_L}{C_D}$ oranlarındaki hücum açılarına göre verilmiştir.

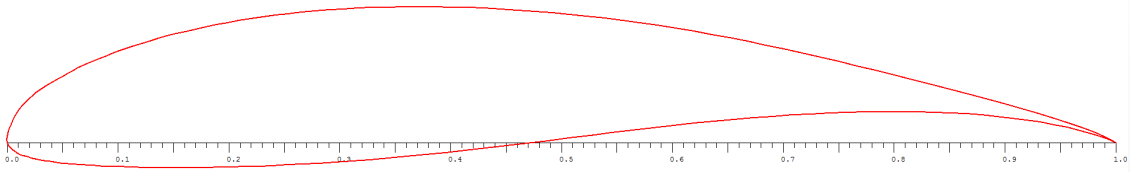
Çizelge 3. 2 Kesit profilleri için hesaplanan C_L, C_D ve C_L/C_D değerlerinin karşılaştırılması

Profil Adı	C_L/C_D max.	α_D	C_L	C_D
E387	108,07	5,5	0,99	0,009
FX63-137	113,48	4	1,33	0,011
S822	87,11	6	0,86	0,009
SD2030	97,92	3	0,65	0,006
S834	75,92	5,5	0,72	0,009

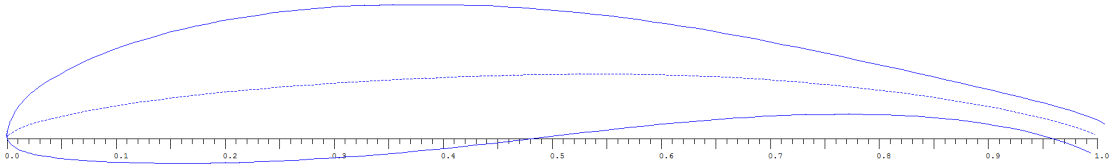
Çizelge 3.2'de görüldüğü gibi, en yüksek $\frac{C_L}{C_D}$ oranına sahip olan FX63-137 kesit profili türbin tasarımında kullanılmak üzere seçilmiştir. Bu profil insan gücü ile çalışan bir hava aracı için tasarlanan düşük R_e sayısına sahip ilk profildir. Orijinal ismi "Wortmann FX63-

137” olarak adlandırılmıştır. Geniş bir hatve momentine sahiptir. Diğer taraftan çıkış kenarının çok ince olması üretimini zorlaştırdığı gibi kalınlığın lokal olarak değiştirilmesinin performans üzerinde büyük bir etkisi olmadığı bilinmektedir [22]. Bu kapsamda üretilebilirlik de göz önüne alınarak çıkış kenarında değiştirme yapılmış ve devam eden hesaplamalarda çıkış kenarı değiştirilmiş profil özellikleri kullanılmıştır.

Türbin tasarımında kullanılmak üzere seçilen FX63-137 tipindeki profil Şekil 3.5’te gösterilmiştir. Şekil 3.6’da ise bu profilin çıkış kenarında yapılan düzeltme sonucu elde edilen yeni geometri gösterilmiştir.

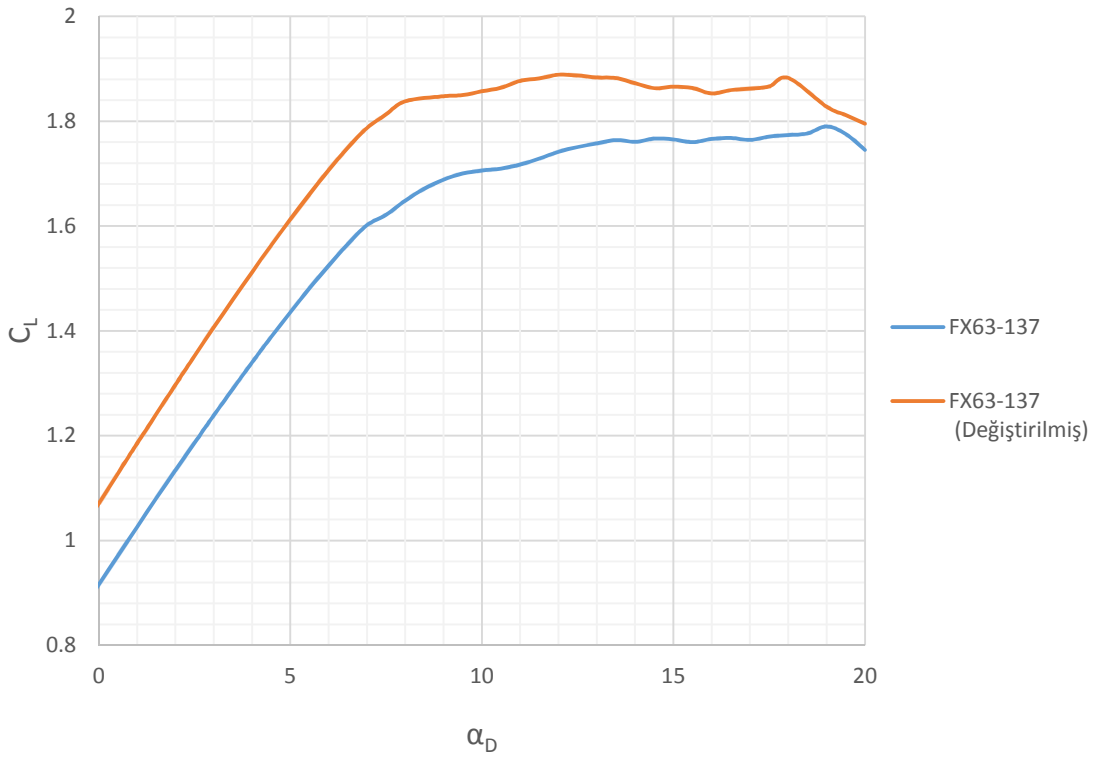


Şekil 3. 5 FX63-137 profili (orijinal)

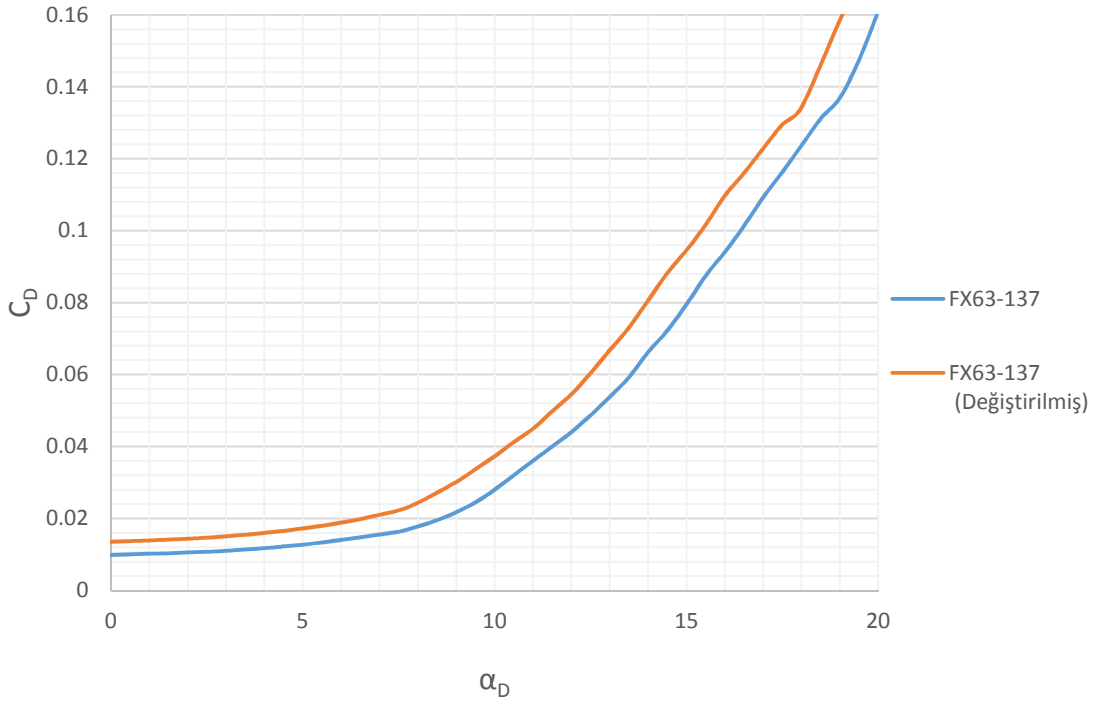


Şekil 3. 6 FX63-137 (Çıkış kenarı değiştirilmiş)

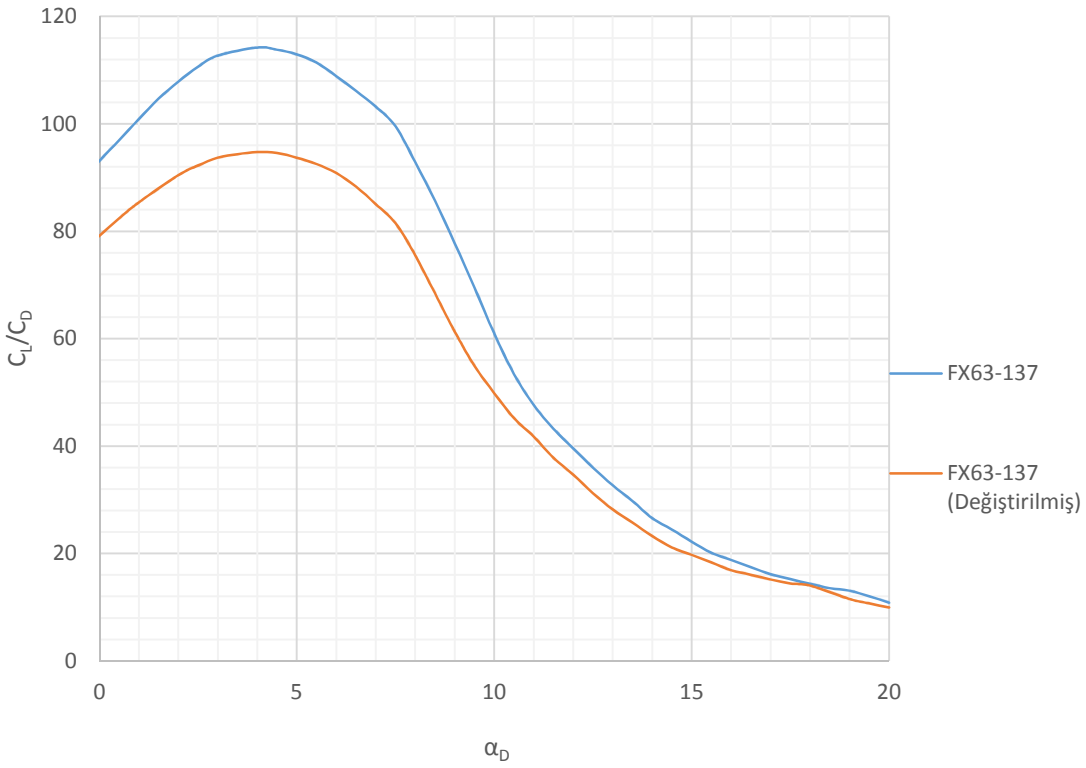
Çıkış kenarında yapılan düzeltmenin hesaplanan C_L, C_D ve $\frac{C_L}{C_D}$ değerlerinde orijinal kesite göre meydana getirdiği değişiklikler, Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’da gösterilmiştir.



Şekil 3. 7 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_L bakımından karşılaştırması



Şekil 3. 8 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_D bakımından karşılaştırması



Şekil 3. 9 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_L/C_D bakımından karşılaştırması

Hesaplamalarda kullanılacak değiştirilmiş kanat kesit profili FX63-137 (Değiştirilmiş) profil özellikleri Çizelge 3.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 3. 3 FX63-137 kesit profilinde yapılan çıkış kenarı değişikliğinin C_L, C_D ve C_L/C_D değerleri için karşılaştırması

Profil	C_L/C_D max.	α_D	C_L	C_D
FX63-137	113,48	4	1,33	0,0117
FX63-137 (Değiştirilmiş)	94,7	4	1,51	0,0160

3.2 Kanat Uç Hız Oranın (TSR) Belirlenmesi

TSR, türbin üzerine gelen bağıl akışkan hızı ile kanat dönme hızının ilişkisini tanımlayan boyutsuz bir sayıdır. Türbin tasarımında sıkça faydalanılmakta olup en verimli çalışma noktalarının bulunmasında ve gösterilmesinde kullanılmaktadır. TSR denklem (3.2)'deki gibi ifade edilir.

$$\lambda = \frac{\Omega r}{V_{Su}} \qquad [-] \qquad (0.49)$$

Denklem (3.2)'de λ, TSR'yi, Ω, kanat açısal dönme hızını (rad/s), r, türbin yarıçapını ve V_{Su} türbin üzerine gelen akış hızını ifade etmektedir.

Rüzgâr türbinlerinde TSR'nin aerodinamik, mekanik dayanım ve bunun gibi değişkenler açısından etkileri ve değerlendirmesi Çizelge 3.4'te gösterilmiştir [39].

Çizelge 3. 4 TSR'nin rüzgar türbini tasarımı üzerindeki etki matrisi

TSR	Düşmesi Halinde	Yükselmesi Halinde
Değeri	TSR< 2 ise düşük olarak adlandırılır	TSR > 10 ise yüksek olarak adlandırılır.
Kullanım yeri	Eski tip rüzgâr değirmenleri ve su pompaları	2 veya 1 kanatlı rüzgâr türbinleri
Tork	Artar	Azalır
Verim	Yüksek tork etkisi ile suyun türbin gerisinde dönme etkisi ile özellikle TSR 5'in altında ise verim düşer	Özellikle 8 değerinden sonra belirgin şekilde artar.
Radyal Yönde Gerilmeler	Azalır	Dönüş hızının karesi ile orantılı biçimde artar
Aerodinamik Gerilmeler	Azalır	Dönüş hızı ile orantılı biçimde artar.
Katılık oranı	Artar	Düşer
Kanat kesit Profili	Genişler	Daralır
Aerodinamik hesaplama	Basittir	Kritik seviyede karmaşıktır

Rüzgâr türbinleri için yapılan bu değerlendirmeler, akıntı türbinleri için de kullanılabilir. Diğer taraftan Çizelge 3.4'te verilen bilgileri mevcut çalışmadaki türbinin tasarım gereksinimlerine göre yorumlamak gerekir.

Türbin tekne altında, teknenin yelken seyri sırasında gövdesi üstünde oluşan su akımını enerjiye çevirmeyi hedeflemektedir. Bunu başarırken tekne üzerinde bir takıntı geometrisi gibi davranarak fazladan bir direnç oluşturacaktır. Bu direnç ise teknenin hızını düşürecektir. Bu kaçınılmaz bir durumdur. Ele alınacak problem bunu en aza indirgeyerek en verimli sistemi geliştirebilmektir. Tekne üzerindeki bu takıntı direncini, türbin üzerinde oluşan iki farklı hidrodinamik kuvvet meydana getirir. Bu kuvvetlerden birincisi, türbin geometrisinin üzerindeki akış nedeni ile meydana gelen viskoz direnç bileşenleridir. Diğeri ise türbinin kanatları üzerinde oluşan dönme kaynaklı itmenin teknenin hareket yönünün tersine oluşu ve tekneyi durdurmaya çalışmasıdır. Bu itme, türbinin devir sayısının artışı oranında artmaktadır. Bu nedenle Çizelge 3.4'te yer alan bilgiler de kullanılarak özellikle düşük TSR değerleri seçilmesinin daha uygun olacağı değerlendirilmiştir.

Diğer taraftan hesaplama yöntemlerinin düşük hızlarda daha doğru sonuçlar vermesi ve radyal yönde gerilmelerin düşük olması gibi nedenler de düşük TSR seçilmesini destekleyen nedenlerdir.

Bununla birlikte türbin için TSR'nin belirlenmesinde, örnek akıntı türbinleri incelenebilir. Bunun için Tacardo firmasına ait T100 modeli su altı akıntı türbini için verilen bilgiler Çizelge 3.5'te gösterilmiştir [40].

Çizelge 3. 5 Tacardo firmasına ait T100 modeli akıntı türbinlerinin özellikleri

Nominal akış hızı (m/s)	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50
Türbin çapı (m)	6,30	5,10	4,40	3,80	3,40	3,10
Türbin alanı (m^2)	31,20	20,40	15,00	11,50	9,30	7,70
Nominal güç (kW)	42	55	66	78	88	98
Nominal devir (rpm)	32,20	39,00	46,00	52,00	58,00	64,00
TSR	**5,31**	**4,17**	**3,53**	**2,96**	**2,58**	**2,31**
Çap/Devir Oranı	10,62	10,41	10,60	10,35	10,33	10,39



Şekil 3. 10 Tacardo firmasına ait T100 Modeli.

Çizelge 3.5 'te yer alan bilgiler değerlendirildiğinde, çap/devir oranının sabit olduğu görülmektedir. Bu sabit oran kullanılarak, türbin çapına göre olası devirler belirlenerek TSR öngörülebilir. Başlangıç aşamasında değerlendirilmek üzere 0,3 m ile 0,7 metre arasında 5 adet türbin çapı için ön hesaplar yapılmıştır. Bu nedenle bu çaplar için T100 modellindeki 3 m/s çalışma koşulundaki çap/devir oranı ve türbin devri kullanılarak, 3.1 m/s tasarım hızı için türbin devirleri ve bu devirlere karşılık TSR'ler aşağıdaki gibi bulunmuştur.

Çizelge 3. 6 Çap/devir oranına göre ön tasarımda değerlendirilen türbin çapı, devir ve TSR değerleri

Türbin Çapı (mm)	Çap/Devir Oranı	Türbin devir sayısı (rpm)	TSR
300	10,6	675	3,42
400	10,6	506	3,42
500	10,6	405	3,42
600	10,6	338	3,43
700	10,6	290	3,43

Görüldüğü gibi örnek alınan akıntı türbinlerine ve çap/devir oranına göre TSR'nin 3,4 mertebesinde uygun olacağı değerlendirilerek başlangıç için bu değer kullanılmıştır. Gerekli görülmesi durumunda bu değer hesaplamaların değerlendirilmesi ile değiştirilebilir ya da HAD analizleri ve değerlendirilen alternatör özellikleri nedeni ile değişiklik gösterebilir.

3.3 Türbin Çapının Belirlenmesi

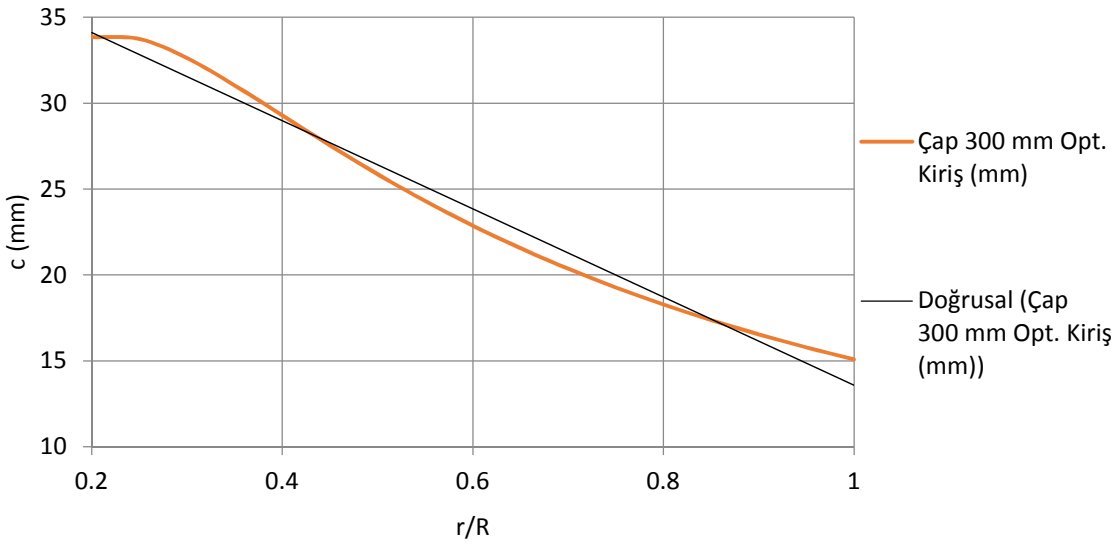
Türbin çapının belirlenmesi için farklı çaplarda türbin tasarımları daha önce detayları verilen Schmitz yöntemi ile yapılarak performans açısından tasarım gereksinimlerine göre karşılaştırma yapabilmek için MBEM ile hesaplamalar yapılmıştır.

Bu aşamada her bir çap için Çizelge 3.7'de verilen girdiler kullanılarak denklem (2.46) ve (2.47) yardımı ile türbin geometrileri tasarlanmıştır.

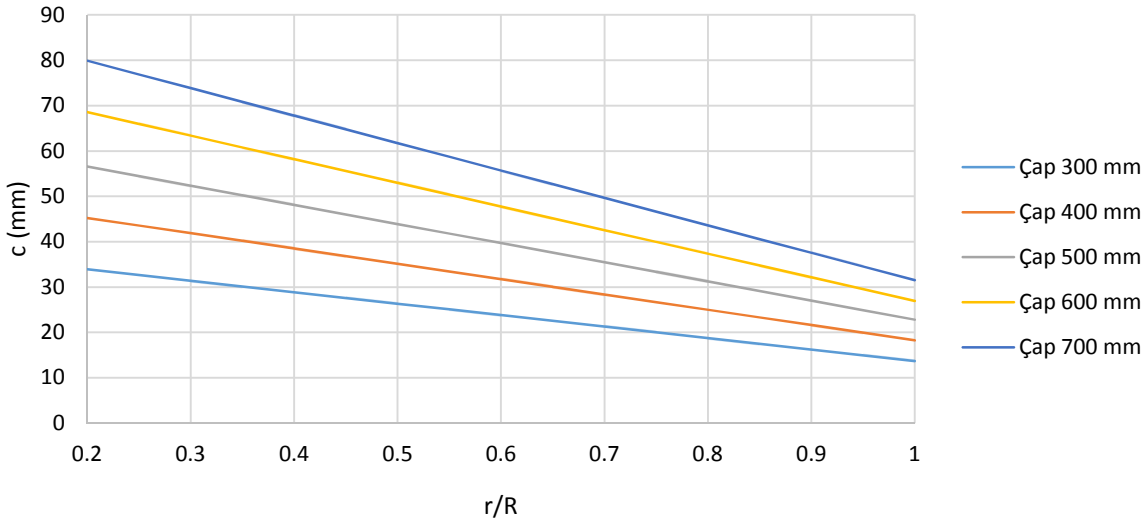
Çizelge 3. 7 Farklı çaplarda yapılan ön tasarımlar için kullanılan girdiler

Türbin Çapı [mm]	Kesit Profili [-]			Akış Hızı [m/s]	TSR [-]	Nominal Devir [rpm]	Kanat Sayısı
	Profil Adı	α_D [derece]	C_L [-]				
300	FX63-137 (REV)	4	1,51	3,1	3,4	675	3
400	FX63-137 (REV)	4	1,51	3,1	3,4	506	3
500	FX63-137 (REV)	4	1,51	3,1	3,4	405	3
600	FX63-137 (REV)	4	1,51	3,1	3,4	338	3
700	FX63-137 (REV)	4	1,51	3,1	3,4	290	3

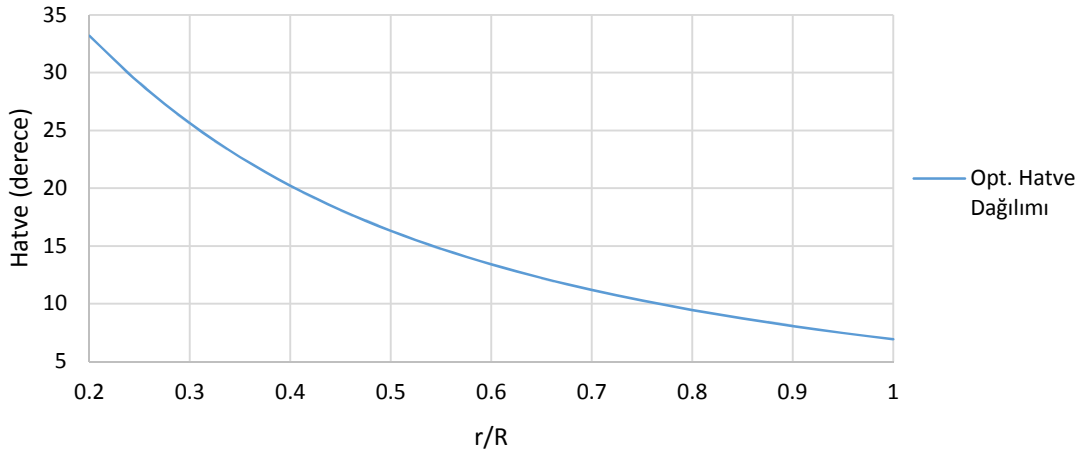
Oluşturulan geometriler için hatve ve kiriş dağılımları, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'de gösterilmiştir. Elde edilen geometrilerde ulaşılmak istenen TSR'nin aynı olması nedeni ile hatve değerleri aynı olup kiriş boyları farklılık göstermektedir. Hesaplanan kiriş dağılımları modelleme kolaylığı düşünülerek doğrusal hale getirilmiştir. Doğrusallaştırma için örnek kiriş dağılımı, 300 mm çapındaki türbin için Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 11 Kiriş boylarında doğrusallaştırma

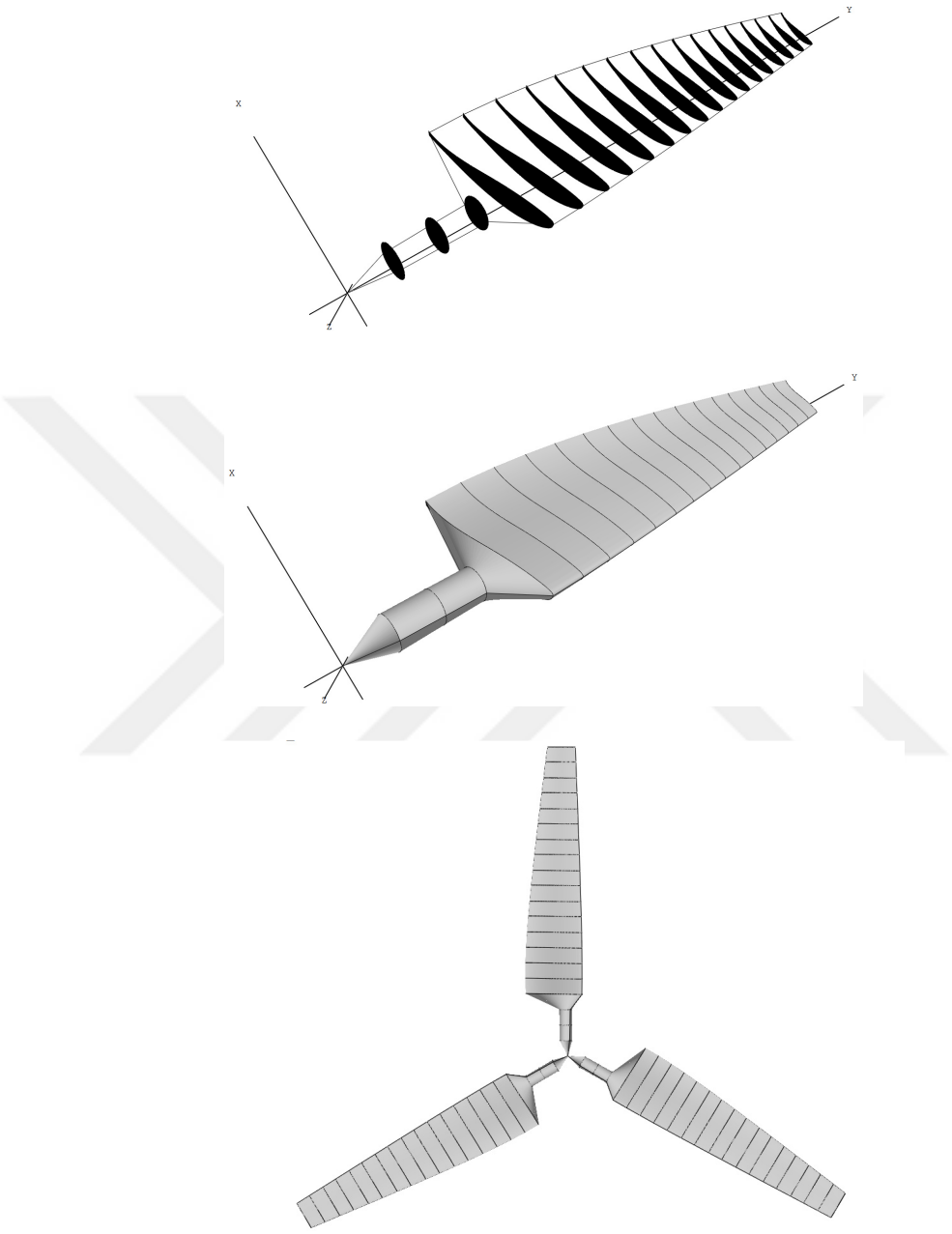


Şekil 3. 12 Ön tasarımda çaplara göre kiriş boyu dağılımı



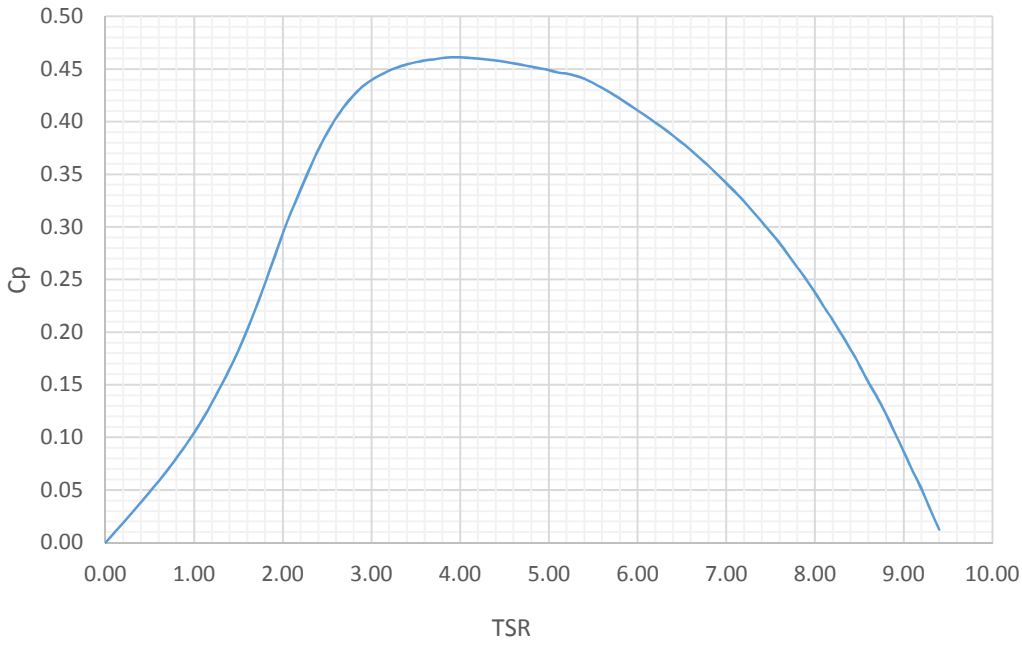
Şekil 3. 13 Schmitz yöntemine göre türbinler için hesaplanan optimum hatve dağılımı

Türbin geometrileri Q-Blade kodu yardımıyla modellenerek, MBEM hesapları gerçekleştirilmiştir. Modellenen geometriler için 500 mm çapındaki türbin kanadı Şekil 3.14'te gösterilmiştir.

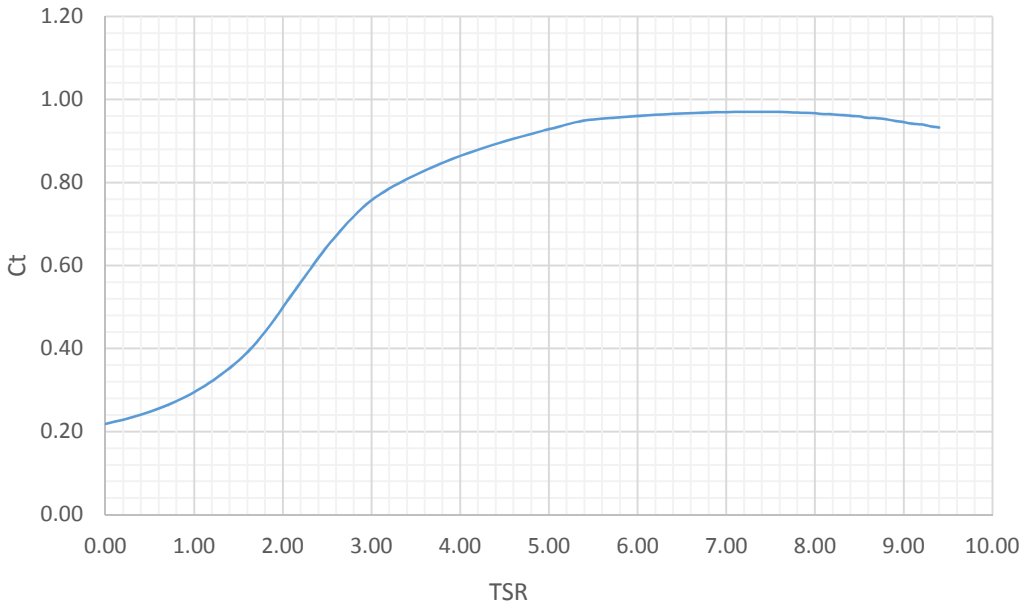


Şekil 3. 14 QBlade kodu yardımıyla modellenen türbin kanat örneği (Çap 500 mm için)

Modellemede göbek çap/oranı, her bir türbin için aynı olup 0,2 olarak alınmıştır. Oluşturulan geometriler için yapılan MBEM hesapları sonucunda boyutsuz güç katsayısı tüm çaplar için aynı hesaplanmış olup güç katsayısı C_P ve itme katsayısı C_t sırası ile Şekil 3.15 ve Şekil 3.16 'da gösterilmiştir.

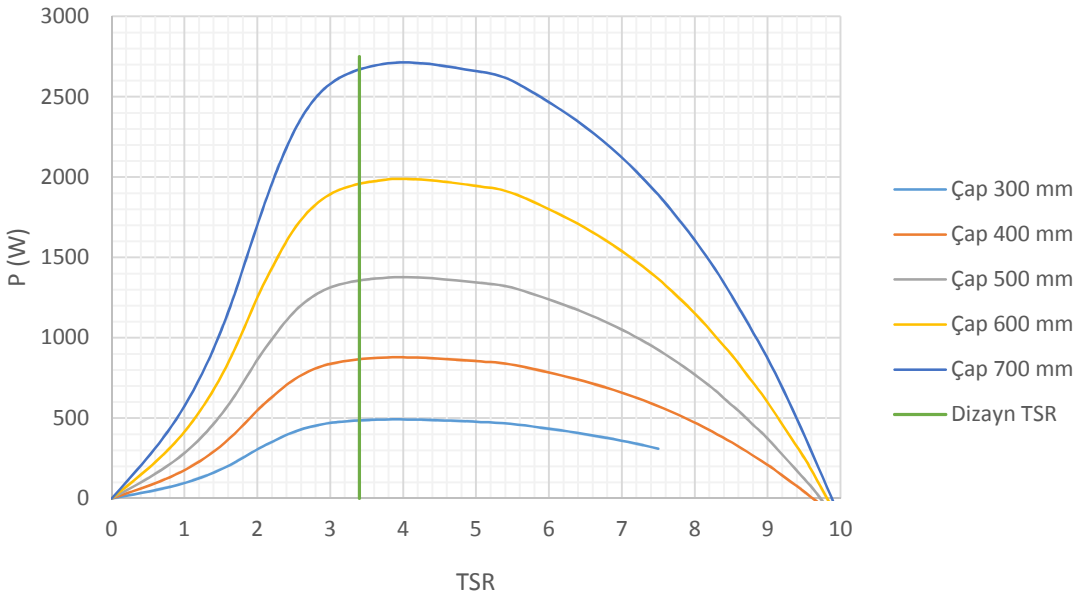


Şekil 3. 15 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının TSR-C_p eğrisi

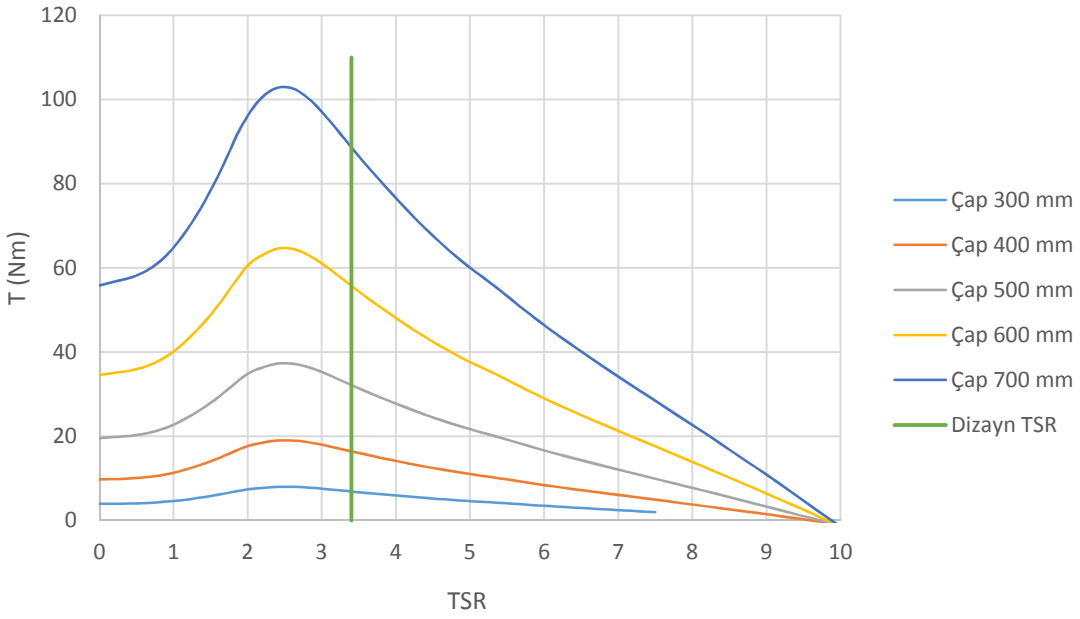


Şekil 3. 16 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının TSR-C_t eğrisi

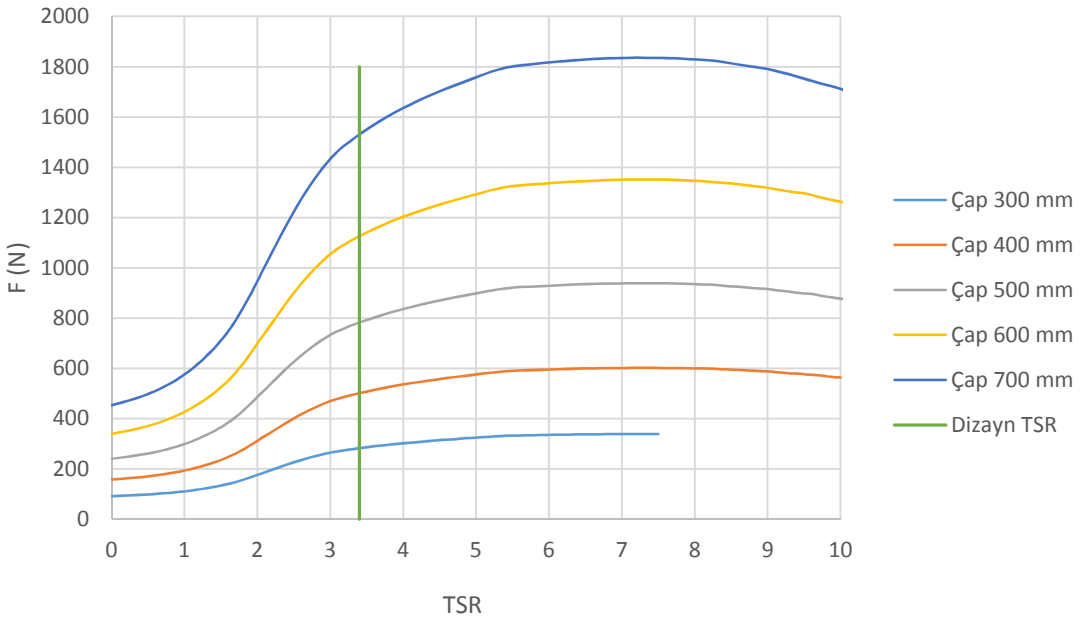
Tasarım noktasındaki akış hızının 3,1 m/s olduğu dikkate alınarak türbin performans göstergeleri olan güç P, tork T, ve itme F verileri türbin devrine göre sırası ile Şekil 3.17, Şekil 3.18 ve Şekil 3.19'da karşılaştırılmıştır.



Şekil 3. 17 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının Güç (P)-TSR eğrileri



Şekil 3. 18 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının tork (T)-TSR eğrileri



Şekil 3. 19 Çapı 0,3 m ile 0,7 m arasındaki türbin tasarımlarının itme (F)-TSR eğrileri

Grafiklerde tasarım noktasının TSR değeri 3,4 olacak şekilde bir doğru ile gösterilmiş ve kesişim noktalarındaki değerler Çizelge 3.8'de verilmiştir. Çizelge 3.8'de verilen güç değeri teorik güç değeridir. Bu değere, mekanik, elektrik ve elektronik kontrol kayıpları dâhil değildir. Bu kayıplar nihai tasarımda dikkate alınmış olup çapın belirlenmesi için yapılan bu hesaplamada dikkate alınmamıştır.

Çizelge 3. 8 Çapı 0.3 m ile 0.7 m arasındaki türbin tasarımları için performans değerlendirmesi

Türbin Çapı (m)	Akış Hızı (m/s)	TSR	Nominal Devir (rpm)	Güç P(W)	Eksenel Kuvvet F (N)	Tork T(Nm)
0.3	3,1	3,4	675	485,5	282,7	6,91
0.4	3,1	3,4	506	865,5	501,5	16,45
0.5	3,1	3,4	405	1357	782,5	32,2
0.6	3,1	3,4	338	1957,5	1126	55,7
0.7	3,1	3,4	290	2668	1530	88,7

Tasarım gereksinimleri dikkate alındığında 0.6 m ve 0.7 m çapındaki türbin alternatiflerinin oluşturdukları itmenin türbin için izin verilen itme değerini aştığı, 0.3 m ve 0.4 m çapındaki alternatiflerin ise potansiyel güç üretiminde istenilen gücü sağlamadığı görülmektedir. 0.5 m çapındaki türbin ise potansiyel olarak ürettiği güç olan

1357 W değerinin dâhilinde, kayıpların olmadığı dikkate alınarak uygun olduğu değerlendirilmiştir. Sonuç olarak türbin çapı 0.5 m olarak belirlenmiş olup bu çaptaki türbinin itme yönünden tasarım gereksiniminin üzerinde olmasına rağmen detay tasarımda HAD analizi sonuçları ile birlikte değerlendirilerek gerekirse bu değerin düşürülmesi sağlanabilir.

BÖLÜM 4

DETAY TASARIM

4.1 Türbin Kanat Geometrisinin Optimizasyonu

Bir önceki bölümde elde edilen çap (0.5 m) ve 3,4 değerindeki TSR, tasarım koşullarında geometrik optimizasyon için bilinmesi gereken değişkenlerdir. Bu bölümde, HARB_OPT açık kaynak kodu kullanılarak belirlenen bu değerler ile birlikte tasarım gereksinimlerine göre türbin kanat geometrisi optimize edilecektir.

HARB_OPT (Horizontal Axis Rotor Performance Optimization) kodu MATLAB programlama dilinde hazırlanmış ve derlenmiş, tek başına kullanılabilen (MATLAB programına ihtiyaç duymadan) bir koddur. Kod, NREL'in DOE's Marine Hydro-Kinetic programı dâhilinde NREL ve Tennessee Üniversitesi'nden akademisyenlerin çalışmaları ve Robert Thresher, Al LiVecchi, Ye Li, Scott Hughes, Jason Jonkman, David Maniaci, and Marshall Buhl gibi isimlerin danışmanlığında hazırlanmıştır.

HARB_OPT, çok amaçlı genetik algoritma ve Blade Element Momentum (MBEM) teorisini birleştirerek yatay eksenli rüzgâr ve akıntı türbinlerinin tasarımı için hazırlanmıştır. HARB_OPT yazılımından başlangıçta belirlenen tasarım gereksinimleri ve tasarım noktalarındaki TSR'yi sağlayacak şekilde türbin kanat kesitlerinin hatveleri ve kiriş dağılımlarının optimizasyonu sağlanmıştır. Daha sonra ortaya çıkan sonuçlar ile geometrik modelleme QBlade yazılımında yapılarak yine tasarım gereksinimlerine göre kanat hatvesi (tüm kanadın, kanat eksenine göre dönüklüğü) değerlendirilmiş ve geometrik tasarım sonlandırılmıştır. Buna bağlı olarak nihai durumdaki performans göstergeleri hesaplanmıştır. HARB_OPT 'de optimizasyon için gerekli olan genel giriş verileri Çizelge 4.1'deki gibidir.

Çizelge 4. 1 HARB_OPT yazılımı optimizasyon değişkenleri ve yapılan seçimler

Optimizasyon Değişkenleri	**Seçimler**
Türbin hız kontrol yöntemi	Değişken hızlı
Türbin hatve kontrol yöntemi	Sabit hatveli
Kanat sayısı	3 adet
Max. devir sayısı	850 [rpm]
Beklenen teorik güç	6000 [W]
Kanat elemanı sayısı	30 adet
Min. akış hızı	0,5 m/s
Max. akış hızı	5,1 m/s
Kesit profili	FX63-137 (Değiştirilmiş)
Min. Kiriş boyu limiti (kanat ucunda)	37 mm

Bu kapsamda Çizelge 4.1'de yer alan optimizasyon giriş değerleri açıklanacak olursa;

- Türbin hız kontrol yöntemi: Değişken hızlı

Mevcut çalışmada tasarımı yapılan türbin, önceki bölümlerde ifade edildiği gibi değişken devirli bir türbindir. Türbinin üzerinde oluşan akışa göre devri değişmektedir. Bu şekilde, kod optimizasyon sonucunda farklı akış hızlarında, devir sayısını olması gereken noktalarda hesaplayabilmektedir.

- Türbin hatve kontrol yöntemi: Sabit hatveli

Hatve kontrollü türbinlerin daha verimli olduğu bilinmekle beraber hatve kontrolü için gerekli mekanik gereksinimlerin maliyeti yüksek olmaktadır. Diğer taraftan, üzerinde çalışılan türbinin boyutları göz önüne alındığında, bu tip bir hatve kontrol mekanizmasının yapılması mümkün olmadığından türbin kanatları sabit hatvelidir.

- Kanat Sayısı: 3 adet
- Max. devir sayısı: 850 [rpm]

Ön tasarımda bulunan 3,4 TSR değerine göre en yüksek akış hızında devir sayısı 660 rpm olarak hesaplanmıştır. Optimizasyonda TSR'de olabilecek yukarı yöndeki potansiyel bir değişiklik olasılığından dolayı daha yüksek bir devir sayısı seçilerek 850 rpm olarak belirlenmiştir. Diğer taraftan, kanat uç hızının 20 m/s civarında kalması ve daha yüksek kanat uç hızlarında kavitasyon riskinin ortaya çıkacak olması da devir sayısının bu noktada sabitlenmesini sağlamıştır [41].

- Beklenen teorik güç: 6000 [W]

HARB_OPT ‘da optimizasyon yapılırken verilen en yüksek akış hızına karşılık gelen en yüksek gücü sağlayacak şekilde kanat geometrisi şekillendirilmektedir. Bu bağlamda, gelişigüzel ve yüksek değerlerin yazılması, sonucu değiştirmeyeceği gibi düşük değerlerin yazılması sonucu etkileyecektir. Bu nedenle türbin güç katsayısı 0,45 olacak şekilde teorik olarak beklenen güç, denklem (2.42) yardımıyla hesaplanarak kullanılmıştır. Hesaplanan 6000 W değeri içinde sistem kayıpları söz konusu değildir. Nitekim optimizasyon programı da bu kayıpları dikkate almamaktadır.

- Kanat elemanı sayısı: 30 adet

Optimizasyon kodu içinde türbin kanadının kesitlere ayrıştırılarak hesaplanacak kanat elemanı sayısıdır.

- Min. akış hızı - Max akış hızı: 0,5 - 5,1

Tasarım noktası daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi 3,1 m/s akış hızıdır. Tekne hızı için en fazla 5,1 m/s alınacağından üst limit bu hız değeri olarak alınmıştır.

- Kesit profili: FX63-137 (değiştirilmiş)

Bölüm 2’de seçilen kesit profili ve bu profile ait C_L ve C_D değerleri kullanılacağı belirlenmiştir.

- Min kiriş boyu limiti: 37 mm

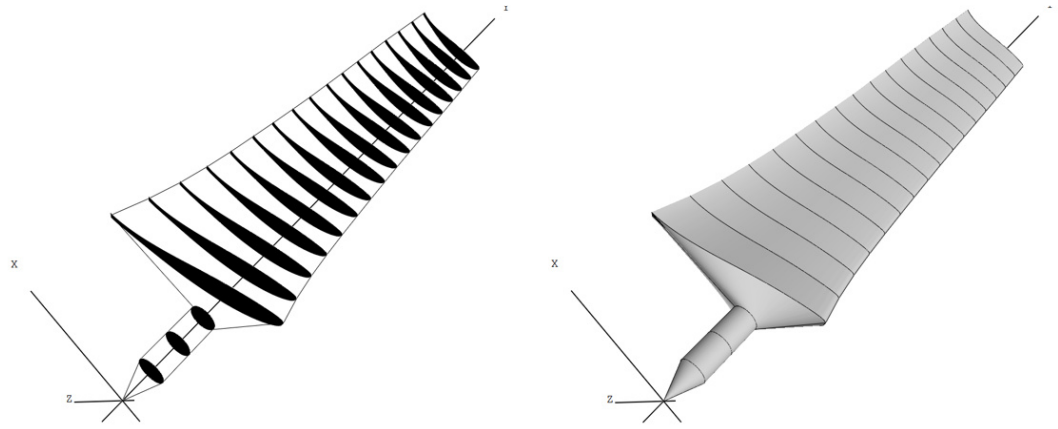
HARB_OPT ‘da optimizasyon yapılırken geometrik olarak sınırlar tanımlanabilmektedir. Bu çalışmada, sadece kiriş boyları için en düşük değer sınırlandırılmıştır. Bunun nedeni kanatların üretilebilir olmasının sağlanmasıdır. Seçilen kesit profilinde kalınlıklar kiriş boyuna göre değişmekte ve kesitin en ince bölgesi çıkış kenarı olmaktadır. Buna bağlı olarak yapılan hesaplamada çıkış kenarındaki kalınlık, kiriş boyu 37 mm olduğunda çıkış kenarı kalınlığı 1 mm olmaktadır. Kanatların talaşlı imalat ile üretileceği değerlendirildiğinden 1 mm altında imalat ölçülerini sağlamakta zorlanılacağı ve üretim toleranslarının artacağı tecrübe ile sabittir. Bu nedenle en düşük kiriş boyu olan kanat ucu, en düşük 37 mm olacak şekilde sabitlenmiştir.

Optimizasyon sonucunda elde edilen kanat geometrisi Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

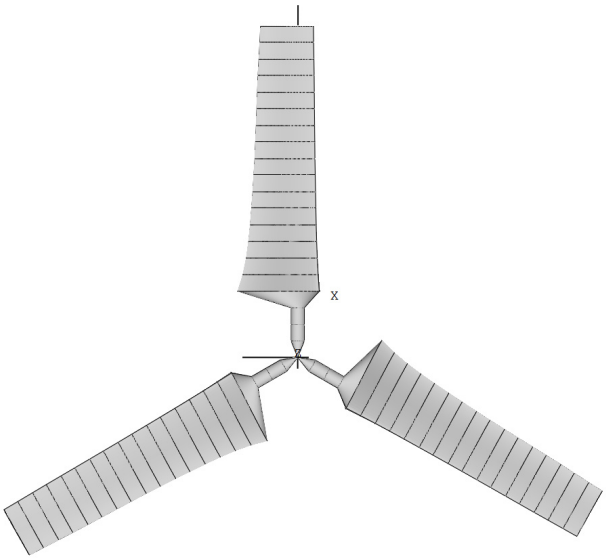
Çizelge 4. 2 Optimize edilmiş türbin kanadına ait geometrik bilgiler

r/R	r [mm]	c [mm]	β [derece]
0.2	50	76.5	34.1
0.25	62.5	66.6	28.9
0.3	75	60.8	25.7
0.35	87.5	57.2	23.5
0.4	100	54.7	21.9
0.45	112.5	52.8	20.6
0.5	125	51.2	19.3
0.55	137.5	49.7	18.2
0.6	150	48.4	17.2
0.65	162.5	47.4	16.2
0.7	175	46.6	15.3
0.75	187.5	45.9	14.4
0.8	200	45.2	13.4
0.85	212.5	44.3	12.3
0.9	225	43.3	11.1
0.95	237.5	42.2	9.7
1	250	41.5	8.5

Elde edilen geometri QBlade kodunda modellenmiştir. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de modellenen geometriler gösterilmiştir.

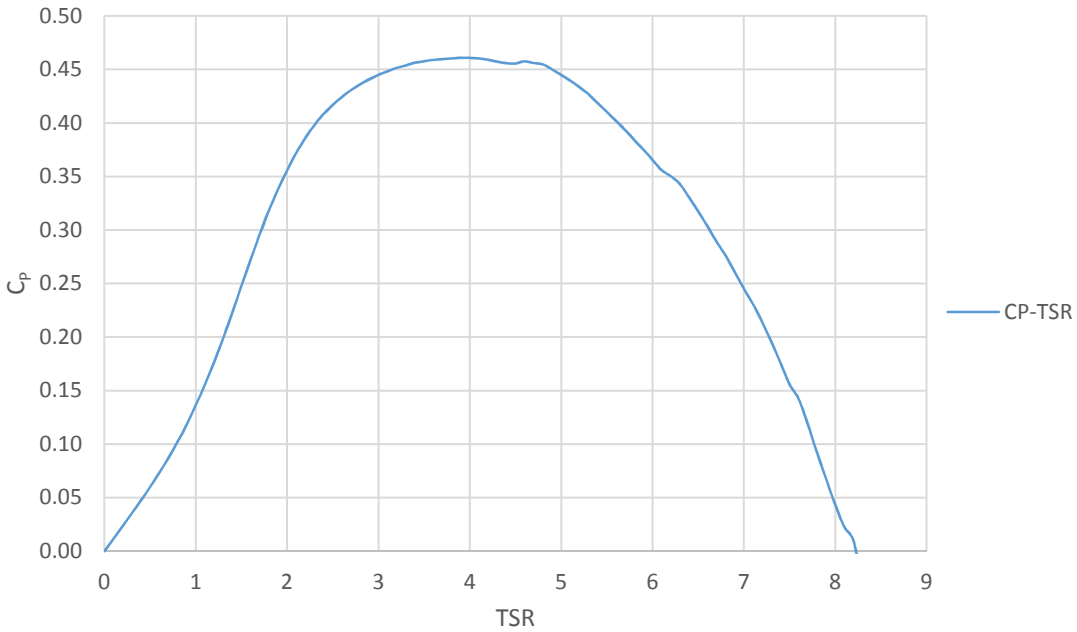


Şekil 4. 1 Optimizasyon sonrası elde edilen geometri (Tek kanat halinde)



Şekil 4. 2 Optimizasyon sonrası elde edilen geometri (3 kanat halinde)

HARB_OPT 'da yapılan optimizasyon sonucunda, TSR 3,88 olarak bulunmuş olup buna karşılık gelen güç katsayısı C_P 0.46' dır. QBlade'de elde edilen geometrinin C_P – TSR grafiği Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4. 3 Elde edilen geometriye ait hesaplanan C_P-TSR eğrisi

Optimizasyon sonucuna göre tasarım noktası olan 3,1 m/s akış hızında teorik olarak türbin devir sayısı (rpm) , C_P, itme (N) , tork (Nm) ve elde edilecek teorik güç P (W) Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4. 3 Optimize edilmiş türbin kanatı için MBEM ile hesaplanan performans sonuçları

Akış Hızı [m/s]	Türbin Devir sayısı [rpm]	C_P [-]	TSR [-]	Tork [Nm]	İtme [N]	Teorik Güç [W]
3.1	460	0.461	3.88	28.72	827	1383.5

Sonuç olarak tasarlanan türbin, tasarım hızında güç gereksinimini karşılamasına rağmen oluşturduğu itme beklentinin üzerindedir. Aynı zamanda ön tasarımda belirlenen TSR'nin üzerinde bir sonuç elde edilmiştir. TSR'nin artması, türbin devrini de arttırmıştır. Bu durumda, tasarım üzerinde itmenin tasarım gereksinimlerinde belirtilen seviyeye düşürülmesi gerekmektedir. Bunun için kanat geometrisini, yani kiriş boyları ve/veya kesit hatvelerini değiştirmek yerine kanat hatvesini değiştirmek optimize edilmiş kanadın performans eğilimini değiştirmeden sadece mertebesini değiştirecektir. Bu nedenle türbinin hâlihazırdaki kanat hatvesi konumuna "0 konumu" denilerek pozitif ve negatif yönlerde açı verilmek sureti ile hesaplamalar yapılmış ve sonuçlar Çizelge 4.4'te karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 4. 4 Kanat hatvesindeki değişikliğin MBEM ile hesaplanan performans sonuçları

NO	Kanat Hatvesi [derece]	Akış Hızı [m/s]	Türbin devir sayısı [rpm]	C_P max [-]	TSR [-]	Tork [Nm]	İtme [N]	Teorik Güç [W]
1	-2	3.1	460	0.450	3.88	28,05	908.5	1351
2	0	3.1	460	0.461	3.88	28.72	827	1383.5
3	+2	3.1	460	0.453	3.88	28.25	737	1360.2
4	+4	3.1	460	0.427	3.88	26.64	641	1283
5	+6	3.1	460	0.379	3.88	23.64	536.4	1138.9

Çizelge 4.4'e bakılarak türbin kanat hatvesinde yapılacak değişiklik için iki önemli değer dikkate alınmalıdır. Bunlardan ilki tasarım hızında elde edilmek istenen güçtür. Diğeri ise türbinin neden olacağı takıntı direncidir. Bu direnç, bu aşamada, kanatlar üzerinde oluşan itmedir. Güç beklentisinin karşılanması halinde en düşük itmeyi üretecek seçeneği değerlendirmek gerekmektedir. Çünkü türbin performansı türbinin devrine, devir sayısı ise türbin üzerine gelen akış hızına bağlıdır. Akış hızı bu durumda tekne

hızıdır. Teknenin hızlanması için toplam tekne direncinin rüzgâr gücü tarafından karşılanması gerekir. Bu nedenle seçim yaparken türbin itmesini önem sırasında birinci sıraya koymak gerekir. Çünkü teknenin direncindeki artış belirli rüzgâr hızlarında beklenilen hızları yapamamasına neden olabilir ve bu da doğrudan türbin performansına yansıyabilir. Diğer taraftan, en düşük itme üreten hatveyi seçerken tekne tasarımcısı tarafından belirlenen (Bkz. Bölüm 1, Şekil 1.14) grafikteki (3.1 m/s hız için 742.2 N) direnç değerinin altında kalınmasının hedeflendiği daha önce belirtilmiştir. Çizelge 4.4'e bakıldığında, en yüksek tork değerini sağlayan 2 nolu seçenekteki itme değerinin Şekil 1.14'te verilen eğrinin üstünde olduğu görülmektedir. Bu nedenle 1 ve 2 nolu seçenekler uygun değildir. 3,4 ve 5 nolu seçeneklere bakıldığında bu üç seçeneğin de hem güç hem de itme bakımından istenilen özelliği sağladığı görülmektedir. Fakat değerlendirme aşamasında unutulmaması gereken bir durum vardır. Buradaki itme değeri, türbin kanatlarının sadece dönme kaynaklı ürettiği ve sadece kanat üzerinde oluşan değerdir. Türbinin bir pod geometrisine montaj edileceği ve tüm sistemin ise tekneye montaj edileceği ve diğer taraftan türbin göbeği geometrisinin bu hesaba dâhil olmadığı düşünüldüğünde sadece 742,2 N değerinin altında kalan bir seçeneği değerlendirmek doğru olmayacaktır.

Bu aşamada tüm bu eklentilerin toplam türbin direncine en fazla 150 – 200 N mertebesinde ek bir kuvvet oluşturacağı öngörülmüştür. Pod kaynaklı direnç ilerideki bölümlerde yapılacak HAD analizleri ile belirlenecektir. Bu nedenle 5 nolu seçenek bu koşullarda en uygun seçenek olarak değerlendirilmiş ve ön görülen en fazla ek direncin (pod ve türbin göbek vb.) 5 nolu seçeneğin itmesi ile birleştirildiğinde altında kalınması gereken değeri sağlayacağı öngörülmüştür. Bu seçim (No:5) kanatların optimizasyonu ile ortaya çıkan en iyi geometri (No:2) ile karşılaştırıldığında, teorik performansta % 17.6 gibi bir düşmenin ortaya çıktığı görülmekte buna karşın türbin kanatlarında oluşan itmenin ise % 35.1 mertebesinde azaldığı görülmektedir.

Bir sonraki bölümde türbin göbek ve pod geometrisinin nasıl tasarlandığı anlatılmış ve nihai HAD analizleri için sistem geometrisi ortaya konulmuştur.

BÖLÜM 5

MEKANİK TASARIM

5.1 Sistem Geometrisi ve Mekanik Tasarım

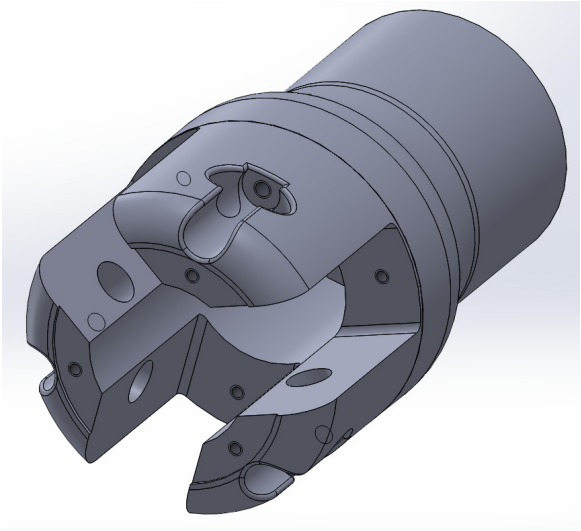
Önceki bölümlerde türbin kanatlarının tek başına hidrodinamik tasarımları yapılmış, performansı pervane tasarımındaki gibi açık su performans hesapları şeklinde oluşturulmuş ve bu hesaplar ön tasarımda kullanılan MBEM yöntemi yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Gerçekte türbin, bir pod önünde çalışacak ve türbinlerin kanat ucu ile tekne arasında belirli bir mesafe olacaktır. Diğer taraftan ön tasarım hesaplarında kullanılan MBEM'de özellikle düşük hız ve kanat devirlerinde, viskoz etkiler ile türbin-pod ve türbin-tekne geometrisi etkileşimi hesaplara dâhil değildir. Bu etkilerin de dikkate alınması ve hesapların daha az hata ile sonuç verecek bir hesaplama yöntemi ile detaylandırılması önemlidir. Fakat bu çalışmaların yapılabilmesi için ön tasarım ile belirlenen türbin kanatlarına ait geometrilerin dışında göbek ve pod geometrileri, türbin ile tekne arasındaki bağlantı detayları ve türbinin tekne geometrisine göre konumunun belirlenmesi gerekmektedir. Bu bölümde söz konusu detaylar belirlenerek türbin sistemini oluşturan ve türbin üzerindeki akıştan etkilenen bileşenlerin tasarımları genel anlamda ortaya konacaktır. Bu şekilde türbin performansı üzerindeki akıştan etkilenen tüm bileşenleri içeren HAD analizleri bir sonraki bölümde gerçekleştirilecektir.

5.1.1 Göbek (Hub) Tasarımı

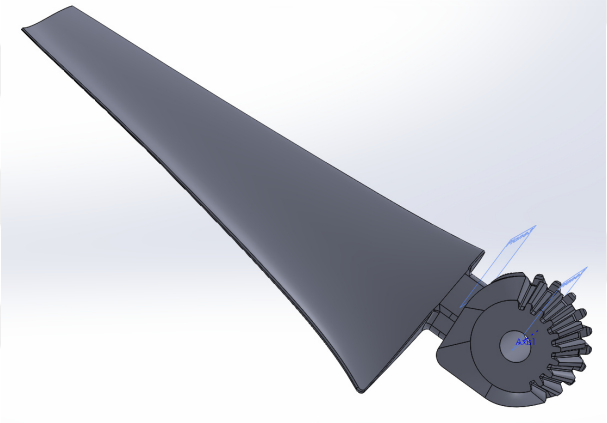
Tekne motor seyri sırasında üzerindeki yenilenebilir enerji kaynaklarından elde ettiği ve depoladığı enerjiyi kullanarak elektrik motoru ile sevk edilecektir. Bu nedenle depoladığı enerjiyi verimli kullanması önem arz etmektedir. Bunun için teknenin direncinin yanı sıra

takıntı dirençlerinin de en aza indirilmesi verimi arttıracaktır. Türbinler, teknenin yelken seyri sırasında kullanılacak olup motor seyrinde kullanılması verim açısından uygun değildir. Fakat türbinler kullanılmasa dahi yelken seyri sırasındaki pozisyon ve geometrisi aynı bırakılırsa, sevk verimini olumsuz etkileyecektir. Bu nedenle türbinlerin kanatlarının kapanabilir yapılması ve motor seyri sırasında üzerindeki akış kaynaklı takıntı direncini en aza indirebilmek için pozisyonlarını değiştirmeleri gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu kapsamda türbin iki farklı pozisyon alacak şekilde tasarlanmıştır. Bunlardan birincisi kanatların açık olduğu ve türbinin çalıştığı pozisyon (Pozisyon 1), ikincisi ise kanatların akış karşısındaki yüzey alanını küçültmek için podun 180 derecelik dönme hareketi yaptığı ve kanatların kapandığı pozisyondur (Pozisyon 2).

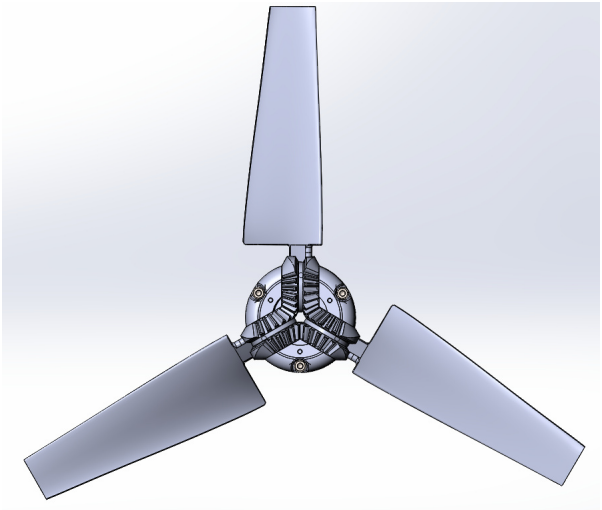
Birinci hareketi gerçekleştirmek için kanatların hareket edebiliyor olması gerekmektedir. Açıldıklarında tasarlandıkları pozisyona gelmeleri, kapandıklarında ise en az akış karşıtı alan oluşturacak şekilde pozisyon almaları gerekir. Bunun yaparken kanatların senkronize hareket etmesi ve hareketi sağlayacak hidrodinamik kuvvetleri paylaşması önemlidir. Bu nedenle kanatlar, montajlanabilir bir şekilde ayrı ayrı tasarlanmış ve göbek bağlantısında birbirleri ile temas halinde olan bir dişli sistemle kurgulanmıştır. Bu tasarımın olumsuz etkisi göbek çapında normalde gereksinim duyulacak çaptan bir miktar daha fazla alana ihtiyaç duyulması olmuştur. Fakat yapılmak istenen ile kazancın etkisinin daha değerli olduğu sonucuna varılmıştır. Şekil 5.2'de kanat kökünde yapılan tasarım, Şekil 5.1'de göbek tasarımı ve Şekil 5.3'de ise kanatlar ile göbeğin montajlanmış hali gösterilmiştir. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te ise hem tam açık çalışma pozisyonu hem de tam kapalı pozisyonları gösterilmiştir.



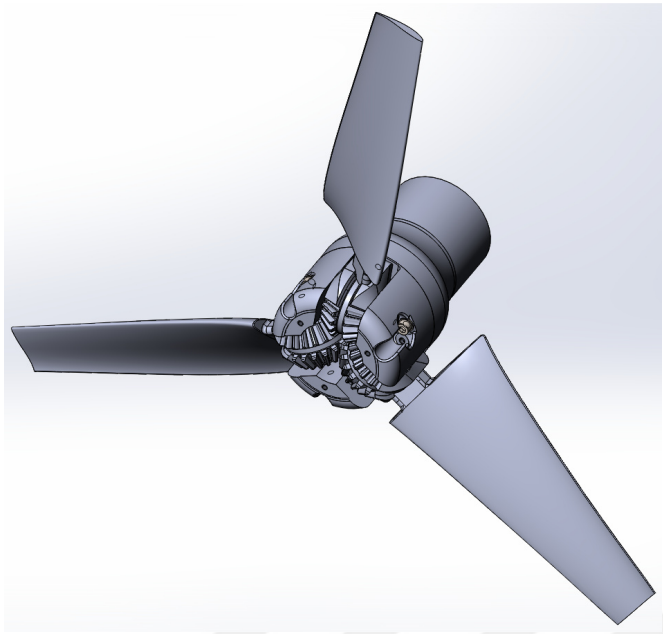
Şekil 5. 1 Tasarlanan göbek geometrisi



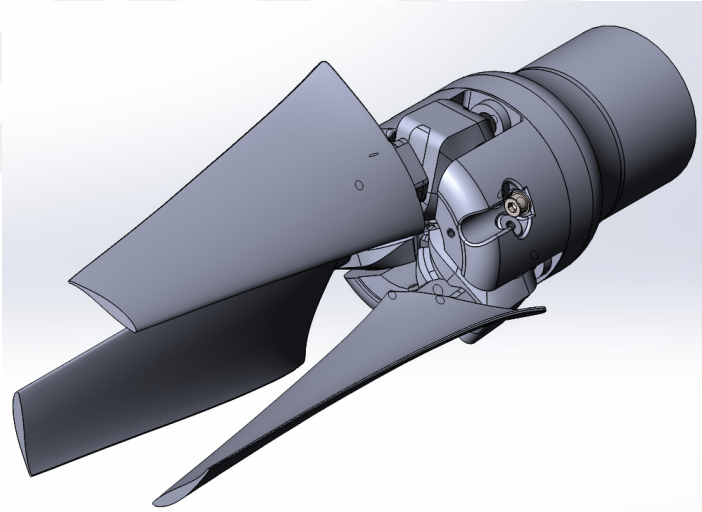
Şekil 5. 2 Kanat ve kanat kökü tasarımı



Şekil 5. 3 Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali (Önden Görünüm)



Şekil 5. 4 Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-1 (İzometrik görünüm)



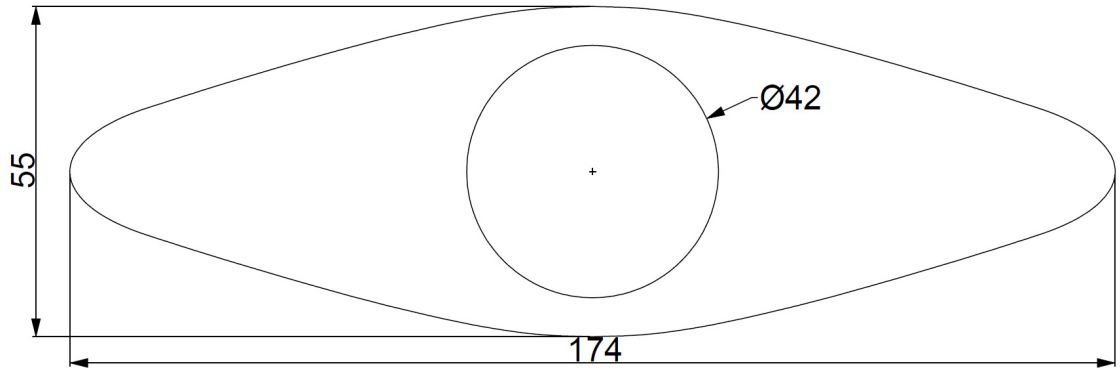
Şekil 5. 5 Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-2 (İzometrik görünüm)

Kanatların kapanması, motor seyrine geçildiğinde ve türbin 180 derece döndürüldükten sonra hidrodinamik etkiler ile gerçekleşecektir. Açılması için ise türbinin çalışma pozisyonu için tekrar 180 derece döndürülmesi yeterli olacaktır. Bu tasarım mekanik ve üretim açısından karmaşık olsa da özellikle açık pozisyondaki (yelken seyri sırasındaki kullanım- Pozisyon 1) takıntı direncinin motor seyrinde tekne hızını büyük miktarda düşüreceği değerlendirilmektedir. Kanatların açılır kapanır şekilde olduğu söz konusu sistem, günümüzde yelkenli teknelerin sevkinde sıklıkla kullanılmaktadır. Bu tip sevk sistemleri için [42] de verilen referansa bakılabilir.

5.1.2 POD Tasarımı

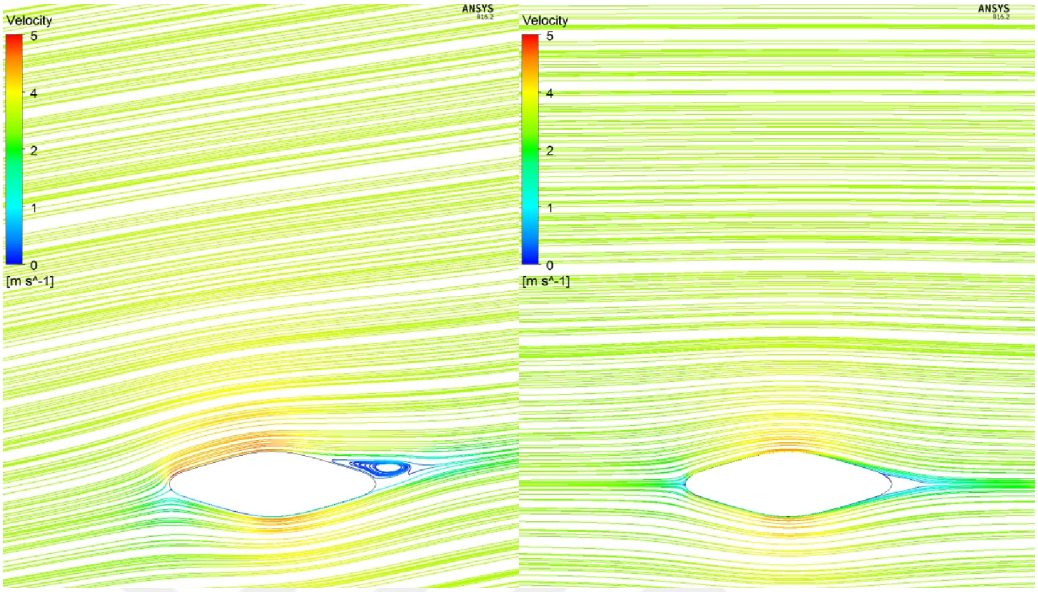
Sistemin tamamının akış analizleri ile performansının değerlendirilmesi için göbek ve pervane göbek bağlantısının tasarımı sonrasında akış hacmi içinde diğer önemli bir kısım olan pod bileşeni tasarlanmıştır. Pod bileşeninin geometrisinin tasarımında, dümen tasarımlarında sıklıkla kullanılan damla formunda kesitlerin tercih edilmesi düşünülmüş ancak sistemin 180 derece dönebilir olması, kesitin hem giriş hem de çıkış kenarlarının akış karşısında çalışacağı değerlendirilerek simetrik bir kesit seçilmiştir. Bu kesitin boyutları belirlenirken kesit merkezinde bulunacak dikey mil ve bu milin ihtiyaç duyacağı çap dikkate alınmıştır.

Merkezdeki 42 mm dikey mil boşluğu ve belirli bir pod cidar kalınlığı sabit kabul edilerek profil boyu bir dizi iki boyutlu analiz ile belirlenmiştir. Burada kesitin kaldırma ve sürüklenme katsayısındaki değişim gözlemlenerek en uygun profil boyu ve uç yarıçapları bulunmuştur. Mevcut çalışmada kesit profilinin belirlenmesi aşamasında yapılan çalışmalar için detay verilmemiş olup nihai kesitin geometrisi ve bu geometri için yapılan iki boyutlu akış analizleri Şekil 5.7 'de gösterilmiştir. Yapılan analizlerde akış hatları incelendiğinde özellikle akışın kesite dik geldiği durumda kesit çıkışında kayda değer akım ayrılmalarının olmadığı gözlemlenmiştir. Belirli bir açıyla gelen akışta ise profilin gerisinde oluşan türbülans olumsuz olmasına rağmen denenen tüm kesitlerde aynı sonuç ile karşılaşılmıştır. Sistemde bu problemin üstesinden gelmenin bir yolu, teknenin her leeway (rüzgâr altına düşme) açısına göre sistemin açısını düzenleyen bir dinamik konumlandırma yapmak olabilir. Fakat böyle bir sistem için dinamik konumlandırma sistemi, karmaşıklığı ve maliyetleri çok fazla arttıracağından tasarıma dâhil edilmemiştir.



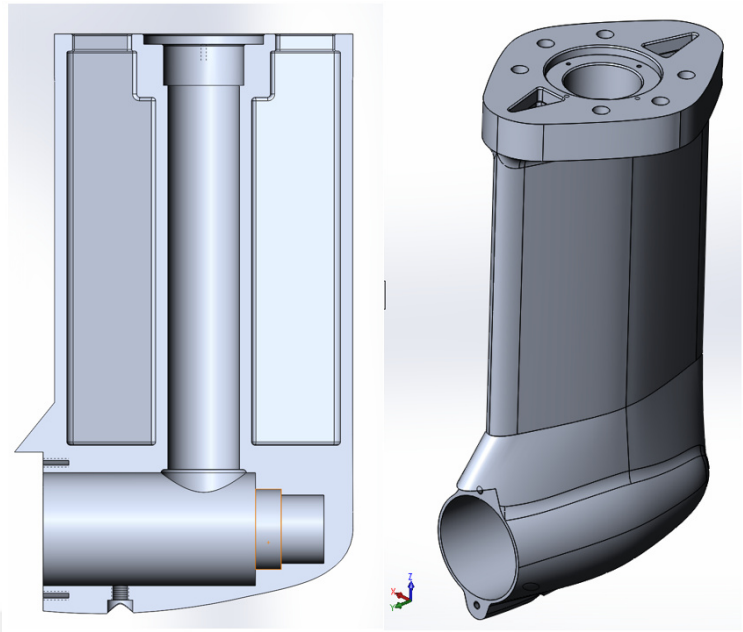
Şekil 5. 6 Pod kesiti (ölçüler mm)

Şekil 5.6’da verilen kesit için hem akışın dik geldiği Pozisyon 2 için hem de türbinin çalışma koşulunda teknenin belirli bir leeway açısı ile hareket edeceği öngörüsü ile 5 derecelik açı ile yapılan iki boyutlu analiz görselleri Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5. 7 Pod kesiti için yapılan iki boyutlu analizler. Akış 5 derece açı ile (Solda), Akış profil eksenine dik (sağda)

Pod geometrisi sadece bu kesitten oluşmamaktadır. Nihayetinde, Pod’un tekne ile bağlantı noktasındaki flenç, türbin ekseninde döndürme kuvvetini ileten yatay mil ve bu milin yatakları ile devir düzenleyen dişlilerin içine montajlandığı bir taşıyıcı bileşendir. Başlangıç noktası olarak Şekil 5.6’da gösterilen kesit üzerinde bu detaylar dikkate alınarak pod tasarımı gerçekleştirilmiştir. Pod detay tasarım sonucunda Şekil 5.8’de gösterilen halini almıştır.



Şekil 5. 8 Nihai pod tasarımının kesit ve izometrik görünüşü

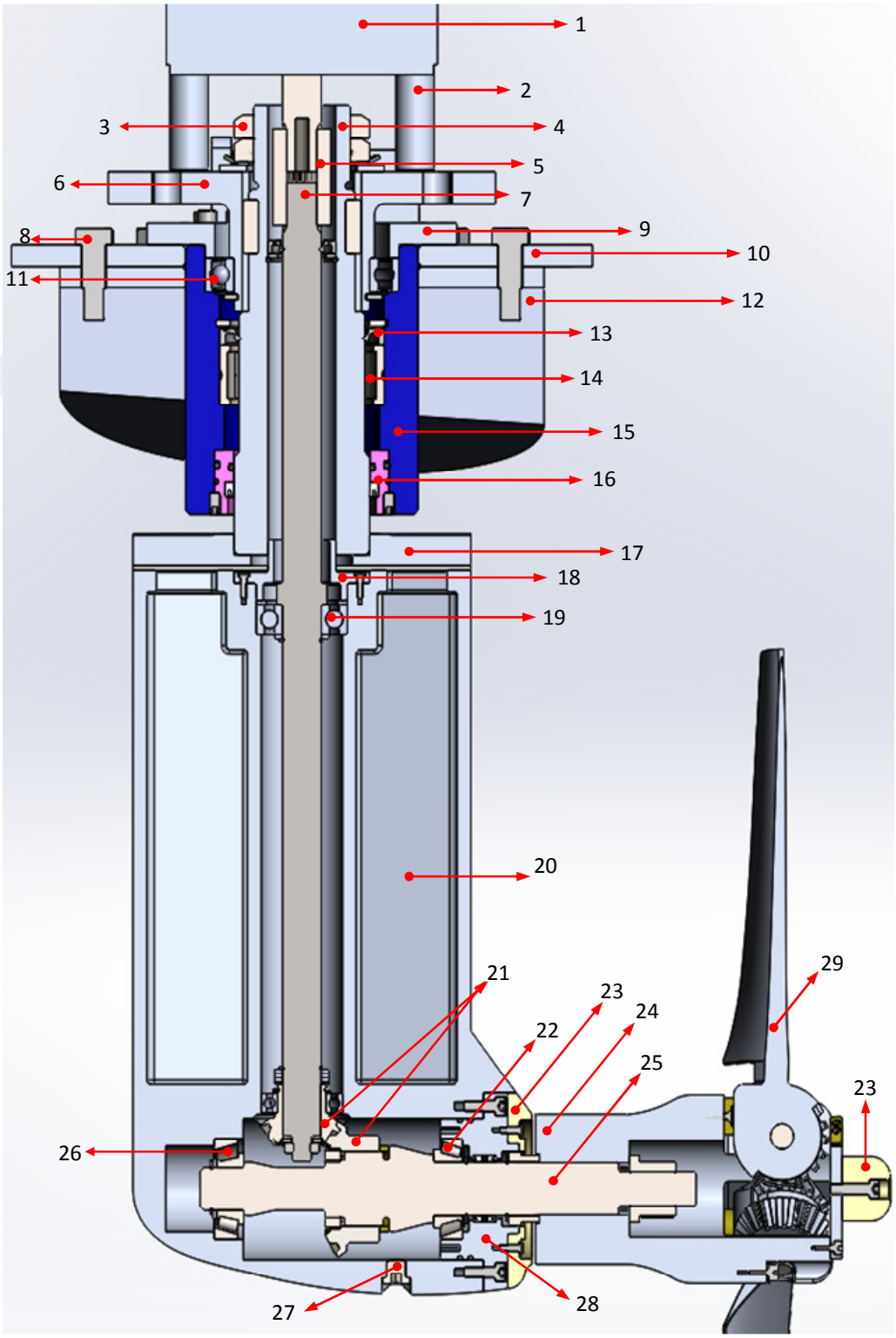
Sistemin toplam ağırlığı tekne için önem arz etmektedir. Bölüm 1'de, madde 1.3 tasarım gereksinimleri altında tanımlanan sistem ağırlığının sağlanabilmesi için pod malzemesinin alüminyum olmasına ve döküm yolu ile üretilmesine karar verilmiştir. Belirlenen cidar kalınlıkları ve sistem içindeki yatak ve bağlantı noktalarına dikkat edilerek pod nihai tasarımı Şekil 5.8 'deki halini almıştır. Aynı zamanda ortaya çıkan bu geometri, sistemin teknenin de dâhil olduğu akış analizlerinde kullanılmıştır.

Tasarım gereksinimleri gereği pod 180 derece dönerek türbin kanatları kapanmakta ve motor seyri sırasında akış karşısındaki alanını düşürerek direncini azaltmaktadır. Yapılan analizlerde çeşitli hızlarda performans hesapları yapıldığı gibi kapalı konumdaki dirençler de HAD analizleri yolu ile tayin edilerek toplam tekne direnci üzerindeki etkisi ilerideki bölümlerde gösterilmiştir.

Türbinin 180 derece dönmesi tasarım için zor bir kriterdir ve sabit yani dönmeyen bir sisteme göre mekanik tasarımı daha karmaşık hale getirmektedir.

5.1.3 Türbin Sistemi Mekanik Tasarım Bileşenleri

Şekil 5.9'de türbinin boyuna eksende kesiti gösterilmiş ve temel sistem bileşenleri numaralandırılmıştır.



Şekil 5. 9 Türbin sisteminin boyuna kesiti üzerinde sistem bileşenlerinin gösterimi

5.1.3.1 Alternatör

Sistemde türbin kanatları üzerindeki akışın meydana getirdiği dönme hareketini elektrik enerjisine dönüştüren bileşendir. Sistemde sabit mıknatıslı PMG (Permanent Magnet Generator) tipinde alternatör kullanılmıştır. Bu tip alternatörler özellikle devir sayısının sabit tutulmasının mümkün olmadığı yerlerde, bataryaların şarj edilerek enerjiyi depolamak için kullanılmakta ve günümüzde rüzgâr türbinlerinde sıklıkla rastlanmaktadır. Bu alternatörlerin yüksek verim, yüksek güç, düşük atalet ve yapısal anlamda basit oluşları en büyük avantajlarıdır.

Alternatör içindeki rotorun türbin sistemine bağlamak için bir mil çıkışı bulunmakta olup bu çıkış dikey mil ile bir kaplin vasıtası ile bağlanmaktadır.

Alternatör 180 derecelik harekette sistemle beraber dönecek şekilde tasarlanmıştır.

Alternatör seçimi için türbin performansı bilgileri gereklidir. Daha detaylı bilgi Bölüm 7'de verilmiştir.

5.1.3.2 Alternatör Bağlantı Ayağı

Alternatörün sisteme alternatör döşeği üzerinden sabitlendiği silindirik yapıdaki ayaklardır.

5.1.3.3 Döner Bosa Kilitleme Somunu

Alternatör döşeğini döner bosa üzerinde özellikle tüm sistemi dikey olarak sabitlemek üzere kullanılmış bileşendir.

5.1.3.4 Döner Bosa

Pod şaftı pod ile cıvatalı bağlanan bir flenç üzerinde içi boş bir mildir. Dış yüzeyinde sabit bosa içindeki rulman yataklar ile sabitlenmekte ve sistemin 180 derece dönme yükleri bu mil-flenç bileşeni üzerinden aktarılmaktadır. İçinden ise türbin mili geçmektedir.

5.1.3.5 Kaplin

Sistemde dikey türbin mili ile alternatör milini birleştiren elamandır.

5.1.3.6 Alternatör Döşeği

Sistemde Alternatörü sabitlemek ve kaplin montajı için gerekli mesafeyi sağlamak için bulunmaktadır. Döşek, alternatör ve sistem ile beraber dönecek şekilde tasarlanmıştır.

5.1.3.7 Dikey Mil

Yatay mil üzerinde oluşan momentin sistemin tekne içi montajı gereği dikey eksene aktarıldığı mildir. Bir ucu türbin yatay mili ile bağlantılı çalışırken diğer ucu doğrudan kaplin bileşeni ile alternatör miline bağlanmaktadır.

5.1.3.8 Tekne Sabitleme Cıvatası

Sistemi sabit bosa flenci ile tekne döşeğine sabitleyen cıvata bağlantılarıdır.

5.1.3.9 Dikey Hareket Stoperi

Yatay ve dikey yük yatağı dış yüzeyi sabit bosaya iç yüzeyi ile alternatör döşeğine temas etmektedir. Bu noktada, söz konusu rulmanın bulunduğu yerden dikey yönde hareket etmemesi için yatak bölgesinde sabitlenmesi gerekmektedir. Kilitleme elemanı bu amaç için kullanılan ve sistemi dikey yükler altında hareketsiz bırakan bileşendir.

5.1.3.10 Sabit Bosa Flenci

Sistemi tekne döşeğine sabitleyen ve üzerinde sistemin dönme hareketini kilitleyen elemanları barındıran bileşendir.

5.1.3.11 Döner Bosa Üst Yatağı

Bu yatak bilyalı rulman tipinde seçilmiştir. Sistemde, dikey eksende sistem ağırlığı nedeni ile oluşan kuvvetler sabittir. Bu kuvvetlerde, herhangi bir çarpma ya da yatay eksende oluşan kuvvetlerin sistemde yaratacağı esneme ile artmalar olabilir. Diğer taraftan, sistemi herhangi bir yük altında dikey eksende hareketsiz bırakabilmek gerekmektedir. Bu nedenle dönme hareketinde yataklık yapabilecek, hem dikey kuvvetleri taşıyabilecek hem de yatay kuvvetleri karşılayabilecek bilyalı rulman seçilmiştir. Bilyalı rulmanlar genelde dikey yükleri karşılamada düşük potansiyelde olsalar da seçilen rulmanın dikey yük karşılama potansiyeli öngörülen yüklerin üzerindedir.

5.1.3.12 Tekne Döşeği

Sistem sabit (dönmeyen) ve dönebilen bileşenlerden oluşmaktadır. Tüm bu sistemi tekne içinde sabitleyecek, tekne malzemesi olan fiber ile takviye edilmiş ağaç malzeme olarak tasarlanmıştır. Özellikle sistem üzerindeki tüm yüklerin karşılanacağı bölge olduğundan bu bölgede oluşabilecek yükleri tekne bünyesine homojen dağıtacak şekilde fazladan güçlendirmenin yapılması önemlidir.

5.1.3.13 Döner Bosa İkincil Sızdırmazlık Keçesi

Döner bosa ile sabit bosa arasındaki su sızdırmazlığını sağlamak üzere alınmış ikinci önlemdir. “döner mil keçesi” adı ile sıklıkla pompalarda sızdırmazlık elemanı olarak kullanılmaktadır.

5.1.3.14 Döner Bosa Alt Yatağı

Pod şaftı ile bosa arasında sistemin yatay eksenindeki (türbin kanatları üzerinde oluşan itme ve sistem üzerinde oluşan dirençler) yükleri taşıyacak olan bileşendir. Hesap ve analizler ile ortaya çıkmış yükleri taşıyacak şekilde silindirik rulman olarak belirlenmiştir. Bu yatak sadece yatay yükleri taşımaktadır.

5.1.3.15 Sabit Bosa

Tekne yatağı üzerindeki flenç parçasına montajlanacak olan bosa bileşeni dönme hareketine yataklık edecek sistem üzerinde oluşan tüm eksenlerdeki kuvvetleri taşıyacak ve tekneye iletecek olan bileşendir. Bu nedenle boyutlandırması ve tekne yatağı ile birleştirmesinde hem dayanıma hem de konumu gereği tekne karinasında su hattının altında olması nedeni ile sızdırmazlık gereksinimleri dikkate alınarak tasarlanmıştır.

5.1.3.16 Döner Bosa Birincil Sızdırmazlık Bileşeni

Sistemde dönme hareketini yapması nedeni ile sabit bosa içinde döner bosa çalışacaktır. Bu noktada sabit bosa içinden tekne içine su basması meydana gelebilir. Bu nedenle dinamik sızdırmazlık keçesi kullanılmıştır. Bu keçe pratikte “lipseal” ismi ile anılmakta olup dış ortamdaki akışkan basıncı ile dönen bir milin üzerindeki dairesel yüzeyi sıkarak

sızdırmazlık sağlamaktadır. Sistemde özellikle kullanıma bağlı olarak belirli aralıklar ile kontrol edilmesi ve değiştirilmesi gereken bileşenlerden biridir.

5.1.3.17 Döner Bosa Flenç

Döner bosanın pod ile mekanik olarak birleştirilmesi için döner bosa ile bütünleşik bağlantı elemanıdır.

5.1.3.18 Dikey Mil Üst Yatağı Sabitleme Parçası

Sistemde rulman tipindeki yatakların montajlanabilmesi için silindirik kesitlerin bir tarafından kanalların rulman dış çapı genişliğinde işlenmesi gerekmektedir. Bu noktada rulmanlar bu alanlara sabitlenirken sıkı geçme diye tabir edilen yöntemler ile sabitlenebilir olsa da montaj sonrasında bakım tutum işlemleri ya da tamir işlemleri için yerlerinden çıkarılmaları gerektiğinde özellikle boyut olarak küçük ve karmaşık sistemlerde sorunlar yaşanabilmektedir. Diğer taraftan beklenmedik bir yükün etkimesi ile sıkı geçmenin sıyırması ve rulman yatağının olması gereken pozisyonunu kaybetme riski vardır. Bunları önlemek üzere rulman yatakları tasarımdaki yerlerine sıkı geçirildikten sonra bu tip kilitleme bileşenleri ile konumların mekanik olarak sabitlenmesi sağlanmıştır. Sistemde başka bir örneği “dikey hareket stoperi” olarak adlandırılmış bileşendir.

5.1.3.19 Dikey Mil Üst Yatağı

Dikey mil sistemdeki en uzun mildir. Bilindiği üzere, dişliler ile tahrik edilen ince kesitli millerde desteklenmeyen boyun uzun olması, yüksek devir ve dinamik yüklere ve dolayısı ile titreşim ve titreşim kaynaklı gürültü ve aşınmalara neden olabilir. Bunu önlemek amacı ile dikey mil sürtünme kayıpları en az olacak şekilde, yaklaşık olarak milin yarı boyuna gelecek şekilde bilyalı rulman ile yataklanmıştır.

5.1.3.20 Pod

Pod bileşeni hareket milleri ve bunlar ile ilgili diğer bileşenleri kapsayan, bileşendir. Sistem içinde en büyük hacme ve ağırlığa sahip bileşen olduğundan ve dışında hidrodinamik etkiler altında içinde ise dayanım ve yataklama ihtiyaçlarını

barındırdığından hafif, üretimi kolay ve mümkün mertebe küçük boyutlu olacak şekilde tasarlanmıştır.

5.1.3.21 Dikey ve Yatay Mil Dişlisi

Türbin tasarımında devir oranı alternatör ile ilgili detay bilgilerin verildiği kısımda anlatılacaktır. Bu dişliler, hem belirlenen devir yükseltme için hem de yatay milin dönme hareketini doğrudan mile taşımak için kullanılmıştır. Dişliler türbin yatay milinin bir turunda dikey milin (dolayısı ile alternatör milinin) 1.578 tur atacak şekilde belirlenmiştir (Bkz. Bölüm 7). Böylelikle sistem üzerinde tork azaltılmış fakat devir arttırılarak kullanılan alternatör tipine göre elde edilecek güç arttırılmıştır.

5.1.3.22 Yatay Mil Ön Yatağı

Yatay milin pod içerisinde çalışırken hem yatak görevi yapan hem de yatay eksendeki hareketini kısıtlayan elemandır. Bu yatak elemanı, konik rulman olarak seçilmiş olup hem eksenel hem de dikey kuvvetleri karşılayabilmektedir.

5.1.3.23 Pod ve Göbek Tutyası

Sistem bileşenleri ağırlıklı olarak alüminyum malzemeden seçilmiştir. Ne kadar deniz suyuna dayanım özelliği olan alüminyum kullanılsa da sistem içerisinde yer alan paslanmaz ve bronz bileşenler ile temas halinde olan alüminyum akışın dinamik etkileri ile oluşan elektrik yükü nedeni ile erozyona maruz kalabilir. Bu nedenle tutya adı verilen çinko esaslı bileşenler ile korunması sağlanmıştır.

5.1.3.24 Göbek

Türbin göbeği hareketli türbin kanatlarının sabitlendiği bileşendir. Arka tarafından yatay mile bağlanmaktadır. Türbin dönme hareketini bu mile taşımaktadır. Hem mil tarafında hem de hareketli türbin kanatlarının sabitlendiği tarafta karmaşık bir tasarıma sahiptir.

5.1.3.25 Yatay Mil

Türbin kanatlarının dönmesi ile yatay eksen etrafında oluşan momenti aktaran mildir. Pod içinde yataklanmış ve türbin göbeği tarafından su sızmasına karşı keçe ile

desteklenmiştir. Sistemde su ile kısmen temas eden bir bileşen olduğundan, deniz suyunda çalışmaya uygun paslanmaz çelik malzeme tercih edilmiştir.

5.1.3.26 Yatay Mil Arka Yatağı

Yatay milin pod içerisinde çalışırken hem yatak görevi yapan hem de yatay eksendeki hareketini kısıtlayan elemandır. Bu yataklama elemanı konik rulman olarak seçilmiş olup hem eksenel hem de dikey kuvvetleri karşılayabilmektedir.

5.1.3.27 Yağ Tapası

Sistemin yüksek devirler ile çalışması beklenmektedir. Yatay ve dikey millerin birbirlerine bağlandığı dişlilerin çalışması sırasında sürtünme kaynaklı ısı enerjisi açığa çıkacaktır. Hem dişlilerin rahat hareket ederek hareket milleri üzerinde aktarma kayıplarını en aza indirmek hem de su içinde çalışan podun sürekli soğutma potansiyelini kullanarak açığa çıkan ısıl enerjiyi dengelemek için sistem pod bileşeni içine yağ konulmak sureti ile soğutulacaktır. Bu yağın değiştirilmesi ya da sökme takma esnasında tahliyesi için pod altına bir delik açılmış ve yağ tapası bileşeni ile körlenmiştir.

5.1.3.28 Yatay Mil Sızdırmazlık Bileşeni

Sistemde dönen bileşenlerin bir kısmı deniz suyu ile temas halinde olup sistem içindeki yağın denize sızması, deniz suyunun sistem içine girerek sisteme zarar vermesi ya da tekne içine su sızdırması gibi potansiyel riskler mevcuttur. Sızdırmazlık keçeleri bu riskler için alınmış önlemlerdir. Dinamik olarak çalışan miller etrafında ya da hareketsiz iki parçanın birleşiminde kullanılmakta ve seçimleri bulundaki bölgedeki dinamik–statik çalışma koşularına göre yapılmaktadır. Bu bileşen hem sızdırmazlık keçesine hem de yatay mil ön yatağına yataklık yapmaktadır.

5.1.3.29 Türbin Kanadı

Teknenin rüzgâr ile seyri sırasında tekne etrafında oluşan akışın elektrik enerjisine çevrilmesinde kullanılan yatay akışın sahip olduğu kinetik enerjiyi, hidrodinamik etkiler ile döndürme momentine çeviren bileşenlerdir. Bu çalışmanın ana konusu olarak hidrodinamik açıdan tasarımı incelenerek geometrileri tasarlanmıştır. Diğer taraftan

açılır kapanır tasarım için kanat köklerinde göbek bileşeni ile bağlandığı dişli detaya sahiptir. Türbin kanatları, bu dişliler vasıtasıyla birbirlerine hareket iletmektedir. Diğer bir değişle herhangi bir kanatın hareketi diğer kanatları da hareket ettirmektedir.

5.2 Sistemin Tekne Üzerindeki Konumunun Belirlenmesi

Türbinin tekne üzerindeki konumunu belirlerken dikkate alınması gereken birçok etken mevcuttur. Bunlar aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- Türbin kanatları ile tekne gövdesi arası mesafe
- Salmanın konumu
- Tekne iç yerleşimi
- Teknenin yelken seyri esnasında yapacağı trim ve yalpa açıları
- Türbin çalışma pozisyonları

Hidrodinamik olarak bakıldığında, türbin kanatlarının üzerine gelen homojen ve mümkün mertebe tekne hızına eşdeğer bir hız, ideal performansı sağlayacaktır. Bu nedenle türbinin ideal konumu tekne baş tarafında doğru akışı en düzgün alabileceği konumdur. Türbin sisteminde tekne içinde kalan bileşenler pozisyon kontrolü, elektrik bağlantıları ve tekne montaj bağlantılarıdır. Böyle bir sistemin ulaşılabilir olması, elektrik bağlantılarına yakın olması ve kullanıcının dinlenmesi için ayrılmış kamara alanlarına mümkün olabildiğince uzak olması gerekmektedir. Bu nedenle tekne içinde bu gereksinimleri sağlayacak bir konum belirlenmiştir.

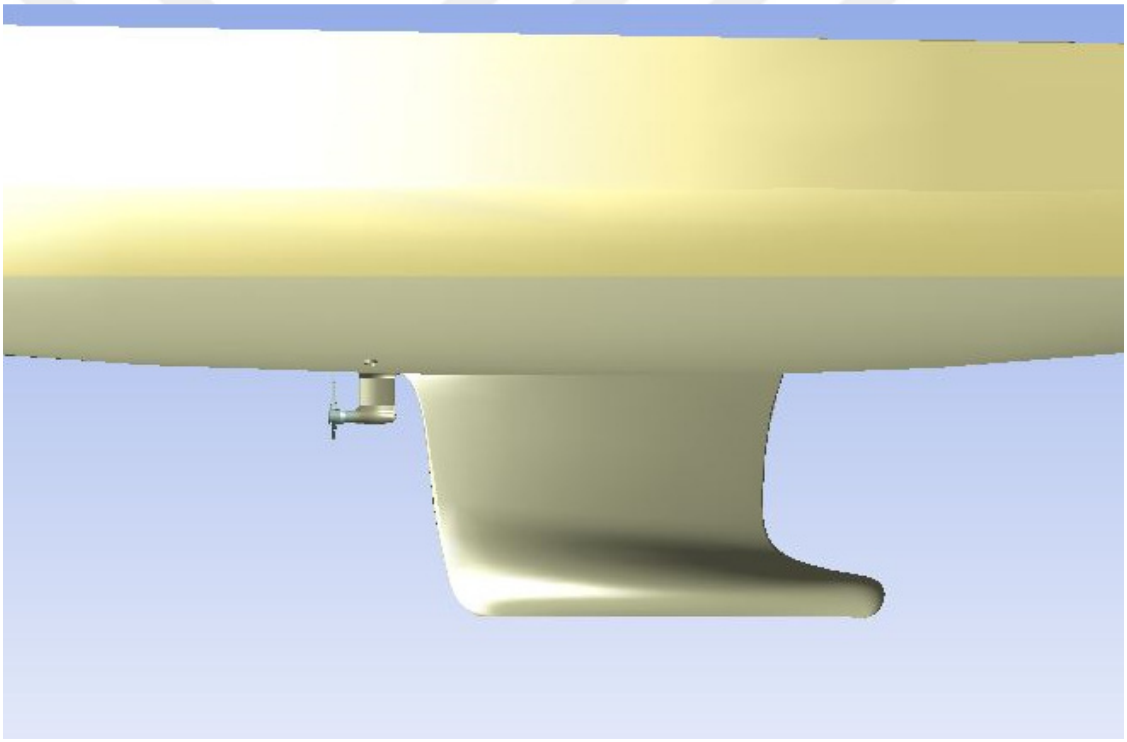
Diğer taraftan, salma, makine dairesi olarak adlandırılan bölüm içinde yer almakta ve teknede iskele ve sancak taraflarda 2 adet olacak türbinlere özellikle yelken seyri sırasındaki açılı (leeway) akışlarda türbinlerden birine gelen akışı kesme riski taşımaktadır. Bu nedenle salmanın ön kısmında yer alacak şekilde bir konumlandırma yapılmıştır.

Türbinlerin birbirlerine olan etkileşimlerinin en aza indirilmesi için aralarındaki mesafe büyük tutulmaya çalışılmış fakat tekne formunun güverteye doğru dik açılara ulaşması, salma takviyelerinin konumları ve teknenin tam genişliğinden dışarıya çıkma yaparak potansiyel halat dolanmaları, çarpma vb. problemlere neden olmaması için bu kısıtlar

çerçevesinde enine bakışta aralarındaki mesafe belirlenmiştir. Diğer taraftan türbin sisteminin 180 derecelik pozisyon alması sırasında salma ile çarpma yapmaması dikkate alınan diğer bir kısıt olmuştur.

Son olarak Türbin kanatları ile tekne arasındaki mesafenin pervane tasarımında dikkate alınan oranda en az çapın %15'i kadar bir mesafe bırakılmasına karar verilmiştir. Diğer taraftan bu mesafenin artmasının sistemin takıntı direncini arttırma potansiyeli ve potansiyel halat vb. şeylerin türbine dolanma riskini arttıracağı dikkate alınmıştır.

Verilen bilgiler ve kısıtlar çerçevesinde sistem tekne üzerinde konumlandırılmış ve HAD analizleri bu geometri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Böylelikle yapılan analizlerin gerçeğe en yakın sonuçları vermesi hedeflenmiştir.



Şekil 5. 10 Türbinlerin tekne üzerinde yandan bakışta görünümü

BÖLÜM 6

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ HESAPLAMALARI

6.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizi

Çoğu mühendislik problemi geometri karmaşıklığı nedeniyle, analitik olarak çözülememekte ancak geometrinin sonlu sayıda alt hacimlere bölünmesiyle çözülebilmektedir. Türbin geometrisi, hidrodinamik akış ve direnç karakteristikleri açısından hesaplamalı akışkanlar dinamiği tekniklerinden sonlu hacimler yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Türbinin kanatlarına belirli devir sayılarında dönme hareketi tanımlanmış ve kanatlar üzerindeki itme ve tork değerleri ile birlikte sistemin akışa maruz kalan tüm bileşenleri üzerindeki dirençler hesaplanmıştır. Ön tasarımda MBEM yöntemi ile yapılan tekil kanat tasarımı ve performans öngörülerinin karşılaştırmasının yapılabilmesi için hesaplamalar hem sadece kanatları içerecek hem de tekne dâhil tüm sistemi içerecek şekilde gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte yelkenli teknenin rüzgâr seyrinde tekne boyuna eksenine göre ortalama 5 derecelik bir leeway açısı ile seyretme potansiyeli göz önüne alınarak düz akış ile 5 derecelik akış açısı için hesaplamalar yapılmış ve tüm sonuçlar karşılaştırmalı olarak sonuçların değerlendirilmesi bölümünde gösterilmiştir. Genel anlamda bu hesaplamalar için kullanılan yöntem ve sıralaması aşağıdaki gibidir;

1. Geometrinin modellenmesi
2. Çözüm ağı yapısının oluşturulması
3. Ağ sınır şartlarının tanımlanması
4. Analiz süreci

5. Sonuçların değerlendirilmesi

Bir HAD uygulaması üç temel aşamadan meydana gelmektedir:

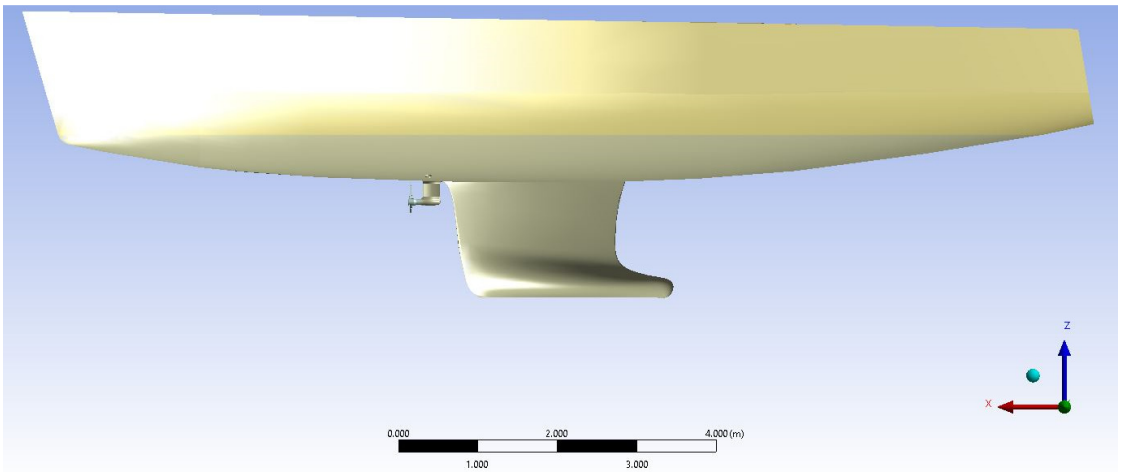
Ön işlem (Pre-processing): Bu aşamada geometrinin oluşturulması, problemin modellenmesi, akış hacminin oluşturulması, hesaplama örgüsünün (çözüm ağı) oluşturulması, sınır koşullarının tanımlanması gibi işlemler gerçekleştirilmektedir. Analizin bu aşaması için geometrinin oluşturulmasında ANSYS Desing Modeller, full sistem çözümleri için Ansys Meshing ve tek kanat analizleri için Numeca Hexpress yazılımları kullanılmıştır.

Çözüm (Solver): Bu aşamada problemin türüne uygun bir çözüm yöntemiyle hesaplanması gerçekleştirilir. Analizin bu aşaması için ANSYS Fluent Solver modülü ve Ansys CFX Solver modülü kullanılmıştır.

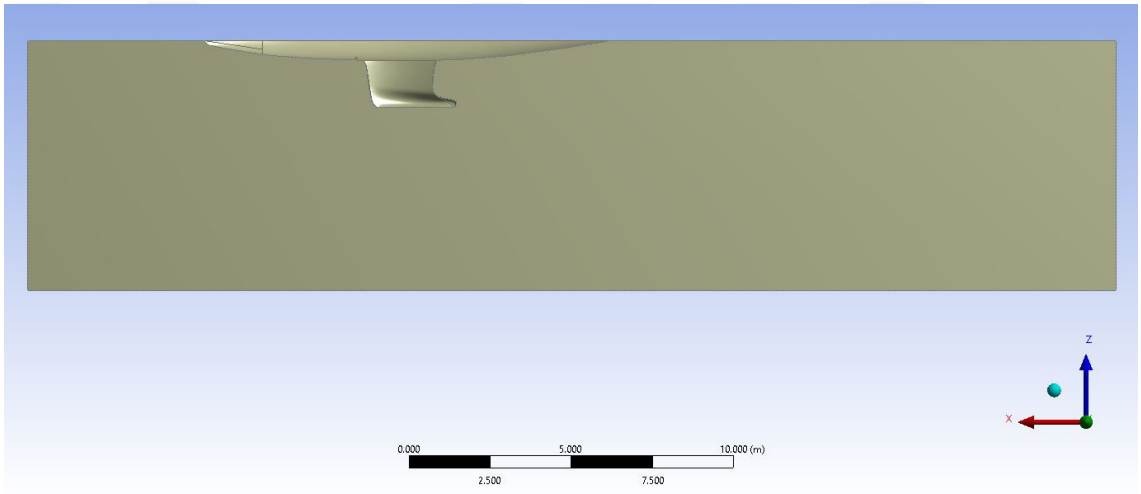
Sonuçlar (Post-processing): Çözümde elde edilen sonuçların değerlendirilmesi bu aşamada gerçekleştirilir. Bu aşamada ANSYS Post modülü kullanılmıştır.

6.2 Hesaplama Geometrisi ve Akış Hacminin Oluşturulması

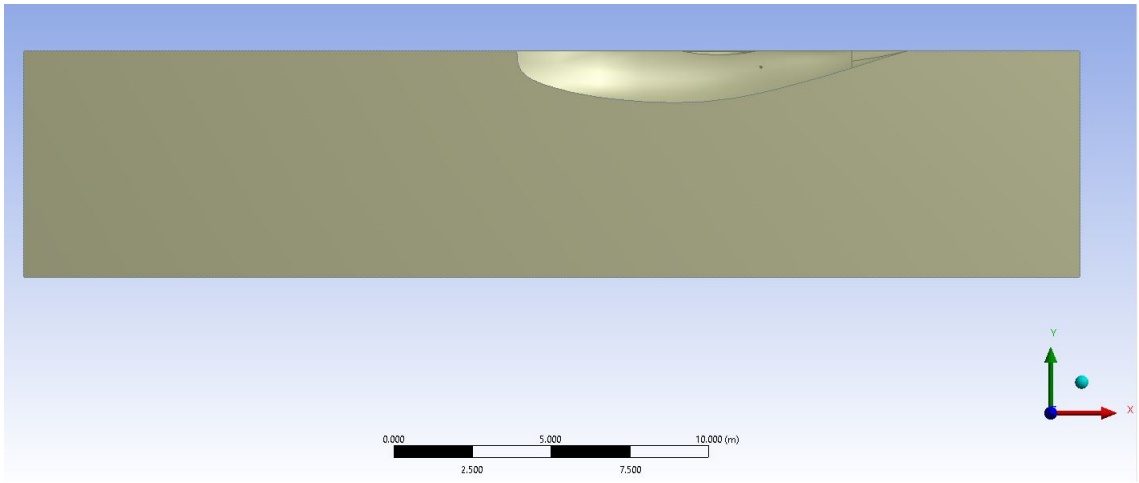
Önceki bölümlerde tasarımı yapılan kanatlar Rhinoceros yazılımı ile modellenerek Ansys Design Modeller kullanılarak akış hacmi oluşturulmuştur. MBEM yöntemi ile yapılan hesaplamaların karşılaştırılması ve tüm sistem bileşenlerinin tekne ile beraber çözülerek nihai performans ve direnç değerlerinin hesaplanması için iki ayrı geometri üzerinde akış hacmi çalışması yapılmıştır. Kullanılan geometriler ve akış hacimleri Şekil 6.1 ile Şekil 6.4 arasında gösterilmiştir. Bu noktada tekne direncinin hesaplanması bu çalışmanın kapsamında değildir. Fakat türbin performans ve direnç değerlerinin hesaplanmasında tekne-türbin etkileşimini dikkate almak için tekne geometrisi de akış hacmi içinde kullanılmış fakat sınır şartları sadece söz konusu etkileşimi sağlayacak şekilde kurgulanmıştır. Başka bir deyişle hesaplama süresini uzatmamak için yapılan bu analizlerde tekne etrafındaki sınır tabakanın detaylı ve tekne direnç analizlerinde olduğu gibi modellenmesine gerek duyulmamıştır.



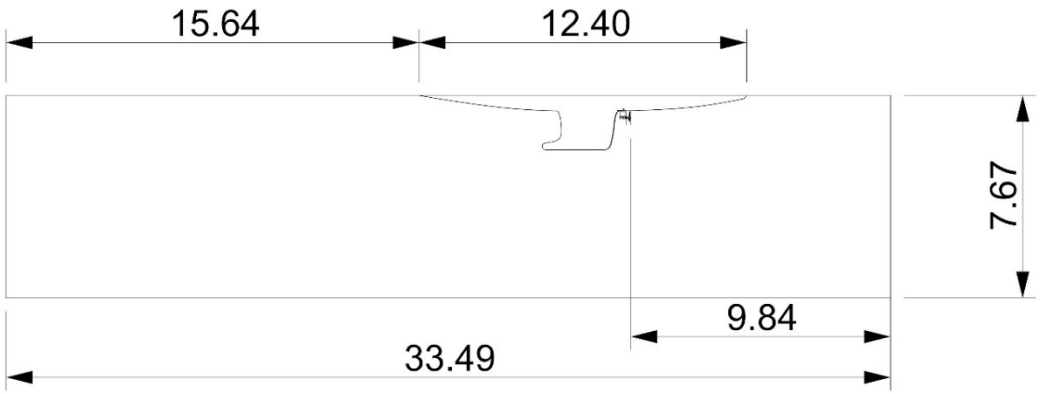
Şekil 6. 1 HAD analizlerinde kullanılan tekne, türbin ve salma geomertrilerinin yandan görünümü



Şekil 6. 2 HAD analizleri için hazırlanan su altı akış hacmi modeli yandan görünümü



Şekil 6. 3 HAD analizleri için hazırlanan su altı akış hacmi alttan görünümü



Şekil 6. 4 HAD analizleri için hazırlanan su altı akış hacmi modeli yandan boyutlandırılmış görünümü (ölçüler m'dir)

6.3 Çözüm Ağı Yapısının Oluşturulması

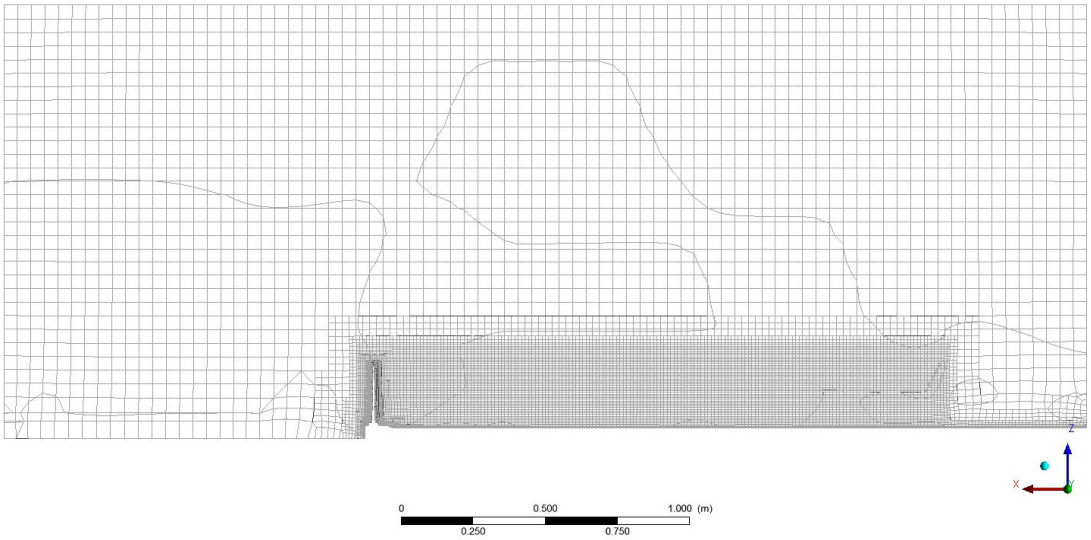
Tek Kanat Analizi için;

Göbek geometrisi çıkış yüzeyine kadar uzatılmıştır. Kanat üzerindeki eleman boyutu 0.5 mm'dir. Göbek üzerinde ise eleman boyutları 2 mm ye kadar büyütülmüştür. Kanadın iz bölgesinde eleman boyutları 10 mm alınmıştır. 15 adet sınır tabaka elemanı oluşturulmuştur. Kanat çıkışındaki akım hatlarının ayrıntılı incelenebilmesi için kanattan sonra 2000 mm olacak şekilde sıklaştırma bölgesi oluşturulmuştur. Çözüm hacmi içerisindeki en büyük eleman boyutu 50 mm olacak şekilde belirlenmiştir.

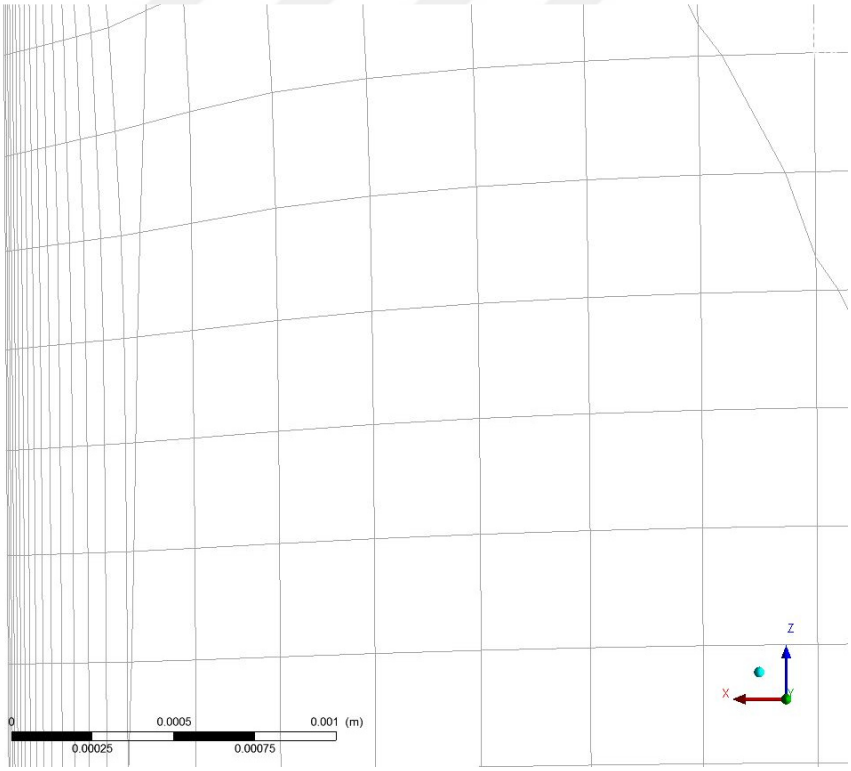
Tam Sistem için;

Kanat ucunda, kanadın giriş ve çıkış kenarlarında eleman boyutları 0,5 mm'dir. Kanat ve göbek üzerindeki en büyük eleman boyutu ise 3 mm'dir. Pod üzerindeki en büyük eleman boyutu da 3 mm olarak belirlenmiştir. Tekne gövdesi üzerinde ise eleman boyutları yüzey eğimine göre belirlenmiş olup en büyük eleman boyutu 500 mm'dir.

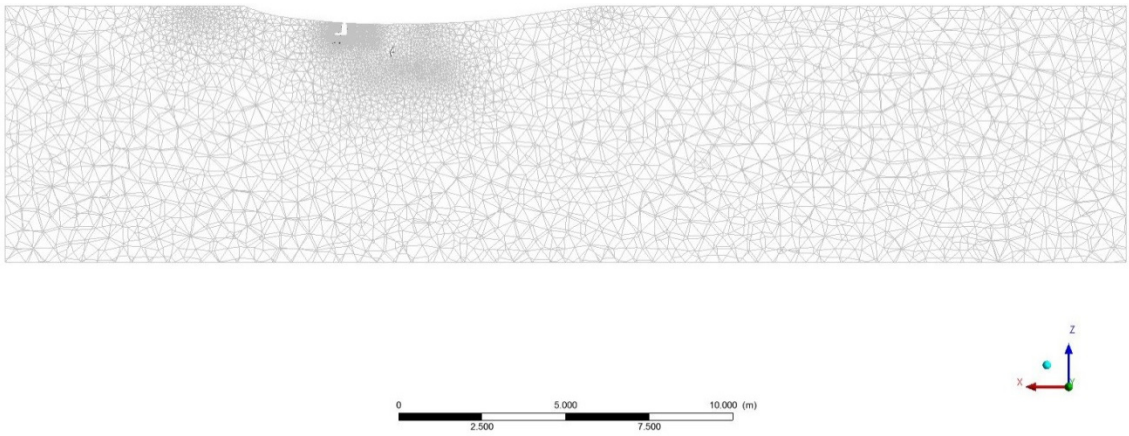
Çözüm sırasında tekne, akışı yönlendirmek için kullanılmıştır. Bu nedenle tekne üzerinde sınır tabaka elemanları oluşturulmamıştır. Türbin podu, kanatları ve göbeği üzerinde ise 10 sıra sınır tabaka elemanı oluşturulmuştur. Türbin podunun arkasına 1500 mm iz bölgesi tanımlanmıştır. Bu bölgedeki eleman boyutları 10 mm'dir. Çözüm hacmi içerisindeki en büyük eleman boyutu ise 500 mm olarak belirlenmiştir.



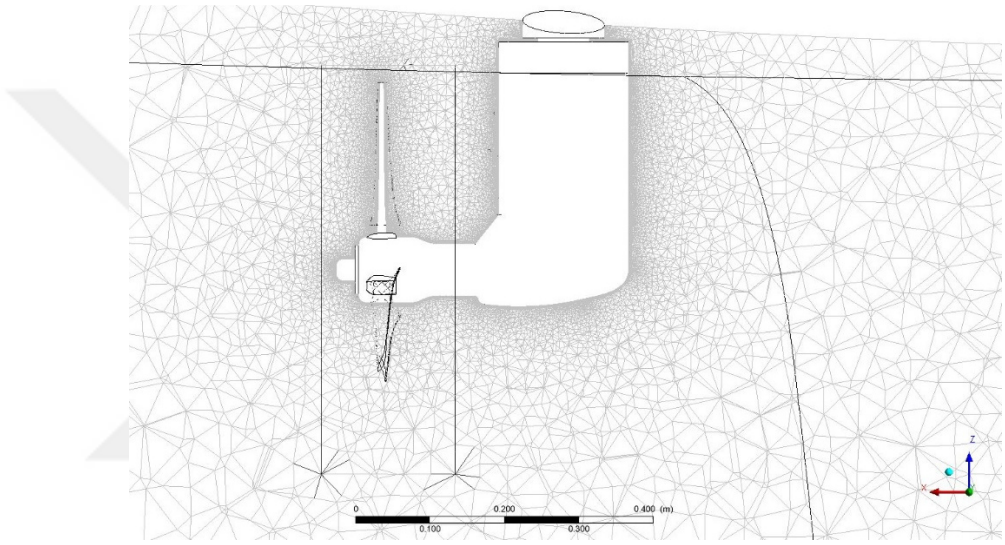
Şekil 6. 5 Türbin kanadı üzeride oluşturulan çözüm ağı yapısı



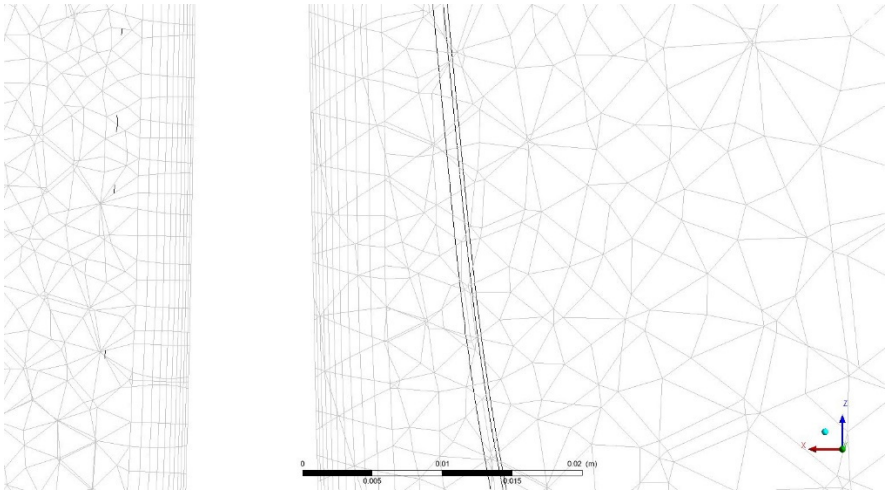
Şekil 6. 6 Türbin kanadı üzeride oluşturulan çözüm ağı yapısının yakından görünümü



Şekil 6. 7 Tüm sistem HAD analizleri için oluşurulan çözüm ağı genel görünümü



Şekil 6. 8 Tüm sistem HAD analizleri için oluşturulan çözüm ağının türbin bölgesindeki görünümü



Şekil 6. 9 Tüm sistem HAD analizleri için oluşurulan çözüm ağının kanat bölgesindeki görünümü

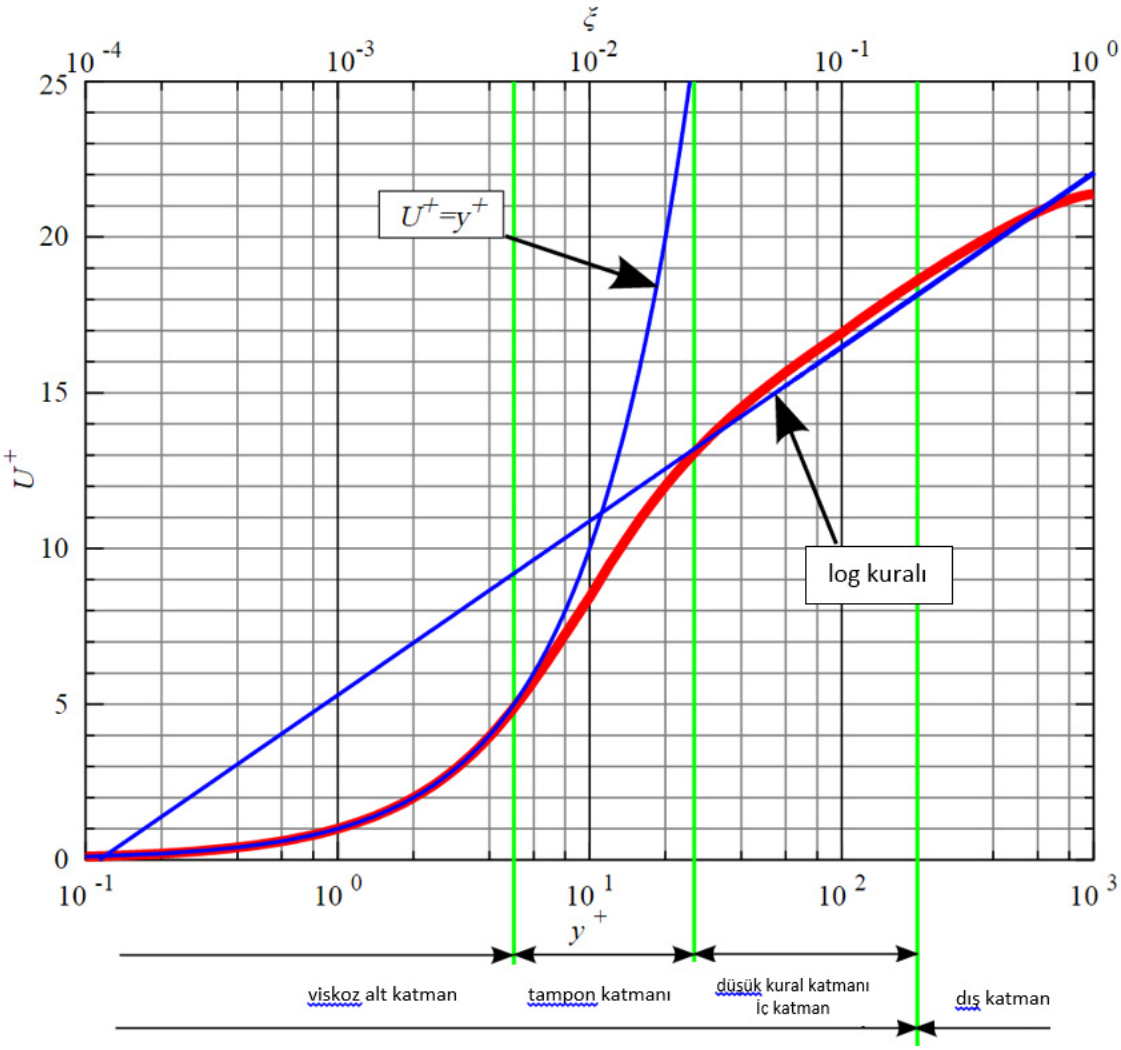
6.4 Ağ Yapısı Kalite Kriterleri

Analiz sonuçlarının doğru elde edilmesi ve çözümün doğru sonuçlar verebilmesi için oluşturulan çözüm ağı yapısının belirli kriterlere sahip olması gerekmektedir.

Ağ yapısı oluşturulduktan sonra dikkat edilmesi gereken hususlar şu şekildedir:

Y+ değeri: Sınır tabaka (inflation) için mesh kalite kriterlerinin kontrol edilmesini sağlayan parametre y+ değeridir. SST k-omega türbülans modeli için kesin sonuçları, y+ değerinin 5'in altında olduğu şartlarda verebilir. İlk katman kalınlığının 0,2 mm olması durumunda y+ değeri 30-60 arasında değişebilir. Pervane gibi zor geometrilerde y+ değerini bu aralık arasında tutmak neredeyse imkânsızdır. Sınır tabakanın 5-6 katmandan oluşması genelde yeterli kabul edilir.

Sınır tabaka çözümünde iki yaklaşım mevcuttur. Bunlardan biri duvara kadar elemanların tamamında çözüm yapmak, diğeri ise duvar etrafında bir yaklaşım fonksiyonu kullanmaktır. Bu iki yöntem arasında karar verme aşamasında y+ değeri kullanılır. Y+<1 koşulunun sağlanabilmesi koşulunda ilk yöntem, aksi haldeyse bir yaklaşım fonksiyonu kullanmak uygundur. İlk yaklaşımın kullanılması genellikle daha doğru sonuç vermesine rağmen çözüm ağı eleman sayısı ve kalite kriterlerinin sağlanabilmesi kapsamında bundan feragat edilmesi olası bir durumdur. Bu problemin çözümü için birçok duvar fonksiyonu (Wall Function) geliştirilmiştir. Literatürde en büyük y+ değerinin 300 altında, ortalama değerin ise 150 altında olması önerilmektedir [27]. Bazı duvar fonksiyonları için minimum y+ değerleri tanımlanmıştır ancak bu çalışma kapsamında kullanılmış olan Scalable Wall Function için minimum bir y+ değeri mevcut değildir.



Şekil 6. 10 Duvar paralelindeki hız-y+ grafiği

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C^+, \qquad \text{with} \quad y^+ = \frac{y\, u_\tau}{\nu},$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad \text{and} \quad u^+ = \frac{u}{u_\tau}$$

$$\text{For} \quad y^+ < 5$$
$$u^+ = y^+$$

y^+: y, duvara olan uzaklık, U_T, sürtünme hızı ve v, kinematik viskozite kullanılarak hesaplanan boyutsuz değer,

u^+: y'nin fonksiyonu olarak duvara paralel u hız değerinin sürtünme hızı U_T'ye bölünerek hesaplanan boyutsuz hız değeri,

τ_w: Duvar kesme gerilmesi,

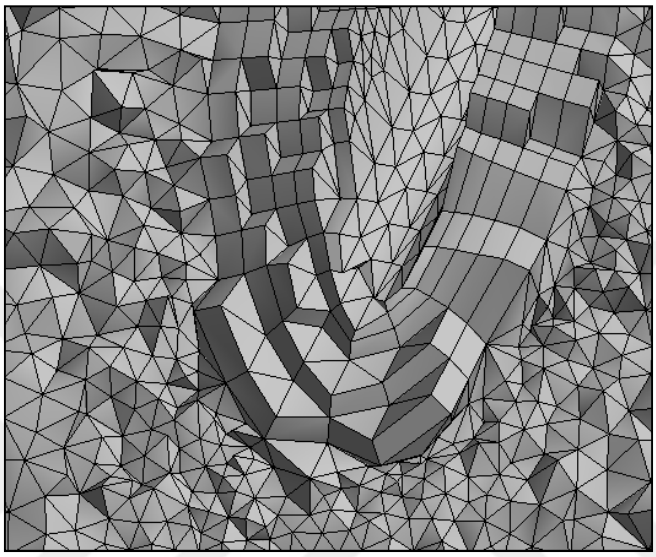
ρ: Akışkan yoğunluğu,

u_T: Sürtünme hızı veya kesme hızı,

K: Von Karman sabiti,

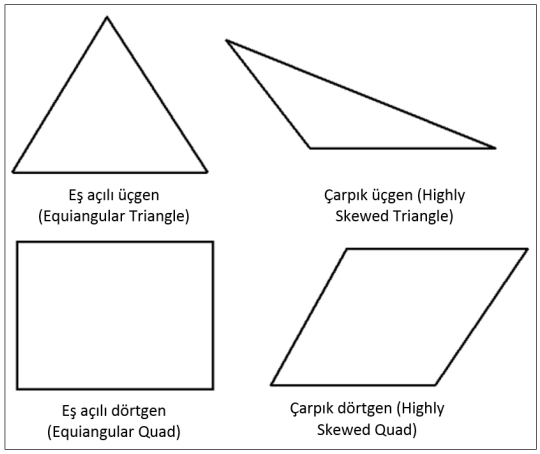
C^+: Sabit,

ln: Doğal logaritma.



Şekil 6. 11 Sınır tabaka örnek görseli

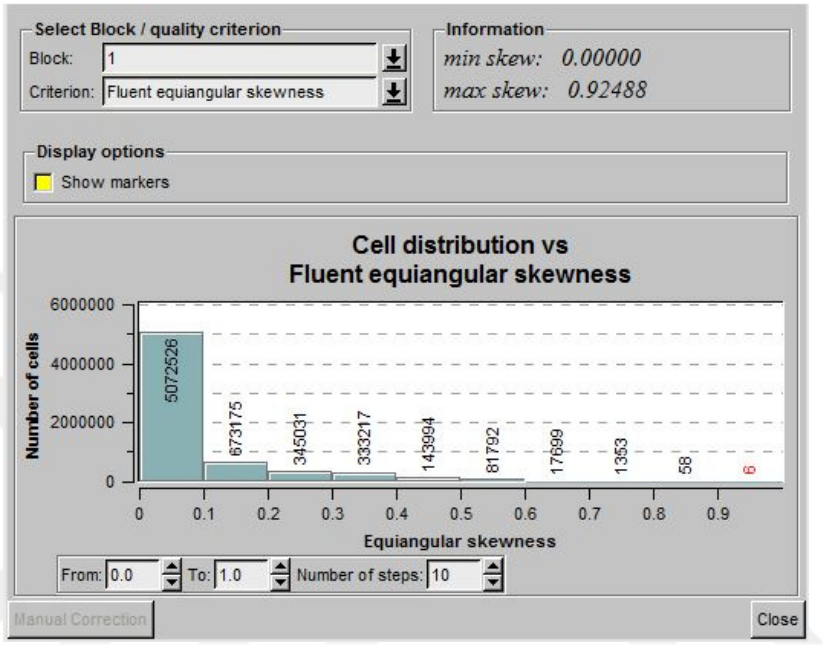
Skewness (çarpıklık): Çözüm ağı kalitesini etkileyen en önemli parametredir. Bu değer ideal değere (eşkenar üçgen veya kare) ne kadar yaklaşıldığını gösterir. Denklem (6.1)'deki ifade ile hücre için hesaplanan çarpıklık değerinin 0,95 değerinin altında olması FLUENT için genellikle uygun bir değerdir ancak daha düşük olması önerilir [43].



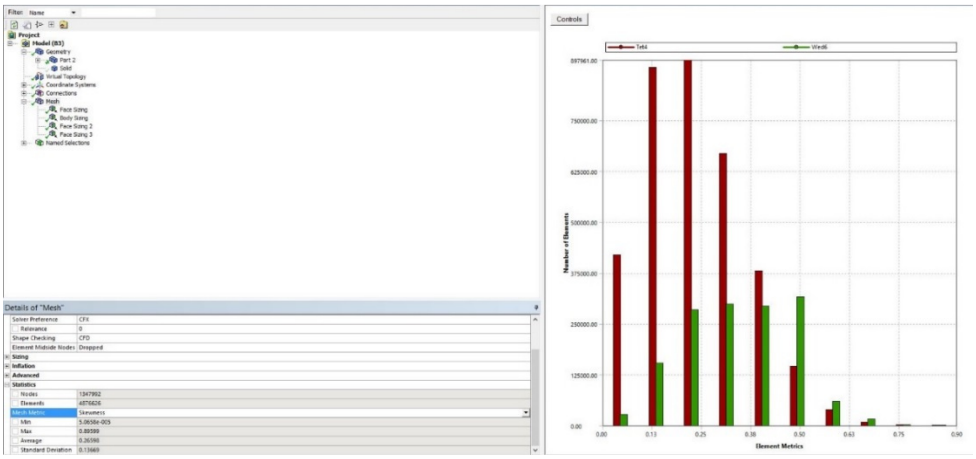
Şekil 6. 12 Skewness kavramını anlatan hücre şekilleri

$$\max\left[\frac{\theta_{max}-\theta_{\varepsilon}}{180-\theta_{\varepsilon}},\frac{\theta_{\varepsilon}-\theta_{min}}{\theta_{\varepsilon}}\right] \quad [-] \quad (0.50)$$

θ_{max} = yüzey veya hücre içindeki en büyük açı
θ_{min} = yüzey veya hücre içindeki en küçük açı
θ_e = eşkenar üçgen veya kare için açı değeri (eşkenar üçgen için 60, kare için, 90, vb.)

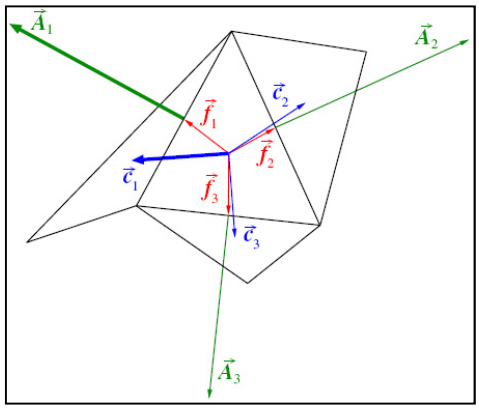


Şekil 6. 13 Tek kanat analizleri için skewness değerinin incelenmesi



Şekil 6. 14 Tam sistem analizleri için skewness değerinin incelenmesi

Orthogonal Quality (dikey kalitesi): Sayısal hataları, yakınsama oranını ve sayısal stabiliteyi doğrudan etkiler. Bu değer 0-1 arasında olup, büyüklüğü çözüm ağı kalitesini gösterir. Denklem (6.2) ve Denklem (6.3)'te verilen ifadeler ile hesaplanan değerlerin en küçüğünün 0-1 arasında, 1 değerine yakın olması önerilir.



Şekil 6. 15 Orthogonal quality tanımı

$$\frac{\overline{A}_i \overline{c}_i}{|\overline{A}_i||\overline{c}_i|} \quad [-] \quad (0.51)$$

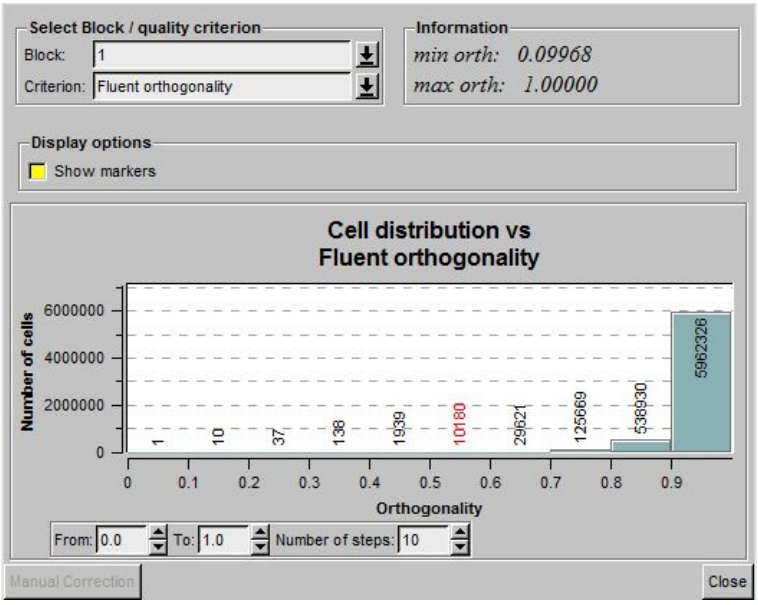
$$\frac{\overline{A}_i \overline{f}_i}{|\overline{A}_i||\overline{f}_i|} \quad [-] \quad (0.52)$$

Değerlendirilen hücre için;

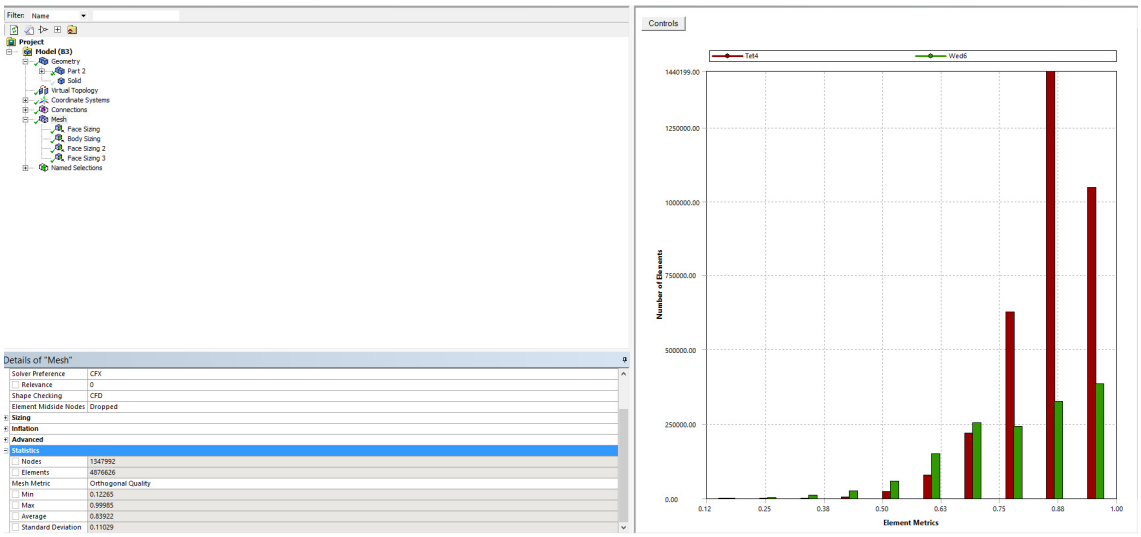
$\overline{A}_i$ = Hücrenin alan vektörü

$\overline{c}_i$ = Hücre alan merkezi ile komşu hücre alan merkezi doğrultusundaki vektör

$\overline{f}_i$ = Hücre alan merkezi ile söz konusu kenarın orta noktası doğrultusundaki vektör

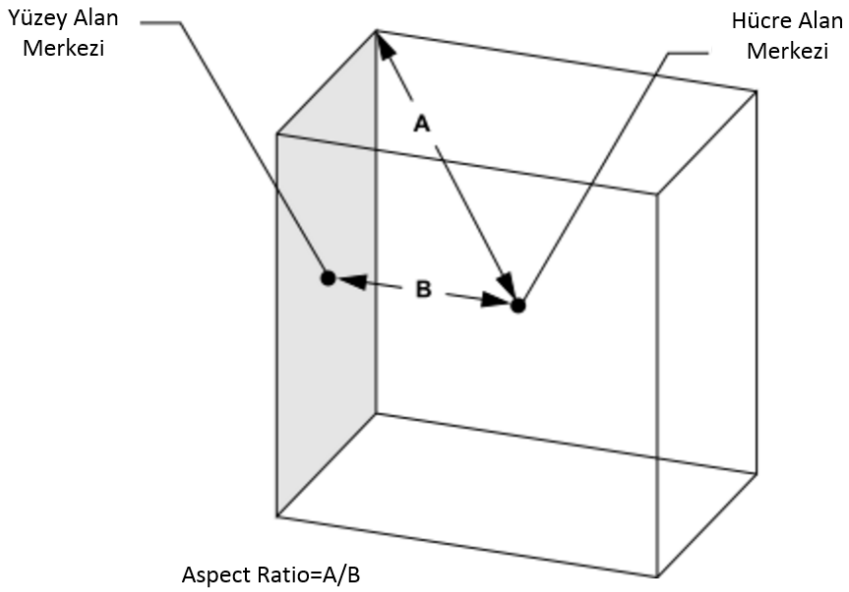


Şekil 6. 16 Tek kanat analizleri için orthogonal quality değerinin incelenmesi



Şekil 6. 17 Tam sistem analizleri için orthogonal quality değerinin incelenmesi

Aspect Ratio (genişlik-yükseklik oranı): Bu oran çözüm ağındaki bir hücrenin en-boy oranını göstermekte ve Fluent için 100'ün altında olması önerilmektedir. Bu değer azaldıkça çözüm ağındaki eleman sayısında aşırı yükselme meydana gelmekte çözüm sürelerini olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle bazı durumlarda 100 üzerinde ve 100 ile 200 değerlerinin arasında olması yeterli olmaktadır. Şekil 6.18'de küp şeklindeki bir hücre için bu değerin nasıl belirlendiği gösterilmiştir.



Şekil 6. 18 Aspect Ratio tanımı

Bu çalışma için çözüm ağı yapısı kalite değerleri aşağıdaki Çizelge 6.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 6. 1 Tek kanat ve tüm sistem analizlerinde çözüm ağı ve kalite kriterleri

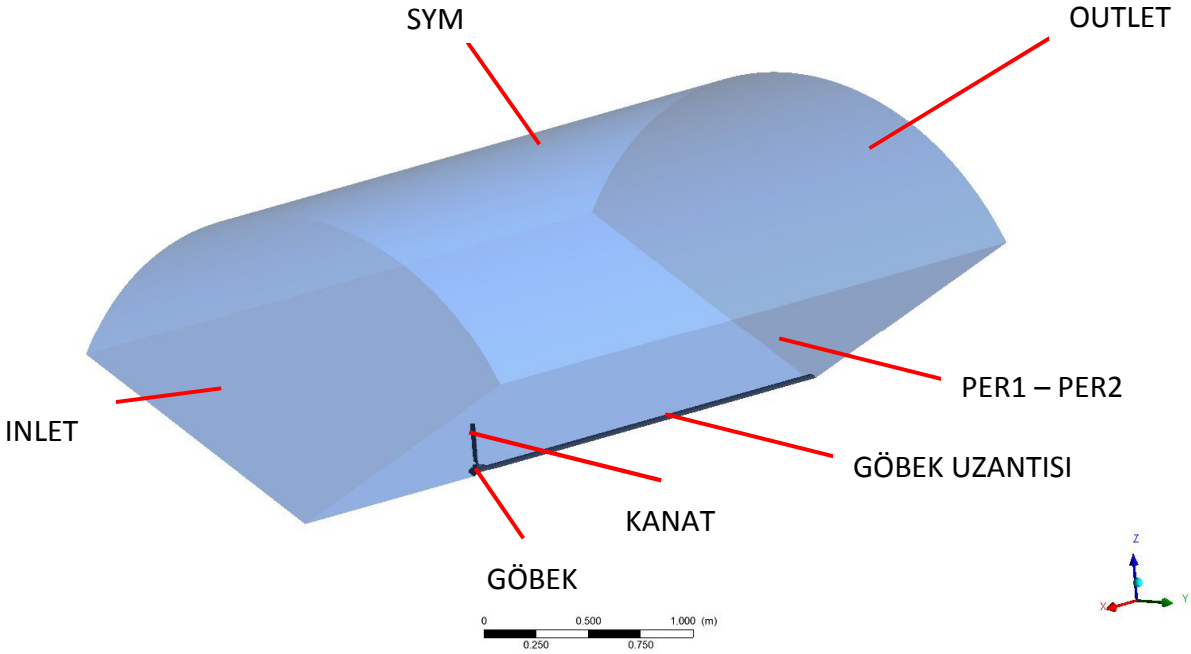
	Türbin Kanat Hesaplamaları	Tüm Sistem Hesaplamaları
Eleman Sayısı	6,668,851	4,876,626
Skewness	0.92	0.89599
Orthogonal Quality	0.1	0.12
Aspect Ratio	141	67

6.5 Sınır Koşullarının Belirlenmesi

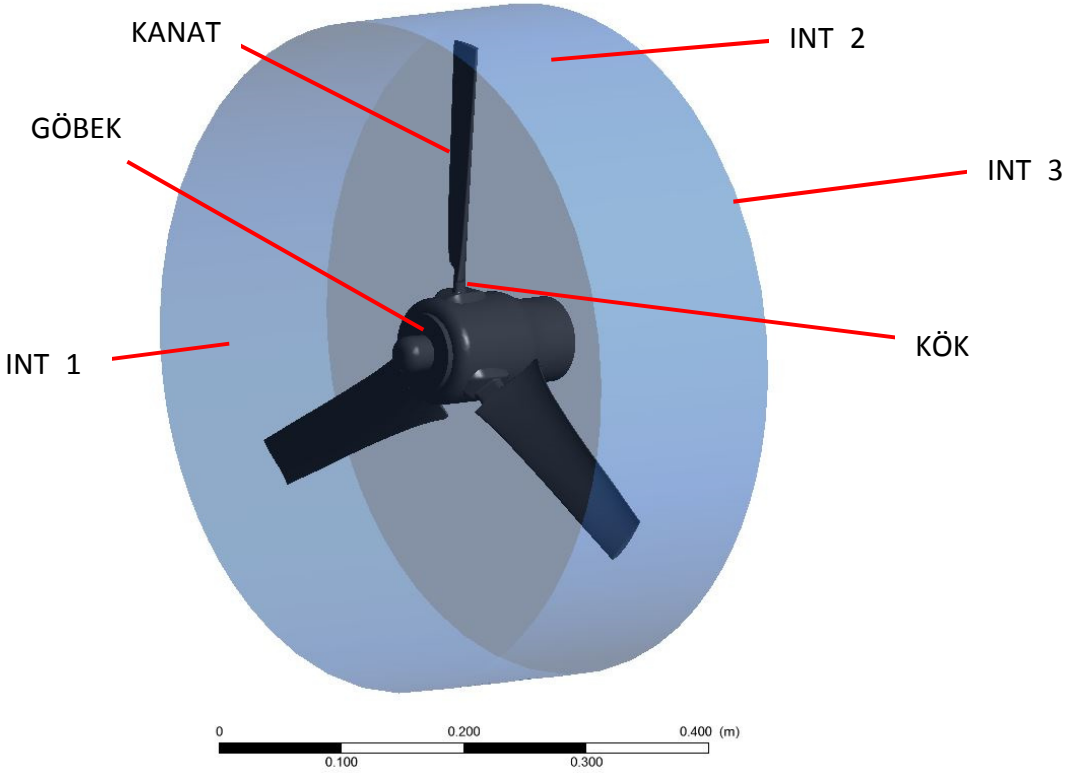
Çözüm ağı yapısının oluşturulması sonrasında Fluent ve CFX programında çözümü yapılacak modele ait sınır koşulları belirlenmiştir. Sınır koşullarının belirlenmesinden önce analiz sırasında kullanılacak akışkan tipi belirlenmektedir. Tek fazlı yapılacak bu analiz için akışkan su olarak belirlenmiştir. Yer çekimi ivmesi değeri tanımlanmasının ardından sınır koşulları tanımlanmaktadır.

Çizelge 6. 2 Tek kanat ve tüm sistem analizleri için kullanılan sınır koşulları ve açıklamaları

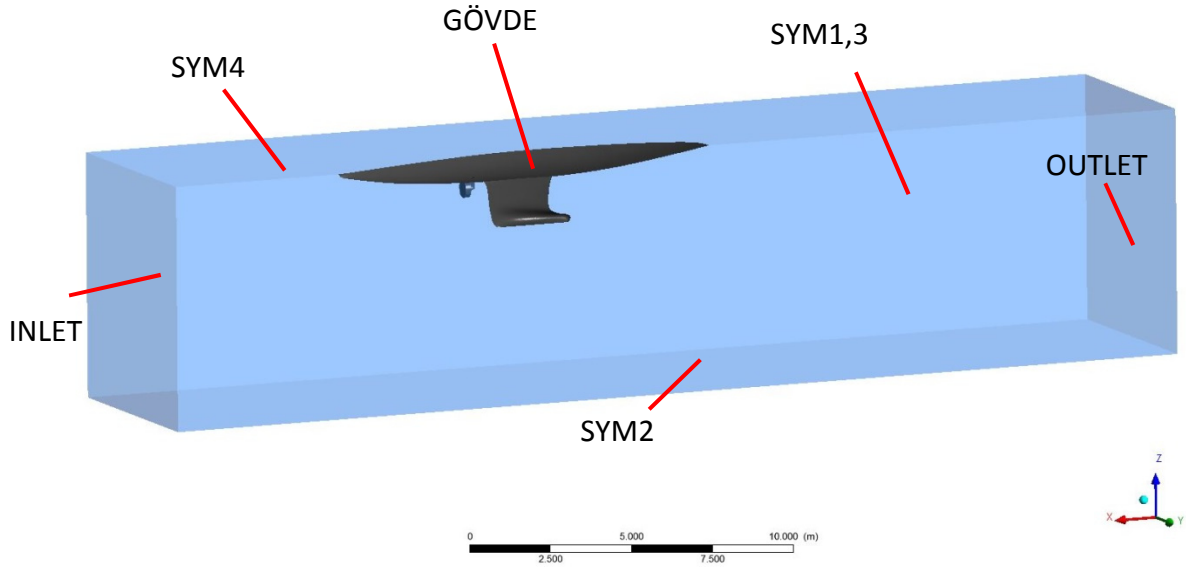
	Türbin Tek Kanat Hesaplamaları	Tüm Sistem Hesaplamaları
Türbülans modeli	Realizable K-ε	Realizable K-ε
Duvar fonksiyonu	Scalable Wall Function	Scalable Wall Function
Akışkan türü	Su, 1025 [kg/m^3]	Su, 1025 [kg/m^3]
INLET	3.1 m/s	2.1 m/s, 3.1 m/s, 3.9 m/s, 4.7 m/s
OUTLET	Çıkış basıncı 0 [pa] tanımlanmıştır.	Çıkış basıncı 0 [pa] tanımlanmıştır.
SYM_1		Akış hacminin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_2		Tekne gövdesinin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_3, SYM_4		Akış hacminin simetri ekseninde olmayan diğer yanal yüzeyi, çözümü hızlandırmak için simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Periodik 1, 2	Tek kanat modellemesinde kullanılmış olan, birbirine göre 120^0 açıda duran iki yüzeydir. Non-Conformal Periodic olarak tanımlanmışlardır.	
INTERFACE 1, 2, 3		Dış hacimle, dönen hacim arasındaki ara yüzeylerdir. Dönen ve dış hacimler arasındaki yüzeylerde elemanlar aynıdır.
Tekne Gövdesi		Gemi gövdesinin yüzeyleri hareketsiz, kaymaya izin veren duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Kanat, Kök, Pod, Göbek, Şaft	Türbine ait yüzeyler olup, kaymaya izin vermeyen (no slip) duvar olarak tanımlanmışlardır.	Türbine ait yüzeyler olup, kaymaya izin vermeyen (no slip) duvar olarak tanımlanmışlardır.



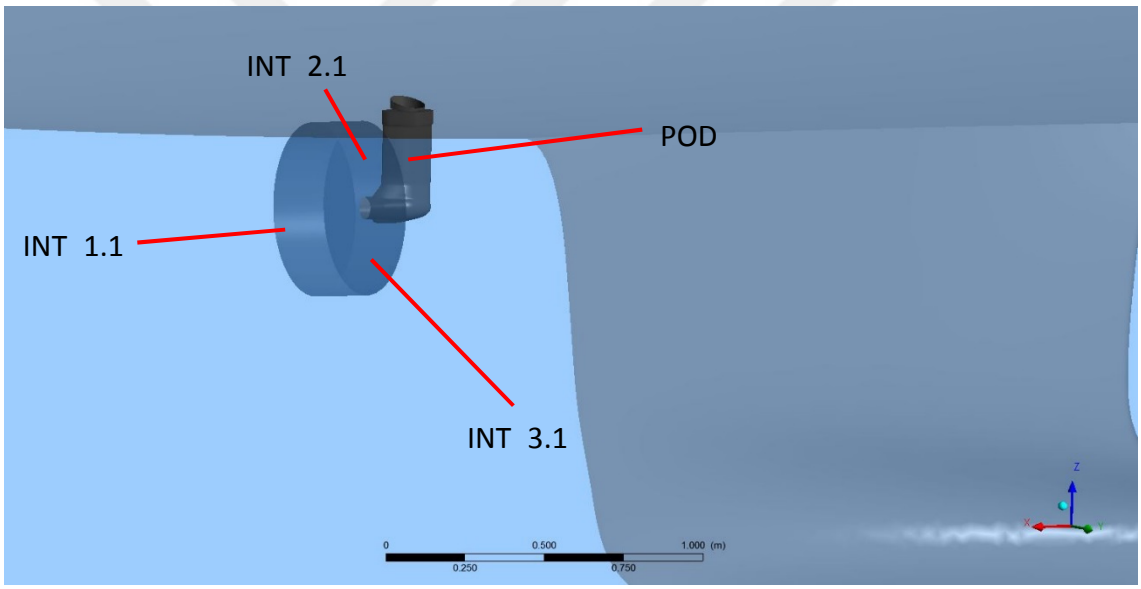
Şekil 6. 19 Tek kanat analizlerinde sınır koşulları (akış hacmi)



Şekil 6. 20 Tek kanat analizlerinde sınır koşulları (türbin hacmi)



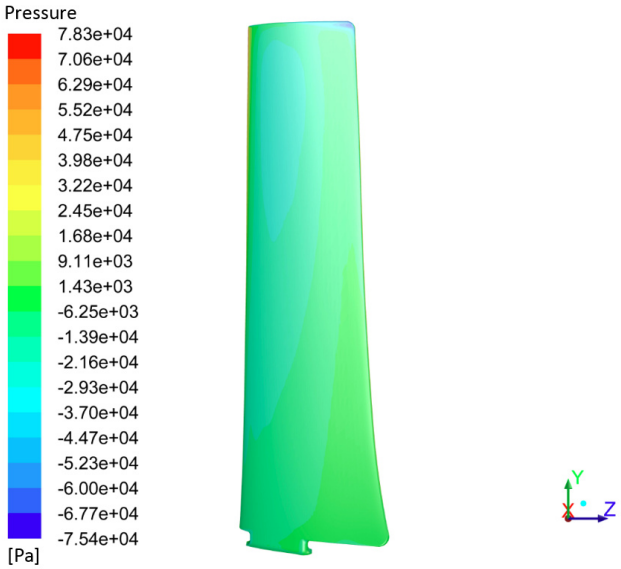
Şekil 6. 21 Tüm sistem analizlerinde sınır koşulları (akış hacmi)



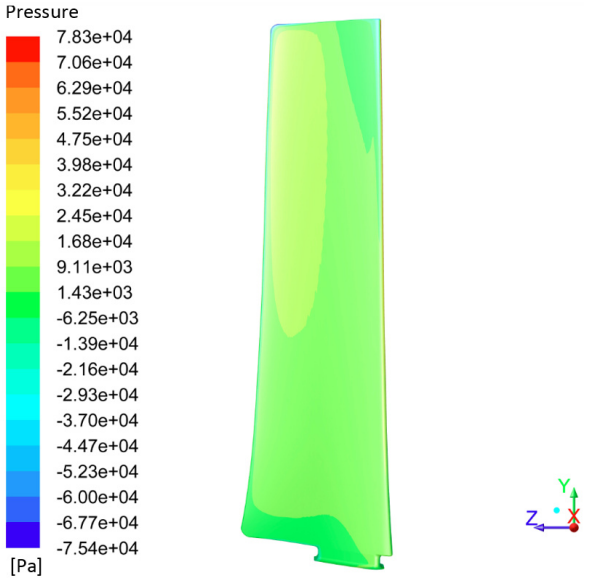
Şekil 6. 22 Tüm sistem analizlerinde sınır koşulları (türbin hacmi)

6.6 Sonuçların Değerlendirilmesi

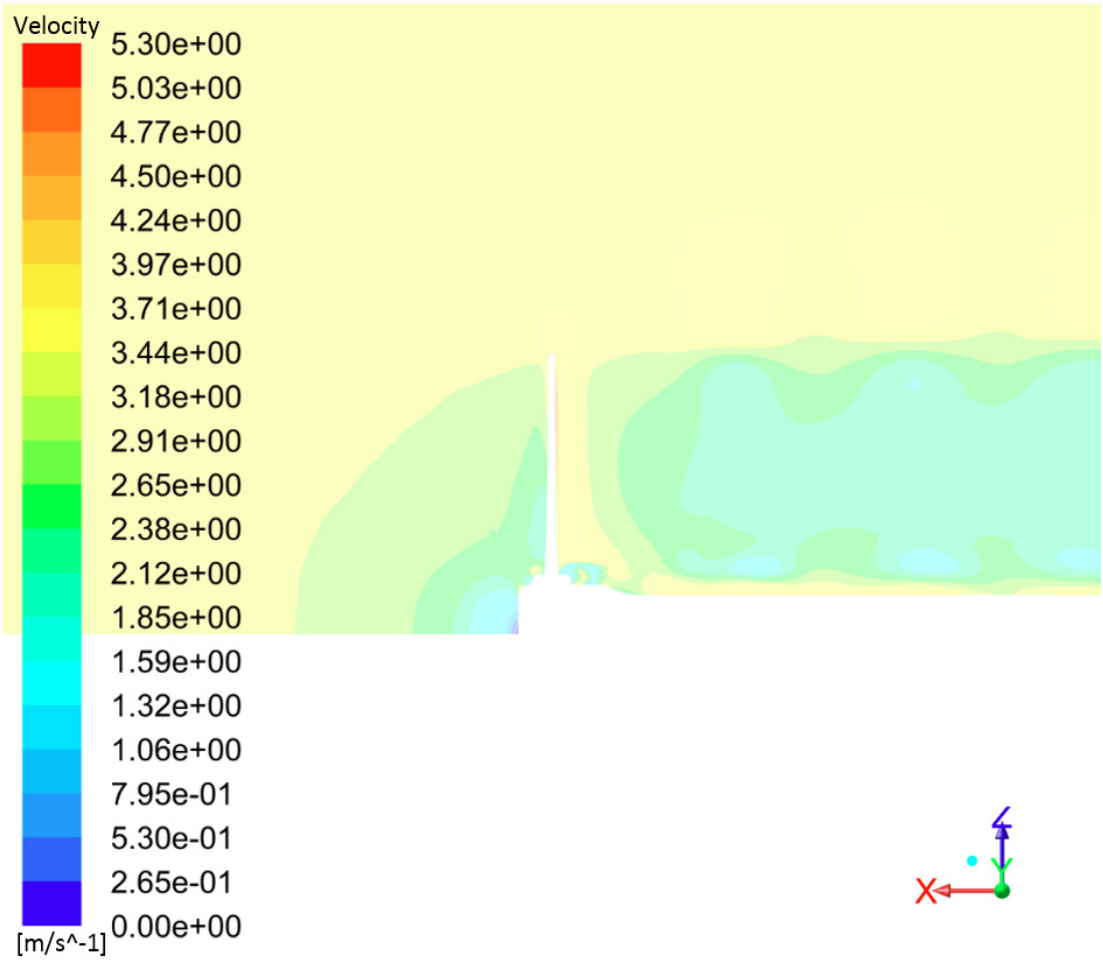
Bu bölümün devamında farklı hız ve devirler için yapılan analiz çalışmalarının bir kısmı için görsel olarak basınç dağılımları, hız profilleri ve akım hatları gösterilmiş ve yorumlanmıştır. Diğer tarafta yapılan tüm analizlerin sonuçları tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.



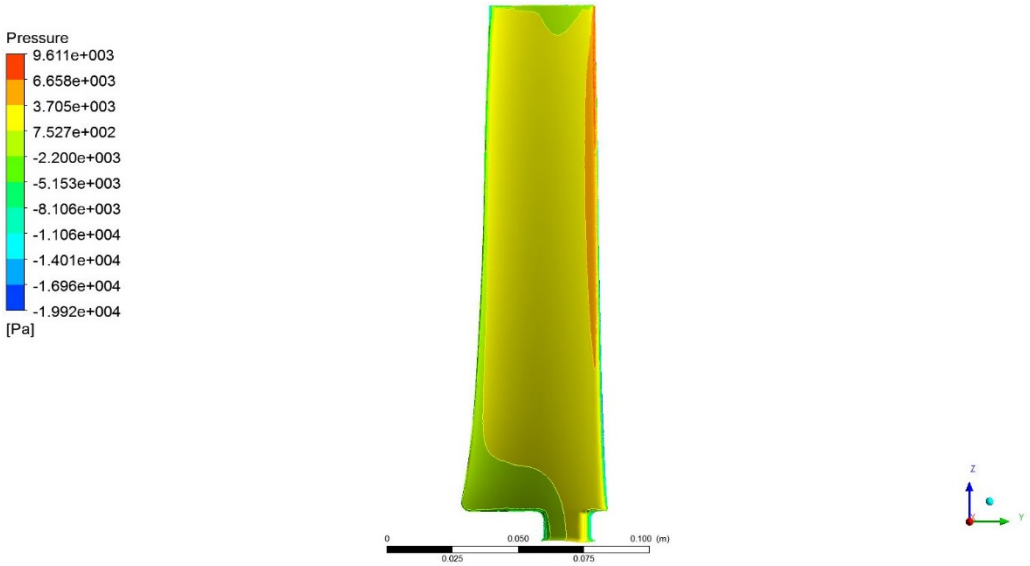
Şekil 6. 23 Tek kanat analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)



Şekil 6. 24 Tek kanat analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)



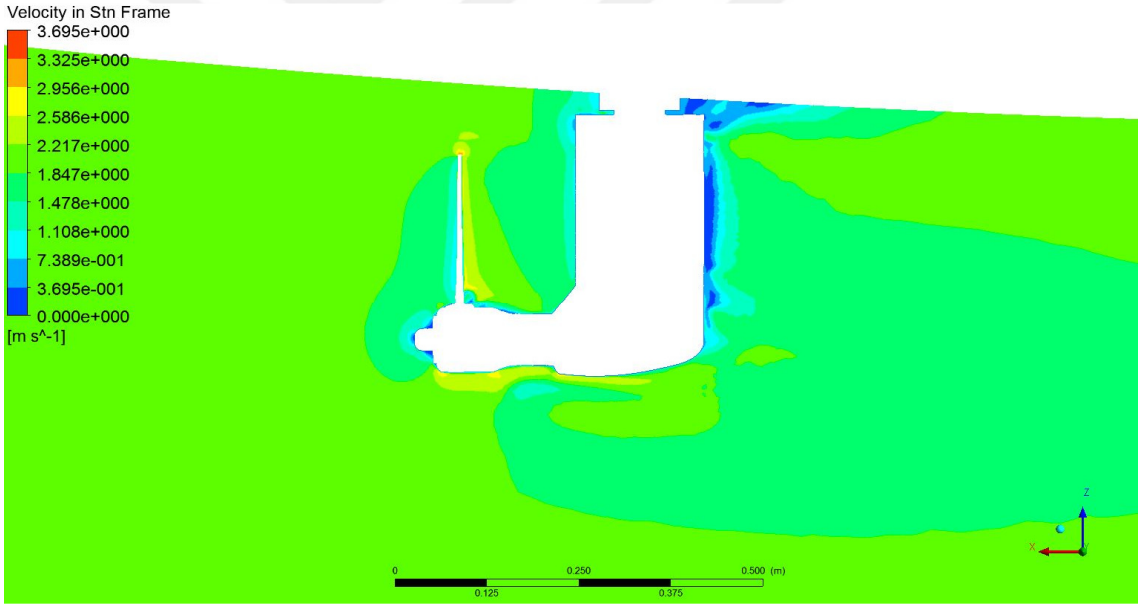
Şekil 6. 25 Tek kanat analizleri için akış hacminde hız dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)



Şekil 6. 26 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (2.1 m/s ve 140 rpm)



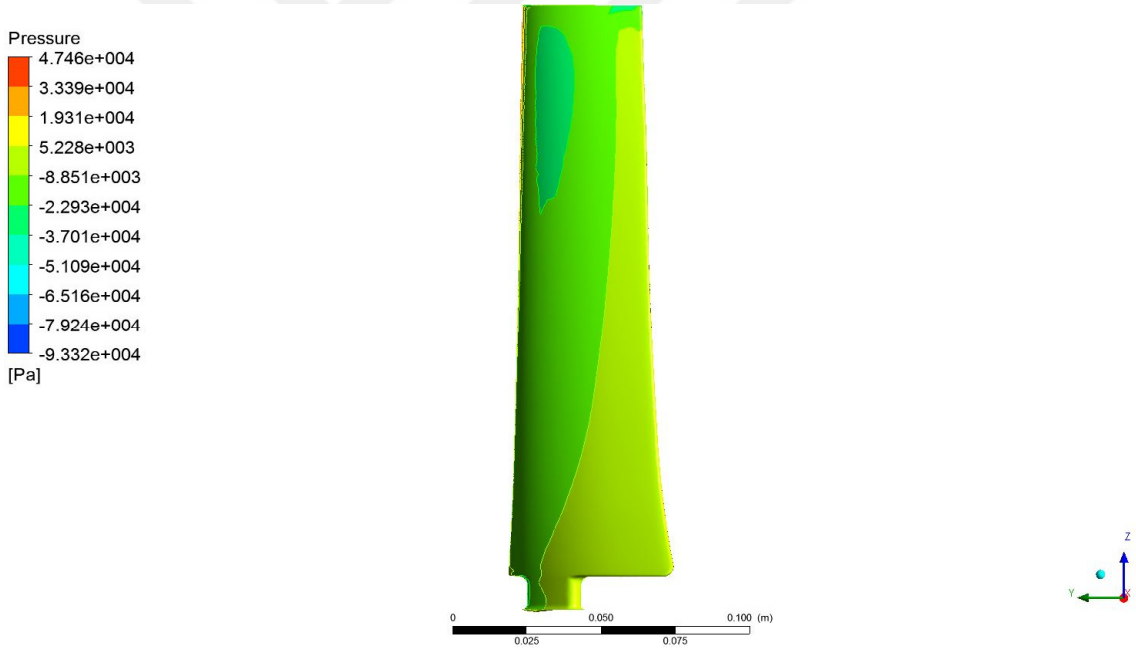
Şekil 6. 27 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (2.1 m/s ve 140 rpm)



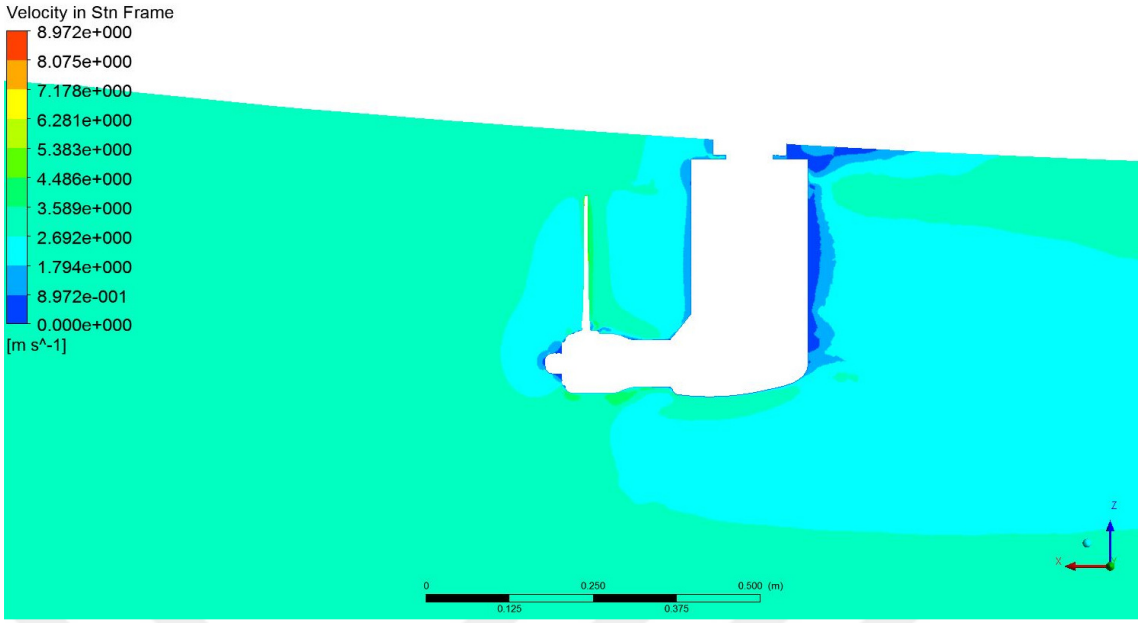
Şekil 6. 28 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (2.1 m/s ve 140 rpm)



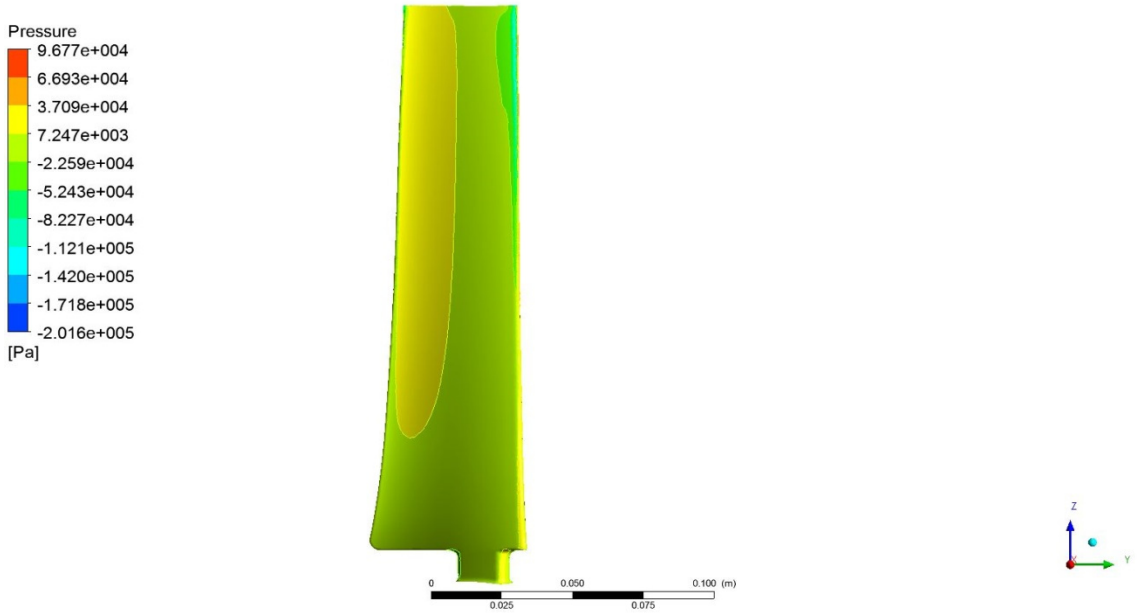
Şekil 6. 29 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)



Şekil 6. 30 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)



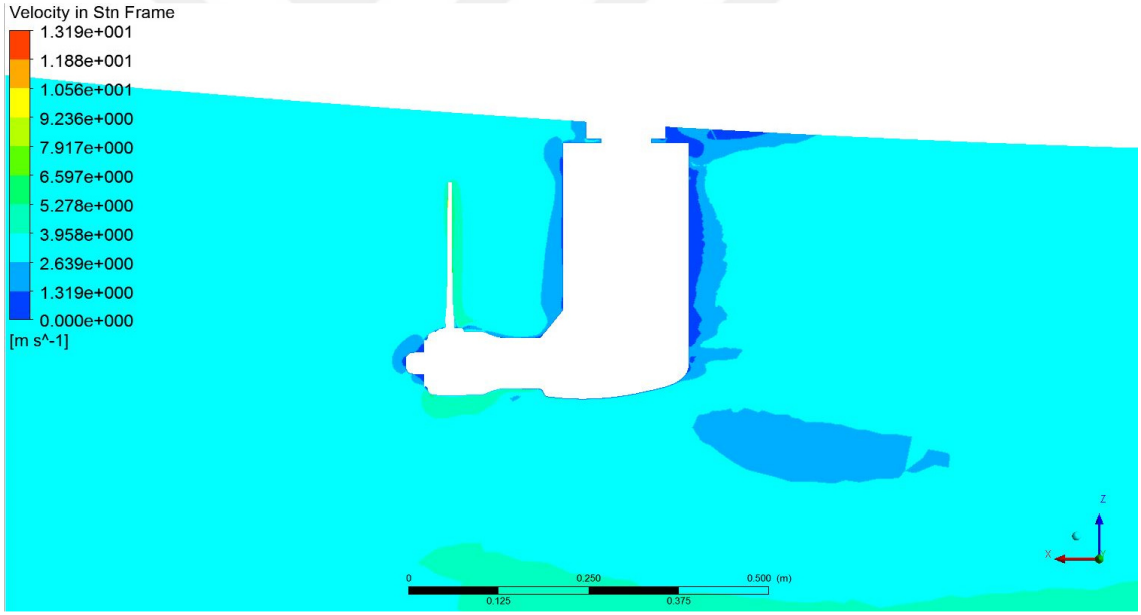
Şekil 6. 31 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (3.1 m/s ve 340 rpm)



Şekil 6. 32 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (3.9 m/s ve 500 rpm)



Şekil 6. 33 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (3.9 m/s ve 500 rpm)



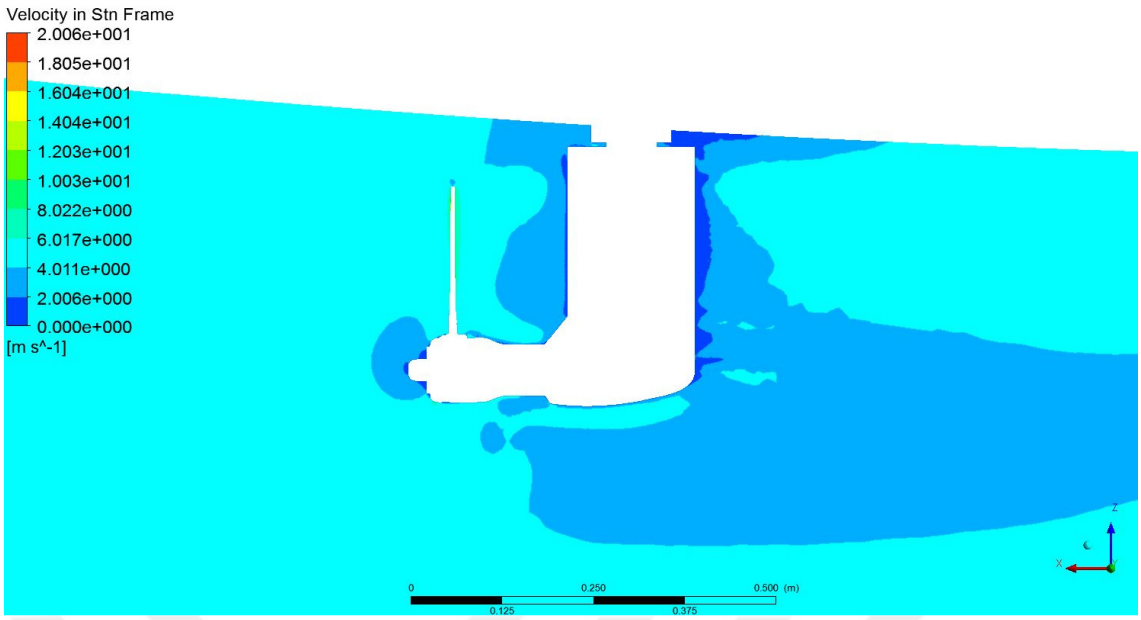
Şekil 6. 34 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (3.9 m/s ve 500 rpm)



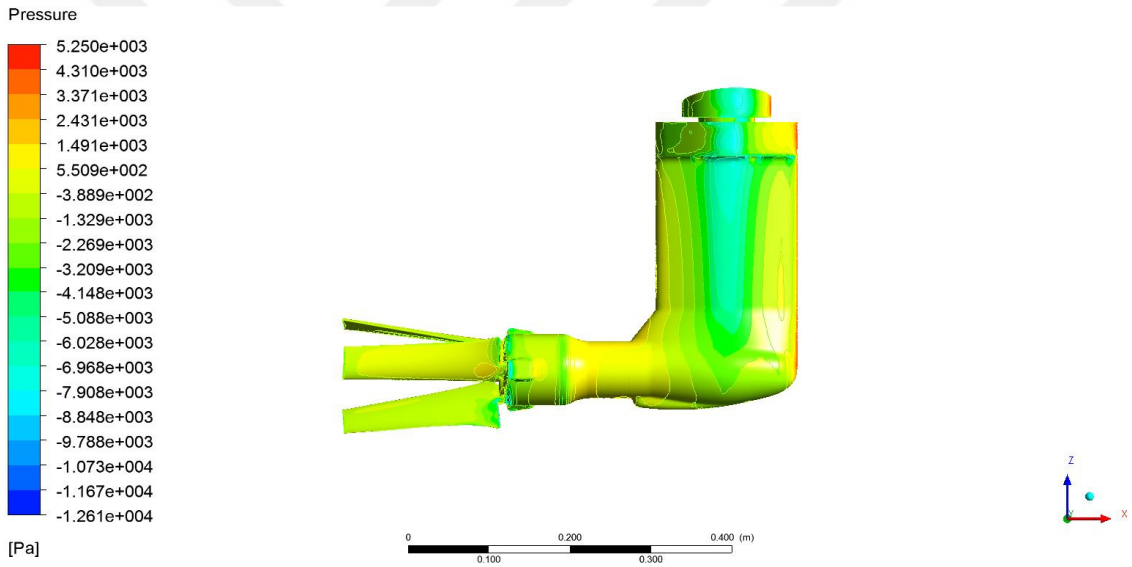
Şekil 6. 35 Tüm sistem analizleri için bir kanadın yüz (basınç) tarafındaki basınç dağılımı (4.7 m/s ve760 rpm)



Şekil 6. 36 Tüm sistem analizleri için bir kanadın emme (sırt) tarafındaki basınç dağılımı (4.7 m/s ve 760 rpm)



Şekil 6. 37 Tüm sistem analizleri için akış hacminde hız dağılımı (4.7 m/s ve 760 rpm)



Şekil 6. 38 Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda basınç dağılımı yandan görünümü (3 m/s)

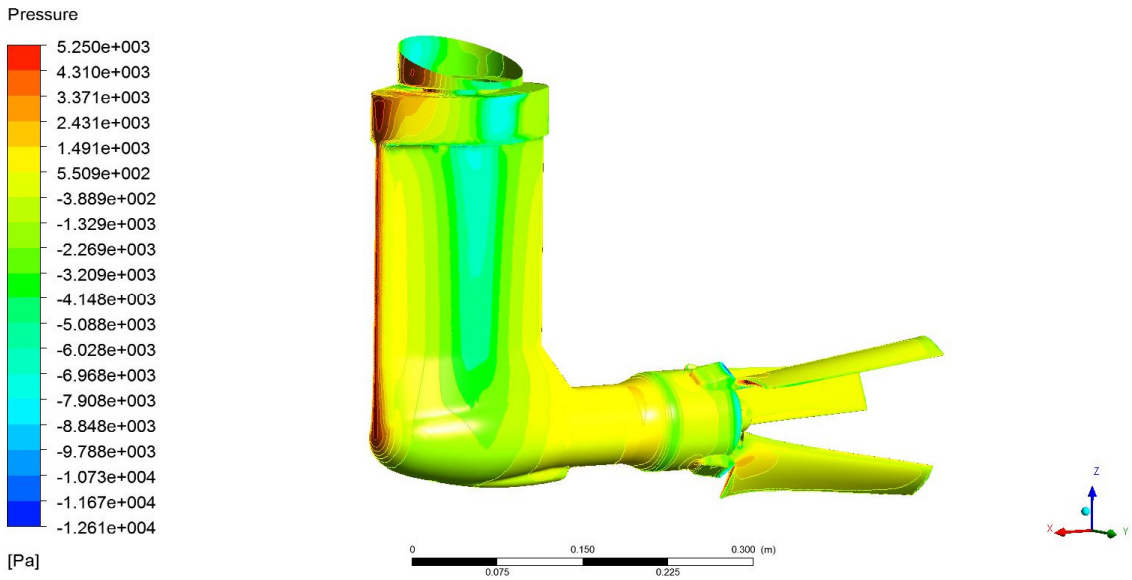
HAD analizi sonuçları incelendiğinde öncelikle tüm sistem analizleri ile sadece kanatların bulunduğu analizlerde aynı yüzey bölgelerindeki basınç farklılıkları dikkat çekmektedir. Bu farklar doğal olarak performans sonuçlarını etkilemektedir. Bu durum bu tip sistemlerde açık su hesaplarının ön tasarım aşamasında yapılmasını ve elde edilen sonuçlar üzerinden kesin yargılara varmadan önünde, arkasında, altında veya üstünde yani kısacası etkileşimde bulunduğu tüm yapılar ile birlikte hesaplarının yapılarak elde edilen sonuçların değerlendirilmesi gerektiğini göstermektedir.

Bununla birlikte analizlerde dikkat çeken başka bir nokta hub önünde oluşan yüksek basınç alanı ve dolayısı ile düşük hız bölgesidir (örn. Şekil 6.37). Hub, kanatların açılma ve kapanma mekanizması nedeni ile normalden bir miktar daha çapı büyük olarak tasarlanmak durumunda kalınmıştır. Fakat akışın tam karşısında yer alan hub geometrisi bu bölgede akış hızını düşürmekte ve bunun iki önemli etkisi görülmektedir. Birincisi akış karşısındaki alan toplam direnci yükseltmekte bu da tekne hızını düşürmektedir. İkincisi ise akış hızının düşürmesi özellikle düşük yarıçaplardaki kanat kesitleri üzerinde gelen hızı da düşürmektedir. Bu da kanat performansını etkilemektedir. Her iki durum için çalışmanın ileriki geliştirme süreçlerinde önce hub geometrisinin bu bölgelerdeki hız düşümlerini en aza indirecek şekilde optimize edilmesi ve sonrasında elde edilen yeni geometrinin akış üzerindeki etkisi değerlendirilerek özellikle kanat kök bölgelerine yakın kesitlerin kiriş boyu ve hatve açılarının optimizasyonlarının yapılması ve hatta daha uygun kesit tiplerinin değerlendirilmesi ile performans arttırılabilir.

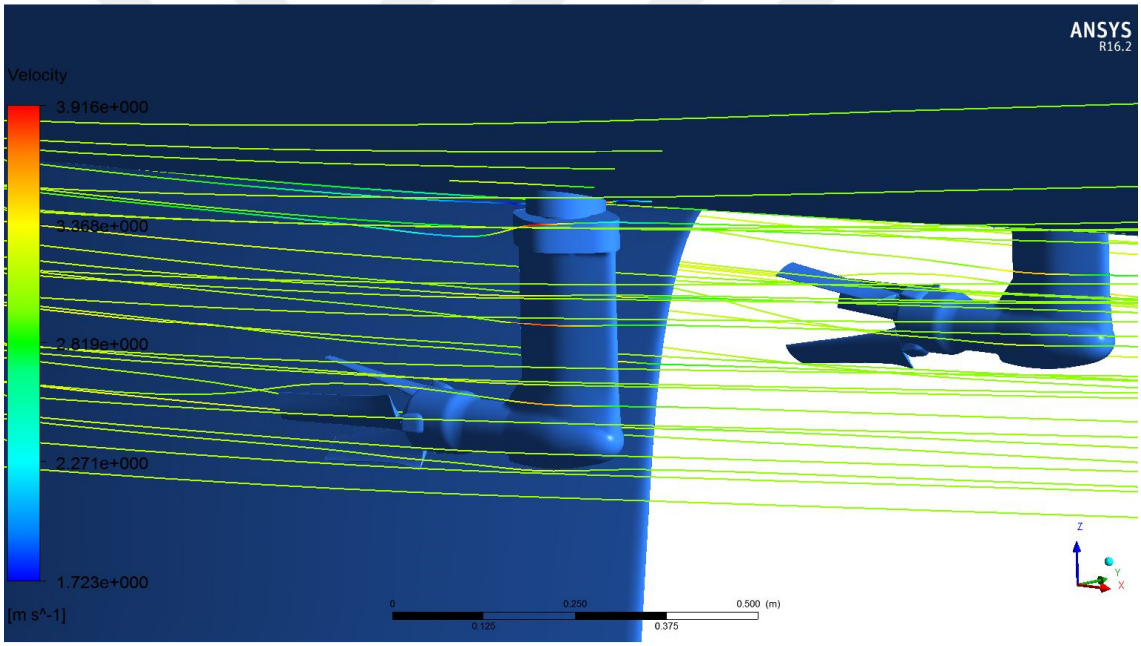
Diğer bir konu ise pod gerisinde ve aşağı bölgesinde oluşan geniş hız düşüm alanlarıdır (örn. Şekil 6.37). Bu durum türbin kanatlarının akıştaki enerjiyi dönel enerjiye dönüştürürken akışı yavaşlatması nedeni ile oluşmakla beraber diğer taraftan podun akış üzerindeki etkisi de bu alanın oluşumunda önemli rol oynamaktadır. Bu nedene ileride yapılacak geliştirme süreçlerinde bu alanı küçültmek üzerine kurgulanacak bir pod geometrisi optimizasyonunun faydalı olacağı değerlendirilmektedir.

Diğer taraftan farklı hız ve devir için yapılan tüm sistem analizleri incelendiğinde kanat ucu ile tekne arasındaki bölgede akış profilinde düzensizlik görülmemektedir (örn. Şekil 6.37). Bu da kanat ucu ile tekne arasında bırakılan mesafenin yeterli olduğunu göstermektedir.

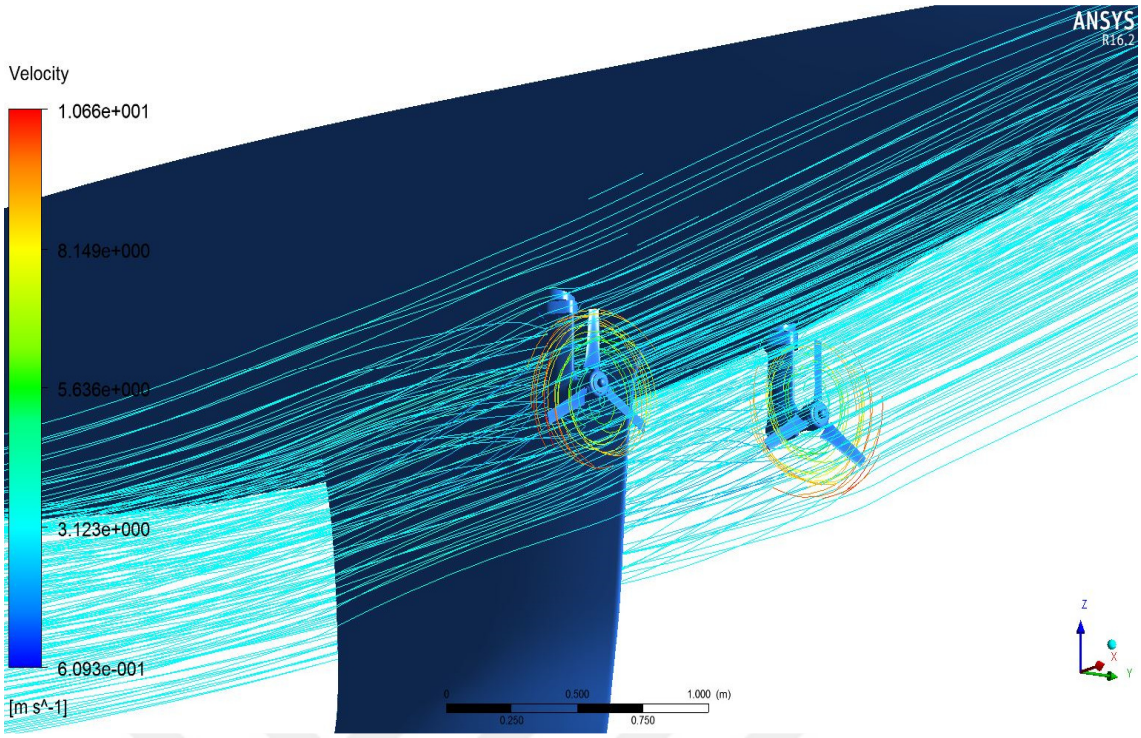
Kapalı kanat konumları için yapılan analizlerde özellikle pod üstündeki flenç bölgesinde akımın bozulduğu görülmektedir (Şekil 6.40). Bu düzensizliğe bakılarak bu bölgeye flenç izdüşümünde, sabit bir parçanın tekne ile döner bosa flenci arasına koyulmasının faydalı olacağı değerlendirilmiştir.



Şekil 6. 39 Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda basınç dağılımı izometrik görünümü (3 m/s)



Şekil 6. 40 Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda akım hatlarının izometrik görünümü (3 m/s)



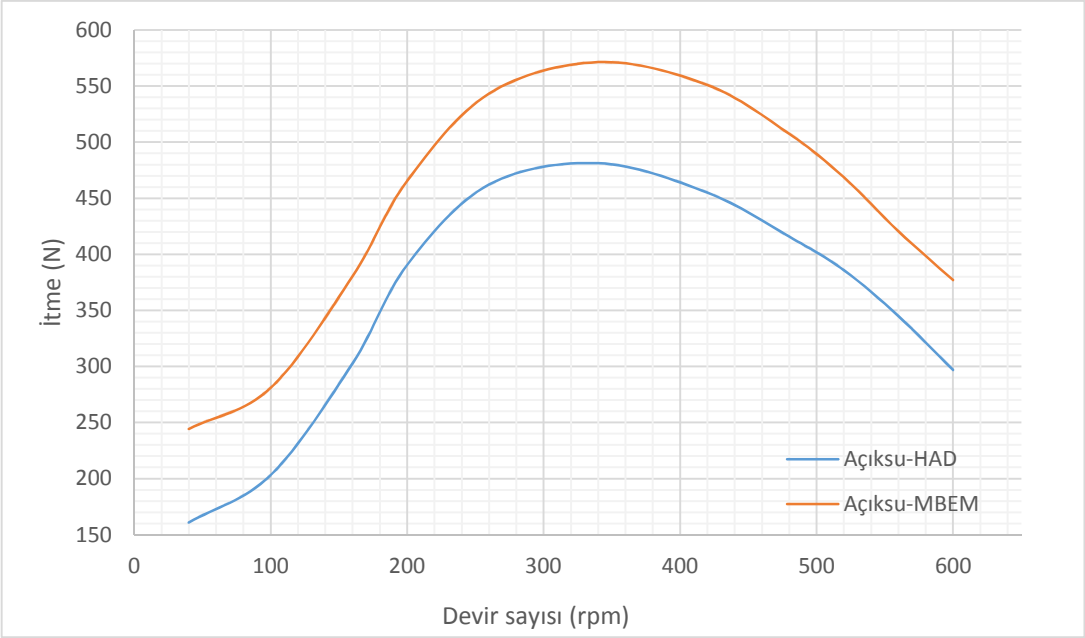
Şekil 6. 41 Tüm sistem analizleri için türbin çalışır konumda akım hatlarının izometrik görünümü (3 m/s)

Şekil 6.41'da gösterilen analiz tekne ile beraber her iki türbinin konumlarında 3.1 m/s akış hızındaki hesaplamaları içermektedir. Yapılan analiz, türbinlerin birbirleri ile olan etkileşimini, türbinlerin tekne ve salma ile olan etkileşimlerini inceleme imkânı tanımıştır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre türbinlerin birbirlerini etkilemediği, kanat ucu ile tekne arasında bırakılan mesafenin yeterli olduğu ve türbinlerin tekne salmasına göre konumlarının salmanın potansiyel olumsuz etkilerinden uzak olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, akım hatlarında belirtilen bölgelerdeki hız farklılıklarının ve vektörlerinin düzgün olmasıdır.

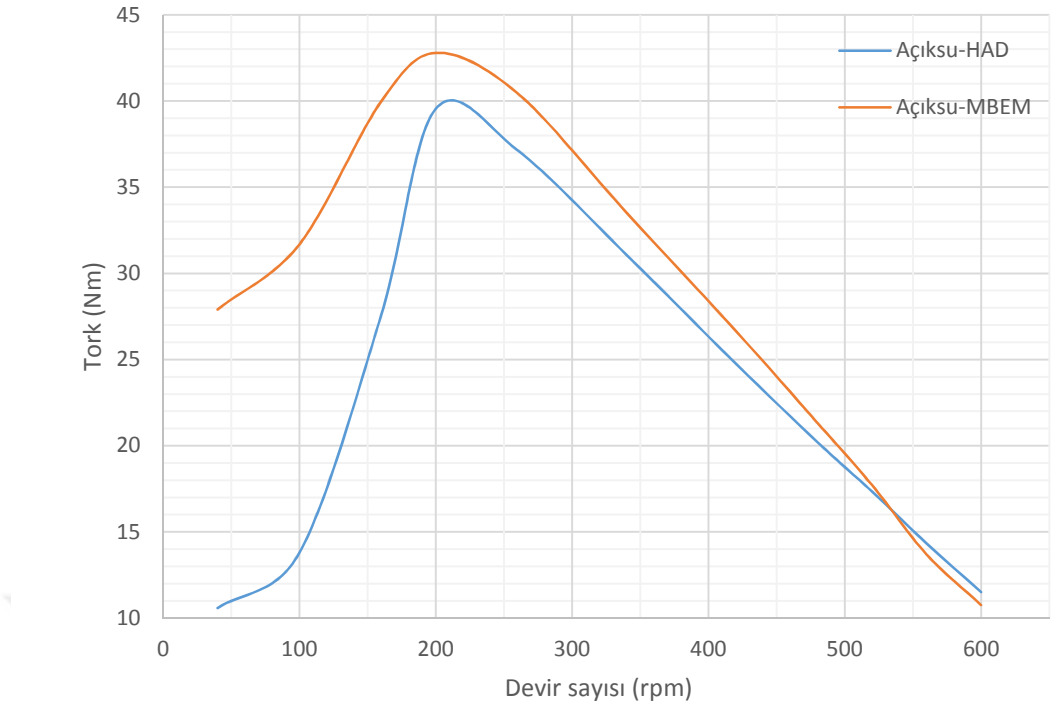
Türbin kanatlarının kapalı konumdaki analizler (Şekil 6.38 ve Şekil 6.39), pod kısmında ve merkez mil hattında oluşan basınç düşüşünün, hidrodinamik tasarım iyileştirilmesinin kapalı konum direnç değerlerini azaltabileceğini göstermiştir. Fakat bu bölgedeki geometrik genişlemenin, türbin dikey mili, pod içindeki mil yatağı ve pod cidar kalınlığının etkisi altında daha fazla düşürülemeyeceği değerlendirilmiştir.

Çizelge 6. 3 Açıksu HAD hesaplamaları ve MBEM sonuçlarının karşılaştırması

Akış Hızı		Türbin devir sayısı	HAD		MBEM	
			Sadece Türbin Kanatları		Sadece Türbin Kanatları	
[m/s]	[knot]	[rpm]	İtme [N]	Tork [Nm]	İtme [N]	Tork [Nm]
3.1	6.03	40	160.80	10.58	244.30	27.90
		100	203.15	13.78	280.90	31.68
		160	302.79	27.56	380.50	39.97
		200	390.51	39.53	465.40	42.79
		260	462.17	37.14	543.30	40.45
		340	481.26	31.07	571.35	33.52
		420	454.98	24.77	551.00	26.67
		480	415.74	20.21	507.35	21.33
		520	385.86	17.34	468.65	17.72
		560	344.85	14.34	420.50	13.70
		600	296.84	11.51	377.00	10.76



Şekil 6. 42 Açıksu HAD ve MBEM hesaplama sonuçlarının devir sayısı ve itme yönünden karşılaştırılması



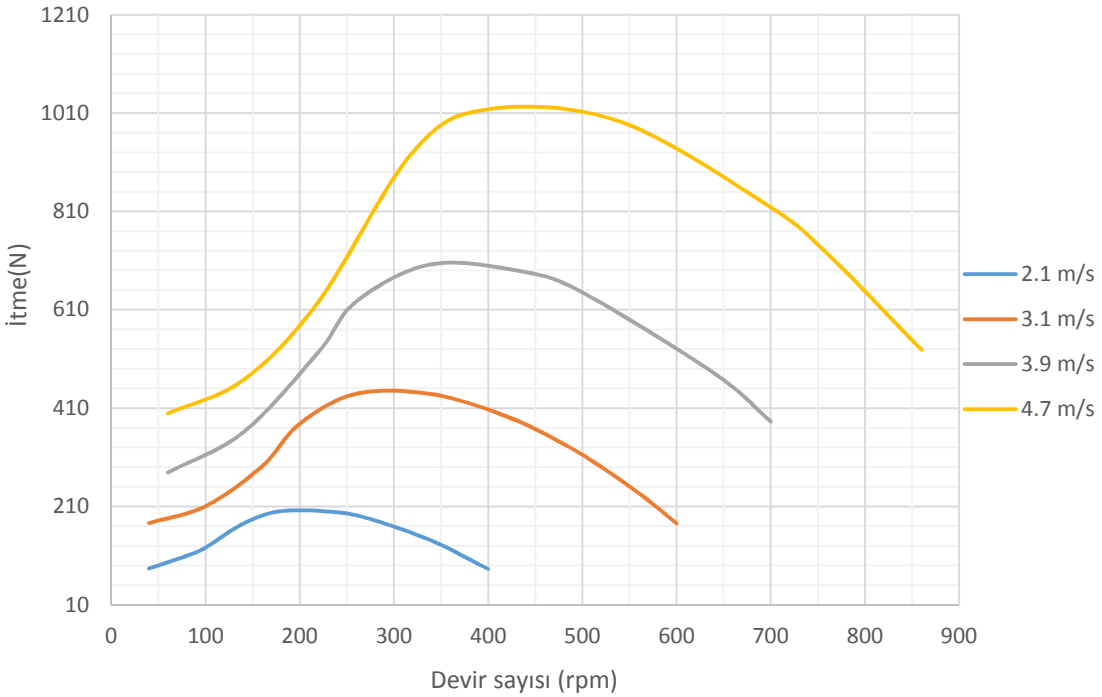
Şekil 6. 43 Açıksu HAD ve MBEM hesaplama sonuçlarının devir sayısı ve tork yönünden karşılaştırılması

Yapılan HAD analizleri sonucunda ön tasarımda kullanılan MBEM yöntemi ile sadece türbin kanatları açıksu koşullarında karşılaştırılarak, Şekil 6.42 ve Şekil 6.43'de gösterilmiştir. MBEM yöntemi, iki boyutlu akış içinde kesit sürüklenme ve kaldırma katsayılarını kullanmakta, sınır tabaka civarında viskoz etkiler ve üç boyutlu akışın dinamiği ihmal edilmektedir. Bu durumun etkileri özellikle kesite ait düşük bileşke hızlarında, yani düşük kanat devir sayılarında farkın yüksek olması şeklinde görülmektedir. Diğer taraftan, viskoz etkilerin sonuç üzerindeki etkilerinin azaldığı ve daha çok kesit geometrisinin hidrodinamik tasarımının etkisinin arttığı kesite ait yüksek bileşke hızlarında hata oranının düştüğü görülmektedir. Bu durum, MBEM yöntemi ile benzer sistemlerin tasarımında kullanılırken göz önünde tutulmalıdır.

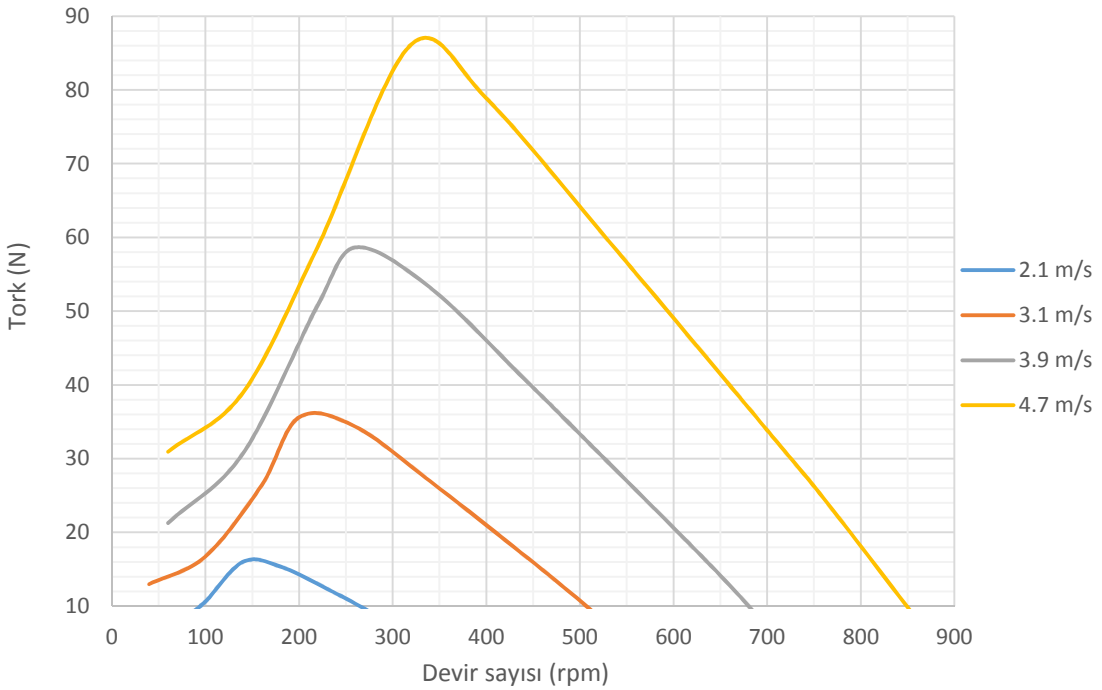
Çizelge 6.4'de sistemin tekne dâhilinde HAD hesaplamalarına ait sonuçlar gösterilmiştir.

Çizelge 6. 4 Sistemin tekne dâhilinde (tüm sistem) HAD hesaplama sonuçları

Akış Hızı		Türbin devir sayısı	Sistem-HAD				
			Türbin Kanatları		Sistem üzerindeki kuvvetler		
[m/s]	[knot]	[rpm]	İtme [N]	Tork [Nm]	X-Yönünde [N]	Y-Yönünde [N]	Z-Yönünde [N]
2.1	4.08	40	83.84	6.04	106.58	22.47	21.23
		80	109.64	8.78	131.15	34.87	20.79
		100	126.42	10.64	147.31	39.95	20.56
		140	174.83	16.01	194.71	44.65	18.47
		180	200.40	15.37	220.63	42.93	25.14
		240	197.95	11.69	219.91	35.66	28.75
		280	181.31	8.93	203.35	31.13	28.77
		340	140.47	4.63	163.41	25.88	29.25
		400	82.80	-0.12	106.33	17.25	29.11
3.1	6.03	40	176.17	12.99	228.69	29.61	48.18
		100	210.52	16.75	256.38	65.54	42.74
		160	291.61	26.39	334.35	90.11	39.06
		200	378.10	35.60	419.49	101.41	40.00
		260	439.13	34.34	481.75	98.44	54.13
		340	438.37	26.93	484.64	81.29	61.26
		420	392.81	18.98	440.17	65.27	62.47
		480	337.18	12.86	385.87	58.62	63.90
		520	290.58	8.59	340.46	50.78	63.52
		560	236.80	4.11	287.07	41.54	63.23
		600	175.78	-0.64	226.26	34.71	62.85
3.9	7.58	60	278.87	21.27	359.68	52.34	74.28
		140	360.76	30.69	432.27	104.48	66.44
		220	524.29	50.82	589.73	157.08	54.15
		260	626.66	58.64	691.30	153.49	60.87
		340	702.58	53.19	769.99	146.76	87.86
		440	686.43	40.88	758.41	120.29	94.49
		500	645.35	33.33	718.54	112.04	96.61
		640	480.83	15.48	558.38	82.44	99.99
		700	382.89	7.24	459.68	65.28	97.78
4.7	9.14	60	399.12	30.93	518.39	61.27	109.05
		140	467.09	38.94	572.08	144.18	94.81
		220	626.76	58.75	723.72	190.55	95.24
		320	930.66	86.18	1023.29	217.49	87.92
		400	1017.72	78.87	1113.00	212.25	128.56
		540	992.82	58.12	1096.65	170.42	138.41
		700	818.32	33.87	926.40	143.59	141.38
		760	724.22	24.68	833.08	117.83	143.58
		860	528.63	8.23	639.54	91.34	142.81



Şekil 6. 44 Farklı akış hızlarında tüm sistemin HAD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması



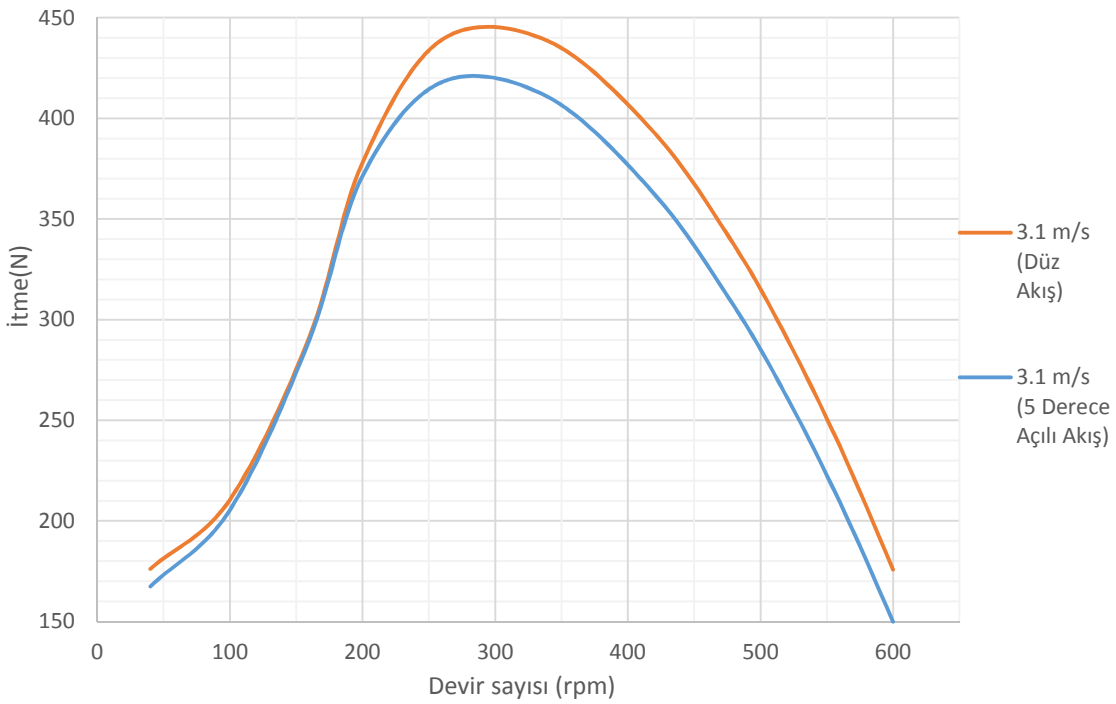
Şekil 6. 45 Farklı akış hızlarında tüm sistemin HAD sonuçlarının tork yönünden karşılaştırılması

Yelkenli bir tekne; rüzgâr yönü, teknenin gitmek istediği rota, yelkene verilen açı vb. nedenler ile çoğu zaman baş-kıç hizasında yani düz rotada ilerlemez ve düz doğrultu ile

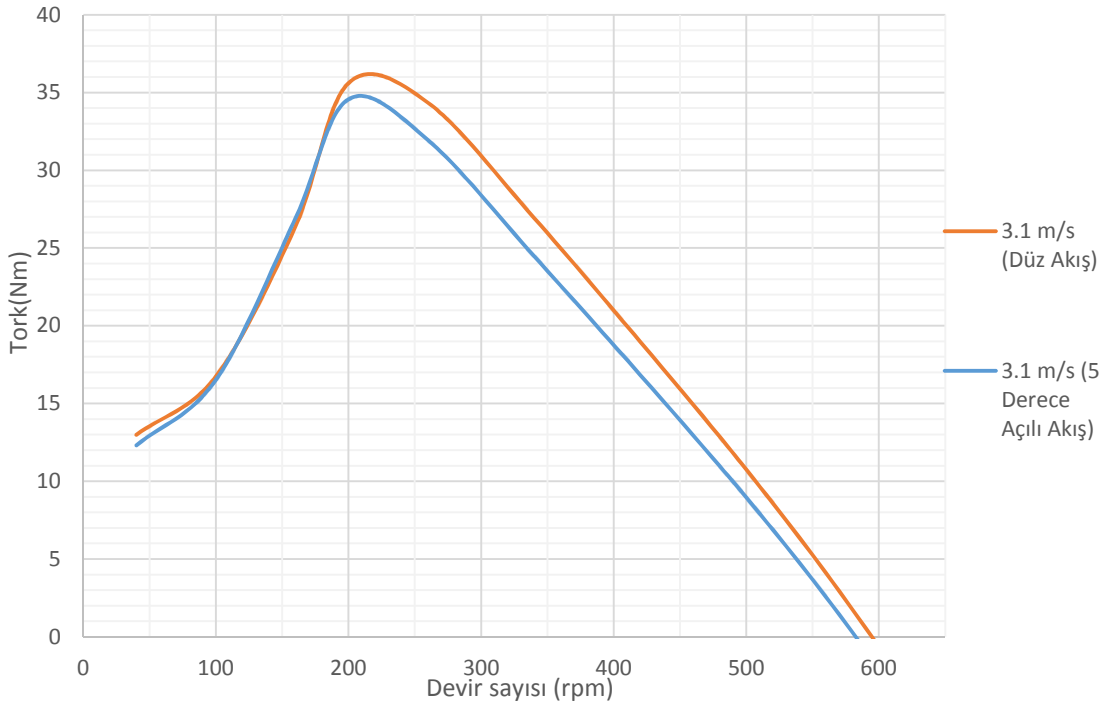
ilerleme doğrultusu arasındaki açıya “leeway açısı” denir. Çizelge 6.5’te verilen HAD hesaplamalarında, teknenin 5 derecelik bir leeway açısı ile ilerlemesi durumunun türbin performansı üzerindeki etkisini görmek için gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Şekil 6.46 ve Şekil 6.47’da düz akış altındaki değerler ile karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6. 5 Sistemin tekne ile birlikte (tüm sistem) 5 derece açılı akış için HAD hesaplama sonuçları

Akış Hızı		Türbin devir sayısı	Sistem-HAD				
			Türbin Kanatları		Sistem üzerindeki kuvvetler		
[m/s]	[knot]	[rpm]	İtme [N]	Tork [Nm]	X-Yönünde [N]	Y-Yönünde [N]	Z-Yönünde [N]
3.1	6.03	40	167.45	12.31	214.36	8.12	46.10
		100	205.38	16.52	254.33	25.96	44.18
		160	290.00	26.92	337.62	53.52	43.82
		200	371.39	34.57	418.00	70.07	49.98
		260	418.08	31.94	466.78	45.61	56.37
		340	410.56	24.47	457.95	43.60	56.54
		420	362.45	16.85	411.09	36.09	54.69
		480	306.78	10.98	355.01	27.33	50.64
		520	261.40	6.89	309.70	23.23	48.16
		560	209.04	2.57	258.25	23.63	46.76
		600	149.93	-2.03	198.92	11.95	45.93



Şekil 6. 46 Düz ve açılı akış etkisinde tüm sistemin HAD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması



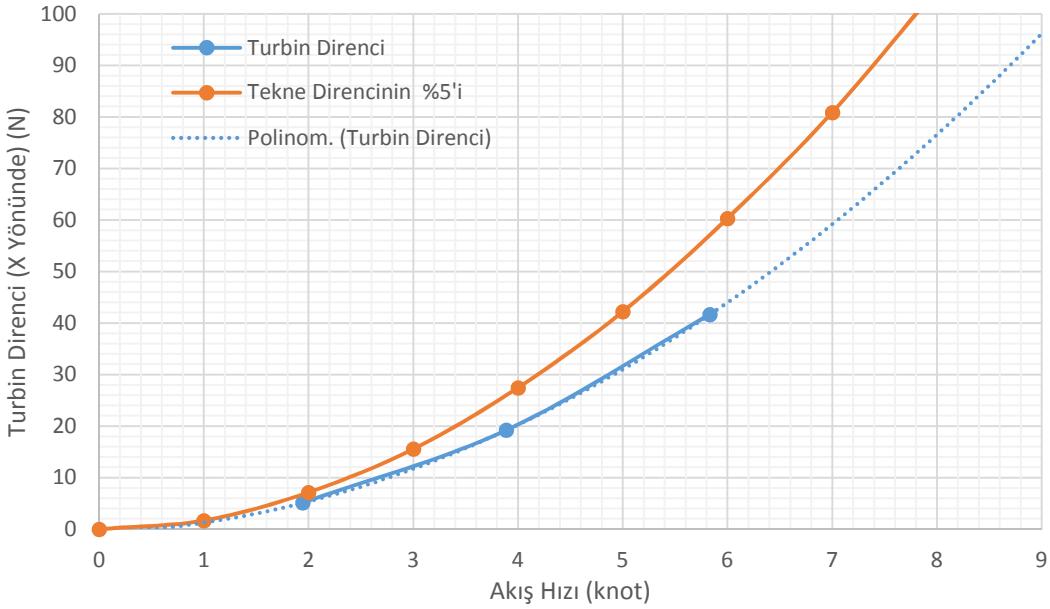
Şekil 6. 47 Düz ve açılı akış etkisindeki tüm sistemin HAD sonuçlarının tork yönünden karşılaştırılması

Çizelge 6. 6 Sistemin tekne ile birlikte kapalı konumda farklı akış hızlarında oluşturduğu dirençler

Akış Hızı		Türbin devir sayısı	Sistem-HAD		
			Sistem üzerindeki kuvvetler		
[m/s]	[knot]	[rpm]	X-Yönünde [N]	Y-Yönünde [N]	Z-Yönünde [N]
1	1.94	0	5.11	4.98	4.81
2	3.89	0	19.21	20.10	19.63
3	5.83	0	41.67	44.61	44.49

Çizelge 6.6'da verilen HAD sonuçlarında, tekne motor seyri yapmakta ve türbin devrede değildir. Türbinin kanatları kapalı ve 180 derece pozisyon değiştirmiştir (Pozisyon 2). Bu hesaplamada, motor seyrinde türbinlerin tekne direnci üzerindeki etkisi araştırılmıştır. X yönünde verilen direnç değerleri tekne direnci yönündedir. Bu nedenle motor seyrindeki hız ve güç tahminleri için bu değerler kullanılmıştır. Başka bir deyişle, teknenin yaklaşık 6 knot hızla giderken 2 adet türbin için toplamda 83,34 N değerinde bir direnç tekne direnci üzerine eklenmelidir. Diğer taraftan, Şekil 6.48'de, sadece X yönündeki farklı hızlara karşılık gelen direnç değerleri grafik üzerinde gösterilmiştir. Elde edilen grafik

üzerinde uygun bir eğri uydurularak, yüksek hızlar için ek türbin direnç değerleri tahmin edilmiştir. Diğer taraftan, tasarım gereksinimlerine göre motor seyri sırasında bir adet türbin toplam direncinin tekne direncinin %5'i değerini geçmemesi gerekmektedir. Şekil 6.48'de verilen grafikte tekne direncinin %5'i gösterilmiştir. Şekil 6.48'e bakıldığında gereksinimin sağlandığı görülmektedir.



Şekil 6. 48 Farklı akış hızlarında, kapalı konumda türbin dirençleri

Bu bölümde yapılan tasarım geometrisi, HAD hesaplamaları ile hidrodinamik açıdan detaylı bir şekilde incelenmiş, alternatör seçimi gerçekleştirilmiş ve bu seçime bağlı olarak performans hesapları için gerekli sayısal bilgiler elde edilmiştir. Bir sonraki bölümde tasarımda kullanılan sabit mıknatıslı alternatörler hakkında bilgi verilmiş ve benzer ürünler içinden seçim yapılarak nihai sistem tasarım performansı hesaplanmıştır.

BÖLÜM 7

ALTERNATÖR SEÇİMİ, PERFORMANS VE TURBİN KONTROL SİSTEMİ

7.1 Sabit Mıknatıslı Alternatörler

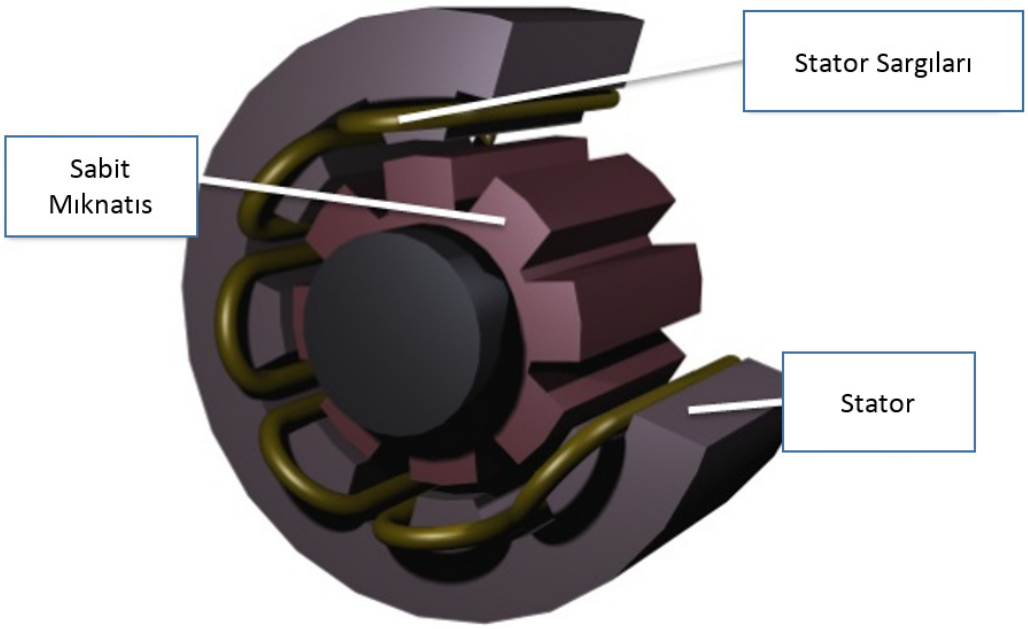
Alternatörler kullanım alanlarına göre günümüzde giderek artan elektrik ihtiyaçlarını karşılamakta yetersiz kalmaktadırlar. Alternatör üreticileri artan talep karşısında alternatörün çıkış gücünü ve verimini artırmak için değişik yöntemler geliştirmektedirler. Bu yöntemler; alternatörün dönüş hızını artırmak, üretilen elektriği verimli kullanmak için güç elektroniğinden faydalanmak, alternatörün kayıplarını azaltmak, vb. Hatta günümüz de alternatör olarak farklı elektrik makineleri ve hibrit sistemler üzerinde çalışmalar yapılmaktadır [44].

Sabit mıknatıslı alternatörler yenilenebilir enerji üretimi için çevirme veriminin yüksek olmasından dolayı çok caziptir. Özellikle çalışmak için enerjiye ihtiyaç duymazlar. Buna ilave olarak mekanik sürtünmeleri diğer makinelerle karşılaştırıldığında oldukça düşüktür. Çünkü fırçalar ve taşıma halkaları yoktur. Tasarımları basit, sağlam ve güvenilirdir [44].

Sabit mıknatıslı alternatörlerde kutuplar sabit mıknatıslardan imal edilirler. Sabit mıknatıslı alternatörlerin çıkışından elde edilen enerji doğrudan kullanılamamaktadır. Jeneratörlerde kullanılan senkron alternatörlerin kutupları ise sargılı elektromıknatıslardan imal edilirler ve kutuplara akım verilerek manyetik alan oluştururlar. Bu sayede alternatörün çıkış voltajını sabit tutacak şekilde alternatör yüklü iken kutuplara daha fazla akım, alternatör üzerinden yük alındığında kutuplara daha az akım verilebilir. Sabit mıknatıslı alternatörlerde kutup manyetik alanı kontrol edilemediğinden direkt olarak kullanılmaz. Genelde devrin sabit tutulmasının mümkün

olmadığı yerlerde akü şarj etmek için kullanılan bu sistemlerde devir sabit tutulamadığı için frekans da değişkendir. Sabit mıknatıslı alternatörlerden elde edilen enerjinin doğrudan kullanılamamasının bir başka nedeni de bu olup bu çalışmada türbin üzerindeki akış hızına bağlı olarak farklı devirlerde çalışabilmektedir. Bu nedenle değişken devir sayısı sonucu elde edilecek güç de akış hızının değişimine paralel olarak değişkenlik gösterecektir. Bu nedenle mevcut çalışmada sabit mıknatıslı alternatörler tercih edilmiştir.

Sabit mıknatıslı alternatörler ile elde edilen enerji sabit bir eğilim göstermediğinden doğrudan şebeke üzerinde kullanılması ya da bir cihazın çalıştırılması için uygun değildir. Sabit mıknatıslı alternatörlerin kullanıldığı sistemler ile akü şarj edilmekte olup bu çalışmanın konseptinde de teknenin yelken seyrinde, türbin, güneş paneli ve rüzgâr türbini gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen gücü bataryaları üzerinde depolayacak ve depolanan enerjiyi genel kullanım ya da ihtiyaç halinde elektrik motoru ile teknenin sevk edilmesinde kullanacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 7. 1 Temsili sabit mıknatıslı alternatör iç detayı

7.2 Alternatör Seçimi ve Performans Tahmini

Ülkemizde sabit mıknatıslı alternatör üretimi yapan bir adet firma bulunmaktadır. Diğer taraftan dünya genelinde bu sayının uzun süredir üretim yapan marka olmuş firmalar

dikkate alındığında yaklaşık 10 adet olduğu söylenebilir. Bu çalışmada ülkemizdeki üretici firma dâhil toplamda 4 firmanın ürünleri için çalışma yapılmış ve performans tahminleri karşılaştırılarak seçimi yapılmıştır. Ele alınan alternatör firmaları, modelleri ve özellikleri Çizelge 7.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 7. 1 Değerlendirlen alternatörlerin bilgileri

Marka	Model	Menşei	Max. Devir [rpm]	Max Tork [Nm]	Ağırlık [kg]	Max. Güç [W]	Verim [-]
FEMSAN	Femsan-01	Türkiye	1500	15.6	14	2400	%95
GINLONG	GL-PMG-1800	Çin	600	55	19.7	2850	?
ALXION	190STK2M	Fransa	1500	31.5	13	3775	%83
DWE	PMGI 3K-1200	Almanya	1200	25.8	21	3000	%91

Alternatörlerin nominal olarak farklı devir ve tork değerlerinde çalıştıkları Çizelge 7.1'den görülmektedir. Diğer taraftan, bu alternatörleri çalıştıracak tek bir türbin tasarımı vardır. Kritik nokta, türbin üzerindeki gücün hep aynı olmasına karşın en uygun devirlerde ve bu devirlere karşı gelen ve türbinin sağlayabildiği tork değerlerine en uygun alternatör ile çalışmaktır. Bunun için türbin devir sayısı uygun devir düşürme ya da yükseltme oranı ile alternatöre göre belirlenmelidir.



Şekil 7. 2 FEMSAN-01 modeli alternatör [45]



Şekil 7. 3 GL-PMG-1800 modeli alternatör [46]

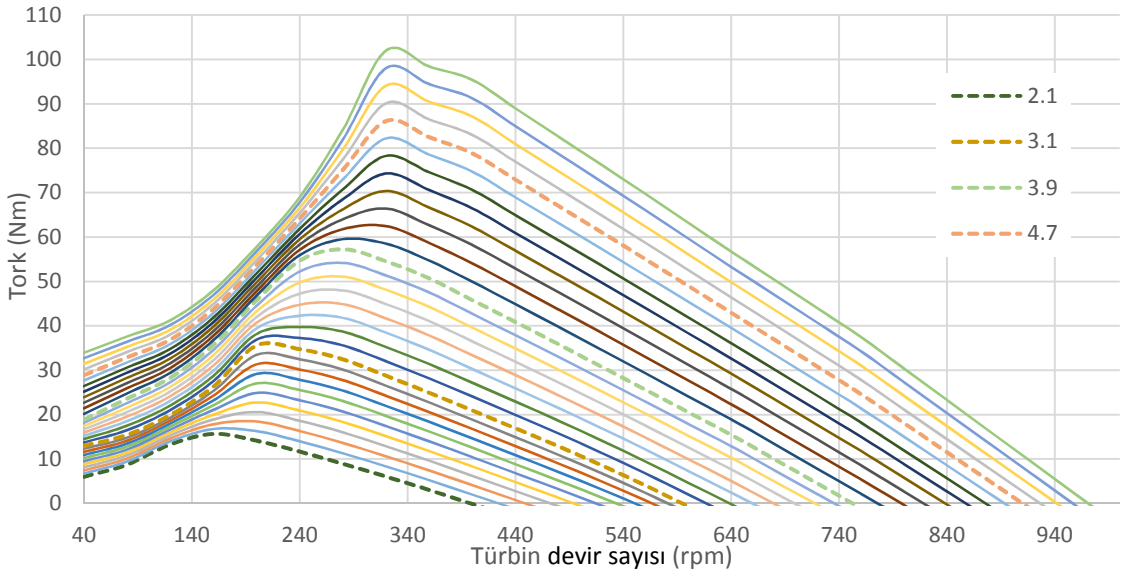


Şekil 7. 4 PMGI 3K-1200 modeli alternatör [47]



Şekil 7. 5 190STK2M modeli alternatör (göbek mili olmadan temin edilmekte) [48]

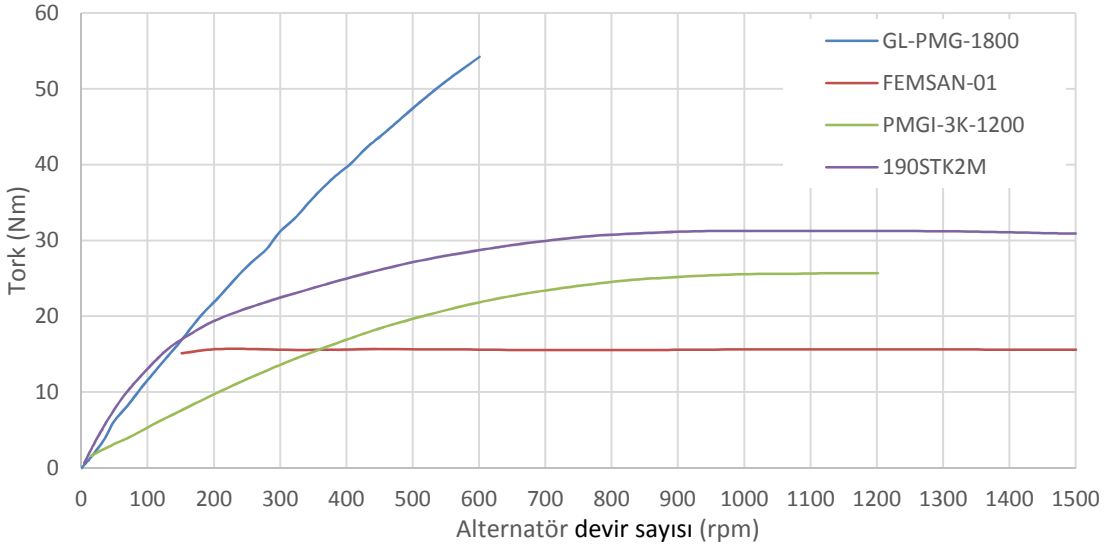
Alternatörler için mevcut olan bilgi, üreticilerin temin ettiği güç-devir ve tork-devir eğrileridir. Bu eğriler, türbin performans eğrileri ile üst üste değerlendirilmeli, devir sayısı yükseltme ya da düşürme oranına karar verilmeli ve nihai oran üzerinden alternatörün tork eğrisinin farklı devir sayılarında türbin tork eğrileri ile kesiştiği noktalardan sistem çalışma devir sayıları belirlenerek, alternatörün güç-devir eğrisi üzerinden elde edilecek güç çıkarılmalıdır. Bunun için türbin performans karakterini yansıtan tork-devir eğrileri kullanılmıştır. Önceki bölümlerde bahsedildiği üzere, her akış hızı için farklı devir sayılarında tork grafikleri çıkarılmıştır. Bu bölümdeki incelemede ise nihai performans önemli olduğundan, HAD analizleri ile elde edilen eğriler, interpolasyon ve extrapolasyon yöntemleri ile farklı 2.1 m/s ve 5.1 m/s hızlar için 0.1 m/s aralıklar ile çıkarılarak değerlendirilmiştir. Bu eğriler elde edilirken, transmisyon verimi yani gücün türbinden alternatöre aktarılırken mekanik sürtünmeler nedeni ile oluşan kayıplar %5 olarak değerlendirilmiş ve sonuçlara dâhil edilmiştir.



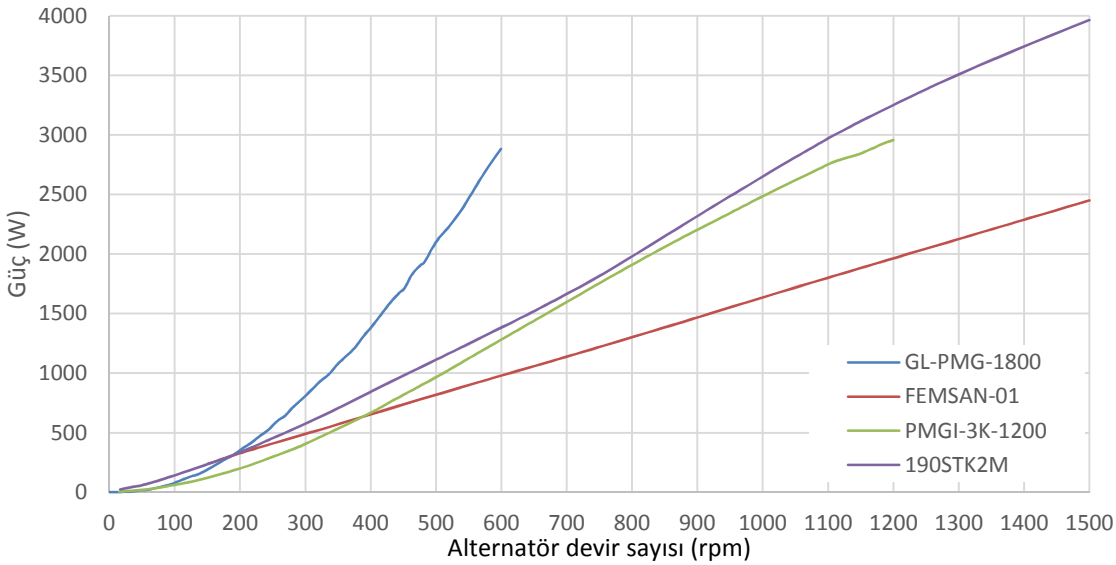
Şekil 7. 6 HAD sonuçları ve ara hızlar için türetilen tork-türbin devir sayısı grafiği

Şekil 7.6'da çizgili olarak gösterilen eğriler HAD sonuçlarına göre elde edilen eğrilerdir. En yüksek tasarım hızı 5.1 m/s alınmıştır.

İlk olarak alternatör firmalarından alınan tork-devir eğrisi Şekil 7.6'da verilen grafik üzerine konarak efektif olarak güç üretmeye başlayacağı alt hızdaki devir sayısı ile en yüksek tasarım hızı olan 5.1 m/s hızdaki devir sayısı ve alternatörün bu devir sayılarına karşılık gelen güç değerleri kriter olarak alınarak devir düşürme/yükseltme oranına karar verilmiştir. Bu uygulamaya geçmeden önce Şekil 7.7' de değerlendirilen bütün alternatörlerin güç-devir ve Şekil 7.8'de tork-devir eğrileri gösterilmiştir.

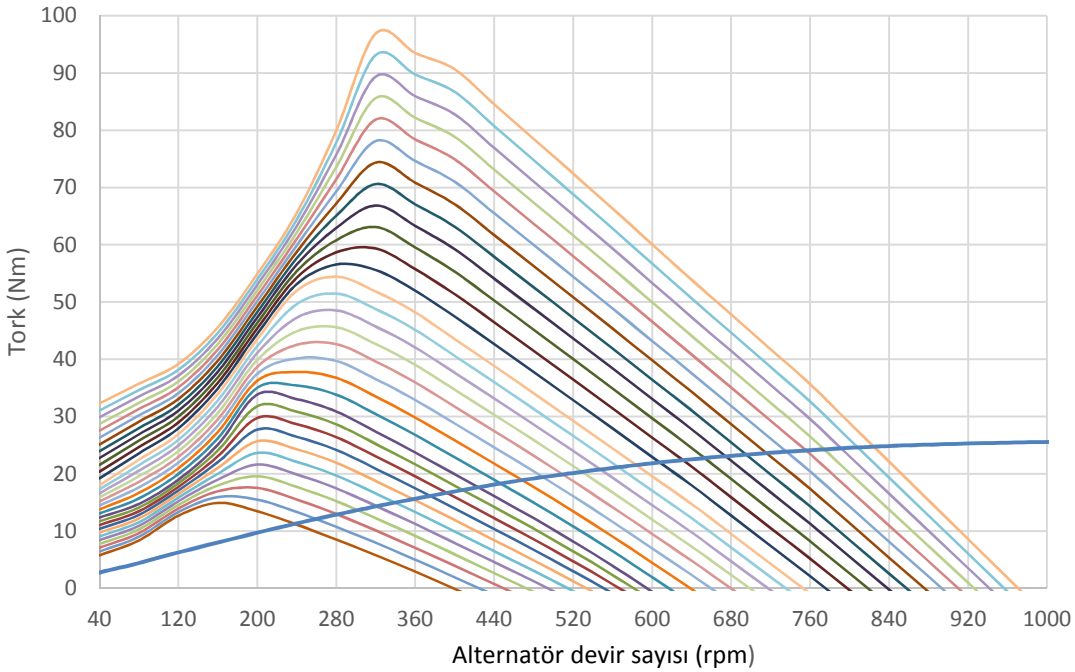


Şekil 7. 7 Değerlendirilen alternatörlere ait tork-devir eğrileri



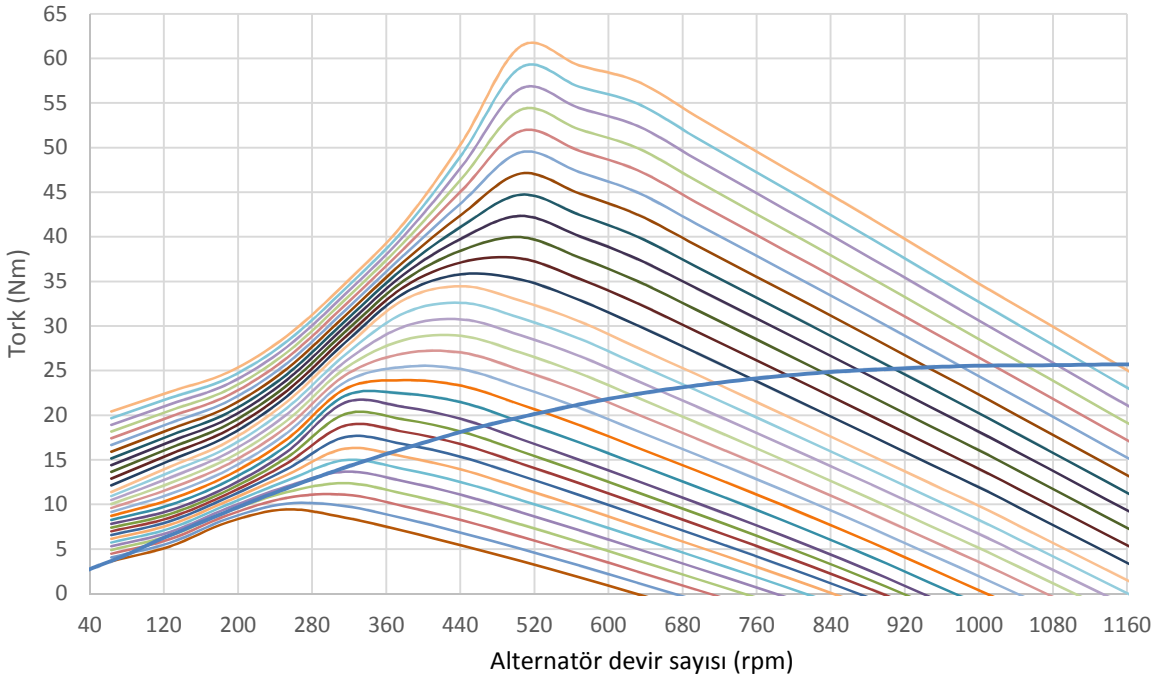
Şekil 7. 8 Değerlendirilen alternatörlere ait güç-devir eğrileri

Örnek olarak, PMGI 3K-1200 model alternatör tork eğrisi, türbin eğrileri ile beraber ele alınırsa Şekil 7.9'daki gibi görünmektedir. Bu gösterimde henüz devir sayısı düşürme ya da yükseltme durumu türbin eğrilerine uygulanmamıştır. Bilindiği gibi, tork ve devir sayısı, aynı güç için ters orantılıdır. Yani devrin yükseltildiği ya da düşürüldüğü oranda tork ters orantılı olarak etkilenmektedir.



Şekil 7. 9 PMGI 3K-1200 modeli alternatörün devir sayısı düşürme /yükseltme olmadan türbin eğrileri üzerindeki görünümü

Şekil 7.9 incelendiğinde, üst tasarım hızı olan 5,1 m/s için yaklaşık 820 rpm alternatör devir sayısına ulaşıldığı görülmektedir. Aynı alternatörün bu devir sayısında ürettiği güç ise (Şekil 7.7) yaklaşık 1980 W olacaktır. Diğer taraftan 2,1 m/s akış hızında 235 rpm devir sayısına ulaşmakta ve bu noktada yaklaşık 280 W güç üretmektedir. Bu bağlamda alternatörün devri arttırılarak yüksek hızlarda güç üretme potansiyeli arttırılabilir. Bu nedenle tasarım kriteri olan 2,5 m/s hızda güç üretmeye başlanması gereksinimi değerlendirilerek devir sayısının yükseltilmesiyle güç üretmeye başlanılan akış hızı yukarı çıkarılırken en yüksek hızda üretilen güç de yükseltilebilir. Bu çerçevede, tüm modeller için aynı işlemler tekrarlanarak uygun devir düşürme ve yükseltme oranlarına karar verilmiş, sonrasında alternatörün türbin eğrilerini kestiği noktalardaki devir sayıları grafik üzerinden okunarak çıkarılmış ve bu devir sayılarına karşılık gelen güçler elde edilerek değerlendirilmiştir.



Şekil 7. 10 PMGI 3K-1200 modeli alternatörün devir sayısının 1.57:1 oranında yükseltilmesi sonucu elde edilen eğrinin türbin eğrileri üzerindeki gösterimi

Şekil 7.10'da görüldüğü gibi 1.57:1 oranında alternatör devri yükseltilirse, 2.5 m/s akış hızında 282 rpm devir sayısı ile dönecek ve bu noktada 376 W güç üretecektir. 5.1 m/s akış hızına bakıldığında ise 1150 rpm devir sayısına ulaştığı ve 2851 W güç ürettiği görülmektedir. Sonuç olarak Şekil 7.9'daki durum ile karşılaştırıldığında elde edilen gücün her hız için arttığı görülmektedir. Devir düşürme oranı daha fazla yükseltilerek en

yüksek hızda elde edilecek güç arttırılabilir. Fakat oran arttıkça devir sayısının yükselmesi, tork değerini ters orantı ile düşürdüğünden alternatör artık 2.5 m/s akış hızının üzerinde güç üretmeye başlayacaktır. Bu durum da tasarım gereksinimlerini sağlayamayacağından, devir oranın belirlenmesinde birinci amaç en fazla 2.5 m/s akış hızında güç üretmektir. İkinci amaç ise 5.1 m/s akış hızında en yüksek gücü üretmektir. Diğer alternatörler için de devir düşürme /yükseltme oranı bu kısıtlar dâhilinde belirlenmiştir. Çizelge 7.2, 7.3, 7.4 ve 7.5 'te her alternatöre ait akış hızına göre; türbin devri, kanat uç hız oranı, alternatör devri, üretilen güç (efektif güç), aynı akış hızında elde edilebilecek teorik güç (Bkz. Denklem (2.42)), güç katsayısı C_P ve HAD analizleri ile elde edilen türbin devrine göre sistem direncinin interpolasyon ve extrapolasyon yöntemleri ile türetilmiş eğrilerinden belirlenen devir sayılarındaki direnç değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 7. 2 FEMSAN-01 alternetörünün 1.57: 1 devir yükseltme oranında performans hesaplama sonuçları

FEMSAN-01							
Akış Hızı [m/s]	**TSR [-]**	**Türbin devir sayısı [rpm]**	**Alternatör devir sayısı [rpm]**	**P Efektif güç [W]**	**Cp [-]**	**P Kinetik güç [W]**	**Sistem Direnç kuvveti [N]**
2.50	1.62	155	245	398	0.253	1572	223.6
2.60	1.94	193	305	496	0.281	1769	280.3
2.70	2.24	231	365	595	0.300	1981	325.3
2.80	2.52	270	426	694	0.314	2209	359.3
2.90	2.70	299	472	770	0.314	2454	384.7
3.00	2.81	322	509	830	0.306	2717	409.3
3.10	2.92	346	546	891	0.297	2998	431.1
3.20	3.10	379	598	976	0.296	3297	451.2
3.30	3.25	409	646	1055	0.292	3616	470.8
3.40	3.37	437	690	1127	0.285	3955	492.8
3.50	3.46	463	731	1194	0.277	4314	511.8
3.60	3.54	487	769	1256	0.267	4695	531.2
3.70	3.62	511	807	1318	0.259	5097	547.7
3.80	3.67	533	841	1374	0.249	5522	565.2
3.90	3.72	555	876	1431	0.240	5969	580.9
4.00	3.81	582	920	1502	0.233	6440	598.3
4.10	3.88	608	960	1568	0.226	6935	618.4
4.20	3.95	634	1001	1636	0.219	7455	638.7
4.30	4.00	657	1038	1696	0.212	8001	658.5
4.40	4.05	681	1075	1756	0.205	8572	679.7
4.50	4.09	703	1110	1814	0.198	9170	701.4
4.60	4.13	725	1145	1870	0.191	9795	724.6
4.70	4.16	746	1178	1925	0.184	10448	745.7
4.80	4.18	766	1209	1976	0.178	11129	767.2
4.90	4.19	785	1239	2025	0.171	11839	783.5
5.00	4.20	802	1267	2070	0.165	12579	801.0
5.10	4.21	820	1294	2115	0.158	13349	817.7

Çizelge 7. 3 GL-PMG-1800 alternetörünün 0.88: 1 devir düşürme oranında performans hesaplama sonuçları

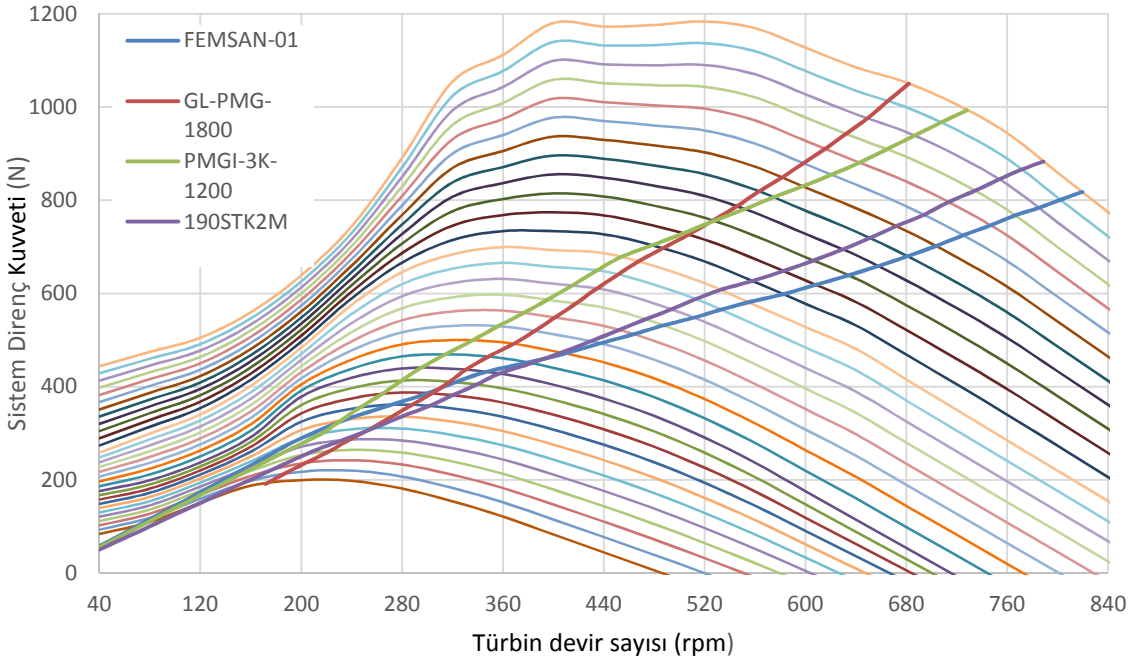
GL-PMG-1800							
Akış Hızı [m/s]	**TSR [-]**	**Türbin devir sayısı [rpm]**	**Alternatör devir sayısı [rpm]**	**P Efektif güç [W]**	**Cp [-]**	**P Kinetik güç [W]**	**Sistem Direnç kuvveti [N]**
2.50	2.49	238	209	390	0.248	1572	285.4
2.60	2.56	255	224	448	0.254	1769	309.0
2.70	2.63	271	239	509	0.257	1981	334.7
2.80	2.69	287	253	570	0.258	2209	360.1
2.90	2.73	303	266	633	0.258	2454	384.1
3.00	2.77	318	280	695	0.256	2717	410.3
3.10	2.79	330	291	749	0.250	2998	435.6
3.20	2.85	348	306	829	0.252	3297	463.5
3.30	2.92	368	324	925	0.256	3616	491.3
3.40	2.96	385	339	1008	0.255	3955	518.8
3.50	3.00	401	353	1091	0.253	4314	548.1
3.60	3.04	418	368	1178	0.251	4695	577.9
3.70	3.07	434	382	1268	0.249	5097	610.2
3.80	3.11	451	397	1361	0.246	5522	639.7
3.90	3.14	467	411	1454	0.244	5969	667.9
4.00	3.18	487	428	1569	0.244	6440	696.6
4.10	3.24	507	446	1692	0.244	6935	725.3
4.20	3.28	526	463	1814	0.243	7455	756.2
4.30	3.32	545	480	1935	0.242	8001	786.3
4.40	3.35	563	496	2052	0.239	8572	818.9
4.50	3.38	581	511	2173	0.237	9170	848.4
4.60	3.41	598	527	2289	0.234	9795	879.3
4.70	3.43	616	542	2409	0.231	10448	910.4
4.80	3.45	632	556	2526	0.227	11129	942.5
4.90	3.47	649	571	2647	0.224	11839	975.7
5.00	3.48	665	585	2763	0.220	12579	1012.5
5.10	3.50	682	600	2886	0.216	13349	1050.1

Çizelge 7. 4 PMG-3K-1200 alternetörünün 1.57: 1 devir yükseltme oranında performans hesaplama sonuçları

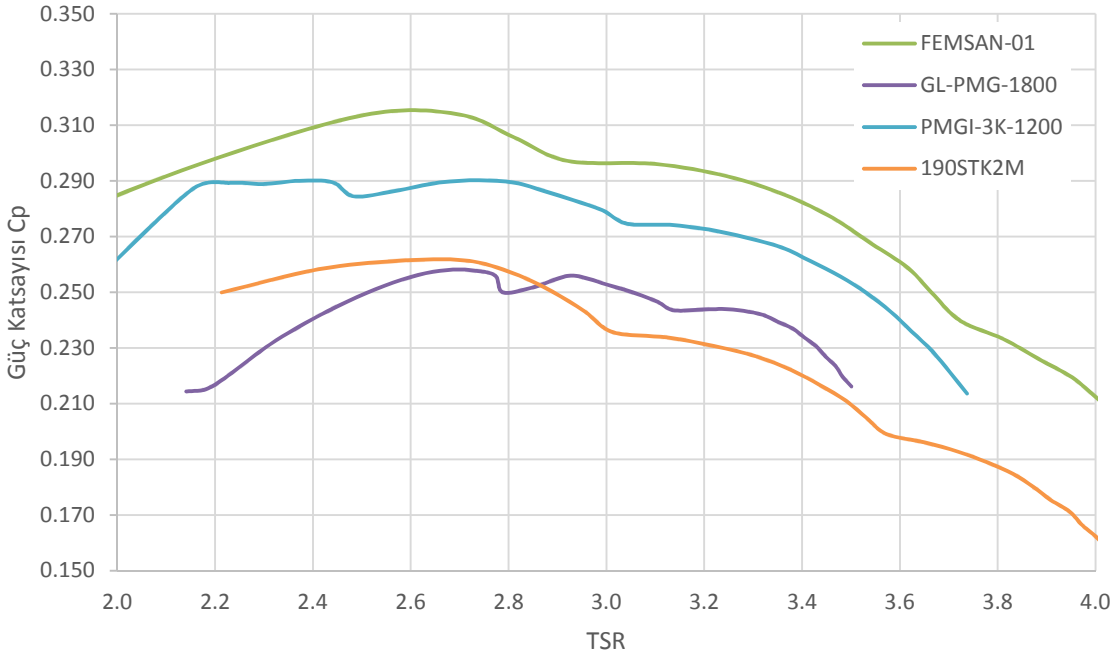
PMG-3K-1200							
Akış Hızı [m/s]	**TSR [-]**	**Türbin devir sayısı [rpm]**	**Alternatör devir sayısı [rpm]**	**P Efektif güç [W]**	**Cp [-]**	**P Kinetik güç [W]**	**Sistem Direnç kuvveti [N]**
2.50	1.87	178	282	376	0.239	1572	248.5
2.60	2.15	214	337	507	0.287	1769	295.5
2.70	2.23	230	363	573	0.289	1981	324.5
2.80	2.30	246	388	638	0.289	2209	353.8
2.90	2.37	263	415	712	0.290	2454	381.9
3.00	2.44	280	442	787	0.289	2717	413.0
3.10	2.48	294	464	853	0.284	2998	438.8
3.20	2.57	314	495	944	0.286	3297	468.5
3.30	2.66	335	529	1047	0.289	3616	498.0
3.40	2.74	356	562	1148	0.290	3955	529.3
3.50	2.81	376	594	1248	0.289	4314	557.3
3.60	2.87	395	624	1344	0.286	4695	586.2
3.70	2.93	415	655	1443	0.283	5097	616.2
3.80	2.99	434	686	1543	0.279	5522	648.8
3.90	3.04	453	716	1639	0.275	5969	677.4
4.00	3.13	478	755	1766	0.274	6440	703.3
4.10	3.21	503	794	1890	0.273	6935	728.3
4.20	3.29	527	832	2010	0.270	7455	755.4
4.30	3.36	552	871	2129	0.266	8001	780.6
4.40	3.42	575	907	2238	0.261	8572	806.1
4.50	3.48	598	944	2345	0.256	9170	829.9
4.60	3.53	621	980	2446	0.250	9795	854.6
4.70	3.58	643	1015	2539	0.243	10448	880.6
4.80	3.62	664	1049	2626	0.236	11129	909.1
4.90	3.67	686	1084	2709	0.229	11839	938.4
5.00	3.70	707	1117	2783	0.221	12579	966.3
5.10	3.74	728	1150	2851	0.214	13349	993.0

Çizelge 7. 5 190STK2M alternetörünün 1: 1 devir oranında performans hesaplama sonuçları

190STK2M							
Akış Hızı [m/s]	**TSR [-]**	**Türbin devir sayısı [rpm]**	**Alternatör devir sayısı [rpm]**	**P Efektif güç [W]**	**Cp [-]**	**P Kinetik güç [W]**	**Sistem Direnç kuvveti [N]**
2.50	2.41	230	230	406	0.258	1572	282.6
2.60	2.57	256	256	462	0.261	1769	309.0
2.70	2.71	280	280	518	0.261	1981	335.9
2.80	2.81	301	301	567	0.257	2209	357.3
2.90	2.89	320	320	614	0.250	2454	381.6
3.00	2.96	339	339	660	0.243	2717	403.7
3.10	3.01	357	357	706	0.236	2998	427.9
3.20	3.12	382	382	771	0.234	3297	449.7
3.30	3.22	406	406	834	0.231	3616	472.8
3.40	3.31	429	429	898	0.227	3955	496.9
3.50	3.38	452	452	958	0.222	4314	521.1
3.60	3.44	473	473	1017	0.217	4695	544.1
3.70	3.49	493	493	1075	0.211	5097	565.5
3.80	3.53	513	513	1131	0.205	5522	587.5
3.90	3.57	532	532	1188	0.199	5969	607.4
4.00	3.65	558	558	1263	0.196	6440	626.8
4.10	3.72	583	583	1336	0.193	6935	647.9
4.20	3.78	606	606	1408	0.189	7455	670.5
4.30	3.83	629	629	1478	0.185	8001	694.4
4.40	3.87	651	651	1544	0.180	8572	718.5
4.50	3.91	672	672	1608	0.175	9170	744.0
4.60	3.95	694	694	1676	0.171	9795	768.4
4.70	3.97	713	713	1737	0.166	10448	795.9
4.80	4.00	734	734	1802	0.162	11129	819.9
4.90	4.02	753	753	1863	0.157	11839	844.4
5.00	4.04	771	771	1919	0.153	12579	865.6
5.10	4.05	789	788.7	1975	0.148	13349	883.0



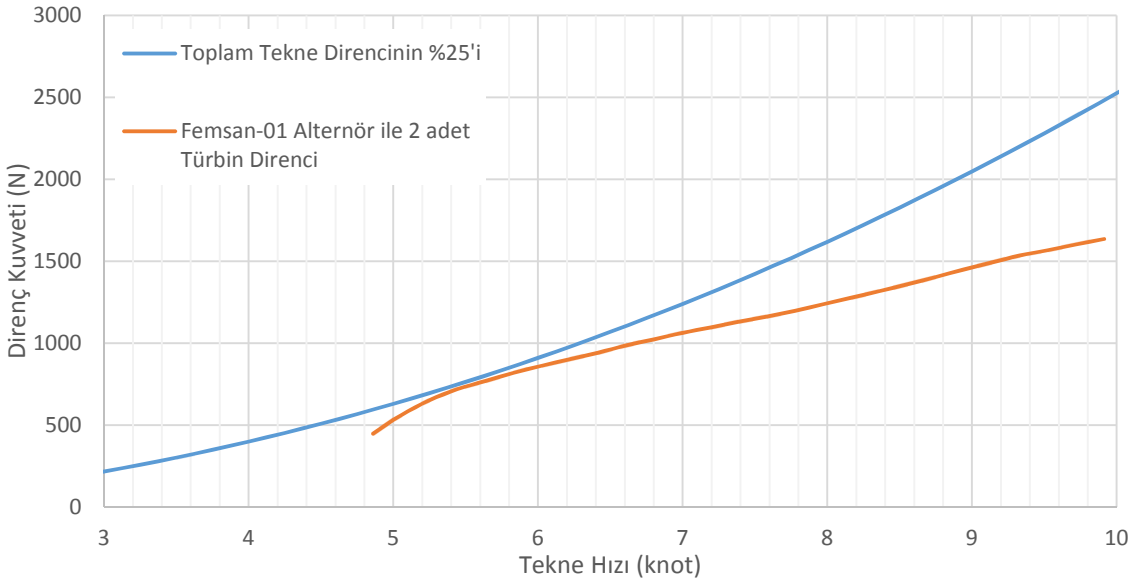
Şekil 7. 11 Alternatör devir sayısına göre her akış hızı için sistemin direnç değerlerini gösteren grafik



Şekil 7. 12 Kanat uç hız oranı (TSR)' ye göre alternatör-türbin güç katsayıları (C_P)

Sonuç olarak, Şekil 7.11 incelendiğinde, Femsan-01 modeli alternatörlü konfigürasyonun düşük tork gereksinimi nedeniyle diğerleri ile karşılaştırıldığında daha düşük dirence sahip olduğu görülmektedir. Diğer taraftan, her konfigürasyon için aynı kabul edilen akış hızına bağlı teorik güç ile konfigürasyondan elde edilen gücün oranı ile bulunan güç katsayısı C_P'nin gösterildiği Çizelge 7.12 incelendiğinde, yine en yüksek verimi, bu modelin sağladığı görülmektedir. Çizelge 7.1 'e göre en düşük ağırlığa sahip olan yine bu modeldir. 190STK2M modeli ağırlığı en düşük gibi gözükse de bu model rotor mili olmadan temin edilmektedir (Bkz Şekil 7.5). Bu nedenle rotor mili detayı eklendiğinde ağırlığı Femsan-01 modelini geçmektedir. Bununla birlikte tüm konfigürasyonların güç üretmeye başlama hız gereksinimi olan 2.5 m/s'de 300 W gücünü geçtiği görülmektedir. Firmanın yerli oluşunun da etkisi ve yukarıda anlatılan avantajları nedeni ile alternatör seçimi Femsan-01 modeli olarak yapılmıştır.

Diğer taraftan seçilen Femsan-01 alternatörü için Çizelge 7.2'de verilen performans verileri tablosundaki "Sistem Direnç Kuvveti" sütunundaki değerler iki adet türbin için hesaplanarak Şekil 1.14'de verilen direnç limiti eğrisi ile Şekil 7.13'te karşılaştırılmıştır. Buradan, yelken seyri sırasında türbinlerin çalışırken meydana getirdikleri sürtünme ve itme kaynaklı ek direnç değerlerinin tekne direnç değerinin %25'ni geçmediği görülmektedir.



Şekil 7. 13 Yelken seyri sırasında türbin dirençlerinin tekne direncinin %25'nin tekne hızına göre karşılaştırması

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, rüzgâr-elektrik hibrit konseptinde, üzerinde herhangi bir fosil yakıt tüketen sistem/cihaz olmadan seyir yapabilecek şekilde tasarlanan bir yelkenli teknenin yelken seyri sırasında tekne gövdesi etrafında oluşan akışı elektrik enerjisine çevirerek teknenin bataryalarını şarj edecek su altı türbinlerinin hidrodinamik ve mekanik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışma başlangıcında belirlenen tasarım gereksinimleri, çalışmanın seyrine yön vermiş ve her adımda bu gereksinimlerin sağlanmasına çalışılmıştır.

Teknede 2 adet türbin bulunmaktadır. Bu gereksinim sağlanırken sistemin teknenin hem yelken seyri sırasında hem de motor seyri sırasında hızını en az etkileyecek şekilde boyutlandırılmasına dikkat edilmiştir.

Sistemde türbin çapı 500 mm olarak belirlenmiştir. Tasarım gereksiniminde 700 mm'yi aşmaması istenmesine ve daha büyük bir çap ile güç üretiminin daha yüksek olacağı Bölüm 3'te gösterilmiş olmasına rağmen, sistem üzerindeki direnç kuvvetlerinin çok fazla artması, çapın 500 mm olarak belirlenmesinde etkili olmuştur.

Sistemin tekne üzerindeki konumlandırmasında; tekne iç yerleşimi, salmanın pozisyonu, türbin kanatlarının tekne ile arasındaki mesafe, sistemin tekne dışına açıldığı noktadaki form eğrilikleri ve sistemin 180 derece hareket edebilmesi dikkate alınarak en uygun konuma karar verilmiştir.

Sistemin hidrodinamik tasarımında, performans kadar oluşturdukları dirençler de dikkate alınarak sistem için verilen limit eğrinin her akış hızı için altında kalınmıştır.

Tasarım hızı olan 3.1 m/s (6 knot) akış /tekne hızında 850 W'ın üzerinde 891 W'lık güç üretmektedir.

Tasarım 2.5 m/s hızda 300 W'ın üzerinde 398 W gücünde elektrik üretebilmektedir.

Sistemin toplam ağırlığı 33 Kg'dır. Özellikle sistemde alternatör bileşenleri en fazla ağırlık yapmaktadır. Ağırlık için tanımlanan 35 kg'lık limit ağırlığın geçilmemesi için mekanik aksamda, deniz suyuna dayanıklı alüminyum bileşenler ağırlıklı olarak tercih edilmiştir. Diğer taraftan, alternatör seçiminde bu kriter de dikkate alınmış ve alternatör seçeneklerinin sadece performansı değil, ağırlık ve boyut değerleri de dikkate alınmıştır.

Sistemin mekanik tasarımlarında teknenin içine su sızmasını engelleyecek sızdırmazlık elemanları kullanılmış ve her sızdırmazlık elemanı arkasına ikinci bir sızdırmazlık önlemi alınarak su basma riski en aza indirilmiştir.

Sonuç olarak bu çalışmada tasarım gereksinimlerini karşılayan bir sistem ortaya konmuştur.

Bu çalışmanın ilerisinde sistemin el ile kontrol edilen 180 derece dönme kabiliyeti, bir servo motor düzeneği ile otomatik hale getirilebilir. Diğer taraftan, mekanik aksamın çalışması, kullanılan malzemelerin dayanıklılığı, performans vb. konular sistemin gerçek ortamda yapılacak testlerinden elde edilecek gözlemler ve tecrübeler ile iyileştirilebilir.

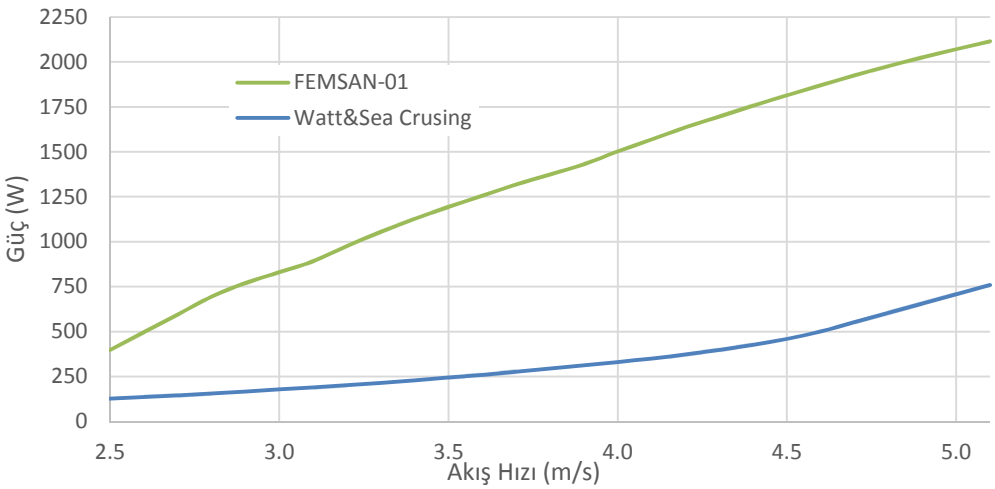
Bu projede güç ve şarj kontrolü yapan elektronik devre hali hazırda REPSAIL projesi güç yönetim sisteminde dâhili olarak kurgulanmış olduğundan bu çalışmada bu konulara yer verilmemiştir. Bu sistemi tedarik eden proje ortağına (Maritime University of Szczecin) sadece alternatör teknik özellikleri ile güç kontrolünün yapılabilmesi için farklı akış hızlarında alternatör devirleri ve bu devirlerdeki elde edilebilecek güç değerleri verilmiştir. Güç kontrol ünitesi bu bilgileri kullanarak alternatör devrine göre gücü her zaman en yüksek seviyede çekecek şekilde MPPT yöntemi ile çalışan (MPPT-Maximum Power Point Tracking) ve bataryalara şarj için gücü yönlendiren bir devredir.

Bu çalışma sonucunda ortaya konan sistem, üzerinde rüzgâr ve/veya güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji elde edebilen ve depolayıp gerektiğinde kullanabilen donanıma sahip her yelkenli tekne için güneş ve rüzgâr teknolojilerine göre daha fazla güç üretebilen, verimli, uzun ömürlü, kullanımı kolay ve yenilikçi bir ürün önermektedir. Tasarlandığı yapı ve güç seviyeleri bakımından dünyada örneği olmamakla beraber, tekneye harici montajlanan ve düşük güçlü uygulamalar mevcuttur.

Bu uygulamalara en iyi örnek, Watt&Sea Firmasının “Hydrogenerators” ürün portföyü altındaki ürünleri verilebilir [49]. Bu ürünlere ait görsel Şekil 8.1’de gösterilmiştir. Bu çalışma sonunda ortaya çıkan sistem performansı ile Watt&Sea Crusing modeli performans karşılaştırması Şekil 8.2’de gösterilmiştir.



Şekil 8. 1 Watt&Sea Crusing 300 modeli



Şekil 8. 2 Tasarlanan sistem ve Watt&Sea Crusing modeli performans karşılaştırması

Bu noktada sistemin ticari bir ürüne dönüşmesi mümkün olup, çalışmaya alternatör çıkışında bir şarj kontrolü yapan elektronik devre eklenmesi, toplam ağırlığın düşürülmesi için kompozit malzemelerin kullanılması şeklinde yapılacak faaliyetler ile çalışma geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

[1] Altuntaşoğlu, Z.T., (2011). "Türkiye'de Rüzgâr Enerjisi, Mevcut Durum, Sorunlar", Mühendis ve Makine, 52 (617):56-63

[2] Güneş Enerjisi, Wikipedia, www. tr.wikipedia.org/wiki/Güneş enerjisi, 06 Mayıs 2016.

[3] Türkiye'nin ilk resmi güneş enerjisi santrali, İBC-SOLAR, www.ibc-solar.com.tr, 06 Mayıs 2016.

[4] Sucu, S. ve Dinç, T., "Çoruh Havzası Projeleri", TMMOB 2. Su Politikaları Kongresi, 20-22 Mart 2008, Ankara.

[5] Turbine Selection-Types Of Turbine, Oregon State University, www.rivers.bee.oregonstate.edu/book/export/html/35, 06 Mayıs 2016.

[6] Yemm, R., Pizer, D., Retzle, R.C. Ve Hendrson R., (2011). "Pelamis: experience from Consept to connection", Phil.Trans. R. Soc. A (2012) 370:365-380

[7] Verdant Power, www.verdantpower.com, 06 Mayıs 2016.

[8] Marine Current Turbines, www.marine turbines.com, 06 Mayıs 2016.

[9] Minesto, www.minesto.com, 06 Mayıs 2016.

[10] Openhydro, www.openhydro.com, 06 Mayıs 2016.

[11] Ocean Renewable Power Company, www.orpc.co, 06 Mayıs 2016.

[12] Grasso, F., (2011). "Design and Optimization of Tidal Turbine Airfoil", 29th AIAA Applied Aerodynamics Conference, 27-30 June 2011, Honolulu.

[13] Ahmed, R.M., (2012). "Blade sections for wind turbine and tidal current turbine applications –current status and future challenges", International Journal of energy Research, Int. J. Energy Res. 36:829-844

[14] Somers, D.M. ve Moughmer, M.D., (2002). "Theoretical Aerodynamic Analyses of Six Airfoils for Use on Small Wind Turbines", National Renewable Energy Laboratory, NREL/SR-500-33295.

[15] Sale, D., (2009). "Hydrodynamic optimization method and design code for stallregulated hydrokinetic turbine rotors," 28th ASME International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 31 May - 5 June 2009, Honululu.

[16] Chen, C.C., Choi, Y.D. ve Yoon, H.Y. (2013). "Blade design and performance analysis on the horizontal axis tidal current turbine for low water level channel", 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, 19–22 September 2013, Beijing.

[17] Batten, W.M.J., Bahaj, A.S., Molland, A.F. ve Chaplin, J.R. (2006). "Hydrodynamics of Marine Current Turbines", Renewable Energy, 31(2006):249-256.

[18] Batten, W.M.J., Bahaj, A.S., Molland, A.F. ve Chaplin, J.R. (2007). "Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines", Ocean Engineering, 34(2007):1013–1020.

[19] Lee, J.H., Kim, H.D., Rhee, S.H., Do, I.R., Shin, B.C. ve Kim, M.C. (2011). "Computational and Experimental Analysis for Horizontal Axis Marine Current Turbine Design", Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11, 15-17 July 2011, Hamburg.

[20] Mason-Jones , A., O'Doherty, D.M., Morris, C.E., O'Doherty, T., Byrne, C.B., Prickett, P.W., Grosvenor R.I., Owenb, I., Tedds, S. ve Poole, R.J., (2012). "Non-Dimensional Scaling Of Tidal Stream Turbines", Energy, 44(2012):820-829.

[21] Evans, R., McAdam, R., Royle, M. Ve McEwen, L.i (2013). "Optimum Geometry for Axial Flow Free Stream Tidal Turbine Blades", Gurit (UK) Ltd, St Cross Business Park, Newport, Isle of Wight, P030 5WU, UK, 10.th EWTEC Eurpean Wave and Tidal Energy Conference, 3-5 September 2013, Aalborg.

[22] Fernandez-Rodriguez, E., Stallard, T.J. ve Stansby, P.K. (2014). "Experimental study of extreme thrust on a tidal stream rotor due to turbulent flow and with opposing waves", Journal of Fluids and Structures, 51(2014):354–361.

[23] Uşar, D. Ve Bal, Ş., (2014). "Cavitation Simulation on Horizontal Axis Marine Current Turbines", Renewable Energy, 80(2015):15-25.

[24] Frost , C., Morris, C.E., Mason-Jones, A., O'Doherty, D.M., O'Doherty, T., (2014). "The effect of Tidal Flow Directionality on Tidal Turbine Performance Characteristics", Renewable Energy, 78(2015):609-620.

[25] A rotor optimization tool for axial-flow wind and water turbines - HARB_Opt, NREL, www.nrel.github.io/HARP_Opt/, 15 May 2016.

[26] Sale, D. (2012). "HARP_Opt: An optimization Code For System Design of Axial Flow Turbines", Marine and Hydrokinetic Instrumentation, Measurement, & Computer Modeling Workshop, 9-10 June 2012, Broomfield.

[27] Drela, M., (1989). "XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils", Conference on Low Reynolds Number Airfoil Aerodynamics, University of Notre Dame, 5-7 June 1989, Indiana.

[28] Marten, D., Pechlivanoglou, G., Nayeri, C.N. ve Pascherit, C.O., (2010). "Integration of a WT Blade Design Tool in XFOIL/XFLR5", https://www.researchgate.net/publication/275638785, 06 Mayıs 2016.

[29] Kinnas, S.A. ve Xu, W., (2009). “Analysis of Tidal Turbines With Various Numerical Methods”, 1. Annual MREC Technical Conference, 15 October 2009, Austin.

[30] Ertike, Ş., Yıldırım, D., Turhan, E. ve İnal, T.T, (2009).”Düşük Güçlü Rüzgar Türbinleri için Maksimum Güç Noktasını İzleyen Bir Akü Şarj Sistemi”, Elektrik Mühendisleri Odası, http://www.emo.org.tr/ekler/7a699a5a3068838_ek.pdf, 14 Mayıs 2016.

[31] Whitby, B. Ve Ugalde-Loo, C.E., (2014). “Performance of Pitch and Stall Regulated Tidal Stream Turbines”, IEEE Transactions on Sstainable Energy, 5(1):1-9

[32] Muljadi,E., Pierce, K. ve Migliore, P., (1998). “Control Strategy for Variable-Speed, Stall-Regulated Wind Turbines”, American Controls Conference, 24-26 June 1998, Philadelphia.

[33] Betz, A. (1966). Introduction to the Theory of Flow Machines (D. G. Randall, Trans.), First Edition, Pergamon Press, Oxford.

[34] Ingram, G., Wind Turbine Blade Analysis using the Blade Element Momentum Method Version 1.1, https://community.dur.ac.uk/g.l.ingram/, 06 Mayıs 2016.

[35] ANSYS, www.ansys.com, 06 Mayıs 2016.

[36] Solidworks, www.solidworks.com, 06 Mayıs 2016.

[37] Goundar, J. ve Ahmed, M.R., (2014). “Design and Optimization of a Horizontal Axis Marine Current Turbine”, Grand Renewable Energy 2014, 27 July-1 Agust 2014, Tokyo .

[38] Whapshott, M.,(2012). Aerofoil DAT File Library-Aerofoils for wings-Wortmann aerofoils-FX 63-137, http://library.propdesigner.co.uk/html/fx_63-137.html, 06 Mayıs 2016.

[39] Schubel, P.J. ve Crossley, R.J., (2012). “Wind Turbine Blade Design”, Energies, 5: 3425-3449.

[40] Tacardo, www.tocardo.com, 06 Mayıs 2016.

[41] Turnock, S.R., Nicholls-Lee R., Wood R.J.K ve Wharton J.A., “Tidal turbines that survive?”, http://eprints.soton.ac.uk/66727/1/Gold_platedv4.pdf, 06 Mayıs 2016.

[42] Flexofold, www.flexofold.com, 06 Mayıs 2016.

[43] Bakker, A. (2002-2006). ”Lecture 7 - Meshing Applied Computational Fluid Dynamics”, www.bakker.org, 06 Mayıs 2016.

[44] Kaynaklı, M., Uysal, A., Koçak, E. ve Bayır, R., (2008). Rüzgar Enerjisinden Elektrik Üretiminde Kullanılan Sabit Mıknatıslı Alternatörlerin Arızalarının Tespiti için Bilgisayar Destekli Test Standı Üretimi, http://docplayer.biz.tr/3941414-www-neoenerji-com-metin-kaynakli-1-ali-uysal-2-emel-kocak-3-raif-bayir-4-abstract-1-giris.html, 06 Mayıs 2016.

[45] Femsan, www.femsan.com.tr, 06 Mayıs 2016.

[46] Ginlong, www.ginlong.com, 06 Mayıs 2016.

[47] DWE Tech., www.dvetech.com/index.html, 06 Mayıs 2016.

[48] Alıxıon, www.alxion.com, 06 Mayıs 2016.

[49] Wattanssea, www.wattandsea.com, 06 Mayıs 2016.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mustafa ALVAR

Doğum Tarihi ve Yeri : 18 Nisan 1983 - AYDIN

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : alvarmustafa@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri	Yıldız Teknik Ünv.	2006
Lise	Süper Lise	Aydın Lisesi	2001

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2012 - Devam	Milper Pervane Teknolojileri A.Ş.	Proje Yöneticisi
2010 - 2012	AkGemi Ltd. Şti.	Proje Yöneticisi
2006 - 2010	Deniz Endüstirisi A.Ş.	Tasarım/Üretim Müh.
2006	Tekad Marin Ltd.Şti.	Üretim Mühendisi

2005	Kent Denizcilik	Tamir&Bakım Enspektörü

YAYINLARI

Makale

1. Alvar, M., Çelikset, Ş.E. ve Pirci, O.E., (2011). "Gemilerde Balast Sularinin Kontrolü Ve Yönetimi", Gemi ve Deniz Teknolojisi, 188-189:25-31

Proje

1. "Deniz Araçları için Millileştirilmiş Sabit Kanatlı ve Yönlendirilebilir Kanatlı Pervane ve Şaft Sistemi Tasarımı ve Üretimi"

   Teknoloji Kazanım Yükümlülüğü Projesi, İstanbul Tersanesi & Savunma Sanayii Müsteşarlığı

2. "Deniz Araçları için Millileştirilmiş Egzoz Susturucu Tasarımı ve Üretimi Projesi"

   Teknoloji Kazanım Yükümlülüğü Projesi, İstanbul Tersanesi & Savunma Sanayii Müsteşarlığı

3. "Amfibik Kara Araçları için Eksenel Su Jeti Tasarım ve Üretimi"

   TÜBİTAK 1507 KOBİ Ar-Ge Başlangıç Destek Programı

4. "Sabit Kanatlı Kompozit Gemi Pervanesi Geliştirilmesi"

   TÜBİTAK 1507 KOBİ Ar-Ge Başlangıç Destek Programı

5. "Pervane Tasarımı için Yazılım Geliştirilmesi"

   TÜBİTAK 1507 KOBİ Ar-Ge Başlangıç Destek Programı

6. "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Hibrid Biokompozit Yelkenli Yat Konseptinin Geliştirilmesi"

   ERA-NET TRANSPORT / REP-SAIL

7. "Balast Suyu Arıtma sistemi Tasarım ve Prototip Üretimi"

   TÜBİTAK 1507 KOBİ Ar-Ge Başlangıç Destek Programı