

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SUALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HİDRODİNAMİK ANALİZİ

DOKTORA TEZİ

Deniz UŞAR

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

NİSAN 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SUALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HİDRODİNAMİK ANALİZİ

DOKTORA TEZİ

**Deniz UŞAR
(508072002)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Şakir BAL

NİSAN 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **508072002** numaralı Doktora Öğrencisi **Deniz UŞAR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**SUALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HİDRODİNAMİK ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Şakir BAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ali Can Takinacı**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Fahri Çelik
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Serkan Ekinci
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Uğur Oral Ünal
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **27 Mart 2015**
Savunma Tarihi : **30 Nisan 2015**

Anneme ve babama,

ÖNSÖZ

Bu çalışmada bana bilgi, tecrübe ve fikirleri ile yol gösteren ve her konuda destek veren değerli danışman hocam Prof. Dr. Şakir Bal'a minnettarım. Prof. Dr. Ali Can Takinaci, Prof. Dr. Mesut Güner ve deneysel çalışmalarım için imkan sağlayan Prof. Dr. Mehmet Atlar'a doktora tezime yaptıkları önemli katkılar ve verdikleri destek için çok teşekkür ederim. Ayrıca, arkadaşım, ağabeyim Dr. Bahadır Uğurlu'ya da emekleri için teşekkürü bir borç bilirim.

En önemlisi, öğrenim hayatım boyunca gösterdikleri sevgi, özveri, anlayış ve verdikleri koşulsuz destek için anneme, babama ve tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mart 2015

Deniz UŞAR

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Yenilenebilir Enerji	2
1.2 Sualtı Akıntı Türbinleri	3
1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı	6
1.4 Tezin Planı.....	8
2. LİTERATÜR TARAMASI	11
2.1 Momentum Kanat Elemanı Metodu	11
2.2 Sınır Eleman Metodu.....	12
2.3 Girdap Ağ Metodu.....	13
2.4 Sualtı Akıntı Türbinlerinin Performans Tahmini	14
3. MODEL DENEYLERİ	17
3.1 Giriş	17
3.2 Deney Kurulumu	17
3.2.1 Kavitasyon tüneli.....	17
3.2.2 Rotor genel özellikleri	18
3.2.3 Kalibrasyon	21
3.3 Güç Çıkarım Performansı Testleri.....	22
3.3.1 Rotor temel parametrelerinin tanımlanması.....	22
3.3.1.1 Güç katsayısı	22
3.3.1.2 İtme katsayısı.....	23
3.3.1.3 Uç hız oranı ve Reynolds sayısı	23
3.3.2 Rotor performans deneyleri.....	23
3.3.2.1 Deney kurulumu ve yöntem	24
3.3.2.2 Deney sonuçları.....	24
3.3.2.3 Hatve açısının rotor performansına etkisi	27
3.3.2.4 Belirsizlik analizi.....	28
3.4 Kavitasyon Gözlem Deneyleri	29
3.4.1 Kavitasyon deneylerindeki benzerlik yasaları.....	29
3.4.2 Ani taşıma kaybı öncesi ve sonrası (pre and post-stall) akım hızlarının belirlenmesi	31
3.4.3 Sığ shaft derinliğinde kavitasyon deneyleri	31
3.4.3.1 Dizayn akıntı hızında kavitasyon deneyi	31

3.4.3.2 Ani taşıma kaybı-altı akım hızında kavitasyon deneyi.....	34
3.4.3.3 Ani taşıma kaybı-üstü akım hızında kavitasyon deneyi	34
3.4.4 Dizayn şaft derinliğinde kavitasyon deneyleri	36
3.4.4.1 Dizayn akıntı hızında kavitasyon deneyi.....	36
3.4.4.2 Ani taşıma kaybı-altı akım hızında kavitasyon deneyi.....	37
3.4.4.3 Ani taşıma kaybı-üstü akım hızında kavitasyon deneyi	38
4. SAYISAL YÖNTEMLER	41
4.1 Momentum Kanat Elemanı Metodu	41
4.1.1 Momentum teorisi	41
4.1.2 Kanat elemanı teorisi.....	49
4.1.3 Momentum kanat elemanı teorisi	52
4.1.3.1 Çözüm yöntemi	53
4.1.3.2 Güç katsayısının hesaplanması.....	54
4.1.4 Uygulanan düzeltme faktörleri.....	55
4.1.4.1 Uç-kayıbı faktörü.....	55
4.1.4.2 Göbek kayıp modeli	56
4.1.4.3 Glauert düzeltmesi.....	56
4.1.5 Panel yöntemleri.....	57
4.1.6 Kavitasyon modelinin MBET ile kullanılması.....	59
4.2 Girdap Ağ Metodu.....	60
4.2.1 Kanat geometrisi.....	60
4.3 Analizde Kullanılan Bilgisayar Programları	62
4.3.1 Türbin performans analiz programı.....	62
4.3.2 Kısmi/süper kavitasyon panel metodu (PCPAN/SPAN).....	64
4.3.3 XFoil.....	64
5. PERFORMANS ANALİZİ – SAYISAL ÖRNEKLER	65
5.1 Giriş	65
5.2 Kavitasyonsuz Koşulda Performans Tahminleri	66
5.3 Sualtı Akıntı Türbinlerinde Kavitasyon Simülasyonu.....	69
5.3.1 Kavitasyon dağılımının modellenmesi	71
5.4 Kavitasyonun Sualtı Akıntı Türbin Performansına Etkisi	78
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	81
6.1 Sonuçlar	81
6.2 Öneriler.....	84
KAYNAKLAR.....	85
EKLER.....	93
EK A : İtme ve Tork Kalibrasyon Eğrileri	95
EK B : Belirsizlik Analizi Tablosu.....	97
ÖZGEÇMİŞ.....	99

KISALTMALAR

BEM	: Sınır Elemanı Metodu
HAMCT	: Yatay Eksenli Sualtı Akıntı Türbini
MBEM	: Momentum Kanat Elemanı Metodu
MCT	: Sualtı Akıntı Türbini
TSR	: Uç Hız Oranı
VLM	: Girdap Ağ Metodu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1	: Kavitasyon tüneli test bölümünün özellikleri.....	17
Çizelge 3.2	: Sualtı akıntı türbin rotorunun temel özellikleri.....	18
Çizelge 3.3	: S814 kesit koordinatları.....	20
Çizelge 3.4	: Rotor ana boyutları ve çalışma koşulları.....	20
Çizelge 3.5	: Dinamometre H33'ün temel teknik verileri.....	21
Çizelge 3.6	: 2 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayı değerleri.....	24
Çizelge 3.7	: 3 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayı değerleri.....	25
Çizelge 3.8	: Kestirme varyansları.....	28
Çizelge 3.9	: Dizayn şaft derinliği ve dizayn akıntı hızında kavitasyon deney parametreleri.....	36
Çizelge 3.10	: Dizayn şaft derinliği ve ani taşıma kaybı altı akıntı hızında kavitasyon deney parametreleri.....	37
Çizelge 3.11	: Dizayn şaft derinliği ve ani taşıma kaybı-üstü akıntı hızında kavitasyon deney parametreleri.....	38
Çizelge 5.1	: Nordtank NTK 500/41 rüzgar türbini parametreleri.....	66
Çizelge 5.2	: Nordtank NTK 500/41 kanat tanımı.....	67
Çizelge 5.3	: Türbin kanadının geometrik özellikleri (Batten ve diğ, 2006a).....	68
Çizelge 5.4	: Türbin kanadını tanımlayan geometrik parametreler (Bahaj ve diğ, 2007b).....	75
Çizelge 5.5	: Kanat kesitlerinin kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumdaki kaldırma katsayılarının karşılaştırılması.....	79
Çizelge B.1	: Belirsizlik Analizi Tablosu.....	97

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: 35kW'lık üç kanatlı yatay eksenli sualtı akıntı türbini (Url-1).	3
Şekil 1.2	: İki 1.2MW çift kanatlı yatay eksenli sualtı akıntı türbini (Url-2).	4
Şekil 1.3	: Çapraz akımlı sualtı akıntı türbini (Url-3).	4
Şekil 1.4	: 2.5m çaplı zıt dönüşlü sualtı akıntı türbini (Xu, 2010).	5
Şekil 1.5	: 16m çaplı nozullu sualtı akıntı türbini (Url-4).	5
Şekil 3.1	: Emerson Kavitasyon Tüneli'nin kesit resmi.	18
Şekil 3.2	: Sualtı akıntı türbin rotoru modeli.	19
Şekil 3.3	: Kanat açılımı çizimi (ana hatları ile).	19
Şekil 3.4	: S814 kesit geometrisi.	20
Şekil 3.5	: Türbin modeli ve H33 dinamometre.	21
Şekil 3.6	: 2 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayıları grafiği.	25
Şekil 3.7	: 3 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayıları grafiği.	26
Şekil 3.8	: Ortalama güç ve itme katsayılarının karşılaştırılması, 3m/s ve 2m/s tünel akım hızı.	26
Şekil 3.9	: Ayarlanabilir hatve açılı kanatlar (0 – 25 derece).	27
Şekil 3.10	: Dizayn hatve açısı ve 8.33 derece hatve açısında türbin performans karşılaştırması.	28
Şekil 3.11	: 3m/s tünel akım hızında ölçülen güç katsayılarındaki belirsizlik.	29
Şekil 3.12	: Ani taşıma kaybı öncesi ve sonrası (pre and post-stall) uç hız oranları.	31
Şekil 3.13	: Sığ şaft derinliği ve dizayn akım hızında kavitasyon oluşumu - 1.	33
Şekil 3.14	: Sığ şaft derinliği ve dizayn akım hızında kavitasyon oluşumu - 2.	33
Şekil 3.15	: Ani taşıma kaybı altı akım hızında kavitasyon oluşumu.	34
Şekil 3.16	: Ani taşıma kaybı üstü akım hızında kavitasyon oluşumu.	35
Şekil 3.17	: Ani taşıma kaybı üstü akım hızında kavitasyon oluşumu.	36
Şekil 3.18	: Dizayn çalışma koşullarında gözlemlenen uç girdapları.	37
Şekil 3.19	: Ani taşıma kaybı-altı çalışma koşullarında gözlemlenen çok zayıf uç girdapları.	38
Şekil 3.20	: Ani taşıma kaybı-altı çalışma koşullarında gözlemlenen çok zayıf şerit kavitasyon.	39
Şekil 3.21	: Ani taşıma kaybı-altı çalışma koşullarında gözlemlenen kararsız bulut kavitasyon.	39
Şekil 4.1	: Bir sualtı akıntı türbininin aktüatör disk modeli; U , ortalama akım hızı; 1,2,3,4, akım tüpü üzerindeki lokasyonlar (Manwell ve diğ, 2002).	41
Şekil 4.2	: İdeal türbininin çalışma parametreleri; U , serbest akım hızı; U_4 , rotor gerisindeki akım hızı; C_P , güç katsayısı; C_T , itme katsayısı (Manwell ve diğ, 2002).	45

Şekil 4.3 : Rotor analizi için kullanılan geometri; U , serbest akım hızı; a , indüksiyon faktörü; r , yarıçap (Manwell ve diğ, 2002).....	45
Şekil 4.4 : Kanat elemanının temsili: c , giriş uzunluğu; dr , elemanın radyal uzunluğu; r , yarıçap; R , rotor yarıçapı; Ω , rotor açısal hızı.....	49
Şekil 4.5 : Kanat üzerindeki kuvvetler, açılar ve hızlar.....	50
Şekil 4.6 : 2B Hidrofoil.....	57
Şekil 4.7 : Kısmi kaviteasyona maruz iki boyutlu hidrofoilin sınır eleman modeli. .	60
Şekil 4.8 : Süper kaviteasyona maruz iki boyutlu hidrofoilin sınır eleman modeli. .	60
Şekil 4.9 : Girdap ağ metodunda koordinat sistemi ve geometrik notasyon.	61
Şekil 4.10 : Türbin kanadı (anahtar) ve izin girdap ağ metodu modeli.	62
Şekil 4.11 : Momentum kanat elemanı metoduna ait FORTRAN kodu akış şeması.	63
Şekil 5.1 : Nordtank NTK 500/41 rüzgar türbini (Url-5).	66
Şekil 5.2 : Hesaplanan ve ölçülen güç eğrilerinin karşılaştırılması, 27 d/d.....	67
Şekil 5.3 : Uç hız oranının bir fonksiyonu olarak güç katsayısı.	68
Şekil 5.4 : MBEM hesaplamaları ve Batten ve diğ. (2006a)'daki güç katsayılarının karşılaştırılması.	69
Şekil 5.5 : Kaviteasyon formları.....	70
Şekil 5.6 : Kaviteasyonlu ve kaviteasyonsuz durumlar için güç ve itme katsayıları. .	70
Şekil 5.7 : Uşar ve Bal (2011)'de MBEM ile hesaplanan ve Batten ve diğ. (2006a)'da verilen güç katsayıları.	71
Şekil 5.8 : (Usar, D., Atlar, M. ve Bal, S., 2013)'de analiz edilen türbinin girdap ağ yöntemi modeli.	72
Şekil 5.9 : Kaviteasyonun türbin kanatları üzerindeki dağılımı (2.0 m/s serbest akım hızı, $\sigma=2.232$ kaviteasyon sayısı ve $TSR=3.591$).	72
Şekil 5.10 : Birinci çalışma koşulunda kaviteasyon dağılımının simülasyonu.	73
Şekil 5.11 : Kaviteasyonun türbin kanatları üzerindeki dağılımı (2.66 m/s serbest akım hızı, $\sigma=2.061$ kaviteasyon sayısı ve $TSR=2.7$).	73
Şekil 5.12 : İkinci çalışma koşulunda kaviteasyon dağılımının simülasyonu.	74
Şekil 5.13 : Türbin modelinin kaviteasyon tüneli içerisindeki yerleşimi (Bahaj ve diğ, 2007b).....	74
Şekil 5.14 : Türbin modelini oluşturan parçalar (Bahaj ve diğ, 2007b).	76
Şekil 5.15 : Deneysel (Bahaj ve diğ, 2007b) ve sayısal sonuçların karşılaştırılması. 1.73 m/s serbest akım hızı ve 20 derece hatve açısı.	76
Şekil 5.16 : Türbin modelinin girdap ağ modeli.	77
Şekil 5.17 : 1.4 m/s serbest akım hızı, 0.64 kaviteasyon sayısı ve $TSR=7.5$ için kaviteasyon dağılımı (Bahaj ve diğ, 2007b).	77
Şekil 5.18 : 1.4 m/s serbest akım hızı, 0.64 kaviteasyon sayısı ve $TSR=7.5$ için kaviteasyon simülasyonu.	78
Şekil A.1 : İtme kalibrasyon eğrisi..	95
Şekil A.2 : Tork kalibrasyon eğrisi.....	95

SUALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HİDRODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Son yıllarda, rüzgar ve güneş enerjisi ile deniz ve gel-git akıntıları gibi yenilenebilir kaynaklardan elektrik enerjisi üretimi önceki yıllara oranla hızlı biçimde artmıştır. Bu tür enerji kaynaklarının potansiyelleri, dünyanın gelecekteki enerji talebini güvenli, temiz ve ekonomik biçimde karşılamaya yetecek kadar yüksektir. Sualtı akıntılarından istifade ederek enerji üreten sualtı akıntı türbinleri (MCT-Marine Current Turbine), okyanus ve denizlerde işletilebilecek yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. MCT'lerin teknik olarak uygulanabilir olduğu ve akıntı kaynaklarının, gelecekteki enerji talebinin karşılanmasına önemli katkı yapmaya yetecek ölçüde büyük olduğu bilinmektedir. MCT'ler düşük akım hızlarında dahi enerji üretebilme potansiyeline sahiptir. Ayrıca, dip akıntı hızları rüzgara göre daha kararlı ve düzenli bir yapıya sahip olduğundan, sualtı akıntı türbinleri devamlı ve öngörülebilir enerji sağlamaktadır. Bilindiği üzere MCT'ler, çalışma prensibi ve kullandıkları mekanizma ile temelde rüzgar türbinlerine çok benzerdir. MCT'ler ve rüzgar türbinleri arasındaki önemli farklardan bir tanesi oluşması engellenemeyen bir fiziksel olay olan kavitasyondur. Kaviteasyon, MCT kanatlarının önemli bir kısmında meydana geldiğinden etkilerinin hesaplamalara dahil edilmesi gereklidir.

Sualtı akıntı türbini dizaynında, analizinde ve optimizasyonunda yaygın olarak kullanılan klasik momentum kanat elemanı teorisi ile, momentum teorisi ve kanat elemanı teorisine ait denklemler birlikte kullanılarak, istenilen bir türbin rotoru için optimal kanat formu belirlenebilir. MBEM teorisine ait bu denklemler temelde, kaviteasyon karakteristikleri hariç sualtı akıntı türbinleri ile büyük benzerlik gösteren rüzgar türbinleri için geliştirilmiştir. Ek olarak, MCT'lerde uç hız oranları, mukavemet ve kaviteasyon gereksinimleri nedeni ile rüzgar türbinlerindekiyle oranla oldukça düşüktür. Momentum kanat elemanı metodu, uygulanan temel düzeltme faktörleri ile dizayn aşamasında yapılacak türbin analizleri için yeterli olmakla birlikte, analitik modeldeki eksiklikler ve sualtı akıntı türbini uygulamalarında kanatlar üzerinde meydana gelebilecek kaviteasyon karakteristiklerinin hesaba katılamaması dolayısı ile önemli modifikasyonlara ihtiyaç duymaktadır. Diğer yandan, kesit kaldırma kuvveti ve kaviteasyon direnci katsayılarının kanat yarıçapları boyunca hesaplanabilmesi gereklidir.

Türbin kanatları etrafındaki akımın analizi için panel metodu olarak da bilinen sınır eleman metodu da kullanılmıştır. Potansiyel akım teorisini temel alan bu yöntem, kesitler etrafındaki basınç dağılımları hakkında bilgi sağlayarak kanat kaviteasyon performansının öngörülebilmesine imkan sağlamaktadır. Bu yöntemler, doktora tez çalışması çerçevesinde MCT'lere uygulanmış ve MCT'lerin hidrodinamik performansları incelenmiştir.

Ayrıca, kaviteasyonun türbin kanatları üzerindeki dağılımının simülasyonu için, pervane performansının analizinde yaygın olarak kullanılan bir sayısal yöntem olan

girdap ağ metodu kullanılmıştır. Metot, düzensiz tabaka kavitasyonlu akımların incelenebilmesi için geliştirilmiş ve hassas sonuçlar elde edilebilmesi için, teklik ve kontrol noktalarının aralıkları hata oluşumunu engelleyecek biçimde düzenlenmiştir

Newcastle Üniversitesi Emerson Kavite Tüneli'nde, üç kanatlı yatay eksenli bir model türbin kullanılarak gerçekleştirilen deneylerde itme ve tork değerleri ölçülmüş; ayrıca türbinin iki farklı şaft derinliğinde kavite davranışları incelenmiştir. Zira, sualtı akıntı türbini dizayn ve optimizasyonunda hidrodinamik performansın belirlenebilmesi için gerçekleştirilen sayısal öngörülerin deneysel olarak doğrulanması büyük önem teşkil etmektedir. Kavite tünelinde yapılan deneyler ile kavite formları ve türbin kanatları üzerindeki dağılımı incelenmiş, türbinin önemli ölçüde tabaka ve bulut kaviteye ek olarak kanat uçlarında girdap kaviteye maruz kaldığı gözlemlenmiştir. İki farklı deney koşulu için türbin kanatları üzerindeki kavite dağılımı girdap ağ metodu kullanılarak modellenmiş, sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Momentum kanat elemanı metodu öncelikle kaviteyeksiz çalışma koşullarının analizi için literatürde deneysel ölçümleri mevcut olan bir rüzgar türbinine ve kaviteyeksiz çalışma koşulu için sayısal olarak modellenmiş bir sualtı akıntı türbinine uygulanmış ve sonuçlar mukayese edilmiştir. Sayısal olarak modellenen türbinin kanatları üzerinde ideal teorik bir kavite dağılımı için belirli bir uç hız oranı aralığında güç katsayıları hesaplanmış ve kaviteyeksiz durumdakilerle kıyaslanmıştır.

Kaviteye maruz bir sualtı akıntı türbininin performans analizi için, literatürde bulunan diğer bir çalışmadan faydalanılmış, türbinin kavite dağılımı girdap ağ metodu kullanılarak simüle edilmiştir. Kavite yapan kanat kesitlerinin kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri sınır eleman metodu ile hesaplanarak momentum kanat elemanı metodunda kullanılmış, böylelikle kaviteye türbin güç üretme performansına etkisi teorik olarak hesaplanmıştır.

Kaviteye dağılımının matematiksel olarak belirlenebilmesi, kaviteye maruz kanat kesitlerinin kaldırma ve direnç katsayılarının daha doğru öngörülebilmesini, böylelikle momentum kanat elemanı teorisinin kaviteye yapan bir sualtı akıntı türbininin performansını hesaplama kapasitesinin artmasını sağlamıştır. Bu çalışmada sunulan yöntem kullanılarak üç kanatlı bir türbin modeli için yapılan analizde elde edilen güçte %30 teorik azalma öngörülmüştür.

HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF MARINE CURRENT TURBINES

SUMMARY

In recent years, energy generation from renewable sources such as wind, sun, marine and tidal currents etc. has increased very rapidly than before. Their potential is very high to meet the world's future energy demand safely, cleanly and economically. The marine current turbines (MCTs) that exploit underwater currents for power generation are one of the renewable sources utilized in oceans and they provide regular and predictable energy. MCTs are technically feasible and current resource is large enough to have the potential to make a major contribution towards meeting the future energy demand.

It is very well-known that MCTs are in fact very similar to the wind turbines in terms of their working mechanism and basic principles. One of the main differences between MCTs and wind turbines is the cavitation, which is an avoidable physical phenomenon. Cavitation is defined as the formation of vapor regions inside of a flowing liquid due to a decrease in the local pressure. It appears in most of the blades of MCTs and should be included in the performance calculations.

The performance of a wind turbine or a marine current turbine without cavitation may well be assessed adequately by using blade element momentum model in design or analysis of such systems. Momentum Blade Element Theory (MBET) is a widely used analytical modelling tool that describes the hydrodynamic performance of MCTs by combining one-dimensional momentum theory with blade element theory. By discretizing each blade into sufficient number of sections along the span, the dynamic effect of angular and axial force on each element is determined individually. MBE theory can be used successfully to predict the span-wise loading on narrow blades of wind and marine current turbines, but does not provide information on cavitation.

The blade element analysis uses two dimensional hydrofoil (section) characteristics and the coupling between momentum analysis and blade element analysis allows the performance at a given tip speed ratio and a given radius to be calculated. In order to compute the cavitating characteristics of flow around two-dimensional sections, a potential based panel method is used. This panel method discretizes the exact surface of blade sections with panels.

The method is inherently non-linear with either the thickness or the angle of attack that are very important to model the proper cavity surface on the surface of blade section, since it makes no assumption about the magnitude of these quantities. The panels are located on the exact cavity surface of which the shape is determined iteratively, until the kinematic and dynamic boundary conditions are both satisfied on that surface. Cavity shapes are predicted from applying the dynamic cavity condition as the last iteration of the panel method. A cavity closure condition is also applied to require the sum of the sources to be equal to zero. It should be mentioned that it is determined the

corresponding cavitation number and cavity shape for a given cavity length which can be extended up to a given point. After computing the flow characteristics (including cavity) of foil sections of blades, a span-wise integration produces the total torque, thrust and power. The method is also very suitable for blade optimization. The results of momentum blade element method with the corresponding panel method to include the cavity characteristics are compared with those of experiments and other numerical methods given in literature.

Considered basically as a propeller operating in a reverse rotational direction, most of the theories and methods originally developed for marine propellers can also be applied to marine current turbines. Introduced originally for the analysis of fully wetted marine propeller flows, vortex-lattice method is one of the most widely used numerical method to analyze the performance of cavitating marine current turbines by employing a robust arrangement of singularities and control point spacing to produce accurate results. In this study, VLM was used to simulate the distribution of cavitation along the turbine blades.

Hydrodynamic performance of a 400 mm diameter horizontal axis marine current turbine model was tested in a 1.26m x 0.8 m cavitation tunnel for over a range of tip speed ratios. Torque and thrust data, as well as cavitation visualizations for certain operating conditions were acquired. Experimental results indicated that the model turbine was exposed to significant amount of sheet and cloud cavitation over the blades along with vortex cavitation at the blade tips.

The present study also includes the details of a method in which a boundary element method is used in conjunction with blade element momentum theory to include the hydrodynamic effects of cavitation on blade sections, therefore the turbine performance. In order to assess the capability of the method, marine current turbines tested previously under certain conditions were analyzed and the results were compared with the experimental data available in literature.

In order to assess the accuracy of the numerical method for non-cavitating turbine case, a full-scale wind turbine rotor was modelled and calculation results were compared with measurements over a tip speed ratio (TSR) range. The method was then applied to a marine current turbine tested in a cavitation tunnel for cavitation-free conditions. The same turbine was further investigated to form an opinion about the effects of cavitation on turbine performance. An ideally constant distribution of cavitation over the blades was presumed in order to achieve a full set of C_p values within the defined TSR range.

Another horizontal axis marine current turbine studied comprehensively in a previous work was first modelled using blade element momentum method to assess the turbine performance. Then, vortex lattice method was used to simulate the distribution of cavitation over the turbine blades for a specified test condition at which the turbine operates in a cavitating state. For the same particular test condition, the effect of cavitation on power extraction efficiency of the turbine was assessed theoretically using the method presented in this study.

An outline of a method for implicating the effects of cavitation on hydrodynamic performance of marine current turbines was presented. Distribution of cavitation along the blades of a model turbine as well as a marine current turbine model tested previously were modelled using vortex lattice method. Satisfactory agreement with the experimental data available validated that the distribution of sheet cavitation along the

blade and the length of cavity at each blade section can be predicted accurately for a marine current turbine.

The ability to predict the distribution of cavitation through mathematical methods provide more accurate estimations of lift and drag coefficients of cavitating blade sections. Therefore, the ability of BEM Theory for performance assessment of a cavitating marine turbine is enhanced. The effect of cavitation on turbine energy extraction performance was taken into account in MBEM calculations by means of blade sections lift and drag coefficients. The results suggest that the occurrence of cavitation causes a significant decrease in turbine performance by reducing sectional lift coefficient therefore decreasing section's capability of generating lift force.

For a typical three bladed horizontal axis marine current turbine prone to cavitation under the particular case of operation in 1.73 m/s free stream velocity and at 20 degree pitch angle setting, 30% theoretical loss in generated power was predicted. The methodology described in the paper can also be used to minimize cavitation by optimizing the blade pitch distribution. Due to the lack of experimental and full-scale data, the theoretical loss predicted in this study could not be validated. Detailed experimental studies is needed to define the levels of acceptance and the impact of cavitation on hydrodynamic performance of MCT's.

1. GİRİŞ

Gel-git veya okyanus akıntısı nedeniyle yer değiştiren su kütlelerinin sahip olduğu kinetik enerji, gelecekte ihtiyaç duyulacak elektrik enerjisinin karşılanmasına büyük katkı sağlayabilecek, önemli bir yenilenebilir tabii kaynaktır (Blunden ve Bahaj, 2007). Gelişen teknoloji, evre kirliliğine neden olmayan dalga, gel-git ve okyanus akıntısı gibi farklı formdaki yenilenebilir enerji kaynaklarından uygun maliyetli, öngörülebilir ve güvenilir yollarla enerji elde edilebilmesine olanak sağlamaktadır (VanZwieten ve diğ, 2006). Günümüzde, sürekli akıntılar içerisine sabitlenerek akımdaki kinetik enerjiyi elektrik enerjisine eviren yatay eksenli sualtı akıntı türbinleri (HAMCT), teknolojik ve ekonomik anlamda en uygulanabilir sistemlerdir (Ng ve diğ, 2013). Sualtı akıntı türbinlerinin dizaynında öncelikli hedef yıllık enerji üretiminin maksimize edilmesi olmakla birlikte, maliyet ve bakım-tutum giderleri de göz önünde bulundurulması gereken önemli faktörlerdir (Nicholls-Lee, 2011). Sert sualtı koşullarında, yüksek akıntı hızına sahip bölgelerde çalışmak üzere dizayn edilen türbinlerin verimi ve dolayısı ile yıllık enerji üretimlerinin, kanat dizaynında yapılacak iyileştirmeler ile toplam maliyete önemli bir katkı olmaksızın artırılabilmesi mümkündür. Sualtı akıntı türbinlerinin dizaynı ve geliştirilmesi alanında uygulanan sayısal yöntemler, Momentum Kanat Elemanı Metodu (MBEM), Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) ve Sonlu Eleman Analizi şeklinde sıralanabilir. Rüzgar tünelleri, çekme havuzları, sirkülasyon tünelleri ve kavitasyon tünellerinde yapılan deneysel ölçümler ise, sayısal metotların doğrulanması ve tam ölçekli türbinlerin verim öngöröleri için büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada, bir türbin modeli kullanılarak yapılan deneylerle, tipik üç kanatlı bir sualtı akıntı türbininin güç elde etme verimi ölçölmüş ve kavitasyon davranışları gözlemlenmiştir. Kanat Elemanı Momentum Teorisi, Sınır Eleman Metodu ve Girdap Ağ Metodu kullanılarak, belirli koşullar altında çalışan sualtı akıntı türbinlerinin performans analizleri ve türbin kanatları üzerindeki kavitasyonun simölasyonu yapılmış, kavitasyonun türbin performansına etkisi sayısal olarak hesaplanmıştır.

1.1 Yenilenebilir Enerji

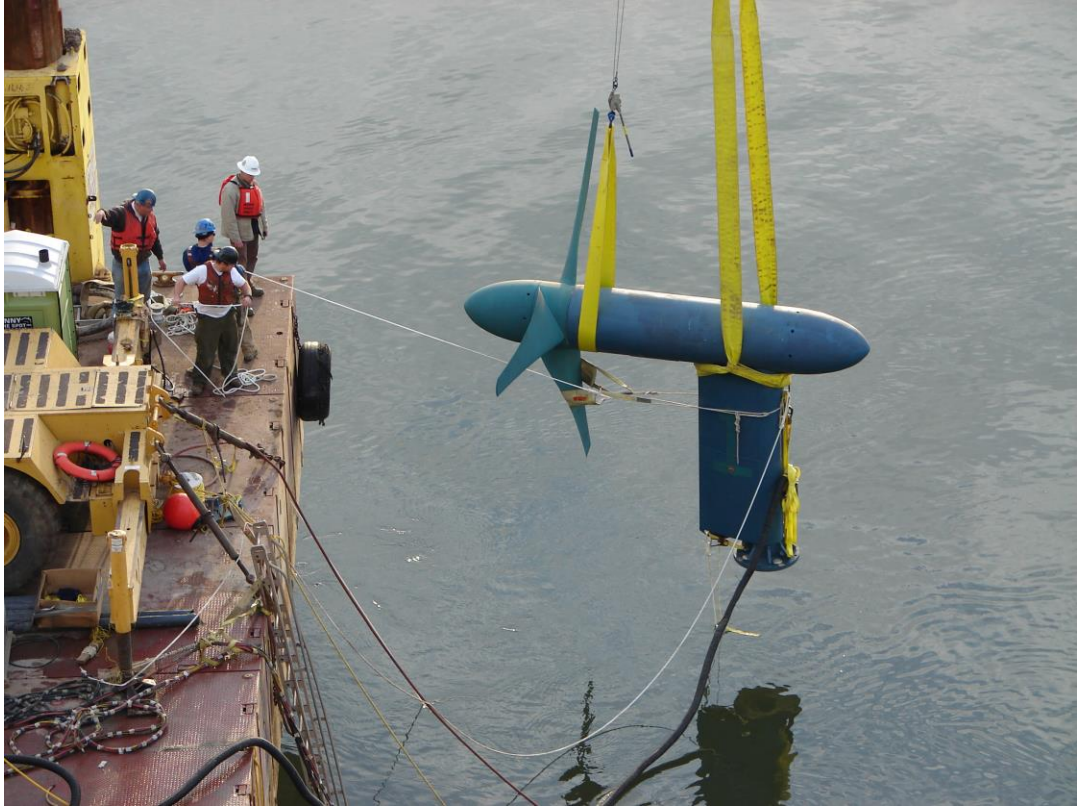
Dünya çapında enerji tüketimi, artan küresel nüfus ve endüstriyel gelişme nedeni ile her yıl sürekli olarak artmaktadır. Artan talebin büyük bir çoğunluğu yenilenebilir olmayan, çevreyi kirleten ve uzun vadede sürdürülebilir olmayan fosil yakıtlar ile karşılanmaktadır (Fraenkel, 2004, 2006; Charlier 2003) Güneş ve rüzgar enerjisi, uygun maliyetli teknolojilerin geliştirilmesi amacı ile birçok araştırma projesine konu olduğundan, piyasadaki mevcut en gelişmiş yenilenebilir enerji kaynaklarıdır. Güneş enerjisinin lokal ölçekte üretim için uygunluğu kanıtlanmış olmakla birlikte, depolama teknolojileri henüz tam potansiyeline erişemediğinden, günlük ve aylık üretimdeki dalgalanmalar büyük ölçekli tesisler için sorun oluşturmaktadır. Ayrıca, güneş panellerinin toplam sermaye maliyeti hala konvansiyonel elektrik kaynaklarına kıyasla yüksektir. Rüzgar enerjisi, birçok ülkenin uzun vadeli enerji planlarında önemli bir rol oynamakla birlikte, tam öngörülebilir olmaması nedeni ile temel enerji talebi için fosil yakıt ve nükleer enerji yerine kullanılabilmesi hala mümkün değildir.

Gel-git etkisi veya yoğunluk ve deniz tabanı yükseklik farkından kaynaklanan sürekli akıntılar nedeni ile büyük miktarda su kütlesinin yer değiştirmesi, sualtı akıntı türbin sistemleri kullanılarak temiz ve öngörülebilir enerji üretilmesini imkanı hale getirmektedir. Okyanus akıntıları ve gel-git akıntıları gibi kaynaklardan enerji üretimi, rüzgar enerjisine benzer şekilde, temiz, yenilenebilir ve düşük maliyetli enerji sağladığından son yıllarda diğer enerji sektörlerine oranla daha hızlı büyümektedir. Günümüzde, toplam küresel enerji talebinin %14'ü yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmaktadır (Islam ve diğ, 2004). Çoğu araştırma, rüzgar kaynaklı dalgalardan elde edilen dalga enerjisi veya su akıntılarından elde edilen hidrokinetik enerji üzerinde yoğunlaşmıştır. Rüzgar enerjisi ile arasındaki benzerliklere rağmen, sualtı akıntı türbinlerinin içinde bulunduğu çalışma koşullarının sertliği nedeni ile, ekonomik anlamda uygulanabilir hidrokinetik enerji projelerinin hayata geçirilebilmesi görece daha problemlidir.

Lazard tarafından geliştirilen ve bir yenilenebilir enerji sisteminin kurulumu için gerekli maliyetin çalışma süresi boyunca üreteceği enerjiye oranlanması ile elde edilmiş maliyet analizleri temel alınarak yapılan çalışmalarda, iyi optimize edilmiş ve mevzuata uygun hidrokinetik projelerin rüzgar türbinleri ile rekabet edebilmesi mümkün görünmektedir (Menendez, 2013).

1.2 Sualtı Akıntı Türbinleri

Farklı tipte birçok tasarım mevcut olmakla birlikte, sualtı akıntı türbinleri yatay eksenli ve düşey eksenli olmak üzere iki ana grup altında toplanabilir (Khan ve diğ, 2009). Yatay eksenli türbinlerde, dönme ekseninin akım doğrultusuna paralel veya dik konumlandırıldığı paralel eksenli türbinler ve dikey eksenli türbinler olarak iki alt gruba ayrılır (Güney ve Kaygusuz, 2010). Şekil 1.1’de 35 kW’lık yatay eksenli bir sualtı akıntı türbini bir nehir yatağına yerleştirilirken görülmektedir.



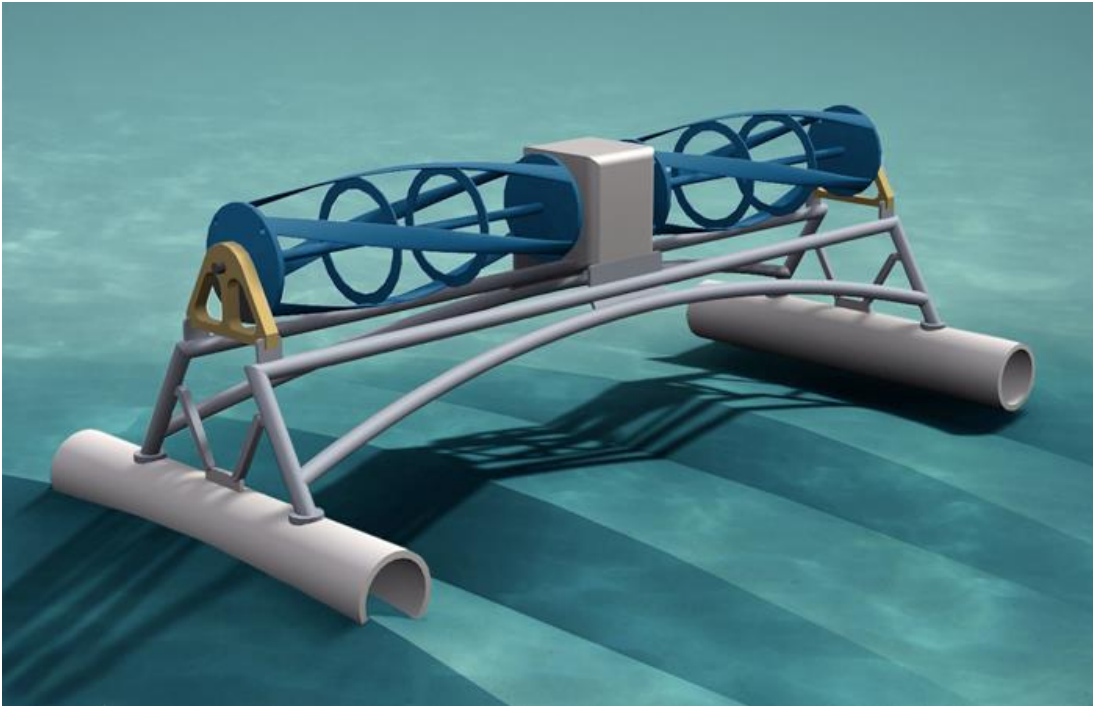
Şekil 1.1 : 35kW’lık üç kanatlı yatay eksenli sualtı akıntı türbini (Url-1).

Şekil 1.2’de ise iki adet çift kanatlı türbin içeren ve kullanımda olan en büyük yatay eksenli sualtı akıntı türbinlerinden biri görülmektedir. Uzun yıllardır çeşitli uygulamalar ile kullanılmakta olan klasik su çarkları ve Şekil 1.3’de gösterilen çapraz akım türbinleri, yatay-dikey eksenli sualtı akıntı türbinlerine örnek teşkil eder. Bazı türbinler hem düşey hem de yatay pozisyonlarda çalışabilmekle birlikte, en son araştırmalar düşey eksenli ve paralel yatay eksenli türbinler üzerinde yoğunlaşmıştır. Yatay eksenli sualtı akıntı türbinlerinin güç katsayıları farklı oryantasyonlu diğer türbinlere kıyasla daha yüksek olduğundan, güç üretim potansiyelleri daha yüksektir (Aziz, 2010). Bu nedenle, bu çalışmada özellikle üç kanatlı yatay eksenli sualtı akıntı



Şekil 1.2 : İki 1.2MW çift kanatlı yatay eksenli sualtı akıntı türbini (Url-2).

türbinleri incelenmiştir, ancak bu çalışmada geliştirilen yöntemler farklı sayıda kanat içeren türbinlere de uygulanabilir. Yatay eksenli sualtı akıntı türbinlerinin güç üretiminin artırılması amacı ile zıt dönüşlü ve nozullu türbin dizaynları literatürde mevcuttur.



Şekil 1.3 : Çapraz akımlı sualtı akıntı türbini (Url-3).

Zıt dönüşlü türbinler, ön ve arka pervane komponentlerine sahip zıt dönüşlü pervaneler ile benzer çalışma prensibine sahiptir, Şekil 1.4. Zıt dönüşlü arka türbin vasıtası ile öndeki türbinin kanatları tarafından akımda meydana getirilen rotasyonel hareketten faydalanarak sistemin verimi arttırılabilir. Ancak deneysel çalışmalar, standart bir türbinle benzer güç katsayılarına sahip olduğunu göstermektedir (Clarke ve dig, 2008).



Şekil 1.4 : 2.5m çaplı zıt dönüşlü sualtı akıntı türbini (Xu, 2010).

Nozullu türbinler, Şekil 1.5’de görüldüğü gibi türbin diski içerisinde geçen su akımı nozul kullanılarak sınırlandırıldığından, hem daha geniş bir akım hızı aralığında



Şekil 1.5 : 16m çaplı nozullu sualtı akıntı türbini (Url-4).

çalışabilir hem de birim disk alanı başına daha fazla güç üretir (Alidadi ve diğ., 2012). Nozullu bir rüzgar türbininin performansı Watson ve diğ. (2007)'de modellenmiştir. Nozullu ve serbest-akımlı türbinlerin karşılaştırılmasında temelde iki faktör öne çıkmaktadır; biri arttırılmış kütle geçişinden kaynaklanan güç artışı, diğeri ise yükselen direnç değeridir. Sualtı akıntı türbinlerinin verimi genellikle rotor tarafından üretilen gücün akış tarafından kaybedilen toplam güce oranı cinsinden tanımlanır. Böylelikle, güç artışı ve direnç değerindeki artışın bağıl büyüklüğünün tek parametre ile gösterilebilmesine imkan sağlayarak birçok kanallı ve serbest akımlı türbin dizaynının toplam enerji üretimleri cinsinden kıyaslanabilmesi için bir temel oluşturur (Shives ve Crawford, 2010, 2011). Gel-git akıntıları içerisinde çift yönlü çalışan türbinlerde nozulun varlığı, akımın tam 180 derece yön değiştirmedeği koşullarda verimde meydana gelecek düşüşü azaltır (Clarke, 2005; Block, 2008). Nozullu türbinlerin güç üretimi optimizasyonu ve asimetric nozullu pervanelerin potansiyel akım hesaplamaları, sırası ile Lawn (2003) ve Widnall (2009)' un çalışmalarında bulunabilir.

1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı

Yapılan çalışmada, bir sualtı akıntı türbini etrafındaki akım karakteristiklerinin, kavite karakteristiklerini de içermek üzere, momentum kanat elemanı metodu, sınır eleman metodu ve girdap ağ metodu kullanılarak modellenmesi amaçlanmıştır. Momentum kanat elemanı metodu ve sınır elemanı metodu kullanılarak modellenmiş, çeşitli çalışma koşulları altında kavitasyon performansı matematiksel olarak analiz edilmiş sualtı akıntı türbin kanatlarının, benzeri fiziksel koşullardaki deney verilerinden faydalanılarak, kullanılan yöntemler ve elde edilen sayısal sonuçların doğrulanması hedeflenmiştir. Fiziksel bir olgu olan kavitasyonun incelenebilmesi için sualtı akıntı türbini pervanesinin deney tankında oluşturulacak benzer koşullarda hidrodinamik performans karakteristiklerinin tam olarak belirlenebilmesi büyük önem taşımaktadır. Ayrıca, özellikle pervane kanat uçlarında oluşması beklenen kavitasyonun, performans karakteristiklerine yaptığı etkiler yanında fiziksel özellikleri ve geometrisine dair önemli bilgiler elde edilebilecektir.

Sualtı akıntı türbin kanatlarında meydana gelen kavitasyon olayının türbinin güç üretim verimine etkileri, yapılacak çalışma ve deney neticesinde belirlenebilecek, kullanılan matematik model ve analiz metodlarının doğrulanması gerçekleştirilecektir.

Böylelikle, belirli sualtı akım koşulları için optimum performans ile enerji üretebilecek sualtı akıntı türbinlerinin parametrik analizinde kullanılabilecek bir yöntem elde edilecektir.

Metodun uygulanabilmesi amacı ile sualtı akım türbini kanatları yarıçap boyunca dilimlere ayrılır. Kanat elemanı analizi, iki boyutlu kesit (hidrofoil) karakteristiklerini kullanır ve momentum analizi ile kanat elemanı analizi eşleştirilerek, belirli bir çevresel hızı oranı ve yarıçapdaki performansın hesaplanabilmesine imkan sağlar. İki boyutlu kesitler etrafındaki akıma ait kavitasyon karakteristiklerinin hesaplanabilmesi için, potansiyel temelli bir panel yöntemi kullanılmıştır. Yöntem, kanatlar etrafındaki basınç dağılımları hakkında bilgi sağlayarak kanat kavitasyon performansının öngörülebilmesine imkan vermekle birlikte, dayandığı kabuller nedeni ile yöntemin sadece dizayn koşulları ya da dizayn koşullarına yakın şartlarda güvenilir sonuç vermesi öngörülmüştür. Bu yöntem gemi pervanelerinin hidrodinamik analizi için de yaygın biçimde kullanılmaktadır. Uygulamada, kanat kesit yüzeyleri paneller kullanılarak ayrıklaştırılır. Yöntem, kanat kesit yüzeyi üzerinde uygun kavite yüzeyinin modellenebilmesi için büyük öneme sahip olmakla birlikte şiddetleri hakkında varsayım yapılmayan kesit kalınlığı ve hücum açısının varlığı nedeni ile, doğası gereği non-lineerdir. Paneller tam olarak, yüzeyde kinematik ve dinamik sınır koşulları aynı anda sağlanana kadar iteratif şekilde belirlenir, kavite yüzey formu üzerine yerleştirilir. İlk iterasyonda, kavite panelleri ıslak foil yüzeyi üzerinde konumlandırılır. Kavite şekilleri, panel metodunun son iterasyon adımı olarak dinamik kavite koşulunun uygulanması ile öngörülür. Ayrıca, kaynakların toplamının sıfıra eşit olması gerekliliğinin sağlanabilmesi için bir kavite kapanma koşulu da uygulanır. Gerektiğinde istenilen bir noktaya kadar uzatılabilen belirli bir kavite uzunluğu için ilgili kavitasyon sayısı ve kavite şeklinin belirlenmesi de söz konusudur. Kanat foil kesitlerine ait, kaviteyi de içeren akım karakteristiklerinin hesaplanmasından sonra, kanat açıklığı boyunca alınan integral ile toplam tork, itme ve güç elde edilir. Yöntem, kanat optimizasyonu için de oldukça uygundur. Momentum kanat elemanı metodu ve hesaplamaların kavite karakteristiklerini de içermesi için uygulanan ilgili panel yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar, literatürdeki deneysel ve diğer nümerik yöntemler kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Çalışmada ayrıca, küçük ölçekli sualtı akıntı türbini pervane modelleri için kavitasyon tüneline yapılan deneyler sonucunda elde edilen itme, tork, devir vb. karakteristik

değerlerin yukarıdaki sayısal yöntemler kullanılarak elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak, bir sualtı akıntı türbininin hidrodinamik olarak analizinin tamamlanması amaçlanmıştır.

Newcastle University School of Marine Science & Technology Emerson Kaviteasyon Tüneli'nde üç kanatlı bir sualtı akıntı türbin modeli kullanılarak gerçekleştirilen performans deneyleri ve kaviteasyon performans testlerine ait sonuçlar da tez çalışmasının önemli bir parçasıdır. Elde edilen sonuçlar, yatay eksenli tipik üç kanatlı bir sualtı akıntı türbininin güç üretme performansı ve kaviteasyon davranışları hakkında önemli bilgiler sağlamıştır.

Kaviteasyonun bir sualtı akıntı türbininin güç üretme performansına etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Analizde momentum kanat elemanı metodu ve sınır eleman metodu birlikte kullanılmış, girdap ağ metodu ve gözlem deney sonuçlarından yararlanılmıştır. Sualtı akıntı türbinlerinin performans analizi ve kaviteasyon davranışları üzerine yapılan önceki çalışmalarda kullanılan model türbinler bu çalışmada sunulan sayısal yöntemlerle analiz edilmiş ve kaviteasyon davranışları modellenmiş, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Girdap ağ yöntemi ile elde edilen kaviteasyon şekillerinin doğrulaması, gözlem deney verileri ve bahsi geçen çalışmalara ait veriler kullanılarak yapılmıştır.

1.4 Tezin Planı

İkinci bölümde, tez çalışmasında kullanılan sayısal yöntemlerin sualtı akıntı türbinlerinin performans tahminlerinde kullanıldığı, deneysel uygulamaları da içeren çalışmaların bir özetine yer verilmiştir.

Üçüncü bölüm, Newcastle Üniversitesi Emerson Kaviteasyon Tüneli'nde üç kanatlı bir sualtı akıntı türbin modeli kullanılarak gerçekleştirilen performans testleri ve kaviteasyon gözlem deneylerine ait yöntemleri ve sonuçları içermektedir.

Dördüncü bölüm, sualtı akıntı türbinlerinin performans analizinde kullanılan momentum kanat elemanı metodu ve kaviteasyonlu durumda performans analizinin yapılabilmesi için uygulanan metodun teorisini içermektedir. Bu bölümde ayrıca kaviteasyon simülasyonu için kullanılan girdap ağ metoduna da yer verilmiştir.

Beşinci bölümde, bir rüzgar türbini ve belirli koşullar altında çalışan yatay eksenli sualtı akıntı türbinlerinin performans analizleri yapılmış, sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve kavitasyon oluşumunun sualtı akıntı türbinlerinin güç elde etme performanslarına etkileri incelenmiştir.

Altıncı bölümde, yapılan çalışma neticesinde elde edilen sonuçlara ve gelecekte yapılacak çalışmalar için önerilere yer verilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Bu çalışmada, su altı akıntı türbinlerinin performans analizi için Momentum Kanat Elemanı Metodu (MBEM) ve bir Sınır Eleman Metodu (BEM), kavitasyon davranışlarının simülasyonu için ise Girdap Ağ Metodu (VLM) kullanılmıştır. Bu bölümde, bahsi geçen yöntemlerin geliştirilmesi üzerine yapılan ve sualtı akıntı türbinlerinin dizayn ve analizinde kullanıldığı çalışmalar gözden geçirilmektedir.

2.1 Momentum Kanat Elemanı Metodu

Pervane performansının tahmin edilmesinde basit ancak etkin bir yöntem olarak Rankine (1865) ve Glauert (1935) tarafından geliştirilen momentum kanat elemanı metodu, rüzgar türbinlerinin dizayn ve analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır, (Hansen ve diğ., 2006; Maalawi ve Badawy, 2001). Kanat elemanı teorisinin momentum teorisi ile birlikte kullanıldığı yöntemde pervane, yarıçap boyunca belirli sayıda akım tüpüne (dilim) ayrılarak her bir tüpteki iki boyutlu kanat profilinin, kaldırma ve direnç kuvveti ile dilim içerisinde üretilen itme ve torkun hesaba katıldığı bir kuvvet dengesi ve eksenel ve açısal momentum dengesi dayatılır (Hansen, 2008). Bu, her bir kanat dilimi için iteratif olarak çözülebilen bir grup non-lineer denklem meydana getirir. Elde edilen elemanter itme ve tork değerleri yarıçap boyunca entegre edilerek pervane performansı tahmin edilir, (Manwell ve diğ., 2002).

Bir sualtı akıntı türbininin hidrodinamik performansı, rüzgar türbinine benzer şekilde MBEM kullanılarak modellenebilir, (Burton ve diğ., 2001; Batten ve diğ., 2008). Yöntemin, minimum hesaplama yüküne karşılık yüksek doğruluk derecesine sahip olması yaygın biçimde uygulanmasının önemli nedenleridir, (Whelan ve diğ., 2009; Widjanarko, 2010).

Momentum kanat elemanı teorisi, pervane diski içerisinde geçen her bir akım tüpünün akımın kalan kısmından bağımsız olarak analiz edilebilirliği kabulünü temel alır. Bu gibi bir hipotez, kanat yüklemesinde radyal süreksizliklere neden olan etkenlerin (kontrol yüzeyi, vb.) mevcut olmadığı, pervane üzerindeki sirkülasyon

dağılımının nispeten uniform olduğu durumlarda gerçekçidir (Benini, 2003). Bu durumda, kanatlar tarafından üretilen (saçılan) girdapların büyük bölümü göbek ve bilhassa kanat uçlarında sınırlanmıştır. Dilim teorisindeki diğer bir hipotez ise, akım hızının radyal bileşenlerinin tüm akışkan hacmi içerisinde ihmal edilmesi, diğer bir deyişle, akımın iki boyutlu kabul edilmesidir. Ek olarak, teori pervanesinin dönmesi nedeni ile meydana gelen açılma ivmesinin akımda indüklediği radyal bileşenler veya saçılan uç girdaplarının pervane üzerinde indüklediği üç boyutlu hız bileşenleri gibi ikincil etkileri içermemektedir.

Yöntemin sualtı akıntı türbinlerinin performans hesaplamalarında kullanıldığı birçok çalışmada teorideki varsayımlardan kaynaklanan eksikliklerin giderilebilmesi için çeşitli düzeltmeler uygulanmış ve farklı nümerik yöntemler kullanılarak elde edilen sonuçlara istinaden modifikasyonlar yapılmıştır. Buckland ve diğ. (2010)'da, kanat ucu / kanat göbeği kayıpları ve Prandtl düzeltmesi uygulanmış ve diğer kayıp düzeltme metodları ile karşılaştırılmıştır. Madsen ve diğ. (2007) tarafından momentum kanat elemanı teorisinin eksikliklerini incelemek ve modelin hassasiyetinin artırılması için yapılan çalışmada, izdeki rotasyon ve genişlemeden kaynaklanan hataların giderilmesi için iki düzeltme modeli teklif edilmiş ve modifiye edilen model farklı yükleme koşulları için uygulanmıştır. Karmaşık okyanus akıntıları içerisinde çalışan türbinlerin performans analizi için, Malki ve diğ. (2013)'de hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli ile birlikte kullanılmış, Buckland ve diğ. (2013)'de kanat elemanları üzerindeki kavite oluşumunun saptanabilmesi ve azaltılması için bir model teklif edilmiştir.

2.2 Sınır Eleman Metodu

Sınır eleman metodu, pervane etrafındaki potansiyel akım problemlerinin çözülmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Kerwin ve diğ. (1987) ve Lee (1987)'de daimi akım içerisinde kavite yapmayan bir pervanesinin analizi için pertürbasyon potansiyeli temelli bir panel yöntemi kullanılmıştır. Daha sonra, kavite yapan hidrofoil ve pervaneler etrafındaki akımların analizi için bir çok sınır elemanı kavite modelleri geliştirilmiştir (Fine 1992; Fine ve Kinnas, 1993; Kinnas ve Fine, 1993; Kinnas ve Hsin, 1992). Metot, Young ve Kinnas (2003)'de süperkavite yapan ve yüzey-yarıcı pervanelerin incelenebilmesi için geliştirilmiş, tünel etkileri Lee ve Kinnas (2005a)'da dahil edilmiş ve nozullu pervaneler için uygulanabilecek biçimde genişletilmiştir (Lee ve Kinnas, 2006).

Potansiyel akım metodundaki iki önemli konu olan iz yerleşimi ve viskoz etkileri içeren daha ileri metodlar da geliştirilmiştir. Lee ve Kinnas (2004, 2005a, 2005b)'de pervane iz dağılımının hassas olarak belirlenmesi için, bir uç girdabı kaynağı da içeren, kararsız (unsteady) iz yerleşimi metodunu geliştirmiştir. Viskoz etkilerin dahil edilebilmesi için yöntem, Sun (2008) ve Sun ve Kinnas (2008)'da sınır tabaka metodu temelli bir çözücü (XFOIL) ile birlikte kullanılarak genişletilmiş ve rotor ve stator aşamalarına sahip bir su jetine uygulanmıştır.

Metot bu çalışmada, Bölüm 4.1.6'da açıklandığı üzere MBEM ile bağlantılı olarak kullanılmıştır.

2.3 Girdap Ağ Metodu

Kerwin ve Lee (1978), pervane etrafındaki kavitasyonsuz akımın analizi için bir girdap ağ metodu ortaya koymuştur. Metod, düzensiz tabaka kavitasyonlu akımların incelenebilmesi için Lee (1979) ve Breslin ve diğ. (1982) tarafından geliştirilmiş ve bilgisayar kodu PUF-3 olarak adlandırılmıştır. Hassas sonuçlar elde edilebilmesi için, tekil ve kontrol noktalarının aralıkları, hata oluşumunu engelleyecek biçimde düzenlenmiştir (Kinnas & Fine, 1989). Yuvarlak giriş kenarı etrafındaki lineer kavite çözümünden kaynaklanan hatanın hesaba katılabilmesi için, girdap ağ metoduna bir hücum kenarı düzeltmesi Kinnas (1991)'de dahil edilmiş ve kod PUF-3A adını almıştır. Lineer teori kullanılarak elde edilen sonuçlar, kalınlık-yükleme bağlantısı (thickness-loading coupling) da dahil edilerek iyileştirilmiştir (Kinnas, 1992). Metod daha sonra, daimi akıma maruz super-kavitasyon yapan pervanelerin analiz edilebileceği şekilde geliştirilmiştir (Kudo ve Kinnas, 1995). Kinnas ve diğ. (1998)'de giriş ortasındaki kavitasyonu belirleyebilecek donanıma sahip hale getirilmiş ve MPUF-3A adını almıştır. Göbek (hub) ve iz yerleşiminin etkileri, shaft derinliğinin etkileri de hesaba katılacak şekilde MPUF-3A'ya eklenmiştir (Kinnas ve Pyo, 1999; Kinnas, 2001). Yakın zamanda, iz lokasyonunun hassas olarak belirlenebilmesi amacı ile izin değişken olarak hizalanabilmesine olanak sağlayacak şekilde geliştirilmiştir (He, 2010; He ve diğ, 2010; He ve Kinnas, 2009). Yöntem, podlu ve nozullu pervanelerin performans tahmini için de kullanılabilir (Kinnas ve diğ, 2009; Bal ve Güner, 2009). Ek olarak, Bal (2011b)'de, açıksu pervane veriminin artırılması ve Bal (2011a)'da optimum kavitasyon yapan pervanelerin analizi için yapılan çalışmalarda kullanılmıştır.

2.4 Sualtı Akıntı Türbinlerinin Performans Tahmini

Literatürde, türbin veriminin ölçüsü olan ve türbin tarafından üretilen enerjinin akımda mevcut maksimum enerjiye oranı olarak tanımlanan güç katsayısı, 0.3-0.4 arasında değişmektedir, (Fraenkel, 2006) ve (Bahaj ve Myers, 2003). Güç katsayısının tahminine yönelik daha yeni çalışmalar, bu değerin türbin dizaynında yapılacak optimizasyonlar ile 0.5 değerine kadar arttırılabileceğini öngörmektedir (Nicholls-Lee, 2011). Nicholls-Lee ve diğ. (2008)'de, MCT kanatlarının detaylı şekilde dizayn edilebilmesi için, kavitasyon karakteristiklerini de içeren, uygun kesit performans verilerinin gerekliliğine dikkat çekilmiştir. Bu inceleme, kanat hatve açısı veya sehimdeki değişikliklerin, MCT'ler için taşıma kaybı performansındaki değişimleri ve kavitasyon ihtimalinin gecikmesini nasıl ve ne şekilde etkilediğini göstermektedir. Sualtı akıntı türbinlerinin hidrodinamik karakteristiklerinin belirlenebilmesi için türbinin MBEM kullanılarak modellendiği bir yöntem Batten ve diğ. (2006a)'da ortaya konmuştur. Diğer yandan, Batten ve diğ. (2008)'de MBEM teorisi, MCT'lerin dizaynı için daha da geliştirilmiştir. Teori, iki boyutlu kesit verilerinin interpolasyonu ve taşıma kaybı gecikmesi için ekstrapolasyon rutinleri içermektedir. MCT'lerin hidrodinamik performansı için gerçekleştirilen sayısal öngörülerin deneysel olarak doğrulanmasına Bahaj ve diğ. (2007a)'da yer verilmiştir. Geliştirilen iki kodun, sonuçlar itibarı ile benzer yönelim gösterdiği ve deneysel türbin performansını tatmin edici biçimde ifade ettiği belirtilmiştir (Bahaj ve diğ, 2007a). Ek olarak, üç kanatlı yatay eksenli bir türbin modeli kullanılarak kavitasyon tüneli ve bir çekme havuzunda yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen güç ve itme katsayısı ölçümleri, Bahaj ve diğ. (2007b)'de belirli bir uç hız oranı aralığı için sunulmuştur. Bu deneysel incelemenin sonuçları, rotor kanat ucu batma derinliğindeki değişimin performans üzerindeki etkilerinin anlaşılması ve muhtemel kavitasyon başlangıç alanlarının belirlenmesi üzerine derinlemesine bilgi sağlamıştır. Aynı türbinin performansının analizi için, Baltazar ve de Campos (2008, 2009) ve Young ve diğ. (2010)'da üç boyutlu etkilerin de hesaba katıldığı bir sınır eleman metodu uygulanmıştır. MCT kanat dizaynında kesit karakteristikleri de büyük önem taşır. Uygun 2B kesitler için kuvvet, basınç ve kavitasyon karakteristiklerine ait bir dizi ölçüm ve tahmin Molland ve diğ. (2004)'de verilmiştir. Deneysel olarak doğrulanmış ve geliştirilmiş bir BEM metodu, Batten ve diğ. (2006a)'da sunulmuş ve bir türbin modeli için güç, itme ve kavitasyon terimleri cinsinden sonuçlar verilmiştir. Diğer yandan , bir MCT modeli

için iz çalışmaları da Myers ve Bahaj (2007)'de bulunabilir. Metodun uygulanabilir olması için uygulanması gerekli düzeltmelerden bazıları, uç-kaybı faktörü, göbek-kayıp modeli ve Glauert düzeltmesi şeklinde sıralanabilir (Moriarty ve Hansen 2005). MCT'lerin kavitasyon, gürültü ve kayan akım karakteristikleri üzerine diğeri bir deneysel inceleme de Wang ve Atlar (2006)'da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, sualtı akıntı türbinlerinin sığ şaft derinliğinde, kuvvetli ve düzensiz tabaka ve bulut kavitasyonuna maruz kaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, kavitasyon için kabul edilebilir seviyeler halen açık değıldir (Batten ve diğ, 2006b).

3. MODEL DENEYLERİ

3.1 Giriş

Bu bölüm, bir sualtı akıntı türbini rotorunun enerji elde etme verimini ifade eden güç katsayılarının belirlenmesi amacı ile farklı tünel akım hızlarında gerçekleştirilen tork ve itme ölçümleri ile altı farklı çalışma koşulunda yapılan kavitasyon gözlem deneylerinin yöntem ve sonuçlarını içermektedir.

3.2 Deney Kurulumu

Model deneyleri, Newcastle Üniversitesi Emerson Kavitasyon Tüneli'nde gerçekleştirilmiş, deneylerde Glasgow Üniversitesi ve Strathclyde Üniversitesi tarafından sağlanan sualtı akıntı türbin rotoru kullanılmıştır. Rotorun itme ve tork değerleri Kempf & Remmers H33 dinamometre kullanılarak ölçülmüştür. Deneylerin yapıldığı kavitasyon tüneli, kullanılan türbin modeli, ölçümlerde kullanılan dinamometrenin özellikleri ve kalibrasyonu ile ilgili bilgiler aşağıdaki bölümlerde yer almaktadır.

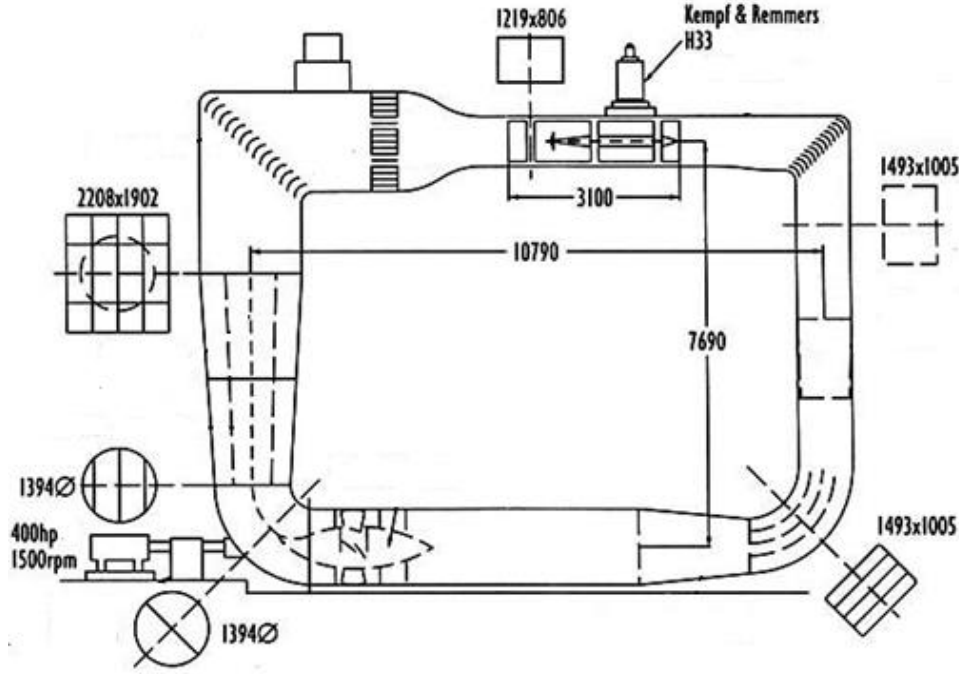
3.2.1 Kavitasyon tüneli

Emerson Cavitation Tunnel, basıncı düşürülebilen, 3.10 m x 1.22 m x 0.81 m'lik ölçüm bölümüne ve 4.271:1 daralma oranına sahip kapalı devre bir kavitasyon tünelidir. Test bölümünün özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Kavitasyon tüneli test bölümünün özellikleri.

Uzunluk	3.1m
Genişlik	1.22m
Yükseklik	0.81m
Akım Hızı Aralığı	0.5 - 8 m/s
Mutlak Basınç Aralığı	7.6 – 106 kN/m ²
Kavitasyon Sayısı Aralığı	0.5 – 23

Tünel içerisinde bulunan 60 ton su, 400 HP'lik bir DC motora bağlı 4 kanatlı bir pervane tarafından tahrik edilir. Ölçüm bölümünde ulaşılabilir maksimum akım hızı 8m/s'dir. Tünel, tamamı ile sızdırmazdır ve akım hızları pitot tüpü kullanılarak ölçülmektedir. Kaviteasyon tünelinin kesit resmi Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Emerson Kaviteasyon Tüneli'nin kesit resmi.

3.2.2 Rotor genel özellikleri

Glasgow Üniversitesi ve Strathclyde Üniversitesi tarafından sağlanan sualtı akıntı türbin rotoru, model ölçeğinde 400 mm'lik çapa sahiptir ve temel özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir. Üç kanatlı bir rüzgar türbini rotoru formunda tasarlanmış olan türbin rotoru modeli Şekil 3.2'de görülmektedir.

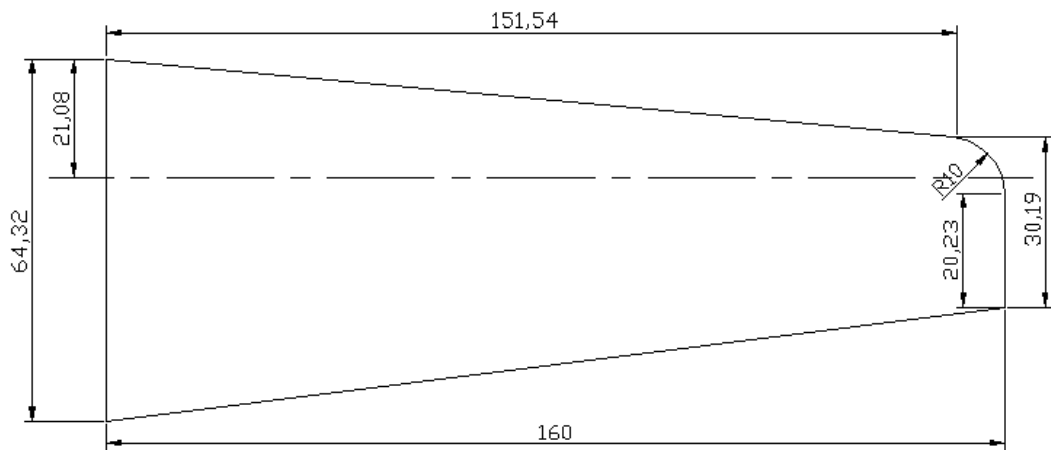
Çizelge 3.2 : Sualtı akıntı türbin rotorunun temel özellikleri.

r(mm)	r/R	Kiriş boyu (mm)	hatve açısı (°)	Tmax (mm)	Fmax (mm)
40	0.2	64.35	27	15.52	1.98
50	0.25	62.21	20	15	1.91
60	0.3	60.06	15	14.48	1.85
70	0.35	57.91	11	14	1.78
80	0.4	55.76	7.5	13.45	1.72
90	0.45	53.62	5.5	12.9	1.65
100	0.5	51.47	4	12.41	1.58
120	0.6	47.18	2	11.38	1.45
140	0.7	42.88	0.5	10.34	1.32
160	0.8	38.59	-0.4	9.31	1.18
180	0.9	34.29	-1.3	8.27	1.06
200	1	30.00	-2	7.32	0.92



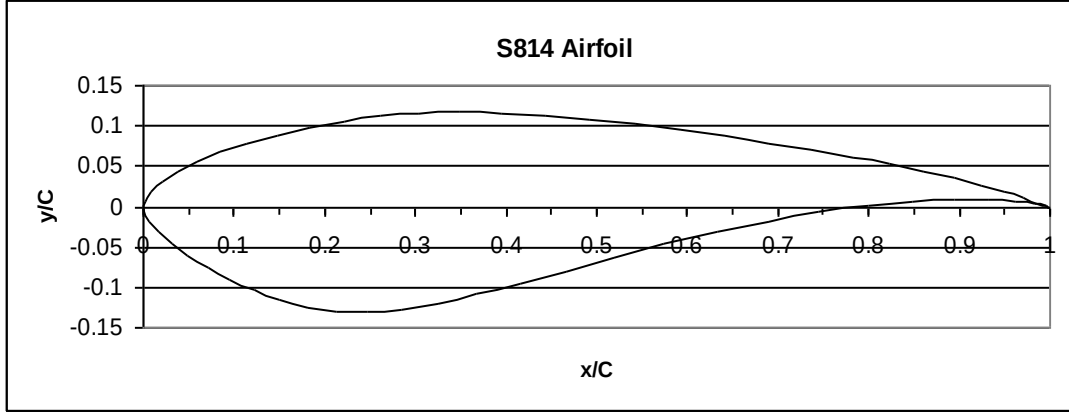
Şekil 3.2 : Sualtı akıntı türbin rotoru modeli.

Türbin rotorunun $0.7R$ 'de dizayn hatve açısı 0.5 derecedir. Kanat giriş kenarlarının belirlenmesi ve hücum açılarının hesaplanmasında, kanatlar üzerinde radyal doğrultuda belirli istasyonlarda yer alan referans noktaları kullanılmıştır. Rotor kanatlarının genişletilmiş anahat çizimi Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Kanat açılımı çizimi (ana hatları ile).

Yarıçap boyunca rotora ait tüm kanat kesitlerinde S814 profil kullanılmıştır. S814 profil resmi Şekil 3.4'de verilmiştir.



Şekil 3.4 : S814 kesit geometrisi.

Kesitin ayrıntılı geometrik özellikleri Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 : S814 kesit koordinatları.

Üst yüzey		Alt yüzey		Üst yüzey		Alt yüzey	
x/c	y/c	y/c	x/c	x/c	y/c	y/c	x/c
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4917	0.1078	0.4148	-0.0951
0.0012	0.0070	0.0005	-0.0047	0.5418	0.1017	0.4655	-0.0796
0.0083	0.0189	0.0061	-0.0175	0.5920	0.0947	0.5191	-0.0633
0.0206	0.0313	0.0164	-0.0316	0.6417	0.0870	0.5749	-0.0470
0.0377	0.0438	0.0310	-0.0465	0.6904	0.0787	0.6319	-0.0317
0.0592	0.0561	0.0492	-0.0616	0.7372	0.0702	0.6891	-0.0182
0.0848	0.0679	0.0708	-0.0766	0.7817	0.0615	0.7453	-0.0070
0.1141	0.0790	0.0952	-0.0910	0.8231	0.0528	0.7990	0.0013
0.1469	0.0892	0.1219	-0.1041	0.8610	0.0442	0.8489	0.0067
0.1827	0.0982	0.1507	-0.1155	0.8946	0.0357	0.8935	0.0092
0.2211	0.1058	0.1812	-0.1243	0.9238	0.0271	0.9315	0.0091
0.2618	0.1118	0.2132	-0.1297	0.9488	0.0185	0.9620	0.0070
0.3042	0.1156	0.2471	-0.1308	0.9696	0.0107	0.9836	0.0038
0.3483	0.1170	0.2839	-0.1274	0.9858	0.0047	0.9961	0.0010
0.3944	0.1157	0.3239	-0.1199	0.9963	0.0011	1.0000	0.0000
0.4424	0.1125	0.3675	-0.1089	1.0000	0.0000		

Dakıkada 12 devirlik dönme hızına (RPM) sahip rotor, 3.5 m/s akım hızında çalışmak üzere tasarlanmıştır. Tam ölçekli rotorun ana boyutları ve çalışma koşulları Çizelge 3.4’de verilmiştir.

Çizelge 3.4 : Rotor ana boyutları ve çalışma koşulları.

Rotor Çapı(m)	20	Devir sayısı (RPM)	12
Kanat adedi	3	Akım hızı (m/s)	3.5
Şaft derinliği (m)	20	Max. Dalga yüksekliği. (m)	9

Model rotorun tork ve itme değerleri, H33 pervane dinamometresi kullanılarak ölçülmüştür. Dinamometreye ait temel teknik veriler Çizelge 3.5’de verilmiştir.

Çizelge 3.5 : Dinamometre H33'ün temel teknik verileri.

Dinamometre Tipi	Kempf & Remmers H33
Maksimum itme (N)	± 2943
Maksimum tork (Nm)	± 147
Maksimum dönüş hızı (RPM)	4000

Şekil 3.5’de türbin modeli dinamometreye monte edilmiş halde görülmektedir. Rotor RPM’i, dinamometre şaftından rpm sinyalleri alan bir alıcı (encoder) kullanılarak ölçülmüştür.



Şekil 3.5 : Türbin modeli ve H33 dinamometre.

3.2.3 Kalibrasyon

Dinamometre kalibrasyonu, dönme eksenini sabit (statik) durumda gerçekleştirilmiştir. Türbin ve dinamometre arasındaki eksenel serbest rulmanlarda, sıfır veya düşük devirdeki sürtünme direnci, yüksüz veya hafif yüklü statik (non-rotating) durumda suni itme değerleri okunmasına neden olabilir. Bu sorun tork bileşeninde meydana gelmez. Ek A’da verilen itme ve tork kalibrasyon eğrileri doğrusal kabul edilebilecek sınırlar içerisinde. Yükleme/boşaltma prosedürlerinde meydana gelen hatalar (histerezis) da ihmal edilebilir sınırlar içerisinde.

Tork bileşeni, yüklemenin en fazla olduğu durumda doğrusallıktan bir miktar uzaklaşmıştır. Ancak, yüksek yükleme durumunda tork kalibrasyon kolu kilitli şafta nazaran bir miktar bükülmekte, bu nedenle de efektif kaldırma kolu kısalmaktadır. Bu durum yüksek yükleme durumunda, uygulanan gerçek momentte ve tork çıkış sinyalinde azalmaya neden olmaktadır.

Kalibrasyon esnasında, torkun itme ve itmenin tork üzerindeki etkileri de gözlemlenmiştir. Bir bileşende yapılan okumada, diğer bileşenin etkisi daima küçük olmuş ve ölçüm duyarlılığı içerisinde kalmıştır. Eğer bileşenler arasında bir etkileşim gerçekleşmiş ise de bu etki minimum seviyededir ve ihmal edilebilir.

3.3 Güç Çıkarım Performansı Testleri

Güç elde etme performansı testlerinin hedefi, belirli bir uç hız oranı aralığında sualtı akıntılarından enerji üretmek üzere bir rotor verimi elde etmektir. Güç çıkarım performansı testleri çeşitli deney koşullarında, farklı akım hızları ve rotor dönüş hızları ile gerçekleştirilmiştir. Bu bölüm, hem bu performans deneylerini özetlemeyi hem de rotor güç çıkarım performansı üzerine bir ön sonuç elde etmeyi amaçlamaktadır.

3.3.1 Rotor temel parametrelerinin tanımlanması

Deneylerde, rotorun performansı üç temel boyutsuz parametre ile tanımlanmıştır.

3.3.1.1 Güç katsayısı

Bir rotorun güç çıkarım verimi yaygın olarak Denklem 3.1’de tanımlanan güç katsayısı ile ölçülür:

$$C_p = \frac{2\pi nQ}{0.5\rho\pi(D/2)^2U^3} = \frac{16nQ}{\rho D^2U^3} \quad (3.1)$$

burada, n rotor dönme hızı (devir/s), Q rotor dönme momenti – tork - (Nm), ρ su yoğunluğu (kg/m^3), D rotor çapı (m) ve U sonsuzdaki akımın akıntı hızıdır (m/s). Bir alternatif olarak, güç katsayısı, aynı zamanda Denklem 3.2’deki şekilde tanımlanabilir:

$$C_p = \frac{16nQ}{\rho D^2V^3} \quad (3.2)$$

burada, V , rotor diski içerisinde geçen akımın ortalama hızıdır. Akıntı hüzmesinin hızı rotorun varlığı nedeni ile rotor civarında azalacağından, V değeri U ’dan küçüktür. Bu nedenle, Denklem 3.2’den elde edilen güç katsayısı C_p , Denklem 3.1’den elde

edilenden daha büyüktür. Hesaplamalarda, Denklem 3.1 kullanılarak tanımlanan güç katsayısı kullanılmıştır.

3.3.1.2 İtme katsayısı

İtme katsayısı C_T , rotor düzlemi üzerindeki dinamik kuvvetin ölçümünde kullanılan ve Denklem 3.3’de tanımlanan boyutsuz bir katsayıdır:

$$C_T = \frac{T}{0.5\rho\pi(D/2)^2 U^2} = \frac{8T}{\rho D^2 U^2} \quad (3.3)$$

burada, T , rotora ait itme değeridir.

3.3.1.3 Uç hız oranı ve Reynolds sayısı

Uç hız oranı olarak tanımlanan boyutsuz rotor uç hız katsayısı Denklem 3.4 kullanılarak hesaplanır.

$$TSR = \lambda = \frac{\Omega R}{U} = \frac{2\pi n R}{U} \quad (3.4)$$

Burada, Ω , rotor dönüş hızıdır (rad/s).

Reynolds sayısı, Denklem 3.5 kullanılarak tanımlanmıştır.

$$Re = \frac{(\sqrt{U^2 + (0.7D\pi n)^2}) C_{0.7R}}{\gamma} \quad (3.5)$$

Burada, γ , suyun kinematik viskozitesi; $C_{0.7R}$, $0.7R$ yarıçapında kanat giriş uzunluğudur.

3.3.2 Rotor performans deneyleri

Rotorun güç çıkarma ölçümlerinde, tünel akım hızı sabit tutularak rotor bir motor tarafından tahrik edilmiştir. Rotor su ile tahrik edildiğinde, deney için elverişli uç hız oranı aralığı mevcut manyetik frenin sağlayabileceği maksimum tork ve ölçüm sisteminin torku ile sınırlı kalmaktadır. Sonuç olarak, güç katsayıları kapsamlı bir uç hız oranı aralığı için elde edilemez.

Rotorun bir motor tarafından tahrik edilmesindeki amaç, güç katsayısının rotorun güç üretebileceği tüm uç hız oranlarını içeren bir aralıkta - kapsamlı olarak - elde edilebilmesidir. Deneylerin bu bölümünde rotor bir motor tarafından tahrik edilerek, rotorun akımdan enerji elde edebileceği tüm uç hız oranlarına ilişkin dönüş hızlarında sabit hızda döndürülmek üzere motor vasıtası ile kontrol edilmiştir. Bu durumda, motor

aslında rotoru tahrik etmekten ziyade belirli bir dönme oranında akımdan elde edilen enerjiyi absorbe eden bir direnç cihazı gibi çalışmaktadır.

3.3.2.1 Deney kurulumu ve yöntem

Rotorun dönme hızının bir motor tarafından kontrol edildiği performans deneyleri için deney düzeneği, dönme hızları her iki durumda da bir motor tarafından kontrol edildiğinden bir su pervanesinin açık su testi ile benzerlik göstermektedir. Rotorun itme ve tork değerleri dinamometre H33 kullanılarak ölçülmüştür.

Bu koşullarda, güç eldesi için gerçekleştirilen performans deneyleri ya tünel içerisindeki akım hızı sabit tutularak rotorun dönme hızının değiştirilmesi ya da rotor dönme hızı sabit tutularak akım hızının değiştirilmesi şeklinde gerçekleştirilir. Böylelikle rotorun akımdan enerji çekebileceği tüm uç hız oranlarını kapsayan bir aralıkta veri elde edilebilir.

3.3.2.2 Deney sonuçları

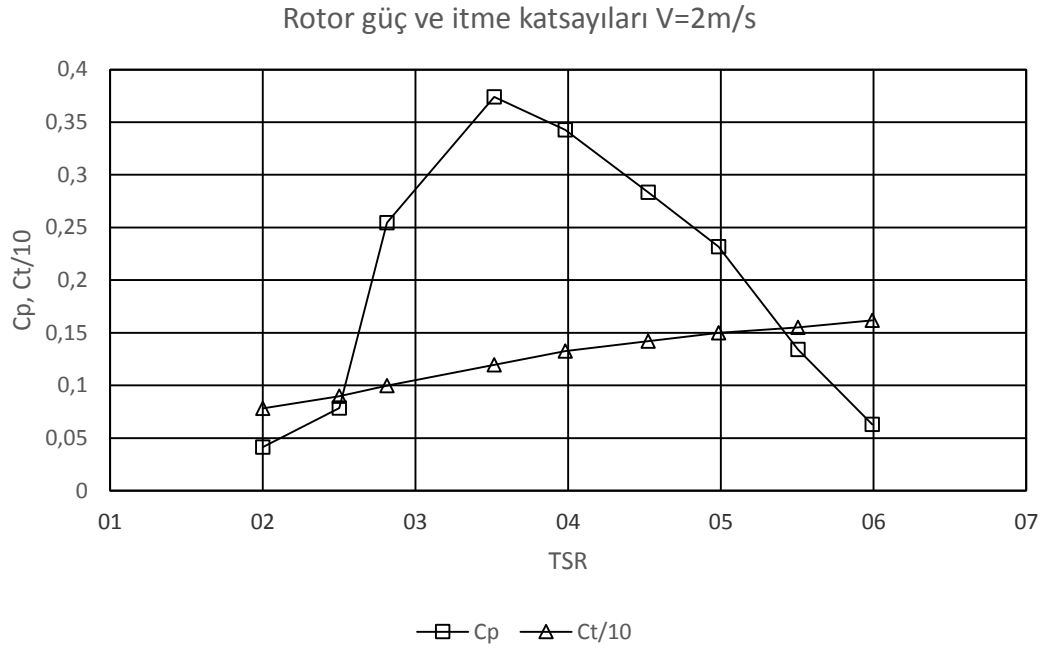
Tüneldeki su akım hızı sabit tutularak rotorun dönme oranı bir motor aracılığıyla değiştirilmiş, rotorun akımdan enerji elde edebileceği uç hız oranları aralığında tork ve itme değerleri ölçülmüştür.

Testler 2 m/s sabit tünel akım hızında üç kez tekrar edilmiş, elde edilen ortalama değerler Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6 : 2 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayı değerleri.

V(m/s)	RPM	Q(Nm)	T(N)	TSR	Ct/10	Cp
2	572.07	0.52	406.56	6.0	0.16	0.06
2	525.72	1.22	389.76	5.5	0.15	0.13
2	475.92	2.33	376.65	5.0	0.14	0.23
2	431.97	3.14	356.96	4.5	0.14	0.28
2	380.16	4.32	333.10	4.0	0.13	0.34
2	335.77	5.34	300.52	3.5	0.12	0.37
2	268.57	4.55	251.10	2.8	0.10	0.25
2	238.73	1.58	181.72	2.5	0.09	0.08
2	190.99	1.04	158.04	2	0.08	0.04

Elde edilen değerler Şekil 3.6'da grafik olarak gösterilmiştir. Rotor, 2 m/s akım hızında maksimum verimine yaklaşık olarak TSR=3.5 uç hız oranı değerinde ulaşmaktadır.



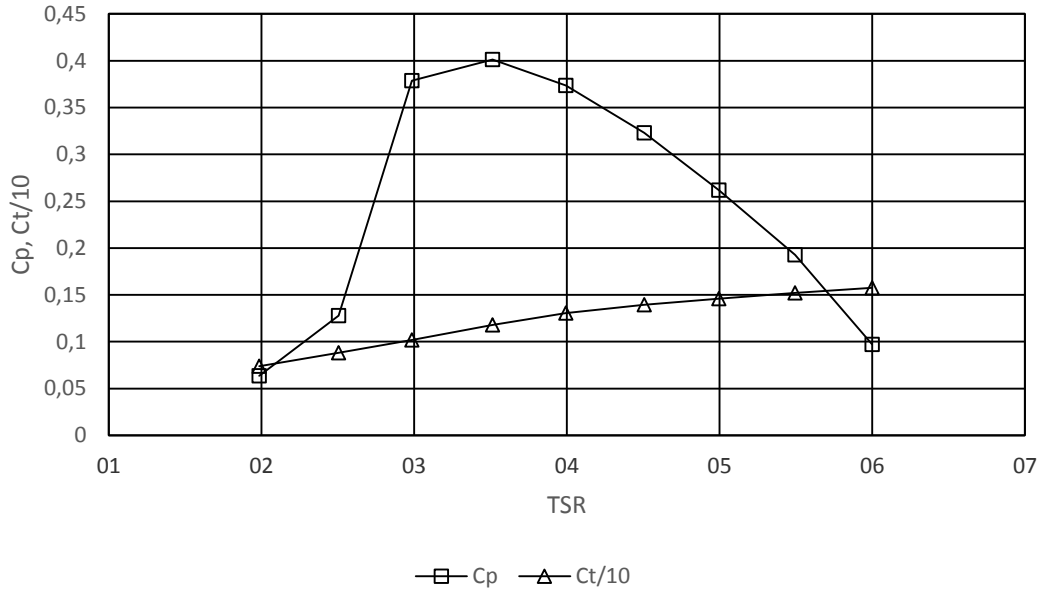
Şekil 3.6 : 2 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayıları grafiği.

Deneyle, 3m/s sabit akım hızı için de beş defa tekrarlanmıştır, ölçülen tork ve itme değerlerinin ortalamaları Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7 : 3 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayı değerleri.

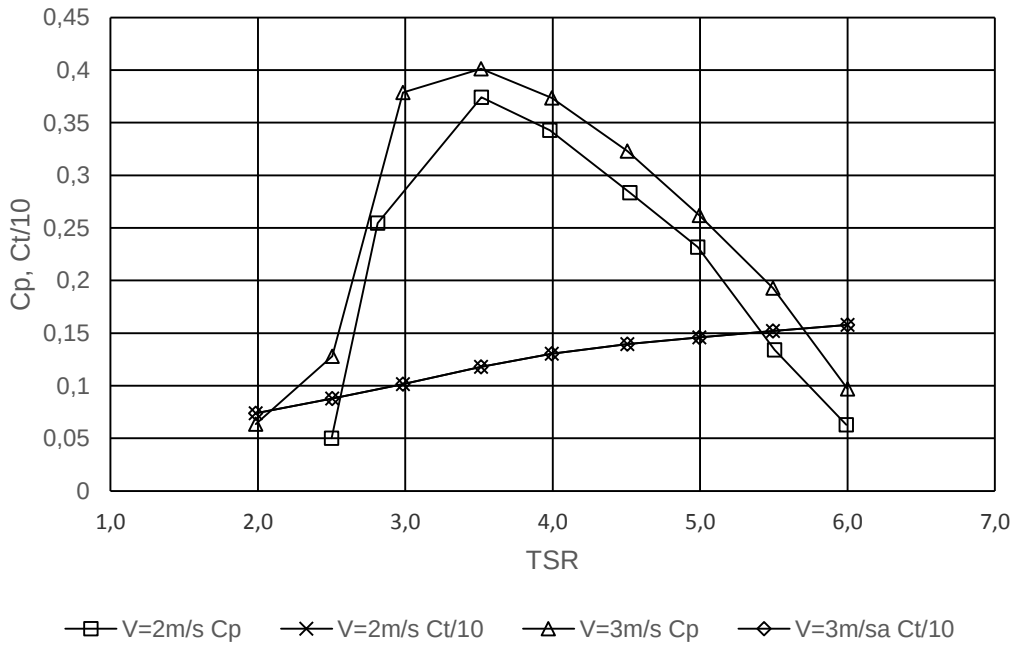
V(m/s)	RPM	Q(Nm)	T(N)	TSR	$C_t/10$	C_p
3	878.09	1.49	916.87	6.1	0.162	0.081
3	830.51	3.14	893.92	5.8	0.158	0.161
3	787.23	4.35	868.56	5.5	0.153	0.211
3	764.67	4.94	859.70	5.3	0.152	0.233
3	746.63	5.27	844.04	5.2	0.149	0.243
3	722.98	6.13	843.32	5.0	0.149	0.273
3	699.03	6.81	824.30	4.9	0.145	0.294
3	681.99	7.48	820.23	4.8	0.145	0.314
3	662.93	7.98	802.06	4.6	0.141	0.326
3	641.66	8.94	798.93	4.5	0.141	0.354
3	615.62	9.41	769.69	4.3	0.136	0.358
3	593.28	10.26	758.389	4.1	0.134	0.375
3	571.12	11.38	750.85	4.0	0.132	0.401
3	531.61	12.38	703.19	3.7	0.124	0.406
3	488.01	13.68	647.86	3.4	0.114	0.412
3	445.62	14.49	603.82	3.1	0.107	0.398
3	402.81	15.28	561.17	2.8	0.099	0.379
3	361.23	6.42	509.28	2.5	0.090	0.143

Elde edilen değerler Şekil 3.7'de grafik olarak gösterilmiştir. Rotor, 3m/s akım hızında da maksimum verimine yaklaşık olarak TSR=3.5 uç hız oranı değerinde ulaşmaktadır.



Şekil 3.7 : 3 m/s sabit tünel akım hızında ölçülen ortalama güç ve itme katsayıları grafiği.

Farklı tünel akıntı hızlarında elde edilen deney sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Burada, su akıntı hızının rotor performansı üzerinde çok az etkiye sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 3.8 : Ortalama güç ve itme katsayılarının karşılaştırılması, 3m/s ve 2m/s tünel akım hızı.

3.3.2.3 Hatve açısının rotor performansına etkisi

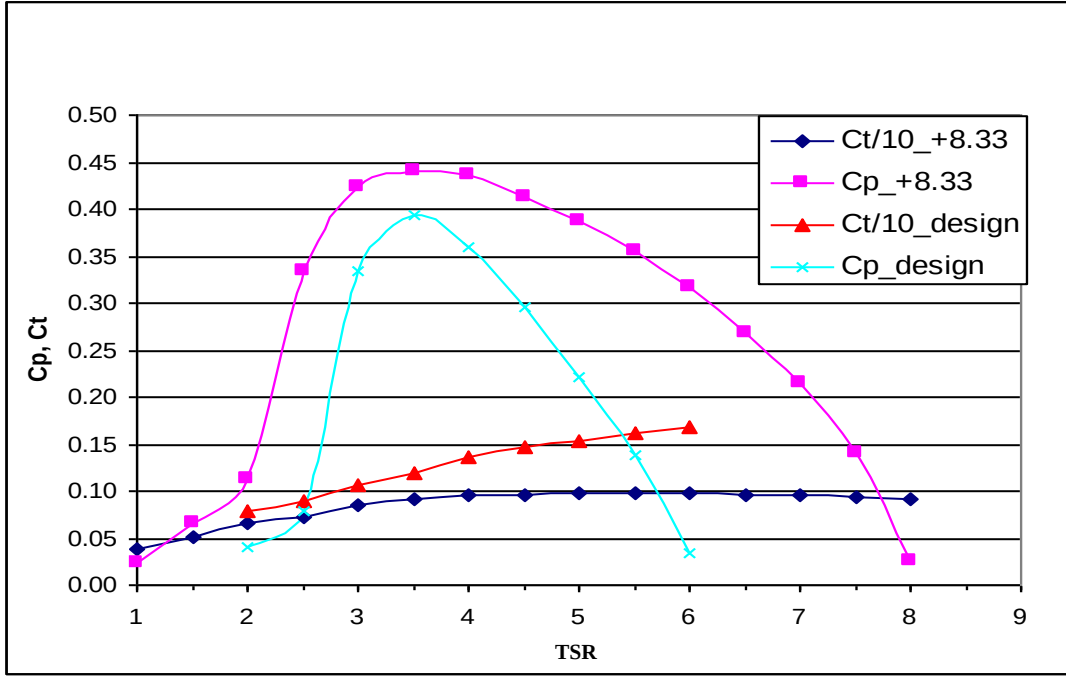
Gretton ve Bruce (2005) tarafından yapılan sayısal çalışmada, değişken hatveli kanat kullanımının önemli ölçüde performans avantajı sağladığı ortaya koyulmaktadır. Bu deneyin amacı, dizayn hatve açısından farklı bir açı için, rotor performansının değerlendirilmesidir. Rotor modeli, kontrol edilebilir hatveli pervane ile aynı prensip kullanılarak imal edildiğinden, hatve açısı, dizayn hatve açısından farklı değerlere ayarlanabilir. Şekil 3.9'da gösterildiği gibi mevcut rotor hatve açısı, dizayn değerinden +25 dereceye kadar arttırılabilir.



Şekil 3.9 : Ayarlanabilir hatve açılı kanatlar (0 – 25 derece).

Rotor hatve açısı dizayn değerinden 8.33 derece artırıldıktan sonra tünel akım hızı sabitlenmiş, rotorun dönme oranı değiştirilerek istenilen uç hız oranları aralığında veriler elde edilmiştir.

Dizayn hatve açısı performansı ile karşılaştırıldığında hatve açısının güç katsayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu anlaşılmaktadır, Şekil 3.10. Mevcut durumda, hatve açısındaki 8.33 derece artış ile daha yüksek bir güç katsayısı ve daha geniş bir uç hız oranı çalışma aralığı elde edilmiştir.



Şekil 3.10 : Dizayn hatve açısı ve 8.33 derece hatve açısında türbin performans karşılaştırması.

3.3.2.4 Belirsizlik analizi

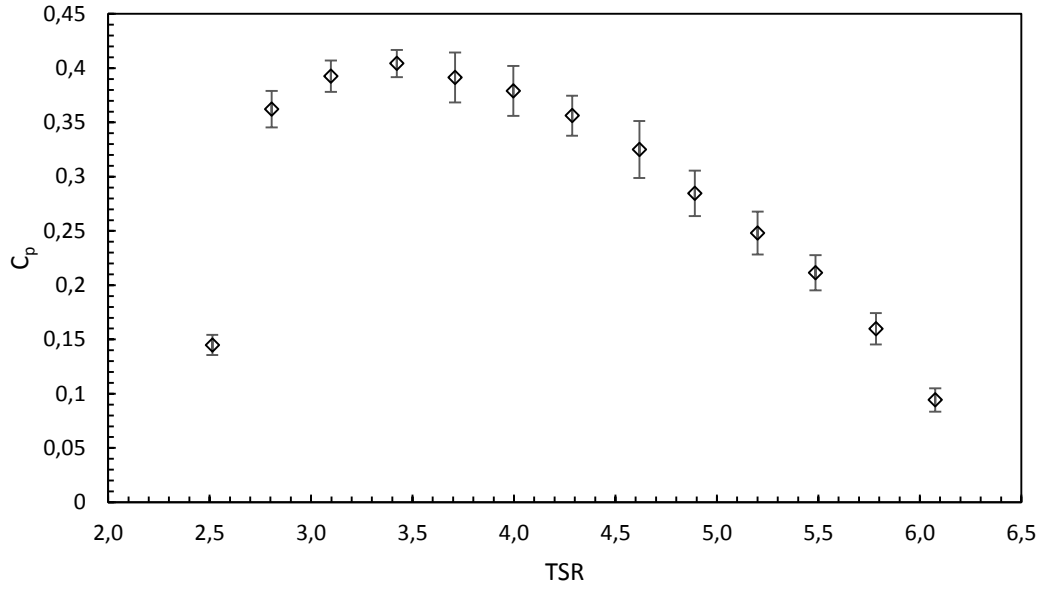
Tork ve itme ölçümleri ile elde edilen verilerin belirsizlik analizinde, Coleman ve Steele (2009)'da detayları verilen yöntem kullanılmıştır. Herhangi bir istatistiksel dağılım için doğru kabul edilen istatistik kestirim varyansları Çizelge 3.8'de verilmiştir. N , örnek adedini ifade eder. Tabloda verilen kestirme (tahmin/öngörü) varyansları kullanılarak, istatistiksel bir değişkenin %95 güven sınırları $\pm \sqrt{1.96} \sigma$ olarak hesaplanır, burada σ kestirme varyansıdır.

Çizelge 3.8 : Kestirme varyansları.

İstatistik	Varyans (σ)
$\bar{U}$	$\bar{U}'^2/N$
$\sqrt{\bar{U}'^2}$	$\frac{[\bar{U}'^4 - (\bar{U}'^2)^2]}{4\bar{U}'^2N}$

Güç ve itme katsayılarının hesaplanmasında meydana gelen belirsizlik, önemli ölçüde tünel içerisindeki akım hızının ve RPM'in tekrarlanan deneylerde eşit değerlere ayarlanması ve sabit tutulmasındaki zorluktan kaynaklanmaktadır. Veri okuma ekipmanından kaynaklanan hatalar ve kalibrasyon hataları rasgele belirsizlik olarak ele alınmıştır. 3 m/s tünel akım hızında 5 farklı tekrarda elde edilen güç katsayısı değerleri için hesaplanan belirsizlik, %90 güven aralığında hata çubukları kullanılarak

ifade edilmiştir, Şekil 3.11. Tüm deney verilerinin belirsizlik analizi tablosu Ek B’de yer almaktadır.



Şekil 3.11 : 3m/s tünel akım hızında ölçülen güç katsayılarındaki belirsizlik.

3.4 Kavitasyon Gözlem Deneyleri

Kavitasyon deneylerinin başlıca amacı, dizayn edilen sualtı akıntı türbin rotorunun kavitasyon tarafından dayatılan sınırlarının belirlenebilmesidir. Tüm kavitasyon testlerinde, rotorun rotasyon hızı motor vasıtasıyla kontrol edilmiştir.

3.4.1 Kavitasyon deneylerindeki benzerlik yasaları

Pervane kavitasyon testinde iki farklı dinamik benzerlik koşulu - ilgili noktadaki basınç ve kanat hücum açısı benzerlikleri - sağlanmalıdır.

Basınç benzerlik koşulu, boyutsuz bir katsayı olan kavitasyon sayısı ile Denklem 3.6'daki bağıntı ile gösterilir:

$$\sigma = \frac{P - P_v}{0.5\rho V^2} \quad (3.6)$$

Burada P , ilgili noktanın basıncı, P_v suyun buharlaşma basıncı; ρ suyun yoğunluğu ve V referans hızıdır.

Hücum açısı benzerlik koşulu, ilerleme katsayısı olarak tanımlanan boyutsuz katsayı ile Denklem 3.7 kullanılarak elde edilir:

$$J = \frac{V_a}{nD} \quad (3.7)$$

Burada V_a pervane diski üzerinde pervane miline paralel akım hızı, n pervane dönüş hızı, D pervane çapıdır.

Kavitasyon üzerindeki ölçek etkisinin azaltılabilmesi için, su içinde çözünmüş hava oranının istenilen düzeyde sabit tutulması gerekir. Bu oran, Denklem 3.8 ile hesaplanır:

$$\frac{\alpha}{\alpha_s} = \frac{P}{P_0} \quad (3.8)$$

Burada α , deney koşullarında su içinde çözünmüş hava içeriği; α_s , doymuş durum için atmosfere açık koşullarda su içinde çözünmüş hava içeriğidir.

Emerson Kavitasyon Tüneli'nde su içinde çözünmüş hava içeriği, aslında çözünmüş oksijen muhteviyatını ölçen cihaz vasıtasıyla ölçülmüştür. Daha sonra ölçülen oksijen muhteviyatı ve HSVA tarafından sağlanan Denklem 3.9 kullanılarak suyun içerdiği hava muhteviyatı hesaplanmıştır:

$$\frac{\alpha}{\alpha_s} = \frac{\alpha_{ox} / \alpha_{oxs} - 5.5}{0.496} (\%) \quad (3.9)$$

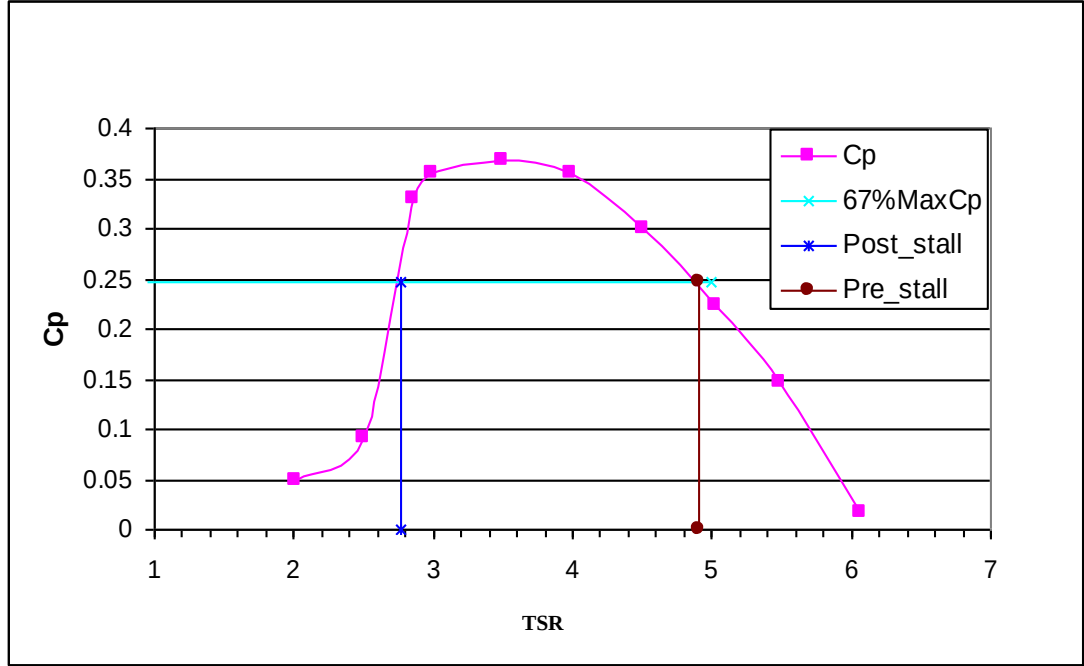
Burada α_{ox} deney koşullarındaki basınç değerinde ölçülen oksijen içeriği; α_{oxs} doymuş hava koşulunda atmosfere açık koşullardaki su içerisindeki oksijen içeriğidir. $\alpha_{ox} / \alpha_{oxs}$ yüzde olarak verilir.

Rotor ve pervane uygulamaları tümü ile farklı olmasına rağmen, hidrodinamik prensipleri tamamen aynıdır. Bu nedenle, kavitasyon testlerinde yukarıdaki iki benzerlik kanununun da – ilerleme katsayısı rotor koşulu için uç hız oranı ile yer değiştirecek şekilde - sağlanması gerekmektedir. Böylelikle kanat hücum açısı benzerliği sağlanmış olur. Denklem (3.4) ve (3.7) kullanılarak Denklem 3.10'daki eşitlik yazılabilir:

$$\lambda = \frac{\pi}{J} \quad (3.10)$$

3.4.2 Ani taşıma kaybı öncesi ve sonrası (pre and post-stall) akım hızlarının belirlenmesi

Kavitasyon gözlem deneyleri, ani taşıma kaybı-öncesi (pre-stall), dizayn ve ani taşıma kaybı-sonrası (post-stall) koşullarına karşılık gelen akım hızlarında gerçekleştirilmiştir. Bu aralığın üst ve alt limitlerinin belirlenmesinde, türbinin



Şekil 3.12 : Ani taşıma kaybı öncesi ve sonrası (pre and post-stall) uç hız oranları.

üretebildiği maksimum gücün 2/3'üne karşılık gelen değerlerdeki uç hız oranları belirlenmiş, bu oranlara karşılık gelen akım hızları hesaplanmıştır, Şekil 3.12.

3.4.3 Sığ şaft derinliğinde kavitasyon deneyleri

Bu bölümde yapılan kavitasyon deneylerinde, türbin kanat ucunun saat 12 pozisyonunda serbest su yüzeyine mesafesinin bir metre olduğu 11 m şaft derinliği koşulu esas alınmıştır.

3.4.3.1 Dizayn akıntı hızında kavitasyon deneyi

Rotor 3.5 m/s akıntı hızında, 12 RPM'lik dönüş hızı ile çalışmak üzere tasarlanmıştır. Bu nedenle, tam ölçekli durum için rotor uç hız oranı aşağıdaki gibidir:

$$\lambda = \frac{\pi D}{U} = \frac{3.1416 \times 12 \times 20}{3.5 \times 60} = 3.5904$$

Uç hız oranı benzerliğinden, model ölçeğinde, rotorun açısal hızı hesaplanabilir:

$$n_m = \frac{\lambda U_m}{\pi D_m} = \frac{3.789 \times 2}{3.1416 \times 0.4} = 5.715 (\text{rad/s}) \text{ (342.9 RPM)}$$

m indisi model ölçeğindeki parametreleri göstermektedir, $U_m=2$ m/s olarak alınmıştır.

Kavitasyon sayısı hesaplanırken, rotorun dönüş düzleminde saat 12 yönünde $0.8R$ mesafedeki nokta referans alınmıştır. Referans hız, $r/R=0.8$ 'deki kanat kesit üzerindeki bağıl hızdır. Şaft derinliği tam ölçekte su yüzeyi ile rotor şaftı arası mesafe 11 m olacak şekilde belirlenmiştir. Bu durumda, tam ölçekte kavitasyon sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\sigma = \frac{P_0 + \rho g(H_s - 0.8R) - P_v}{0.5 \rho V_r^2}$$

$$= \frac{101325 + 1026 * 9.806(11 - 0.8 * 10) - 1770}{0.5 * 1026 * (3.5^2 + (0.8 * 3.1416 * 20 * \frac{12}{60})^2)} = 2.232$$

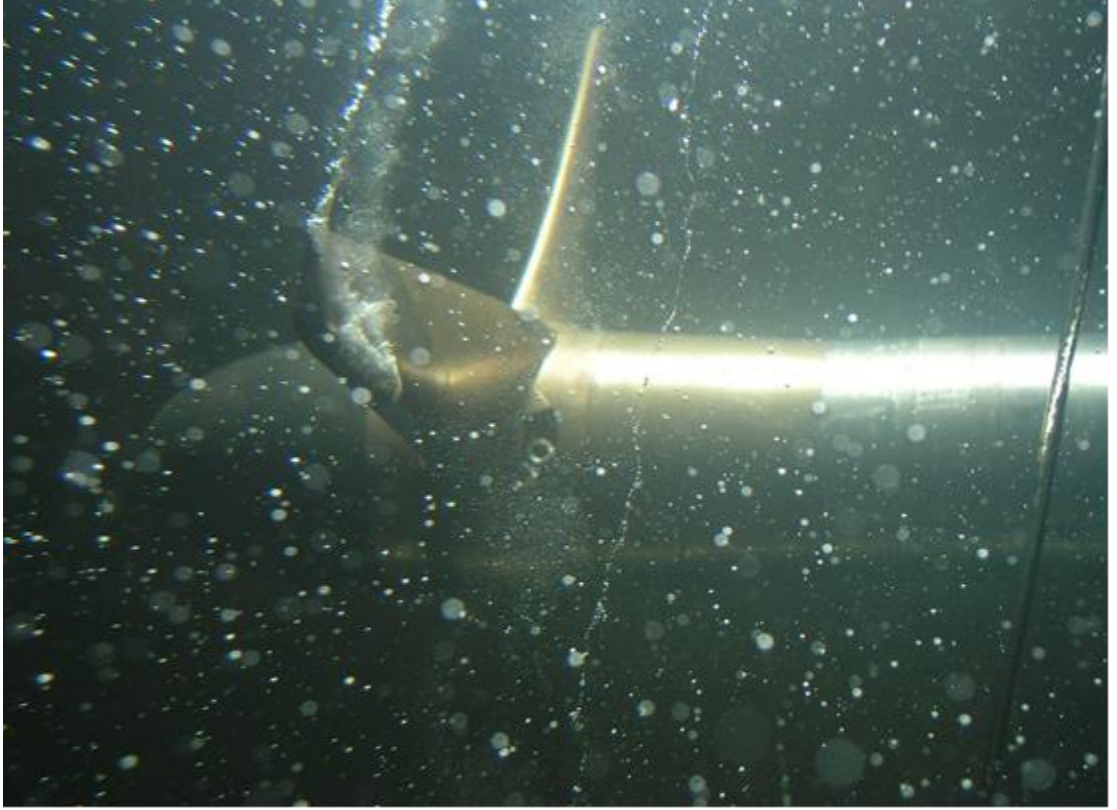
burada, P_0 serbest yüzeydeki atmosfer basıncı; H_s rotor şaftının batma derinliği; V_r , $0.8R$ 'deki kanat kesitinin bağıl hızıdır.

Yukarıdaki kavitasyon sayısının kavitasyon tüneline elde edilebilmesi için, tünele belirli oranda vakum uygulanmalıdır. Vakum miktarı, kavitasyon tünelineki 'U' tipi statik basınç göstergesi kullanılarak cıva yüksekliği cinsinden ölçülür ve aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$H_{ST} = \frac{0.5 \rho V_r^2 \sigma - P_0 + P_v + 0.4 D_m \rho g}{g(\rho_m - \rho)} = -.435(m)$$

burada, ρ_m , cıva yoğunluğudur.

Yukarıdaki koşullarda gerçekleştirilen deneylerde gözlemlenen kavitasyon, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere, $0.6-0.9R$ arasında giriş kenardan maksimum %20 giriş boyu mesafedeki alanı kaplayan güçlü stabil tabaka kavitasyon gözlenmiştir. Tabaka kavitasyon bölgesinin gerisinde güçlü ve kararsız bulut kavitasyon meydana gelmektedir. Ayrıca, kanat uçlarında güçlü girdap kavitasyon gözlemlenmiştir.



Şekil 3.13 : Sığ şaft derinliği ve dizayn akım hızında kavitasyon oluşumu - 1.



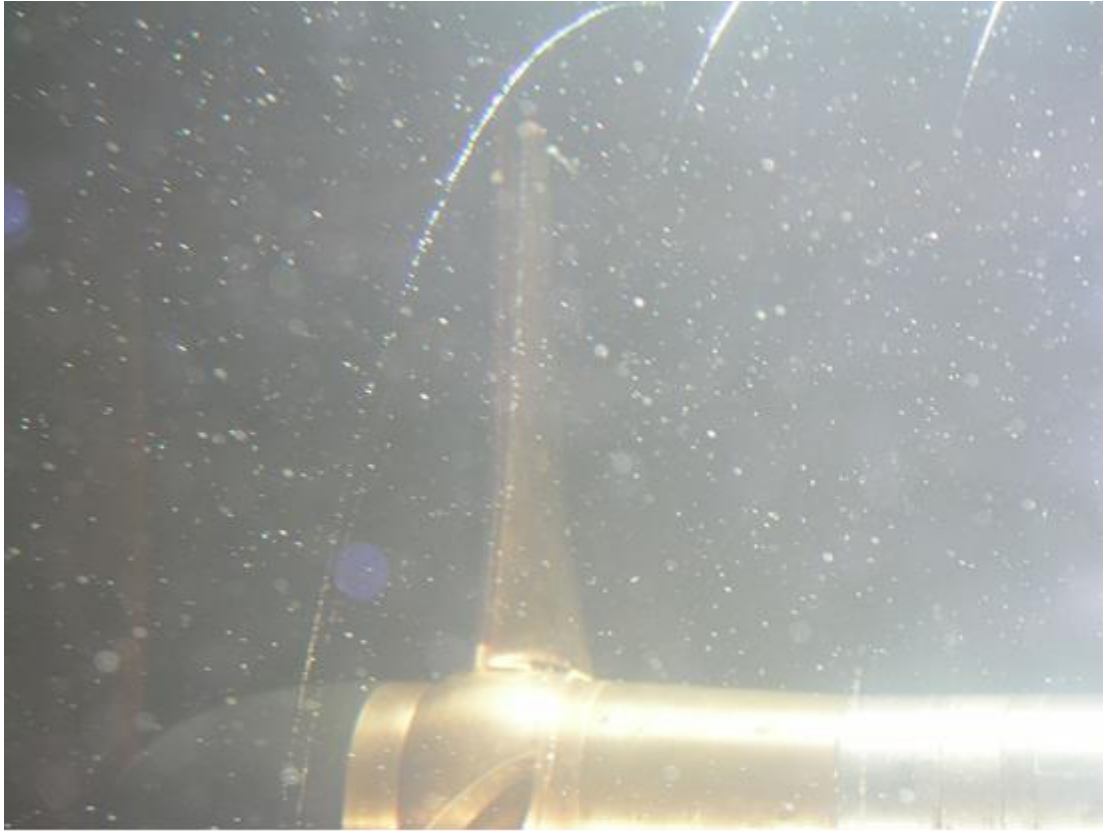
Şekil 3.14 : Sığ şaft derinliği ve dizayn akım hızında kavitasyon oluşumu - 2.

3.4.3.2 Ani taşıma kaybı-altı akım hızında kavitasyon deneyi

Ani taşıma kaybı altı akım hızı, rotorun dizayn çalışma RPM'inde üretebildiği maksimum gücün %67'sini üretebileceği akım hızı olarak belirlenmiştir. Şekil 3.12'de görüldüğü üzere, maksimum C_p 'nin %67'sine karşılık gelen uç hız oranı değeri $TSR=4.9$ 'dur. Bu değer, uç hız oranı benzerliğinden, model ölçeğinde 1.467m/s veya tam ölçekte 2.565m/s'lik akım hızına karşılık gelmektedir.

Belirlenen ani taşıma kaybı altı akım hızı temel alınarak, kavitasyon sayısı $\sigma=2.349$ ve gerekli tünel vakum değeri -435mm cıva yüksekliği olarak hesaplanmıştır.

Bu test koşullarında gerçekleştirilen kavitasyon gözlem deneyinde, Şekil 3.15'de görülen sadece stabil ince uç girdap kavitasyon gözlemlenmiştir.



Şekil 3.15 : Ani taşıma kaybı altı akım hızında kavitasyon oluşumu.

3.4.3.3 Ani taşıma kaybı-üstü akım hızında kavitasyon deneyi

Ani taşıma kaybı üstü akım hızı, dizayn akım hızından %33 daha fazla olacak şekilde seçilmiştir. Bu değer 4.66m/s'ye karşılık gelmektedir ve maksimum C_p 'nin %67'sine denk gelen 4.6m/s değerine oldukça yakındır.

Uç hız oranı benzerliğinden, gerekli tünel akım hızı (model ölçeğinde) 2.66m/s olarak hesaplanmıştır. Bu kavitasyon gözlem deneyi için rotorun dönüş hızı dizayn hızı olan

342.9 rpm'e eşittir. Kaviteasyon sayısı, $\sigma=2.061$ ve gerekli tünel vakum değeri -.435mm cıvadır.

Yukarıdaki koşullarda gerçekleştirilen deneylerde, kanat üzerinde 0.5-0.9R ve hücum kenarından maksimum %30 kiriş boyu mesafeyi kaplayan bir alanda, oldukça yoğun ve sürekli tabaka kaviteasyon gözlenmiştir, şekil 3.16 ve 3.17. Tabaka kaviteasyonun bitim noktasında, çok güçlü kararsız pşkrme formunda bulut kaviteasyon ve güçlü uç girdaplar gözlenmiştir.



şekil 3.16 : Ani taşıma kaybı üstü akım hızında kaviteasyon oluşumu.



Şekil 3.17 : Ani taşıma kaybı üstü akım hızında kavitasyon oluşumu.

3.4.4 Dizayn şaft derinliğinde kavitasyon deneyleri

Türbin rotoru, serbest su yüzeyinden rotor şaftına 20m derinlikte çalışmak üzere dizayn edilmiştir. Bu bölümde yapılan deneylerde dalga etkilerinin batma miktarına etkileri ihmal edilerek dizayn şaft derinliğindeki koşullar simüle edilmiştir.

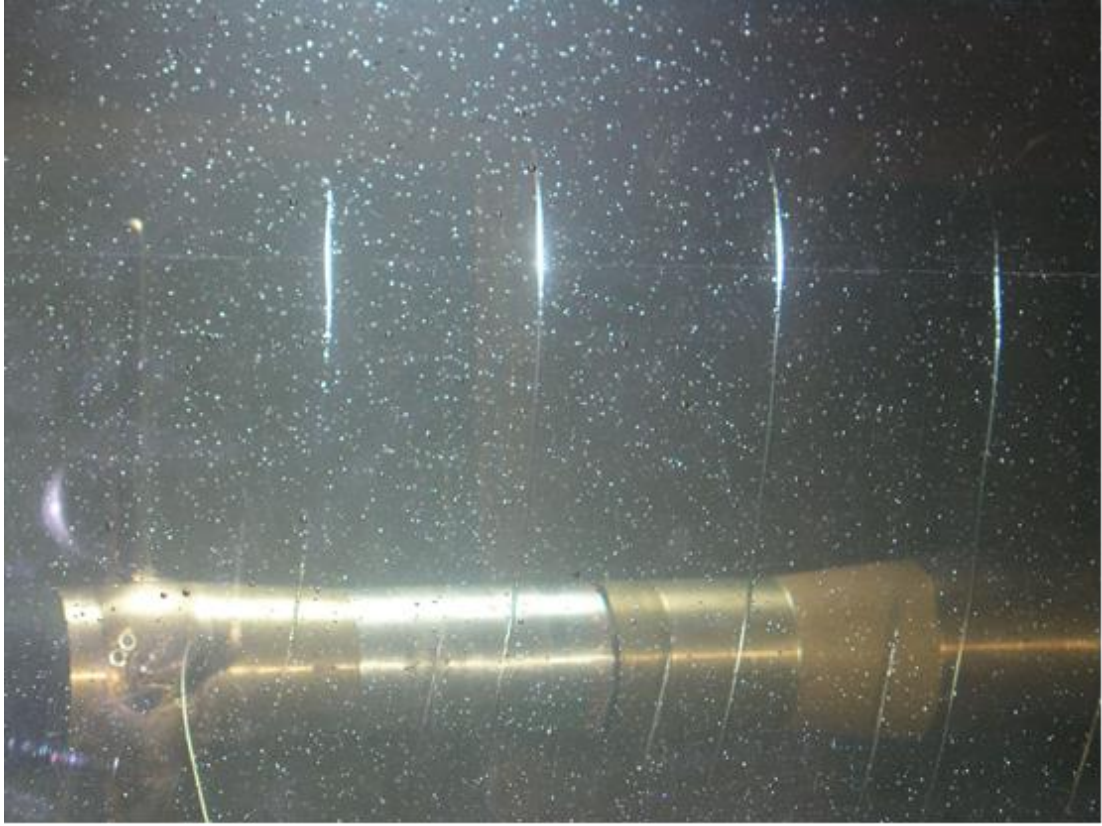
3.4.4.1 Dizayn akıntı hızında kavitasyon deneyi

Bu test koşulunda, akım hızı ve rotorun dönüş hızı Bölüm 3.4.3.1’de verilen dizayn çalışma koşulları ile aynıdır. Şaft derinliğindeki artış nedeni ile kavitasyon sayısında meydana gelen büyüme, tünele uygulanan vakum azaltılarak simüle edilmiştir. Deney koşulları Çizelge 3.9’da tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 3.9 : Dizayn şaft derinliği ve dizayn akıntı hızında kavitasyon deney parametreleri.

Tam Ölçekli		Model Ölçeğinde	
Akım Hızı(m/s)	3.5	Akım Hızı(m/s)	2
RPM	12	RPM	342.9
Şaft Derinliği(m)	20	Tünel Vakum(mm)	-200
Kavitasyon Sayısı	3.789	Kavitasyon Sayısı	3.789
Çap(m)	20	Çap(m)	0.4
Uç Hız Oranı	3.591	Uç Hız Oranı	3.591

Yukarıdaki koşullarda gerçekleştirilen kavitasyon deneyinde,sadece Şekil 3.18’de görülen zayıf uç girdabı gözlemlenmiştir.



Şekil 3.18 : Dizayn çalışma koşullarında gözlemlenen uç girdapları.

3.4.4.2 Ani taşıma kaybı-altı akım hızında kavitasyon deneyi

Bu test koşulunda, şaft derinliği 20m’dir ve akım hızı ve rotorun dönüş hızı Bölüm 3.4.3.2’de verilen çalışma koşulları ile aynıdır. Deney koşulları Çizelge 3.10’da tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 3.10 : Dizayn şaft derinliği ve ani taşıma kaybı altı akıntı hızında kavitasyon deney parametreleri.

Tam Ölçekli		Model Ölçeğinde	
Akım Hızı(m/s)	2.565	Akım Hızı(m/s)	1.467
RPM	12	RPM	342.9
Şaft Derinliği(m)	20	Tünel Vakum(mm)	-200
Kavitasyon Sayısı	3.988	Kavitasyon Sayısı	3.988
Çap(m)	20	Çap(m)	0.4
Uç Hız Oranı	4.9	Uç Hız Oranı	4.9

Yukarıdaki koşullarda gerçekleştirilen kavitasyon deneyinde,sadece Şekil 3.19’da görülen çok zayıf ve kararsız uç girdabı gözlemlenmiştir.



Şekil 3.19: Ani taşıma kaybı-altı çalışma koşullarında gözlemlenen çok zayıf uç girdapları.

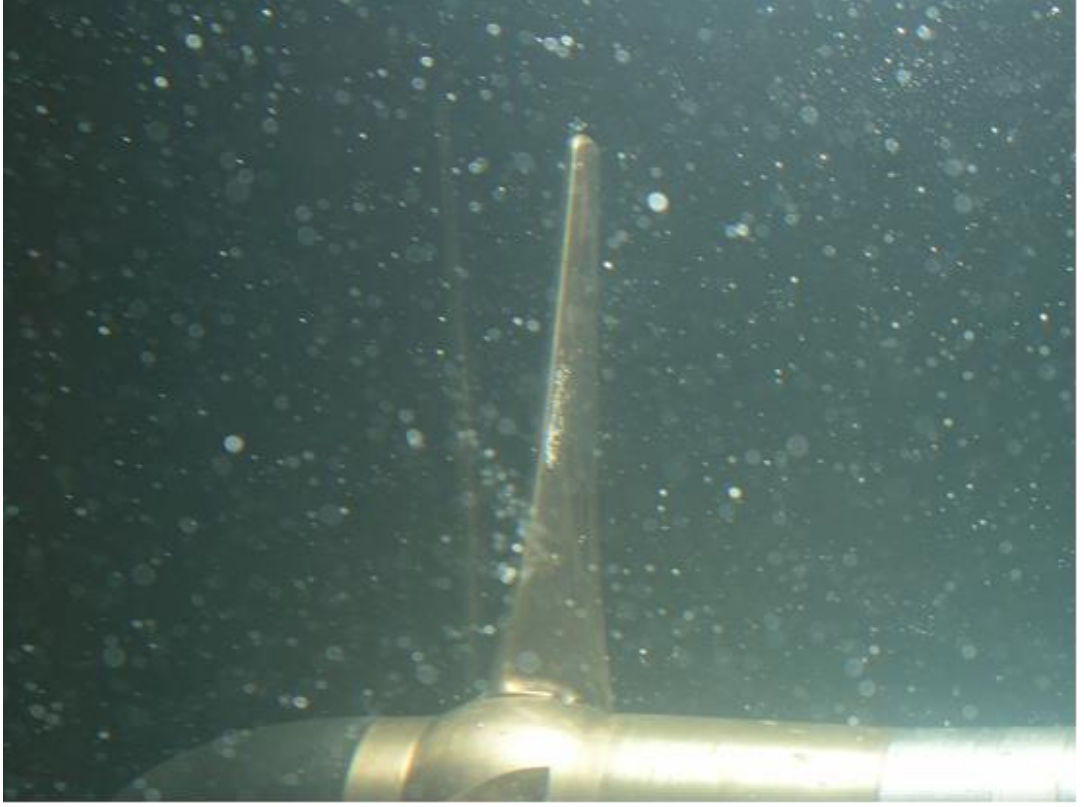
3.4.4.3 Ani taşıma kaybı-üstü akım hızında kavitasyon deneyi

Bu test koşulunda, şaft derinliği 20m'dir ve akım hızı ve rotorun dönüş hızı Bölüm 3.4.3.3'de verilen çalışma koşulları ile aynıdır. Deney koşulları Çizelge 3.11'de tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 3.11 : Dizayn şaft derinliği ve ani taşıma kaybı-üstü akıntı hızında kavitasyon deney parametreleri.

Tam Ölçekli		Model Ölçeğinde	
Akım Hızı(m/s)	4.66	Akım Hızı(m/s)	2.66
RPM	12	RPM	342.9
Şaft Derinliği(m)	20	Tünel Vakum(mm)	-200
Kavitasyon Sayısı	3.499	Kavitasyon Sayısı	3.499
Çap(m)	20	Çap(m)	0.4
Uç Hız Oranı	2.7	Uç Hız Oranı	2.7

Yukarıdaki koşullarda gerçekleştirilen kavitasyon deneyinde, kanat arka yüzeyinde 0.5-0.9R arası giriş kenarına yakın bölgede Şekil 3.20'de görülen çok ince şerit kavitasyon ve 0.8R'deki maksimum kalınlık konumunda Şekil 3.21'de görülen çok zayıf ve kararsız bulut kavitasyonu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.20 : Ani taşıma kaybı-altı çalışma koşullarında gözlemlenen çok zayıf şerit kavitasyon.



Şekil 3.21 : Ani taşıma kaybı-altı çalışma koşullarında gözlemlenen kararsız bulut kavitasyon.

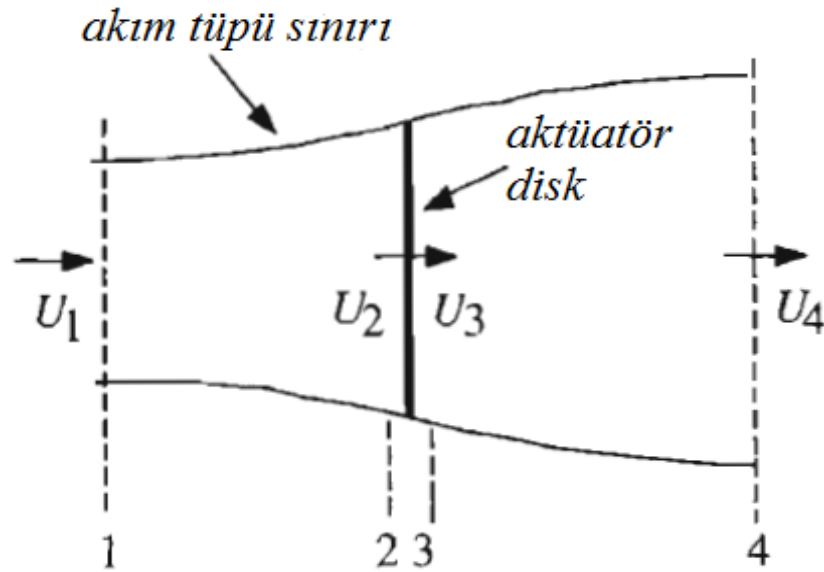
4. SAYISAL YÖNTEMLER

4.1 Momentum Kanat Elemanı Metodu

Momentum kanat elemanı metodu, bir pervane veya türbin kanadı üzerindeki lokal kuvvetlerin hesaplanmasında kullanılan, rotor üzerindeki indüklenmiş hızların belirlenmesindeki zorlukların kısmen giderilmesi amacı ile momentum teorisi ve kanat elemanı teorisinin birleştirildiği bir teoridir. Sualtı akıntı türbininin dizayn ve analizinde de yaygın olarak kullanılan momentum kanat elemanı teorisinin temel prensipleri ve uygulanan düzeltme faktörleri bu bölümde incelenmiştir.

4.1.1 Momentum teorisi

İdeal bir türbin rotorundan elde edilebilecek gücün ve rotor üzerine gelen akımın neden olduğu itmenin belirlenebilmesi için, gemi pervanelerinin performans tahmininde kullanılmak üzere geliştirilmiş doğrusal momentum temelli bir model kullanılabilir. Analizde varsayılan kontrol hacmi, Şekil 4.1’de gösterilen akım tüpünün yüzeyi ve giriş ve çıkış kesitleri ile sınırlandırılmıştır.



Şekil 4.1 : Bir sualtı akıntı türbininin aktüatör disk modeli; U , ortalama akım hızı; 1,2,3,4, akım tüpü üzerindeki lokasyonlar (Manwell ve diğ, 2002).

Türbin, içerisinde geçen akımın basıncında süreksizlik meydana getiren sonsuz incelikte bir “aktüatör disk” ile temsil edilmiştir. Analizde, akışın homojen, sıkıştırılamaz ve sürekli olduğu kabulü yapılır. Sürtünme direnci ihmal edilmiştir. Rotorun sonsuz sayıda kanada sahip olduğu, rotor alanı üzerinde itmenin her noktada eşit olduğu ve rotor gerisindeki akımın irrotasyonel olduğu varsayımı yapılmaktadır. Rotorun çok ilerisinde ve çok gerisindeki basıncın ortamın statik basıncına eşit olduğu kabul edilir. Tüm sistemi çevreleyen kontrol hacmi üzerinde doğrusal momentumun korunumu uygulandığında, akımın rotor üzerine uyguladığı kuvvetin itmeye, T , eşit ve ters yönlü olduğu görülmektedir. Bir boyutlu, sıkıştırılamayan, sürekli akış için doğrusal momentumun korunumundan, itmenin akımın momentumundaki değişime eşit ve zıt yönlü olduğu, Denklem 4.1 ile ifade edilir:

$$T = U_1(\rho AU)_1 - U_4(\rho AU)_4 \quad (4.1)$$

burada, ρ akışkan yoğunluğunu, A kesit alanını, U akım hızını ve alt indisler Şekil 4.1’de numaralandırılmış kesitlerdeki değerleri belirtmektedir.

Daimi akım için, $(\rho AU)_1 = (\rho AU)_4 = \dot{m}$ kabulü yapılabilir. Burada $\dot{m}$ kütle debisidir. Buradan, Denklem 4.2 elde edilir:

$$T = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (4.2)$$

İtme pozitif olduğundan rotor gerisindeki hız, U_4 , serbest akım hızı, U_1 ’den küçüktür. Türbin rotorunun her iki tarafında da iş yapılmadığından, türbin önündeki ve gerisindeki kontrol hacimlerinde Bernoulli denklemi uygulanabilir. Türbin önündeki akım tüpünde:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (4.3)$$

Türbin gerisindeki akım tüpünde:

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (4.4)$$

burada, çok ilerideki giriş akımının ve çok gerideki çıkış akımın basıncının eşit olduğu ($p_1 = p_4$) ve disk içerisinde geçen akımın disk önünde ve gerisindeki hızının sabit kaldığı ($U_2 = U_3$) kabul edilmektedir.

İtme, aktüatör diskin her iki tarafındaki kuvvetlerin net toplamı olarak da ifade edilebilir:

$$T = A_2(p_2 - p_3) \quad (4.5)$$

Denklem 4.3 ve Denklem 4.4 kullanılarak $(p_2 - p_3)$ için çözüm yapılır ve Denklem 4.5’de yerine konulursa, aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$T = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) \quad (4.6)$$

Denklem 4.2’deki ve 4.6’daki itme değerleri eşitlenir ve kütle debisi için $A_2 U_2$ kabulü yapılırsa, aşağıdaki denklik yazılabilir:

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (4.7)$$

Böylece, rotor düzlemi üzerindeki akım hızının giriş ve çıkış akım hızlarının ortalaması olduğu bulunur.

Serbest akım ve rotor düzlemi üzerindeki akım hızları arasındaki farkın serbest akım hızına oranı aksenal indüksiyon faktörü, a , olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (4.8)$$

Buradan da,

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (4.9)$$

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (4.10)$$

yazılabilir.

Rotor üzerindeki indüklenmiş hız, $U_1 a$ niceliği ile ifade edilir ve mevcut durumda, akımın rotor üzerindeki hızı, serbest akım hızı ve indüklenmiş hızın bileşimidir. Aksenal indüksiyon faktörü arttıkça rotor gerisindeki akım hızı düşer. Eğer $a=1/2$ olarak kabul edilirse, rotor gerisindeki akım hızı sıfıra iner ve teori temel hali ile kullanılmaz hale gelir.

Güç, P , itme ile disk üzerindeki hızın çarpımına eşittir:

$$P = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) V_2 = \frac{1}{2} \rho A_2 U_2 (U_1 + U_4) (U_1 - U_4) \quad (4.11)$$

Denklem 4.9 ve 4.10’daki U_2 ve U_4 yerine yazılırsa,

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a(1 - a)^2 \quad (4.12)$$

elde edilir. Burada, kontrol hacminin rotor üzerindeki alanı, A_2 , rotor alanı A , ile değiştirilmiş, serbest akım hızı U_1 ise U ile değiştirilmiştir.

Sualtı akıntı türbinlerinin güç elde etme performansı genellikle güç katsayısı, C_P ile tanımlanır:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AU^3} \quad (4.13)$$

Boyutsuz güç katsayısı, rotorun akımdan çektiği gücün oranını temsil eder. Denklem 4.12'den, güç katsayısı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$C_P = 4a(1 - a)^2 \quad (4.14)$$

Denklem 4.14'deki güç katsayısının eksenel indüksiyon faktörü a 'ya göre türevinin alınması ve sıfıra eşitlenmesi ile $a = 1/3$ bulunur. Böylece, maksimum C_P değeri:

$$C_{P_{max}} = \frac{16}{27} = 0.5926 \quad (4.15)$$

elde edilir. Bu durumda, disk içerisinde geçen akım, girişte disk alanının $2/3$ 'üne, çıkışta ise disk alanının iki katına eşit kesit alanına sahip bir akım tüpüne karşılık gelmektedir.

Denklem 4.6, 4.9 ve 4.10 kullanılarak, disk üzerindeki eksenel itme:

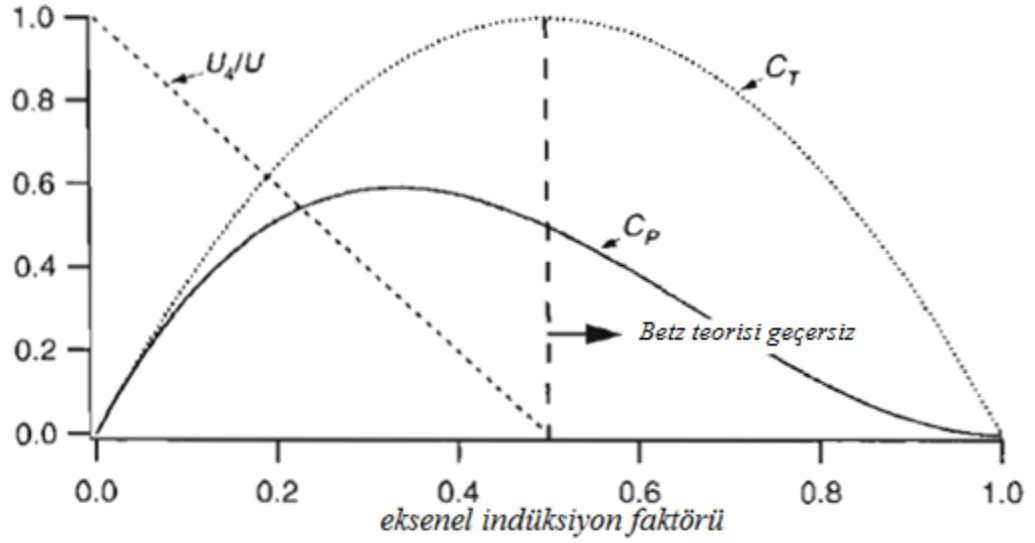
$$T = \frac{1}{2}\rho AU_1^2[4a(1 - a)] \quad (4.16)$$

bulunur. Bir sualtı akıntı türbini üzerindeki itme boyutsuz itme katsayısı ile aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AU^2} \quad (4.17)$$

Denklem 4.16'dan, ideal bir sualtı akıntı türbininin itme katsayısı $4a(1 - a)$ bulunur. Çıkış akım hızı sıfır ve $a = 0.5$ durumunda, C_T maksimum değeri olan 1.0'a eşittir. Maksimum güç üretimi ($a = 1/3$) durumunda $C_T = 8/9$ değerini alır. İdeal bir türbinin güç ve itme katsayılarının ve boyutsuzlaştırılmış çıkış akım hızlarının gösterildiği grafik Şekil 4.2'de görülmektedir. Bir türbinin Betz (1920) tarafından tanımlanmış teorik olarak mümkün maksimum güç katsayısı $C_{P,max}=16/27$ 'dir.

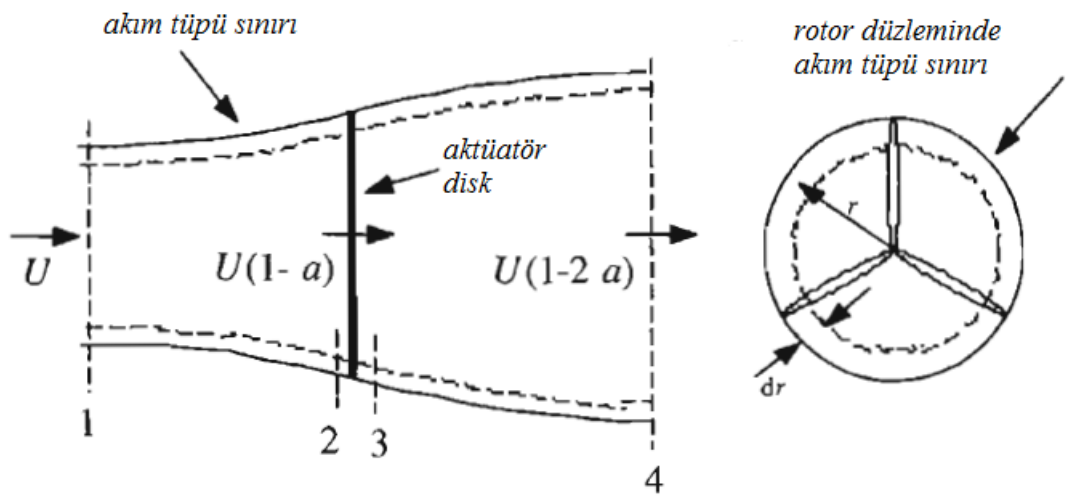
Uygulamada elde edilebilecek maksimum güç katsayısında düşüşe neden olan üç önemli etki; rotor gerisindeki akımda (iz) dönme, hidrodinamik direnç ve sonlu sayıda kanat nedeni ile meydana gelen uç kayıplarıdır (Manwell ve diğ, 2002).



Şekil 4.2 : İdeal türbinin çalışma parametreleri; U , serbest akım hızı; U_4 , rotor gerisindeki akım hızı; C_p , güç katsayısı; C_t , itme katsayısı (Manwell ve diğ, 2002).

Momentum teorisi, rotorun açısal momentum ürettiği - iz içerisinde rotasyonel kinetik enerji oluştuğu - durumlardaki analiz için de kullanılabilir. Akımın dönmekte olan bir türbin rotoru üzerine uyguladığı tork, rotor gerisindeki akımın rotor ile ters yönde dönmesine ve rotorun akımdan çekebileceği enerjinin azalmasına neden olur. Genelde, türbin tarafından üretilen tork arttıkça türbin gerisindeki akımda oluşan ekstra kinetik enerji de artar (Manwell ve diğ, 2002).

Analizde kullanılan parametreler Şekil 4.3'de şematik olarak gösterilmiştir. Alt indisler, numaralar ile tanımlanmış kesitlerdeki değerleri belirtmektedir.



Şekil 4.3 : Rotor analizi için kullanılan geometri; U , serbest akım hızı; a , indüksiyon faktörü; r , yarıçap (Manwell ve diğ, 2002).

Akıma aktarılan açısal hızın, ω , sualtı akıntı türbin rotorunun dönüş hızına, Ω , oranla küçük olduğu varsayımı ile, çok uzaktaki izdeki basıncın serbest akım basıncına eşit olduğu kabulü yapılabilir (Wilson ve diğ, 1976). Analizde, Şekil 4.3’de gösterilen, r yarıçaplı ve dr kalınlıkta, $2\pi r dr$ kesit alanına sahip halkasal bir akım tüpü temel alınmıştır. Basınç, izdeki dönmenin ve indüksiyon faktörleri ise yarıçapın bir fonksiyonu kabul edilmiştir.

Türbin kanatları ile aynı hızda dönen bir kontrol hacmi kullanılarak, türbin önündeki ve gerisindeki bölümlerde enerji denklemi uygulanırsa, kanatların her iki tarafındaki basınç farkı için bir ifade üretilebilir (Glauert, 1935). Akım disk içerisinde geçerken eksenel hız bileşeni sabit kalırken, akımın kanada göre açısal hızı Ω , artar ve $\Omega + \omega$ değerini alır. Böylece:

$$p_2 - p_3 = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (4.18)$$

Halkasal bir elemandaki itme değeri, dT :

$$dT = (p_2 - p_3) dA = \left[\rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (4.19)$$

Teğetsel indüksiyon faktörü, a' , aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$a' = \omega / 2\Omega \quad (4.20)$$

Analizde, izdeki dönme hesaba katıldığında rotor üzerindeki indüklenmiş hız, eksenel bileşene, Ua , ek olarak rotor düzlemindeki bileşeni, $r\Omega a'$, da içerir.

İtme ifadesi aşağıdaki hali alır:

$$dT = 4a'(1 + a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (4.21)$$

Halkasal bir kesit üzerindeki itme, eksenel indüksiyon faktörü, a , kullanılarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (serbest akım hızı U_1 , U ile gösterilmiştir):

$$dT = 4a(1 - a) \frac{1}{2} \rho U^2 2\pi r dr \quad (4.22)$$

İtme için elde edilen iki ifade birbirine eşitlenerek:

$$\frac{a(1-a)}{a'(1-a)} = \frac{\Omega^2 r^2}{U^2} = \lambda_r^2 \quad (4.23)$$

burada, λ_r , lokal hız oranıdır. Uç hız oranı λ , kanat uç hızının serbest akım hızına oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U} \quad (4.24)$$

Lokal hız oranı ise, herhangi bir yarıçap değerindeki rotor hızının serbest akım hızına oranıdır.

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{U} = \frac{\lambda_r}{R} \quad (4.25)$$

Açısal momentumun korunumu prensibi uygulanarak, rotor üzerine etkiyen tork için bir ifade elde edilebilir. Rotor üzerine sarfedilen tork, Q , izdeki momentum değişimine eşit olmalıdır. Bu durumda, halkasal bir eleman için:

$$dQ = d\dot{m}(\omega r)(r) = (\rho U_2 2\pi r dr)(\omega r)(r) \quad (4.26)$$

bulunur. $U_2 = U(1-a)$ ve $a' = \omega/2\Omega$ olduğundan bu ifade aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$dQ = 4a'(1-a)\frac{1}{2}\rho U\Omega r^2 2\pi r dr \quad (4.27)$$

Her bir elemanda üretilen güç, dP , aşağıdaki ifade ile verilir:

$$dP = \Omega dQ \quad (4.28)$$

4.28 Denklemi'ndeki dQ yerine konur ve yerel uç hız oranı, λ_r , olarak alınırsa, her bir elemanda üretilen güç ifadesi aşağıdaki şekli alır:

$$dP = \frac{1}{2}\rho AU^3 \left[\frac{8}{\lambda^2} a'(1-a)\lambda_r^3 d\lambda_r \right] \quad (4.29)$$

Burada, herhangi bir halka elemanında üretilen gücün eksenel ve açısal indüksiyon faktörlerinin ve uç hız oranının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Eksenel ve açısal indüksiyon faktörleri, rotor düzlemindeki akımın şiddetini ve doğrultusunu tanımlamaktadır. Lokal uç hız oranı ise yarıçap ve uç hız oranının bir fonksiyonudur.

Her bir halkasal eleman tarafından güç katsayısına yapılan katkı, dC_P , aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$dC_P = \frac{dP}{\frac{1}{2}\rho AU^3} \quad (4.30)$$

Buradan da,

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)\lambda_r^3 d\lambda_r \quad (4.31)$$

elde edilir. Bu ifadenin entegre edilebilmesi için, a , a' ve λ_r değişkenlerinin ilişkilendirilmesi gerekmektedir. Denklem 4.23 çözülerek a' , a cinsinden ifade edilirse:

$$a' = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left[1 + \frac{4}{\lambda_r^2} a(1-a)\right]} \quad (4.32)$$

bulunur. Mümkin maksimum güç üretiminin sağlanabildiği hidrodinamik koşullar, Denklem 4.31'deki $a'(1-a)$ terimi en büyük değerini aldığı anda elde edilir. Denklem 4.32'deki a' değeri $a'(1-a)$ ifadesinde yerine konulur ve a' 'ya göre türevi sıfıra eşitlenirse:

$$\lambda_r^2 = \frac{(1-a)(4a-1)^2}{1-3a} \quad (4.33)$$

bulunur. Bu ifade, maksimum güç eldesi için gerekli eksenel indüksiyon faktörünü her bir halkasal elemandaki yerel uç hız oranının bir fonksiyonu olarak tanımlar. Denklem 4.23'da yerine konularak, her bir halkasal elemanda maksimum güç eldesi için aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (4.34)$$

Denklem 4.33'nin, a' 'ya göre türevi alınarak, maksimum güç üretiminin elde edilebileceği durumda $d\lambda_r$ ve da arasındaki ilişki elde edilir:

$$2\lambda_r d\lambda_r = [6(4a-1)(1-2a)^2/(1-3a)^2] da \quad (4.35)$$

Denklem 4.33 ve 4.35 güç katsayısı ifadesinde yerine yazılarak maksimum güç katsayısı ifadesi elde edilir.

$$C_{P,max} = \frac{24}{\lambda^2} \int_{a_1}^{a_2} \left[\frac{(1-a)(1-2a)(1-4a)}{(1-3a)} \right]^2 da \quad (4.36)$$

Burada, entegrasyonun alt limiti a_1 , $\lambda_r=0$ için eksenel indüksiyon faktörüne, üst limit a_2 ise $\lambda_r=\lambda$ durumundaki eksenel indüksiyon faktörüne karşılık gelmektedir. Denklem 4.33'dan:

$$\lambda^2 = (1-a_2)(1-4a_2)^2/(1-3a_2) \quad (4.37)$$

elde edilir. Burada, $a_1=0.25$ için λ_r sıfır değerini alır.

Denklem 4.37, istenilen uç hız oranında çalışma durumuna karşılık gelen a_2 değerleri için çözülebilir. Ayrıca denklemde $a_2=1/3$ değeri yerine konulduğunda sonsuz büyüklükte uç hız oranı elde edildiğinden, eksenel indüksiyon faktörü a' 'nın alabileceği maksimum değerdir.

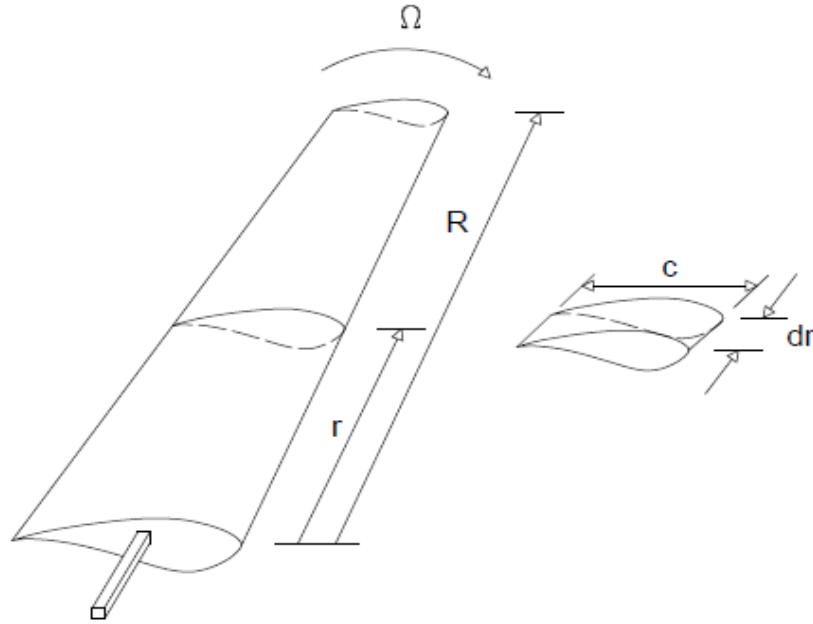
Denklem 4.36'daki $(1-3a)$, x ile değiştirilerek, belirli integral hesap edilebilir (Eggleston ve Stoddard, 1987):

$$C_{P,max} = \frac{8}{729\lambda^2} \left\{ \frac{64}{5}x^5 + 72x^4 + 124x^3 + 38x^2 - 63x - 12[\ln(x)] - 4x^{-1} \right\}_{x=(1-3a_2)}^{x=0.25} \quad (4.38)$$

Böylelikle, bir sualtı akıntı türbini etrafındaki akımın doğası ve akımdan çekilebilecek maksimum gücün teorik limitleri temel fizik kuralları kullanılarak tanımlanmıştır. Elde edilen denklemler, geliştirilen momentum kanat elemanı metodu temelli bilgisayar programında sualtı akıntı türbinlerinin izdeki dönme de hesaba katılarak analiz edilebilmesi için kullanılmıştır.

4.1.2 Kanat elemanı teorisi

Bir sualtı akıntı türbini kanatları üzerine etki eden kuvvetler kaldırma ve direnç katsayılarının ve hücum açısının bir fonksiyonu olarak da ifade edilebilir. Bu analizde, Şekil 4.4’de gösterdiği üzere kanat N adet elemana bölünür.



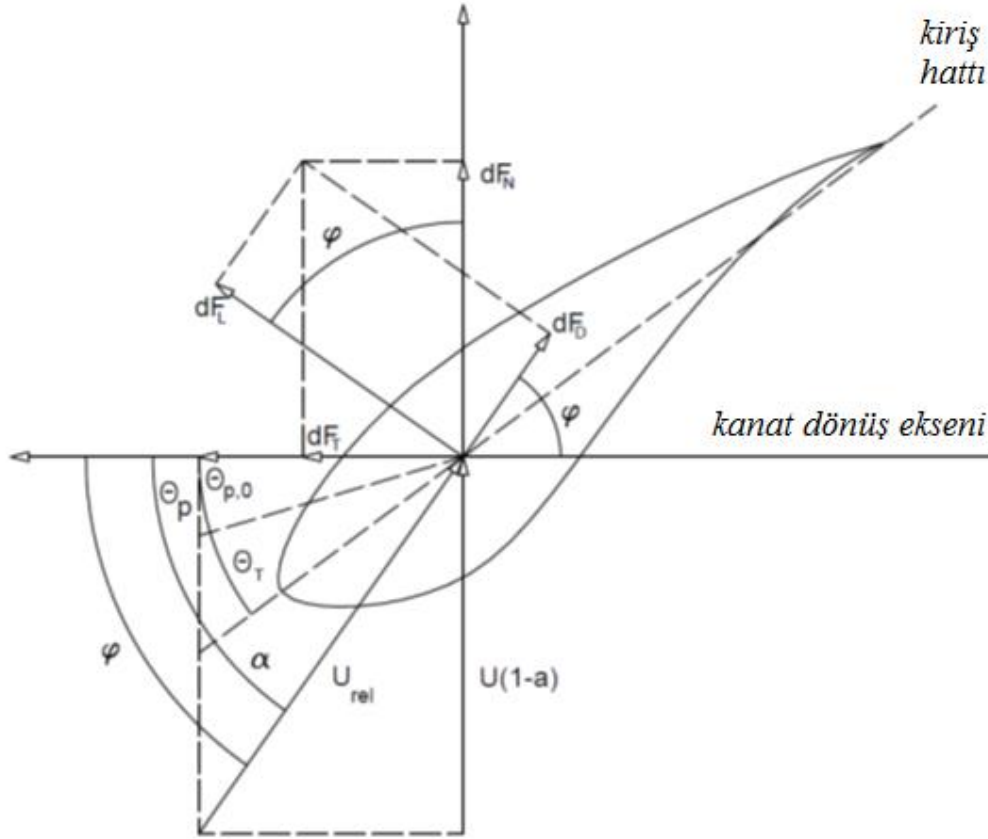
Şekil 4.4 : Kanat elemanının temsili: c , kiriş uzunluğu; dr , elemanın radyal uzunluğu; r , yarıçap; R , rotor yarıçapı; Ω , rotor açısal hızı.

Elemanlar arasında hidrodinamik etkileşim olmadığı ve kanatlar üzerine etkiyen kuvvetlerin sadece kanat kesitlerine ait kaldırma ve sürüklenme katsayıları ile tanımlandığı varsayımı yapılır. Kanat elemanı üzerindeki kuvvetlerin analizinde, kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin, bir efektif veya rölatif akıma, sırası ile dik ve paralel olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Rölatif akım, rotor üzerindeki akımın hızı, $U(1-a)$, ve rotorun dönmesinden kaynaklanan akım hızının vektörel toplamıdır. Bu

rotasyonel bileşen, kanat elemanın, Ωr , ve açısal momentumun korunumu ile belirlenen kanatlar üzerindeki indüklenmiş açısal hızın, $\omega r/2$, vektörel toplamıdır:

$$\Omega r + \left(\frac{\omega}{2}\right) r = \Omega r + \Omega a' r = \Omega r(1 + a') \quad (4.39)$$

Kanat üzerindeki çeşitli kuvvetler, açılar ve hızların birbirleri ile ilişkileri Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : Kanat üzerindeki kuvvetler, açılar ve hızlar.

Burada, θ_p , kiriş hattı ve dönüş düzlemi arasında kalan kesit hatve açısı, $\theta_{p,0}$ kanat ucundaki hatve açısı, θ_T , kanat burulma açısı, α , hücum açısı (kiriş hattı ve rölatif akım arasında kalan açı), ϕ , rölatif akım açısı, dF_L , elemanter kaldırma kuvveti, dF_D , elemanter direnç kuvveti, dF_N , dönüş düzlemine normal doğrultudaki elemanter kuvvet ve dF_T , rotorun süpürdüğü çembere teğet elemanter kuvvettir. Bu kuvvet, tork üreten kuvvettir. U_{rel} , rölatif akım hızıdır.

Burada kanat burulma açısı, θ_T , kanat ucuna rölatif olarak belirlenir. Böylece:

$$\theta_T = \theta_p - \theta_{p,0} \quad (4.40)$$

burada, $\theta_{p,0}$ kanat ucundaki hatve açısıdır. Burulma açısı, kanat geometrisinin bir fonksiyonu olduğundan kanat pozisyonu $\theta_{p,0}$, değişirse, θ_p de değişir. Ayrıca, rölatif akım açısı, dilim hatve açısı ile hücum açısının toplamına eşittir:

$$\varphi = \theta_p + \alpha \quad (4.41)$$

Şekil 4.5'den faydalanılarak aşağıdaki bağıntılar elde edilebilir:

$$\tan\varphi = \frac{U(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{1-a}{(1+a')\lambda_r} \quad (4.42)$$

$$U_{rel} = U(1-a)/\sin\varphi \quad (4.43)$$

$$dF_L = C_l \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c dr \quad (4.44)$$

$$dF_D = C_d \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c dr \quad (4.45)$$

$$dF_N = dF_L \cos\varphi + dF_D \sin\varphi \quad (4.46)$$

$$dF_T = dF_L \sin\varphi - dF_D \cos\varphi \quad (4.47)$$

Eğer rotor B adet kanda sahipse, merkezden r mesafedeki eleman üzerindeki toplam normal kuvvet:

$$dF_N = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \cos\varphi + C_d \sin\varphi) c dr \quad (4.48)$$

Merkezden r mesafedeki eleman üzerindeki teğetsel kuvvet sonucu meydana gelen diferansiyel tork:

$$dQ = BrdF_T \quad (4.49)$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \sin\varphi - C_d \cos\varphi) c r dr \quad (4.50)$$

olur. Burada dikkat edilmesi gerekli husus, direnç etkisinin torkun ve dolayısı ile gücün azalmasına, kanatlar üzerine etkiyen itmenin ise artmasına neden olmasıdır.

Böylelikle, kanat elemanı teorisinden, halkasal rotor kesiti üzerine etkiyen normal kuvvet (itme) ve teğetsel kuvvet (tork), kanat üzerindeki akım açıları ve kanat kesit karakteristiklerinin bir fonksiyonu olarak Denklem 4.48 ve Denklem 4.50 ile tanımlanabilir. Bu denklemler, istenilen kanat geometrisine sahip rotorların performans analizi için kullanılmıştır.

4.1.3 Momentum kanat elemanı teorisi

Momentum kanat elemanı teorisi kullanılarak yapılan analizde, kanadın kiriş boyu ve burulma açısı dağılımının bilindiği kabul edilir. Hücum açısı bilinmemekle birlikte, türetilen bağıntılar sayesinde bu değer belirlenerek kanat performansı hesaplanabilir. Momentum teorisi ve kanat elemanı teorisi kullanılarak elde edilen kuvvet ve momentler eşit olmalıdır. Bu durumda, türbin dizaynında akım koşulları aşağıdaki denklemler eşitlenerek elde edilebilir:

Eksenel momentumun korunumundan:

$$dT = \rho U^2 4a(1-a)\pi r dr \quad (4.51)$$

Açısal momentumun korunumundan:

$$dQ = 4a'(1-a)\rho U \pi r^3 \Omega dr \quad (4.52)$$

Kanat elemanı teorisinden:

$$dF_N = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) c dr \quad (4.48)$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \sin \varphi + C_d \cos \varphi) c r dr \quad (4.50)$$

Burada, dT , normal kuvvetle, dF_N , aynı kuvvettir. Rölatif hız, serbest akım hızının bir fonksiyonu olarak Denklem 4.43 kullanılarak ifade edilebilir. Böylece kanat elemanı teorisindeki Denklem 4.48 ve 4.50 aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$dF_N = \sigma' \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) dr \quad (4.53)$$

$$dQ = \sigma' \pi \rho \frac{U^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_l \sin \varphi + C_d \cos \varphi) r^2 dr \quad (4.54)$$

burada, σ' , lokal katılık oranıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\sigma' = Bc/2\pi r \quad (4.55)$$

Eksenel ve teğetsel indüksiyon faktörlerinin hesaplanmasında direnç katsayısının sıfıra eşit kabul edilmesi sık karşılaşılan bir uygulamadır (Wilson ve Lissaman, 1974). Düşük sürüklenme katsayılı foiller için bu kabul, ihmal edilebilecek hatalara neden olur. Buradan, momentum ve kanat elemanı teorisinden tork için elde edilen denklemler birbirine eşitlenir ve $C_d=0$ kabulü yapılırsa:

$$a'/(1-a) = \sigma' C_l / (4\lambda_r \sin \varphi) \quad (4.56)$$

Momentum ve kanat elemanı teorisinden elde edilen, normal kuvvet ifadeleri birbirine eşitlenerek:

$$a/(1 - a) = \sigma' C_l \cos \varphi / (4 \sin^2 \varphi) \quad (4.57)$$

a , a' , φ ve λ_r 'yi geometrik temelde birbiri ile ilişkilendiren Denklem 4.42 ve Denklemler 4.56 ve 4.57 kullanılarak aşağıdaki bağıntılar elde edilir:

$$C_l = 4 \sin \varphi \frac{(\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi)}{\sigma' (\sin \varphi - \lambda_r \cos \varphi)} \quad (4.58)$$

$$a'/(1 + a') = \sigma' C_l / 4 \cos \varphi \quad (4.59)$$

Türetilebilecek diğer ifadeler ise aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

$$a/a' = \lambda_r / \tan \varphi \quad (4.60)$$

$$a = 1 / [1 + \frac{4 \sin^2 \varphi}{\sigma' C_l \cos \varphi}] \quad (4.61)$$

$$a' = 1 / [\left(\frac{4 \cos \varphi}{\sigma' C_l} \right) - 1] \quad (4.62)$$

4.1.3.1 Çözüm yöntemi

Yukarıdaki denklemler kullanılarak her bir kanat dilimindeki akım koşullarının belirlenebilmesi için kullanılacak yöntem, büyük eksenel indüksiyon faktörlü akım koşullarında da kullanılabilecek, iteratif sayısal bir yaklaşımdır. Yöntemde, a ve a' için bir başlangıç değeri kabul edilir, buradan da yeni akım koşulları ve yeni indüksiyon faktörleri aşağıdaki şekilde hesap edilir;

1. a ve a' değerleri kabul edilir
2. Denklem 4.42 kullanılarak rölatif akımın açısı hesaplanır
3. $\varphi = \alpha + \theta_p$ eşitliği kullanılarak hücum açısı hesaplanır ve bu açığa karşılık gelen C_d ve C_l değerleri belirlenir.
4. Denklem 4.56 ve 4.57 veya Denklem 4.61 ve 4.62 kullanılarak a ve a' için yeni değerler belirlenir.

Yeni dizayn edilen türbinler için, hesaplanan yeni indüksiyon faktörleri ile bir önceki hesaplamada bulunanlar arasındaki fark kabul edilen tolerans içinde kalana kadar işlem tekrar edilir. Türbin kanadı optimizasyonunda da indüksiyon faktörleri iterasyon kullanılarak hesaplanır. Ancak mevcut bir dizaynın performans analizi iterasyon aşamasını içermez.

4.1.3.2 Güç katsayısının hesaplanması

Her bir kanat eleman için a değeri elde edildikten sonra, rotor güç katsayısı Denklem 4.63 kullanılarak elde edilebilir (Wilson and Lissaman, 1974):

$$C_p = \left(\frac{8}{\lambda^2}\right) \int_{\lambda_h}^{\lambda} \lambda_r^3 a' (1-a) \left[1 - \left(\frac{C_d}{C_l}\right) \cot\varphi\right] d\lambda_r \quad (4.63)$$

burada, λ_h , göbekteki lokal hız oranıdır. Benzer şekilde (de Vries, 1979):

$$C_p = \left(\frac{8}{\lambda^2}\right) \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sin^2\varphi (\cos\varphi - \lambda_r \sin\varphi) (\sin\varphi + \lambda_r \cos\varphi) \left[1 - \left(\frac{C_d}{C_l}\right) \cot\varphi\right] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (4.64)$$

Eksenel indüksiyon faktörü, $C_d=0$ kabulü yapılarak hesaplanmasına rağmen, sürüklenme etkisi güç katsayısı hesaplamasına dahil edilmiştir.

Her bir halkasal elemanın toplam güç üretimine katkısı,

$$dP = \Omega dQ \quad (4.65)$$

burada, Ω rotorun rotasyonel hızıdır. Rotorun ürettiği toplam güç:

$$P = \int_{r_h}^R dP = \int_{r_h}^R \Omega dQ \quad (4.66)$$

burada, r_h , kanat göbeğindeki rotor yarıçapıdır. Güç katsayısı, C_p :

$$C_p = \frac{P}{P_{akım}} = \frac{\int_{r_h}^R \Omega dQ}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U^3} \quad (4.67)$$

Denklem 4.54'deki diferansiyel tork ifadesi ve Denklem 4.25'deki lokal uç hız oranı tanımı kullanılarak:

$$C_p = \frac{2}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sigma' C_l (1-a)^2 \left(\frac{1}{\sin\varphi}\right) \left[1 - \left(\frac{C_d}{C_l}\right) \cot\varphi\right] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (4.68)$$

burada, λ_h , kanat göbeğindeki lokal uç hız oranıdır. Denklem 4.57 ve 4.60'dan:

$$\sigma' C_l (1-a) = 4a \sin^2\varphi / \cos\varphi \quad (4.69)$$

$$a \tan\theta = a' \lambda_r \quad (4.70)$$

Denklem 4.68'de yerine konulduğunda Denklem 4.71 elde edilir:

$$C_p = 8/\lambda^2 \int_{\lambda_h}^{\lambda} \lambda_r^3 a' (1-a) \left[1 - \left(\frac{C_d}{C_l}\right) \cot\varphi\right] d\lambda_r \quad (4.71)$$

Güç katsayısını tanımlayan bu denklem, $C_d=0$ kabulü yapıldığında, momentum teorisi ile izdeki dönme hesaba katılarak türetilen Denklem 4.31 ile aynıdır.

4.1.4 Uygulanan düzeltme faktörleri

Kanat profillerinin performansı, genellikle iki boyutlu airfoiller üzerinde yapılan rüzgar veya su-tüneli deney sonuçlarından elde edildiğinden ve belirli Reynolds sayılarındaki sonsuz uzunluktaki profillere ait değerler olduklarından, türbinlere uygulanabilir hale gelmeleri için düzeltilmeleri gerekmektedir. Bu gibi düzeltmelerin hassasiyet derecesi bir çok durumda şüphelidir ve özellikle hiçbir korelasyonun mevcut olmadığı konvansiyonel olmayan airfoil ailelerine uygulandığında, hatalı öngörülere neden olmaktadır. Bu durum, bilhassa profil şekli ve çalışma koşullarının kompleks bir fonksiyonu olan kavitasyon marjının elde edilmesinde sorun teşkil etmektedir (Moriarty ve Hansen, 2005).

4.1.4.1 Uç-kayı faktörü

Momentum kanat elemanı teorisinin en önemli eksiklerinden biri, kanat uçlarından iz üzerine saçılan girdapların indüklenmiş hız alanı üzerindeki etkilerini içermemesidir. Bu girdaplar çoklu helisel yapılar meydana getirir ve rotor üzerindeki indüklenmiş hız dağılımı üzerinde önemli rol oynar (Sorensen ve diğ., 2007). Rotor düzlemindeki indüklenmiş hızlar üzerindeki etki, bilhassa türbin tarafından üretilen güç ile yakından ilişkili bölge olan kanat uçlarında belirgindir (Hansen, 2008).

Bu eksikliğin giderilmesi amacı ile Prandtl, helisel girdap iz modelini, iz üzerinde direkt etkisi bulunmayan ve ana akım tarafından dağıtılan girdap tabakaları olarak modelleyerek, türbin izini basitleştirmiştir (Burton ve diğ., 2011). Bu teori, indüklenmiş hız alanına uygulanan bir düzeltme faktörü, F , olarak özetlenmiştir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} e^{-f} \quad (4.72)$$

Burada,

$$f = \frac{B}{2} \frac{R-r}{\pi r \sin \varphi} \quad (4.73)$$

Modelin, birçok mühendislik modelinde de olduğu gibi doğruluğunu etkileyen sınırlamalarından biri, izin genişlemediği kabulüdür. Bu durum teorisinin doğruluğunu hafif yüklü rotorlar ile sınırlanmaktadır (Hansen, 2008).

Prandtl'in modeline ek olarak, uç kaybının hesaba katılabilmesi için kullanılabilecek diğer bir yöntem ise, Xu ve Sankar'ın (2002) Navier-Stokes çözümlerini temel alan ampirik bağıntıdır:

$$F = \frac{F_{Prandtl}^{0.85} + 0.5}{2} \quad 0.7 \leq r/R \leq 1 \quad (4.74)$$

veya

$$F = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{1-F_{Prandtl}(\frac{r}{R}=0.7)}{0.7}} \quad r/R < 0.7 \quad (4.75)$$

Bu düzeltme, Prandtl modeli ile birlikte kullanılmaktadır ve spesifik bir türbin dizaynı temel alınarak elde edildiğinden tüm türbin konfigürasyonlarına uyum göstermeyebilir (Moriarty ve Hansen, 2005).

4.1.4.2 Göbek kayıp modeli

Uç-kaybı modeline benzer şekilde, rotorun göbek kısmına yakın bölgede saçılan girdabın indüklediği hızın düzeltilmesi için kullanılır. Göbek girdabı etkisinin tanımlanabilmesi için Prandtl'in uç-kaybı modeli ile çok benzer;

$$f = \frac{B}{2} \frac{r - R_{Göbek}}{r \sin \varphi} \quad (4.76)$$

eşitliği kullanılır (Moriarty ve Hansen, 2005).

4.1.4.3 Glauert düzeltmesi

Momentum kanat elemanı teorisinin eksikliklerinden bir diğeri ise, indüksiyon faktörünün (a) yaklaşık 0.4 değerinden büyük olduğu durumlarda teorisinin geçersiz hale gelmesidir. Bu durum yüksek uç hız oranına sahip türbinlerde, rotorun türbülanslı iz durumuna ($a > 0.5$) geçmesi ile meydana gelir. Momentum teorisine göre, bu çalışma koşulu altında uzak-izdeki çıkış akımı giriş akımına doğru ilerlemeye başlar ki bu durum MBE teorisindeki temel kabulleri ihlal eder. Gerçekte akımın fiziksel olarak ters dönmesi meydana gelmez, ancak dış akımdan iz bölgesine daha fazla akım girişi olur ve türbülans artar. Rotor gerisindeki akım yavaşlarken rotor diski üzerindeki itme artmaya devam eder. Bu etkinin dengelenebilmesi amacı ile Glauert (1935) yüksek indüklenmiş hızlara sahip helikopter rotorlarına ait deneysel sonuçlara dayalı bir rotor itme katsayısı düzeltmesi geliştirmiştir. Tüm rotora ait itme katsayısı için geliştirilmiş olmakla birlikte, MBEM ile kullanıldığında her bir kanat elemanının lokal itme katsayısının düzeltilmesi için de kullanılmaktadır. Glauert düzeltmesi ve uç-kaybı

faktörü arasında yakın bir ilişki mevcuttur. Uçtaki kayıplar yüksek ise daha büyük hızlar indüklenir. Böylelikle, uca yakın kısımlarda türbülanslı iz ihtimali artar. Bu nedenle her bir eleman için indüklenmiş hız hesaplamalarında uç-kayıbı ve Glauert düzeltmesinin bir kombinasyonu kullanılmalıdır. Buhl (2004) Glauert'in ampirik bağıntısını uç-kayıp faktörünü de içerecek biçimde aşağıdaki şekilde modifiye etmiştir:

$$a = \frac{8}{9} + \left(4F - \frac{40}{9}\right)a + \left(\frac{50}{9} - 4F\right)a^2 \quad (4.77)$$

veya, indüksiyon faktörü (a) için çözümlerse,

$$C_T = \frac{18F - 20 - 3\sqrt{C_T(50 - 36F) + 12F(3F - 4)}}{36F - 50} \quad (4.78)$$

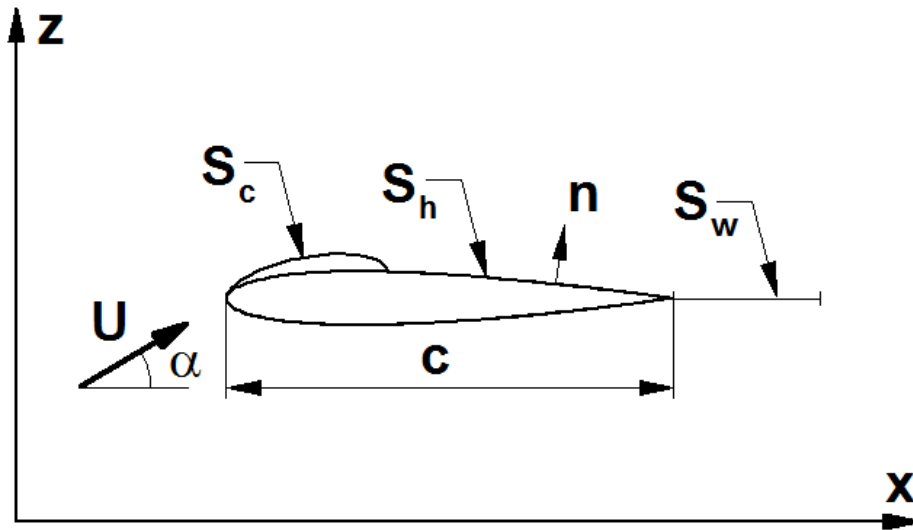
4.1.5 Panel yöntemleri

Kesit kavitasyon modeli için, Şekil 4.6'da gösterilen, uniform gelen akıma maruz bırakılmış kavitasyon yapan bir 2B hidrofoil (kesit) yüzeyi göz önüne alındığında, x eksenini uniform gelen akım doğrultusunda, z eksenini ise yukarı doğru pozitifdir. Akışkan, viskozitesiz, sıkıştırılamaz ve dönümsüz kabul edilir.

Böylece akım alanı, toplam hız potansiyeli, Φ , veya pertürbasyon potansiyeli, ϕ , cinsinden aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$\Phi(x, z) = \phi(x, z) + V_x \quad (4.79)$$

burada, V , gelen akımın hızıdır.



Şekil 4.6 : 2B Hidrofoil.

Pertürbasyon potansiyeli ϕ , ve toplam potansiyel Φ , akışkan alanında Laplace denklemini sağlamalıdır:

$$\nabla^2 \Phi = \nabla^2 \phi = 0 \quad (4.80)$$

Ek olarak, aşağıdaki sınır koşulları ϕ tarafından sağlanmalıdır.

- i) *Kinematik sınır koşulu:* Akım hidrofoil ve kavite yüzeyine teğet olmalıdır.

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = -\vec{V} \cdot \vec{n} \quad (4.81)$$

burada, $\vec{n}$, hidrofoil veya kavite yüzeyinden akışkan alanı içerisine yönelmiş birim normal vektördür.

- ii) *Kavite yüzeyi üzerinde dinamik sınır koşulu:* Basınç sabittir ve kavite üzerinde p_v (p_v : buhar basıncı) değerine eşittir.

Bernoulli denklemi uygulanarak, kavite üzerindeki toplam hız, q_c , aşağıdaki şekilde verilebilir (Kinnas ve Fine, 1989):

$$\vec{q}_c = |\vec{V}| \sqrt{(1 + \sigma)} \quad (4.82)$$

burada, σ , kavitasyon sayısıdır.

$$\sigma = \frac{p_\infty - p_v}{1/2 \rho V^2} \quad (4.83)$$

- iii) *Kutta şartı:* Hidrofoilin çıkış ucundaki hız sonludur,

$$\nabla \phi = \text{sonlu} \quad (4.84)$$

- iv) *Kavite kapanma şartı:* Kavite, kendi çıkış ucunda kapanır.

Kavite çıkış ucunda meydana gelen karmaşık fiziksel olgu yok sayılır ve bölge bir sonlandırma modeli (Kinnas and Fine, 1993) ile temsil edilir. Kavite ayrılma noktasının bilindiği kabul edilmektedir ve bu çalışmada hidrofoil giriş ucu kavite ayrılma noktası olarak seçilmiştir (Çelik ve diğ, 2014).

Green'in üçüncü özdeşliğinin akışkan alanı içinde Denklem 4.80'e uygulanması ile, hidrofoil ve kavite yüzeyi üzerindeki pertürbasyon potansiyeli için aşağıdaki integral denklem yazılabilir:

$$\pi \phi = \int_{SH} \left(\phi \frac{\partial \ln r}{\partial n} - \frac{\partial \phi}{\partial n} \ln r \right) dS + \int_{SW} \Delta \phi_W \frac{\partial \ln r}{\partial n^+} dS \quad (4.85)$$

burada, SH ve SW sırası ile hidrofoile (kavite yüzeyini de içermek üzere) ve iz yüzeyine ait sınırlar, r ise kaynak noktası ve alan noktası arasındaki mesafedir. $\Delta\phi_w$, iz yüzeyleri arasında bir yüzeyden diğerine potansiyel sıçraması ve n^+ iz yüzeyine normal doğrultuda yukarı yönlü birim vektördür. Kinematik sınır koşulu Denklem 4.81, Denklem 4.85'e uygulandığında, kavite yüzeyini de içeren hidrofoil kısmı için aşağıdaki integral denklem yazılabilir,

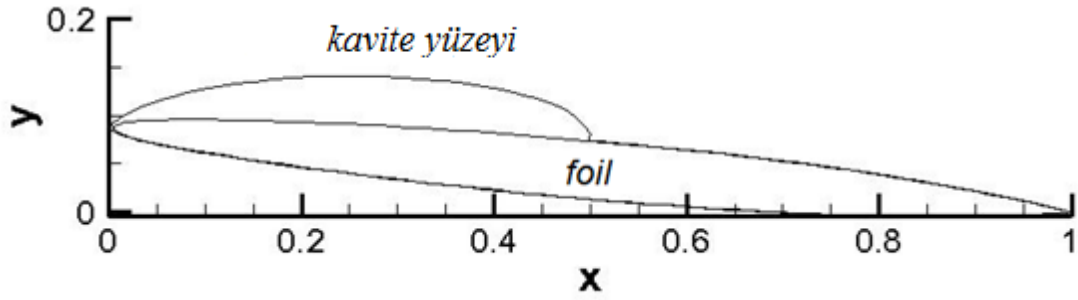
$$\pi\phi = \int_{SH} \left(\phi \frac{\partial \ln r}{\partial n} + (\vec{V} \cdot \vec{n}) \ln r \right) dS + \int_{SW} \Delta\phi_w \frac{\partial \ln r}{\partial n^+} dS \quad (4.86)$$

Burada, hidrofoil ve kavite sınırları, parça parça sabit kaynak ve dipol dağılımlarına haiz düz panelere ayrıştırılmıştır. Ayrıştırılmış integral denklem, bilinmeyen potansiyel değerlerine bağlı bir denklemler matrisi elde edilmesini sağlar ve herhangi bir matris çözücü ile çözülebilir. Bu yöntem, kavitasyonlu hidrofoiller için bir sınır elemanı (panel) yöntemi olarak adlandırılır (Kinnas ve Fine, 1993; Bal ve Kinnas, 2002).

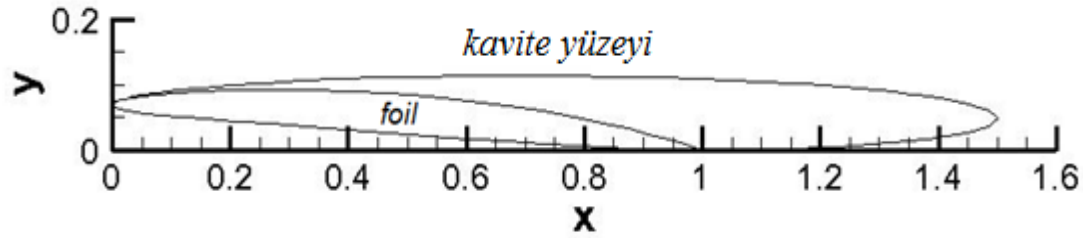
4.1.6 Kavitasyon modelinin MBET ile kullanılması

Sınır eleman metodu temelli kavite modeli, kanat elemanı metodu ile birlikte kullanılarak kavitasyona maruz bir sualtı akıntı türbininin hidrodinamik analizi için bir metodoloji geliştirilmiştir.

Yöntemde öncelikle, farklı açılardaki her bir kanat elemanına ait kavitasyon sayıları hesaplanarak, kavitasyona maruz dilimlerdeki kavitasyon boyları bahsi geçen kavite modeli uygulanarak belirlenir. Şekil 4.7 ve 4.8'de gösterildiği üzere, kanat kesiti ve kavitasyon kabarcığının birleşiminden meydana gelen kombine kesit geometrisinin kaldırma ve direnç katsayıları XFOIL kullanılarak hesap edilir. Hesaplanan kaldırma ve direnç katsayıları momentum kanat elemanı metodunda itme ve tork değerlerinin hesaplanmasında kullanılarak kavitasyonun türbin performansına etkileri hesaplara dahil edilir.



Şekil 4.7 : Kısmi kavitasyona maruz iki boyutlu hidrofoilin sınır eleman modeli.



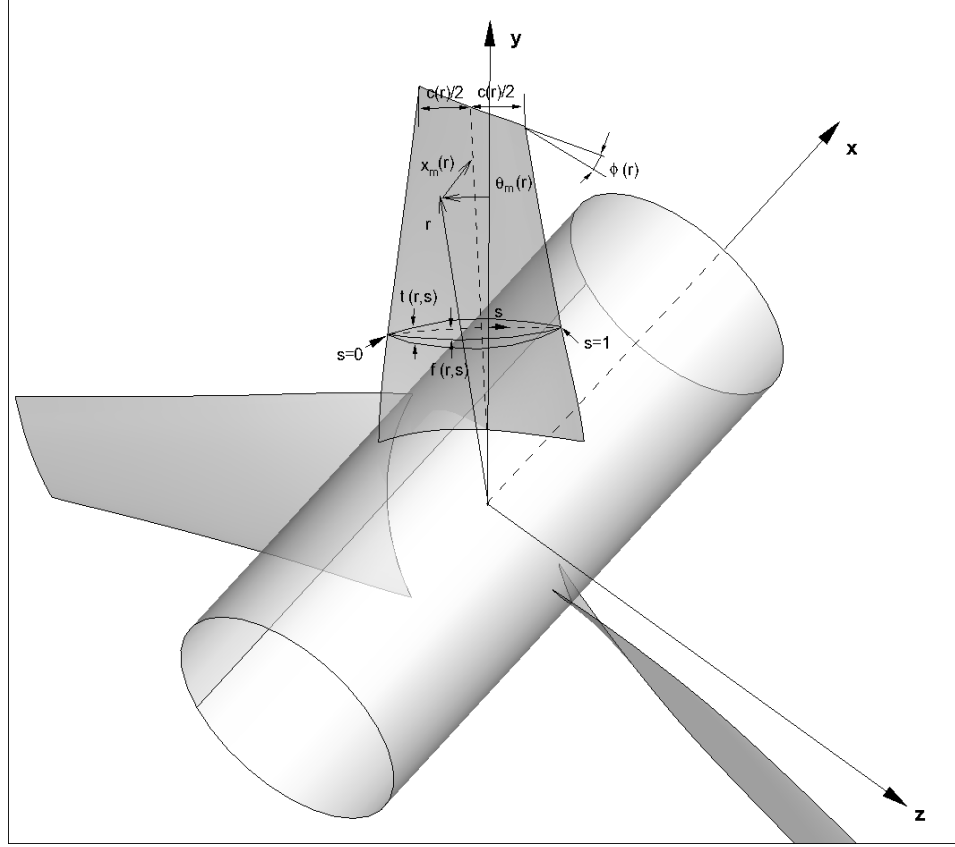
Şekil 4.8 : Süper kavitasyona maruz iki boyutlu hidrofoilin sınır eleman modeli.

4.2 Girdap Ağ Metodu

Girdap ağ yönteminde türbinin varlığı, kanat ortalama sehim yüzeyi ve iz üzerine yerleştirilmiş girdap ve kaynak dağılımı ile ifade edilir. Sehim yüzeyi ve iz tabakası üzerindeki teğetsel hızlardaki sıçramanın ifade edilmesi için girdap dağılımı, kanat kalınlığının ifade edilmesi için ise kaynak dağılımı kullanılır. Girdap, ortalama sehim yüzeyi üzerinde uzanan bir vektördür ve yüzey üzerinde keyfi olarak belirlenen iki bileşene ayrılabilir. Böylelikle, türbin kanadı yüzeyi üzerinde girdap dağılımı kanat boyunca ve kiriş boyunca bileşenlerine ayrılır. İz içerisine saçılan kiriş hattındaki bileşen “izler girdap” olarak adlandırılmıştır. Tekilliklerin bilinmeyen şiddetleri uygun kontrol noktalarında kinematik ve dinamik sınır koşulları uygulanarak belirlenir. Kinematik ve dinamik sınır koşullarına, önceki bölümde yer verildiğinden, burada tekrar yer verilmeyecektir. Yöntemin detayları ve uygulamaları için Bal ve Guner (2009) incelenebilir.

4.2.1 Kanat geometrisi

Girdap ağ metodu esasen gemi pervaneleri için geliştirilmekle birlikte türbin kanat geometrisi de pervanelere benzer şekilde tanımlanmaktadır. Koordinat sistemi ve türbinin geometrik notasyonu Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Girdap ağ metodunda koordinat sistemi ve geometrik notasyon.

Üç boyutlu koordinat sisteminde pozitif x , çıkış akımı doğrultusunda tanımlanmıştır. Y eksenini, x eksenine normal doğrultuda, anahtar kanat (key blade) üzerine sabitlenmiş, z eksenini ise sağ el kuralına uygun şekilde seçilmiştir. Silindirik koordinat sistemi aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$x = x \quad (4.87)$$

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} \quad (4.88)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{z}{y} \quad (4.99)$$

Şekil 4.9’da gösterildiği üzere, pervane ya da türbinin giriş orta hattı, eğiklik $x_m(r)$, ve çalıklığın $\theta_m(r)$, pervane yarıçapı doğrultusundaki dağılımı ile tanımlanmıştır. Giriş ucu ve çıkış ucu koordinatları giriş orta hattından geçen hatve açısına sahip bir helis geçirilerek belirlenmiştir.

$$x_{l,t}(r) = x_m(r) \mp \frac{c(r)}{2} \sin \phi(r) \quad (4.100)$$

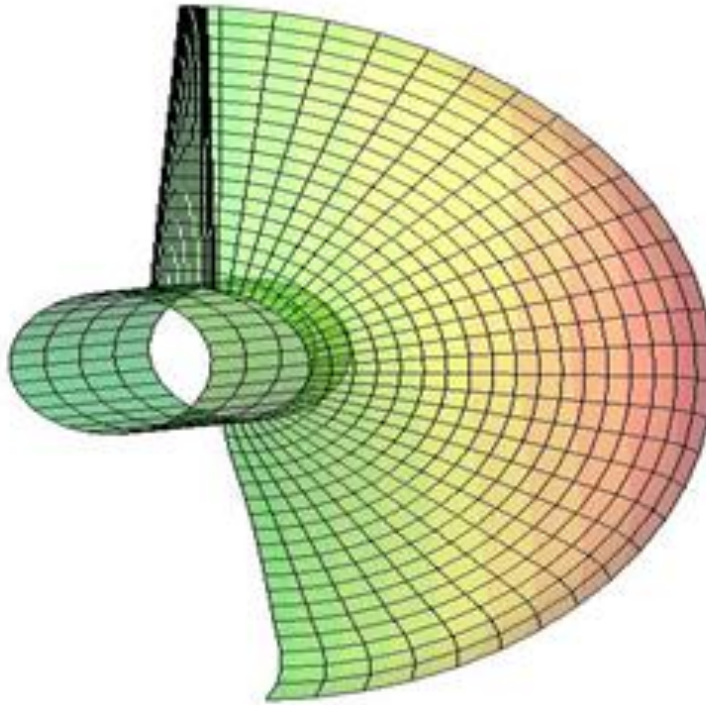
$$\theta_{l,t}(r) = \theta_m(r) \mp \frac{c(r)}{2} \cos \phi(r) \quad (4.101)$$

$$y_{l,t}(r) = r \cos \theta_{l,t}(r) \quad (4.102)$$

$$z_{l,t}(r) = r \sin \theta_{l,t}(r) \quad (4.103)$$

burada, $c(r)$, r yarıçaptaki kiriş uzunluğu, l ve t alt indisleri sırası ile hücum kenarı ve izler kenarı belirtmektedir.

Pervane eğiklik dağılımı $f(r,s)$ kanat kesitinin ortalama hattı ile r yarıçapındaki silindirik yüzey üzerindeki burun-kuyruk helisi arasındaki normal mesafe şeklinde tanımlanır. Burada, s , hücum kenarında 0 ve izler kenarda 1 olacak şekilde kiriş hattı boyunca koordinatı tanımlar. Kalınlık, $t(r,s)$, eğiklik hattına normal olacak şekilde simetrik olarak eklenir. Kanat geometrisinin tanımlanmasına ilişkin detaylar Kerwin ve Lee (1978)'de yer almaktadır.

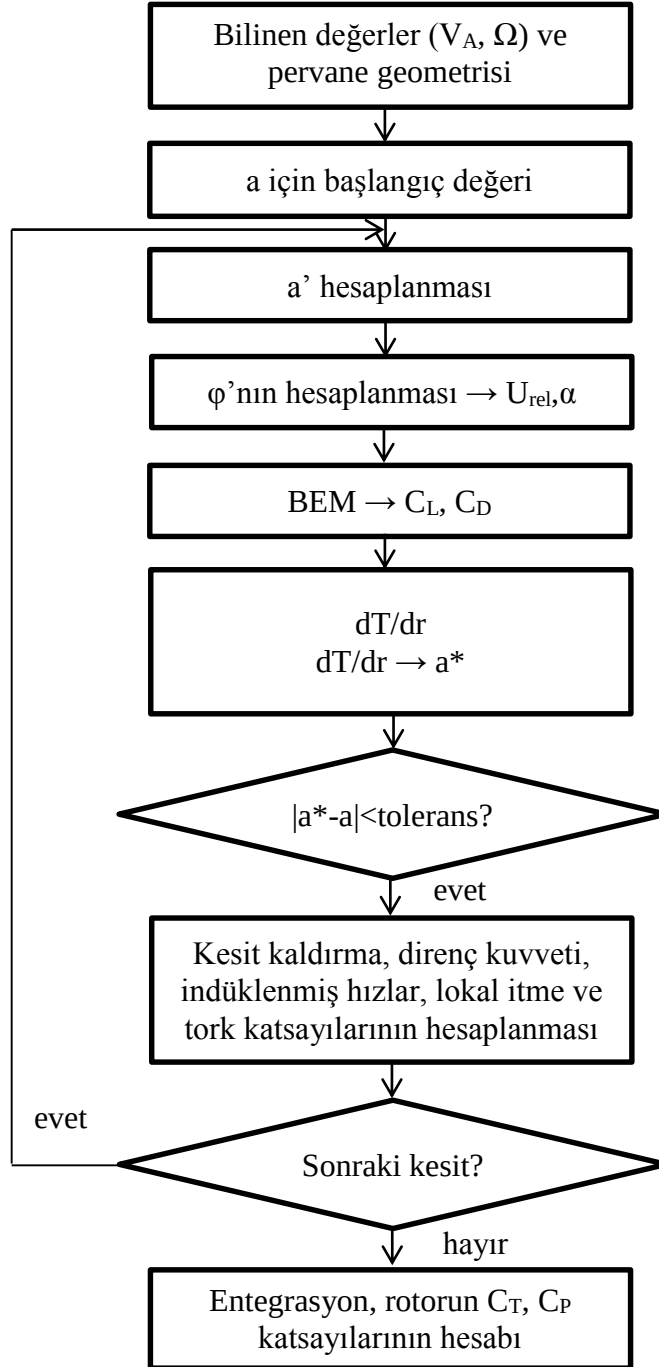


Şekil 4.10 : Türbin kanadı (anahtar) ve izin girdap ağ metodu modeli.

4.3 Analizde Kullanılan Bilgisayar Programları

4.3.1 Türbin performans analiz programı

Momentum kanat elemanı teorisi çerçevesinde yatay eksenli bir türbinden elde edilecek tahmini güç hesaplamalarını bilgisayar destekli olarak gerçekleştirmek üzere bir kod yazılmıştır. Rotor performansının elde edilebilmesi için yazılmış FORTRAN koduna ait çözüm şeması Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.11 : Momentum kanat elemanı metoduna ait FORTRAN kodu akış şeması.

Her bir radyal istasyon (element)'da yukarıda belirtilmiş denklem sistemine ait değişkenlerin hesaplanabilmesi için bir döngü gerçekleştirilir. Öncelikle, a için bir başlangıç değeri belirlenir; bu değer kullanılarak ilk bilinmeyen değişkenler grubu (a' , φ , U_{rel}) hesaplanır. Daha sonra, profile ait kaldırma ve direnç katsayıları hücum açısının bir fonksiyonu olarak hesaplanır ve lokal itme ve tork değerlerinin hesaplanmasında kullanılır. Kavitasyona maruz kesitler için bu aşamada programa

müdahale edilerek panel yöntemleri kullanılarak hesaplanan kavitasyonlu durumdaki kaldırma ve direnç katsayısı verileri programa girilir. Son olarak, kesit kuvvetleri, indüksiyon faktörleri ve lokal itme ve tork katsayıları hesaplanarak kaydedilir ve sonraki dilime geçilir. Her bir dilim için hesaplanan değerler kanat boyunca entegre edilerek toplam güç ve itme katsayısı değerleri elde edilir.

4.3.2 Kısmi/süper kavitasyon panel metodu (PCPAN/SCPAN)

PCPAN programı, daimi akım içerisindeki iki veya üç boyutlu foil veya daimi olmayan akıma maruz pervaneler etrafındaki akımın çözümlenmesinde kullanılır. 2B foil durumunda, sabit kavitasyon boyu veya sabit kavitasyon sayısı için çözüm yapılabilmesine olanak sağlar. Foil (veya kanat) ve kavite yüzeyi sonlu sayıda sabit şiddetli kaynak ve normal dipol panellere ayrılır. Kaynak ve dipollerin şiddeti, Green formülünün çoklu uygulamaları sonucunda oluşmuş lineer denklem sisteminin çözümü ile elde edilir. Kavite kalınlığı kaynak şiddetleri entegre edilerek, basınçlar ise Bernoulli denklemi kullanılarak hesap edilir (Kinnas, 1993, 1996).

4.3.3 XFoil

XFoil, ses hızının altındaki hızlarda çalışan izole iki boyutlu kanat kesitlerinin dizayn ve analizinde kullanılan FORTRAN programlama dili ile yazılmış bir programdır. İki boyutlu airfoilin formunu belirleyen koordinatlar, Reynolds ve Mach sayıları verildiğinde, XFoil airfoil yüzeyi üzerindeki basınç dağılımını, böylelikle kaldırma ve direnç karakteristiklerini hesaplayabilmektedir. Ayrıca istenilen parametreleri sağlayabilecek airfoil formunun hesaplanabilmesine de imkan sağlamaktadır (Drela, 1989).

XFoil, uzun zamandır rüzgar türbini dizayn ve optimizasyonunda kullanılmaktadır. Ronsten (1992) tarafından dönen ve sabit bir kanat üzerindeki statik basınç ölçümlerinin yapıldığı çalışmada sonuçlar, iki boyutlu analiz metodu kullanan XFoil hesaplama sonuçları ile kıyaslanmaktadır. XFoil ayrıca Timmer ve van Rooij (2003) tarafından rüzgar türbinleri için özel olarak dizayn edilen airfoillerin deney sonuçları ile kıyaslanmıştır.

5. PERFORMANS ANALİZİ – SAYISAL ÖRNEKLER

5.1 Giriş

Bu bölümde, bir rüzgar türbini ve belirli koşullar altında çalışan yatay eksenli sualtı akıntı türbinlerinin performans analizleri yapılmış, sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve kavitsyon oluşumunun sualtı akıntı türbinlerinin güç elde etme performanslarına olan etkileri incelenmiştir. Güç katsayılarının hesaplanmasında, bir önceki bölümde bahsi geçen momentum kanat elemanı metodu temelli FORTRAN kodu kullanılmıştır. Kavitasyona maruz kanat elemanları üzerindeki kaldırma, direnç ve basınç dağılımının elde edilebilmesi için PCPAN ve SCPAN panel metodu programları kullanılmıştır. Kanatlar üzerindeki kavitasyon dağılımının simülasyonu, girdap ağ yöntemi temelli bilgisayar programı kullanılarak yapılmıştır.

Geliştirilen bilgisayar kodunun kesinliğinin belirlenebilmesi amacı ile Hansen (2008)'de performans analizi yapılmış tam ölçekli bir rüzgar türbini ve Batten ve diğ. (2006a)'da sayısal olarak modellenmiş bir sualtı akıntı türbinine ait veriler kullanılmıştır.

Girdap ağ yönteminin sualtı akıntı türbinlerinde meydana gelen kavitasyon olayını modelleme kabiliyetinin tayin edilebilmesi için ise, 3.Bölüm'de test sonuçlarına yer verilen sualtı akıntı türbini ve Bahaj ve diğ. (2007b) de belirli koşullar altında test edilmiş türbin modelinin verilerinden faydalanılmıştır. Deneysel metodlar ve sayısal modelleme ile elde edilmiş sonuçlar mevcut çalışma ile analiz edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Kavitasyona maruz bir sualtı akıntı türbininin hidrodinamik analizi için, belirli çalışma koşulları için, türbin kanatları üzerindeki kavitasyon dağılımları ve kavitasyon yapan kesitlerdeki kavitasyon boyları belirlenmiştir. Panel yöntemleri kullanılarak kısmi veya super kavitasyona maruz kesitlerin kaldırma ve direnç katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen katsayılar, momentum kanat elemanı programında bu kesitlerin itme ve tork değerlerinin hesaplanmasında kullanılmış, böylelikle kavitasyonun güç

ekstarksiyon performansına etkileri, kaldırma ve direnç katsayıları cinsinden hesaplamalara dahil edilmiştir.

5.2 Kavitasyonsuz Koşulda Performans Tahminleri

Kavitasyon yapmayan bir sualtı akıntı türbininin performansı, MBEM kullanılarak bir rüzgar türbinine benzer şekilde analiz edilebilir. Metot, Hansen (2008)'de incelenen ve Çizelge 5.1'de verilen temel parametrelere sahip Nordtank NTK 500/41 model sabit hatveli bir rüzgar türbinine uygulanmıştır, Şekil 5.1.



Şekil 5.1 : Nordtank NTK 500/41 rüzgar türbini (Url-5).

Çizelge 5.1 : Nordtank NTK 500/41 rüzgar türbini parametreleri.

Rotasyonel hız	27.1 d/d
Hava yoğunluğu	1.225 kg/m ³
Rotor yarıçapı	20.5 m
Kanat adedi	3
Göbek yüksekliği	35.0 m
Devreye giriş rüzgar hızı	4 m/s
Devreden çıkış rüzgar hızı	25 m/s

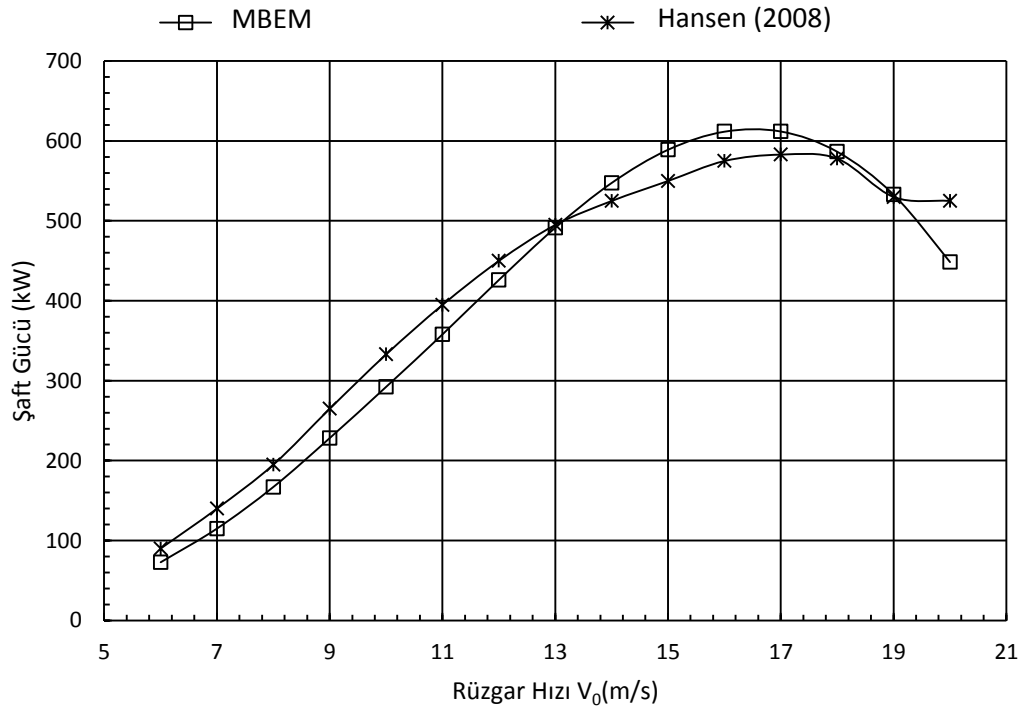
Kanat 17 dilime ayrılmıştır ve kanat açıklığı boyunca kanat kesitlerinin sabit kaldığı kabul edilmiştir. Hesaplamalarda, NACA 63-415 aerofoil kaldırma ve direnç katsayıları kullanılmıştır. Türbin kanat formuna ait karakteristik değerler Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Nordtank NTK 500/41 kanat tanımı.

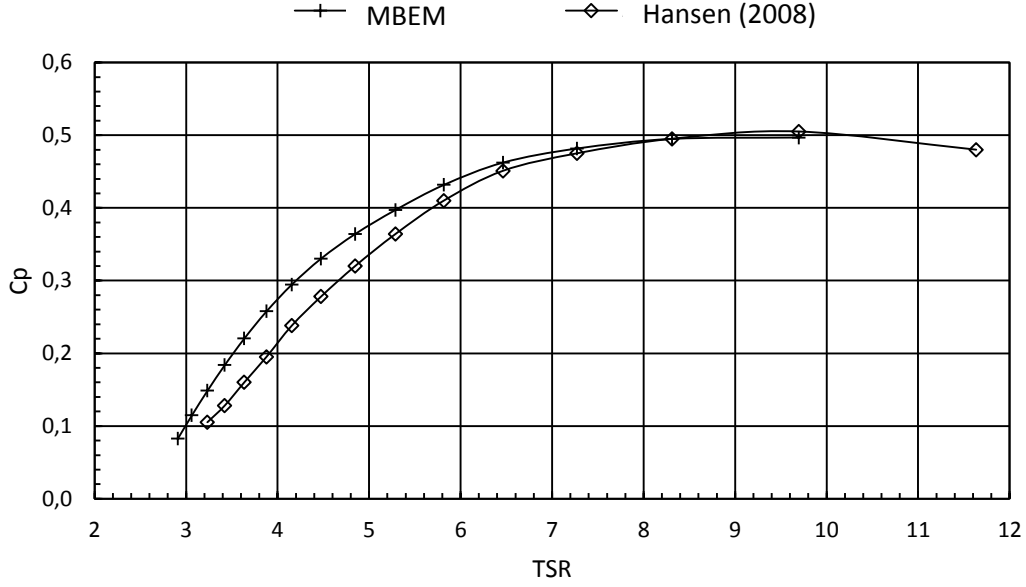
r[m]	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	19.5	20.3
twist [derece]	20	16.3	13	10.05	7.45	5.85	4.85	4	3.15	2.6	2.02	1.36	0.77	0.33	0.14	0.05	0.02
kiriş [m]	1.63	1.597	1.54	1.481	1.42	1.356	1.294	1.229	1.163	1.095	1.026	0.955	0.881	0.806	0.705	0.545	0.265

Momentum Kanat Elemanı modelinin doğruluğunun test edilebilmesi için, hesaplamalarda elde edilen güç eğrisi ile Hansen (2008)'de ölçülen değerlerin karşılaştırılması Şekil 5.2'de rüzgar hızına karşılık elde edilen mekanik şaft gücüne bağlı olarak gösterilmektedir. Güç eğrileri, güç katsayıları, C_P , uç hız oranının, λ , bir fonksiyonu olacak şekilde çizilerek, boyutsuz olarak da ifade edilmiştir, Şekil 5.3.

Elde edilen sonuçlar, momentum kanat elemanı metodu kullanılarak elde edilen sonuçların çok yüksek serbest akım hızları koşulu hariç ölçüm değerleri ile uyum içinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.2 : Hesaplanan ve ölçülen güç eğrilerinin karşılaştırılması, 27 d/d.



Şekil 5.3 : Uç hız oranının bir fonksiyonu olarak güç katsayısı.

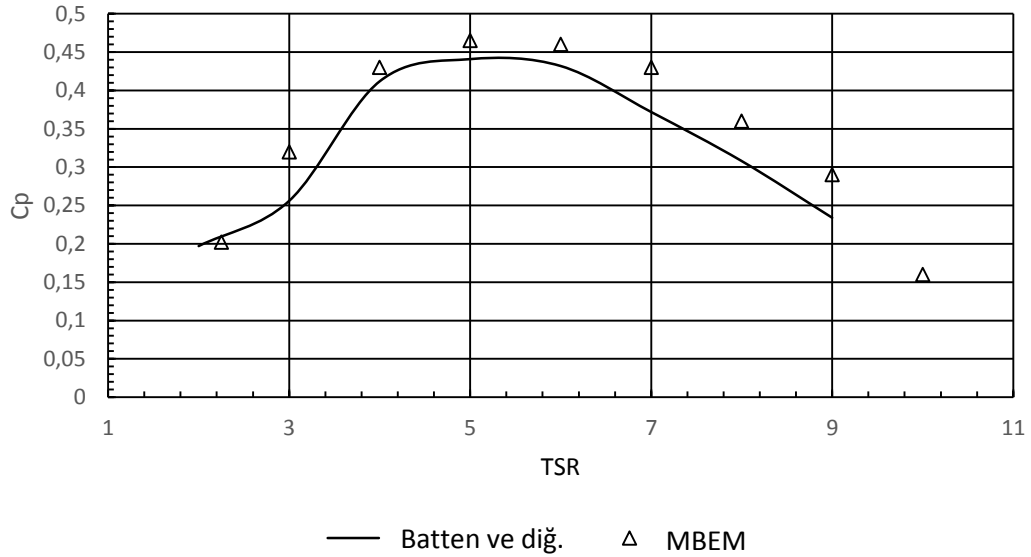
Bir diğer uygulamada ise, momentum kanat elemanı metodu kullanılarak daha önce Batten ve diğ. (2006a) tarafından yapılan çalışmada sayısal olarak modellenmiş bir sualtı akıntı türbininin performans analizi yapılmış ve sonuçlar literatürdeki verilerle kıyaslanmıştır. Kanat, açıklık boyunca 16 dilime ayrılmıştır. Türbinin, kanat giriş boyuna karşılık yarıçap oranının, c/R , $r/R=0.2$ 'de 0.125'den, kanat ucunda 0.05 değerine kadar lineer olarak değiştiği, kalınlık değişiminin ise sabit kaldığı varsayılmıştır. Kanat kesitleri NACA 63-xx serisidir ve türbin kanadının geometrik özellikleri Çizelge 5.3'de verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Türbin kanadının geometrik özellikleri (Batten ve diğ, 2006a).

r/R	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	0.99
α (derece)	22	18.125	14.95	12.825	11.15	9.95	9	8.325	7.65	7.15	6.65	6.2	5.75	5.375	5	4.625	4.25
c/R	0.125	0.11565	0.1113	0.10695	0.1026	0.09825	0.0939	0.08955	0.0852	0.08085	0.0765	0.07215	0.0678	0.06345	0.0591	0.05475	0.0504
t/c (%)	24	23.25	22.5	21.75	21	20.25	19.5	18.75	18	17.25	16.5	15.75	15	14.25	13.5	12.75	12

Hesaplamalarında kullanılacak kaldırma ve direnç katsayıları Xfoil kaynak kodu kullanılarak belirlenmiştir. Rotor, 15 m çapındadır ve 2 m/s serbest akım hızı içerisinde 10.9 d/d'da çalıştığı durumda uç hız oranı değeri $TSR=3.4$ 'e karşılık gelmektedir. Türbinin detaylı özellikleri ve çeşitli simülasyon koşullarındaki performans verileri Batten ve diğ. (2006a)'da yer almaktadır.

Momentum kanat elemanı metodu hesaplama sonuçlarının, bahsi geçen önceki çalışmada 0 derece hatve açısı için elde edilen güç katsayısı değerleri ile karşılaştırılması Şekil 5.4’de gösterilmiştir. Bu simülasyon koşulunda elde edilen sonuçlar incelendiğinde, özellikle yüksek uç hız oranlarında ($TSR > 7$) %14’e varan farklar, yöntemin optimuma yakın çalışma koşullarında daha doğru sonuçlar verdiğini göstermektedir.



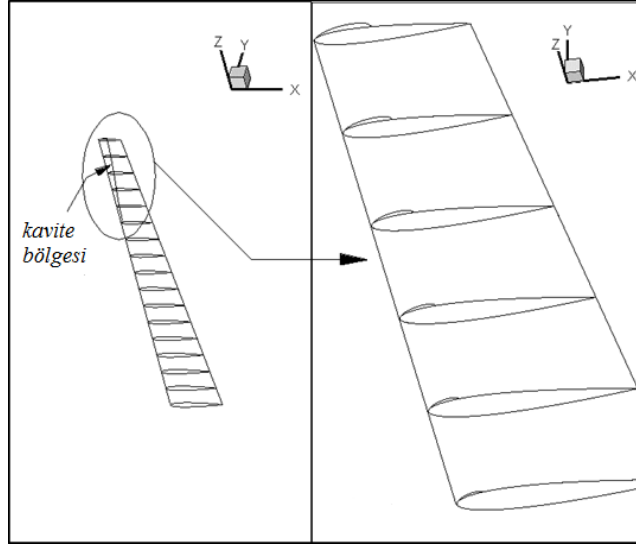
Şekil 5.4 : MBEM hesaplamaları ve Batten ve diğ. (2006a)’daki güç katsayılarının karşılaştırılması.

5.3 Sualtı Akıntı Türbinlerinde Kaviteasyon Simülasyonu

Klasik momentum kanat elemanı metodu ve Bölüm 4.2’de açıklanan sınır eleman metodu birlikte kullanılarak, daha önce Batten ve diğ. (2006a)’da incelenmiş, üç kanatlı bir sualtı akıntı türbini analiz edilmiştir. Bölüm 4.2.1’de tanımlanan metodoloji kullanılarak belirli bir kaviteasyon koşulu için Uşar ve Bal (2011)’de sayısal hesaplama yapılmıştır.

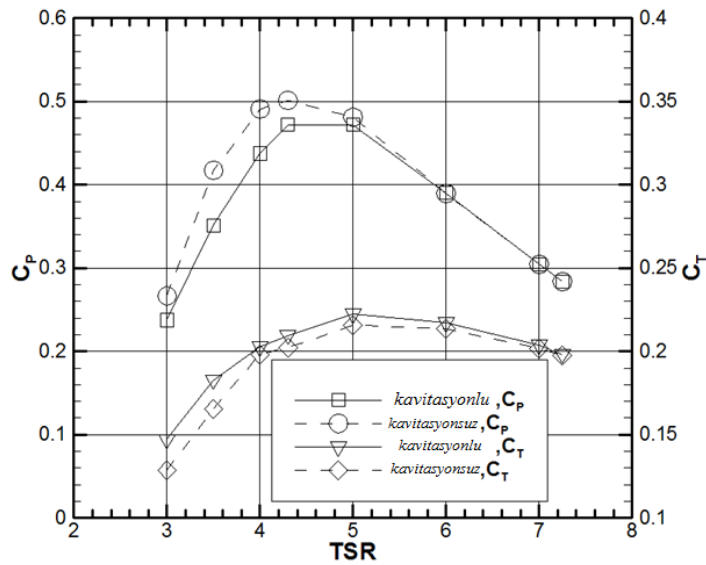
Türbinin, kanat giriş boyuna karşılık yarıçap oranının, c/R , $r/R=0.2$ ’de 0.125’den, kanat ucunda 0.05 değerine kadar lineer olarak değiştiği, kalınlık değişiminin ise sabit kaldığı varsayılmıştır. Bu uygulamada, NACA-0012 profile ait kaldırma ve direnç katsayıları kullanılmıştır. Kaviteasyonlu durumun modellenebilmesi için, kanat ucunda giriş boyunun %30’u açıklığa sahip, kanat açıklığı boyunca azalarak $r/R=.75$ ’de kapanan fiktif bir kaviteasyon kabarcığı kabulü yapılmıştır. Kaviteasyonun kanat açıklığı boyunca farklı kesitlerdeki formları Şekil 5.5’de gösterilmektedir.

Yüksek uç hız oranlarında ($TSR > 5$), kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumlar için elde edilen güç katsayıları arasındaki farklar küçük olmakla birlikte, küçük hız oranları için kavitasyonlu durumda elde edilen güç katsayıları kavitasyonsuz durumdakilerden daha azdır.



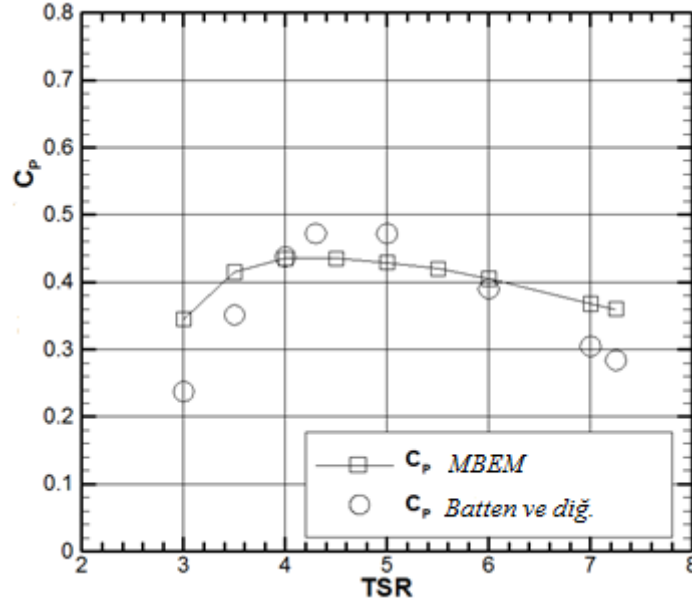
Şekil 5.5 : Kavitasyon formları.

Bu durumun muhtemel nedeni, kavitasyonun düşük uç hız oranlarında nispeten yüksek direnç değerleri indüklemesidir. Ayrıca, kavitasyonlu koşuldaki itme katsayı değerleri, kavitasyon kabarcığının yüzeyi ek bir sehim etkisi yaratarak kesitin direnç katsayısını arttırdığından, kavitasyonsuz durumdakilerden daha yüksektir. Kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumlar için hesaplanan güç ve itme katsayısı değerleri Şekil 5.6'da karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.6 : Kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumlar için güç ve itme katsayıları.

MBEM kullanılarak Uşar ve Bal (2011)'de hesaplanan güç katsayıları, Şekil 5.7'de Batten ve diğ. (2006a)'da elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. C_p değerlerindeki farklılıklar, momentum kanat elemanı metodunda türbülanslı iz ve uç kaybı düzeltilmesi için yapılan ampirik kabullerden kaynaklanmaktadır ve kabul edilebilir sınırlar içerisinde dir.

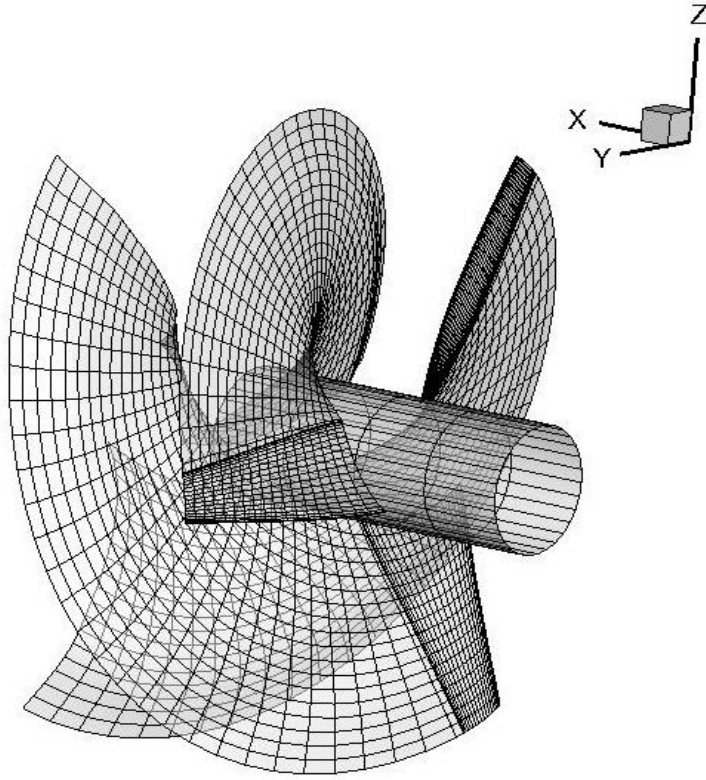


Şekil 5.7 : Uşar ve Bal (2011)'de MBEM ile hesaplanan ve Batten ve diğ. (2006a)'da verilen güç katsayıları.

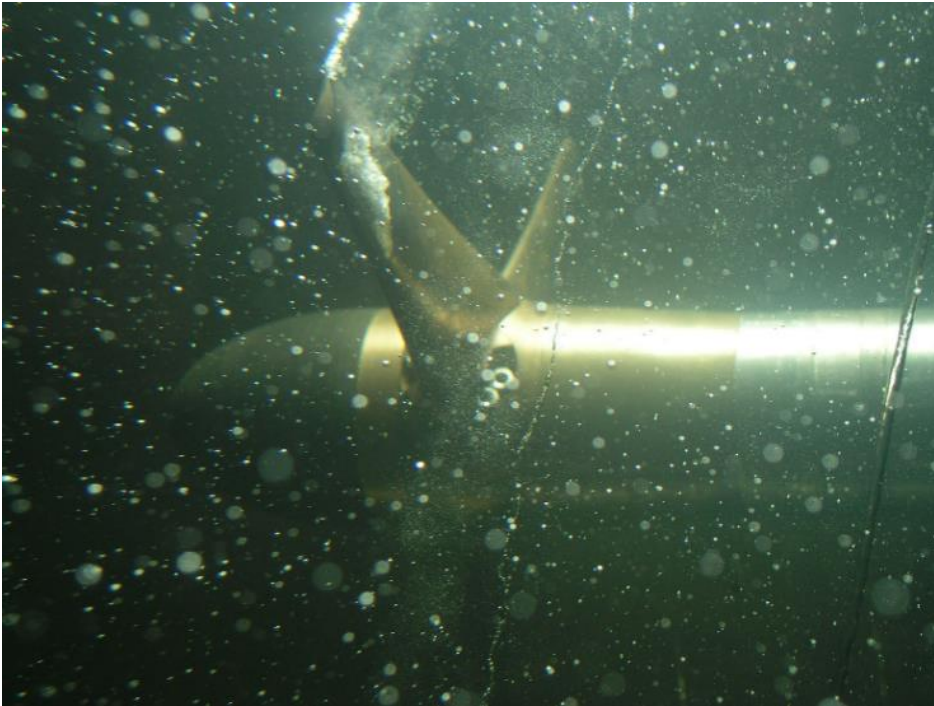
5.3.1 Kavitasyon dağılımının modellenmesi

Girdap ağ metodu kullanılarak, Emerson Kavitasyon Tüneli'nde test edilen sualtı akıntı türbininin iki farklı çalışma koşulu için kavitasyon simülasyonu yapılarak kavitasyonun türbin kanatları üzerindeki dağılımı modellenmiştir. Türbinin girdap ağ metodu modeli Şekil 5.8'de görülmektedir.

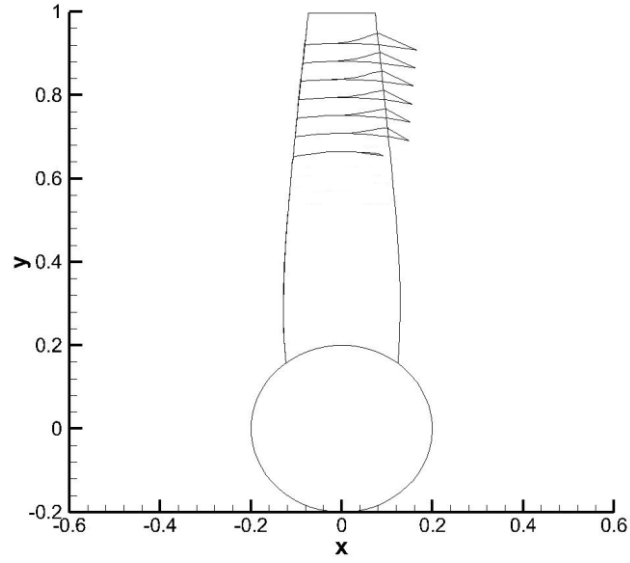
Birinci simülasyonda, dizayn çalışma parametreleri olan 2.0 m/s serbest akım hızı, $\sigma=2.232$ kavitasyon sayısı ve $TSR=3.591$ çalışma koşulları için analiz yapılmıştır. Bu deney koşulunda gerçekleştirilen kavitasyon deneylerinde gözlemlenen ve girdap ağ metodu ile yapılan simülasyon ile elde edilen kavitasyon dağılımları sırası ile Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da görülmektedir.



Şekil 5.8 : (Usar, D., Atlar, M. ve Bal, S., 2013)'de analiz edilen türbinin girdap ağ yöntemi modeli.



Şekil 5.9 : Kavitasyonun türbin kanatları üzerindeki dağılımı (2.0 m/s serbest akım hızı, $\sigma=2.232$ kavitasyon sayısı ve $TSR=3.591$).

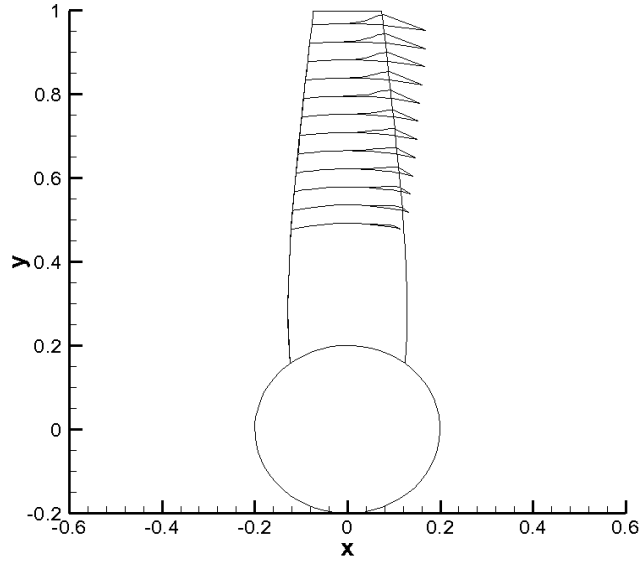


Şekil 5.10 : Birinci çalışma koşulunda kavitasyon dağılımının simülasyonu.

İkinci simülasyonda, 2.66 m/s serbest akım hızı, $\sigma=2.061$ kavitasyon sayısı ve $TSR=2.7$ 'ye karşılık gelen ani taşıma kaybı-üstü akım koşulu için analiz yapılmıştır. Bu deney koşulunda gerçekleştirilen kavitasyon deneylerinde gözlemlenen ve girdap ağ metodu ile yapılan simülasyon ile elde edilen kavitasyon dağılımları sırası ile Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de görülmektedir. Kavitasyon sayısının küçülmesi nedeni ile kanat yüzeyini kaplayan kavitasyon bölgesindeki artış, kullanılan sayısal metot ile öngörülmüştür.



Şekil 5.11 : Kavitasyonun türbin kanatları üzerindeki dağılımı (2.66 m/s serbest akım hızı, $\sigma=2.061$ kavitasyon sayısı ve $TSR=2.7$).



Şekil 5.12 : İkinci çalışma koşulunda kavitasyon dağılımının simülasyonu.

Her iki koşulda da simülasyon ile belirlenen kavitasyon bölgesinin kanat açıklığı boyunca kapladığı alan deneysel verilerle elde edilenden farklılık göstermektedir. Ancak kavitasyon olayının hem deneysel olarak incelenmesindeki hem de sayısal olarak modellenmesindeki zorluklar göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca bulut kavitasyon ve kanat uçlarındaki girdap kavitasyonun modellenmesinde girdap ağ yöntemi yetersiz kalmaktadır.

Kavitasyon simülasyonu yapılan bir diğer türbin ise Bahaj ve diğ. (2007b)'de incelenen, üç kanatlı sualtı akıntı türbin modelidir, Şekil 5.13.



Şekil 5.13 : Türbin modelinin kavitasyon tüneli içerisindeki yerleşimi (Bahaj ve diğ, 2007b).

Model deneyleri, Southampton Üniversitesi'ndeki 2.4m x 1.2m ölçülerindeki kavitasyon tüneli ve 60m uzunluktaki çekme havuzunda gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının maksimize edilebilmesi ve tünel blokaj etkilerinin azaltılması amacı ile deneylerde rotor çapı 800mm olarak seçilmiştir. Türbin modeli kavitasyon tünelinin merkezine yakın bir noktaya yerleştirilmiştir.

Standart geometride kanat, kanat kökünde 15 derecelik hatve açısına sahiptir ve bu değer kanat ucunda 0 derecelik hatve açısına karşılık gelmektedir. Kanat 17 elemana bölünmüştür ve kanadı tanımlayan kiriş boyu, kalınlık ve hatve dağılımı Çizelge 5.4'de verilmiştir. Mevcut çalışmada, kanat kökünde 20 derece hatve açısı ve 1.73m/s serbest akım içerisinde çalışma koşulu için güç katsayıları hesaplanmıştır. Türbin kanatlarının kök geometrisi ve kanatların türbin göbeğine entegre edilmesinde kullanılan parçalar Şekil 5.14'de detaylı olarak gösterilmiştir. Göbek ve kanatlar arasındaki açıklığın kanat kökündeki sirkülasyonda belli oranda azalmaya neden olması öngörülmekle birlikte, yapılan çalışmada bu açıklık ve türbin göbeğinin varlığı ihmal edilmiştir.

Çizelge 5.4 : Türbin kanadını tanımlayan geometrik parametreler (Bahaj ve diğ, 2007b).

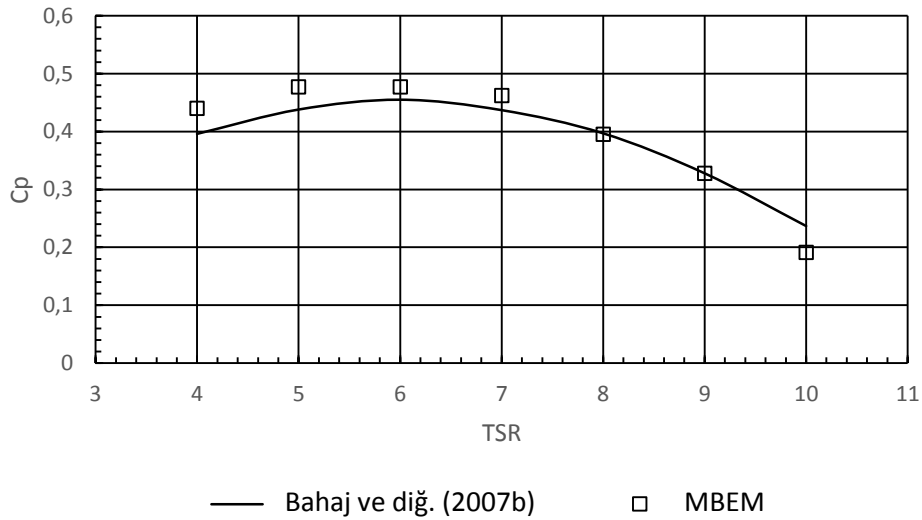
r/R	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1
Yarıçap (mm)	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400
c/R	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.1	0.1	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.1
Hatve (derece)	15	12.1	9.5	7.6	6.1	4.9	3.9	3.1	2.4	1.9	1.5	1.2	0.9	0.6	0.4	0.2	0
t/c (%)	24	22.5	20.7	19.5	18.7	18.1	17.6	17.1	16.6	16.1	15.6	15.1	14.6	14.1	13.6	13.1	13

Deneylerde ölçülen orijinal değerler, blokaj etkilerinin hesaba katılabilmesi amacı ile modifiye Glauert denklemi kullanılarak düzeltilmiştir, (Barnsley ve Wellicome, 1990).



Şekil 5.14 : Türbin modelini oluşturan parçalar (Bahaj ve diğ., 2007b).

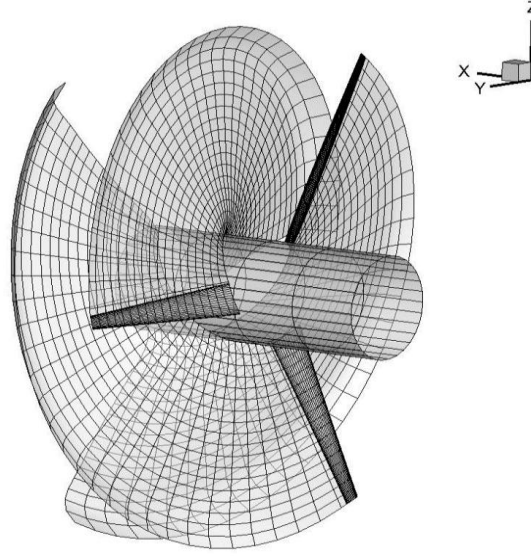
Momentum kanat elemanı metodu kullanılarak kavitasyonsuz durum için yapılan hesaplamalar ve deneysel çalışmalar Bahaj ve diğ. (2007b) ile elde edilen güç katsayısı değerleri, uç hız oranının fonksiyonu olarak Şekil 5.15’de gösterilmiştir.



Şekil 5.15 : Deneysel (Bahaj ve diğ., 2007b) ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.
1.73 m/s serbest akım hızı ve 20 derece hatve açısı.

Aynı sualtı akıntı türbininin kavitasyon dağılım şekli, $\sigma=0.64$ kavitasyon sayısı 1.4 m/s serbest akım hızı ve 250 d/d çalışma koşulları için girdap ağ metodu kullanılarak

modellenmiştir. Kaldırıcı yüzey analiz kodu, denk fiziksel koşullar için çalıştırılmıştır. Kiriş boyunca 20 girdap iplikciği ($N=20$) ve kanat yarıçapı doğrultusunda 18 girdap iplikciği ($M=20$) kullanılmıştır, Şekil 5.16.

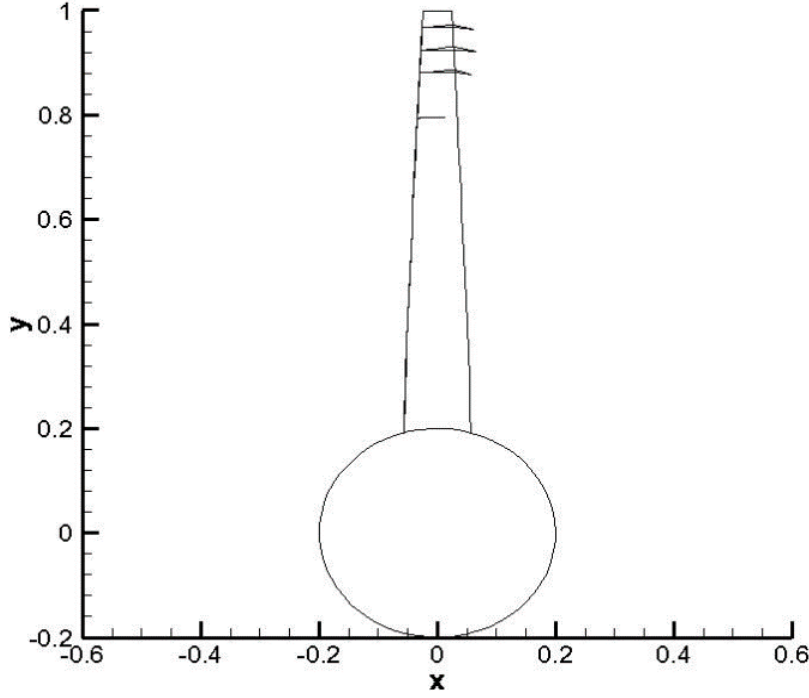


Şekil 5.16 : Türbin modelinin girdap ağ modeli.

Simülasyon ile elde edilen sonuçlar, kanat açıklığı boyunca kavitasyon dağılımı ve kanat kesitlerindeki kavitasyon boyları göz önüne alındığında, deneysel sonuçlar ile uyum göstermektedir, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18.



Şekil 5.17 : 1.4 m/s serbest akım hızı, 0.64 kavitasyon sayısı ve $TSR=7.5$ için kavitasyon dağılımı (Bahaj ve diğ, 2007b).



Şekil 5.18 : 1.4 m/s serbest akım hızı, 0.64 kavitasyon sayısı ve TSR=7.5 için kavitasyon simülasyonu.

5.4 Kavitasyonun Sualtı Akıntı Türbin Performansına Etkisi

Kavitasyonun yukarıdaki türbinin güç üretme performansına etkileri, Bahaj ve diğ. (2007b)'deki çalışma koşulları (TSR=7.5 ve $\sigma=0.64$) için sayısal olarak incelenmiştir. Analizde momentum kanat elemanı metodu ve sınır eleman metodu birlikte kullanılmış, girdap ağ metodu ve gözlem deney sonuçlarından yararlanılmıştır. Momentum kanat elemanı metodu kullanılarak her bir kanat elemanındaki kavitasyon sayıları ve hücum açıları hesap edilmiştir. Kavitasyonun meydana geldiği kanat elemanlarında, kavitasyon bölgesinin kanat açıklığı boyunca genişliği ve her bir elemandaki kavitasyon boyu girdap ağ metodu kullanılarak belirlenmiştir. Girdap ağ yöntemi ile elde edilen kavitasyon şeklinin doğrulanması gözlem verileri kullanılarak yapılmıştır.

Simülasyon sonuçları kullanılarak, $r/R=0.85$ ve 0.95 'deki süper kavitasyona maruz dilimler ve $r/R=0.8$ 'deki kısmi kavitasyona maruz dilimdeki kavitasyon boyları ölçülmüştür. Kavitasyon kabarcığının kanat kiriş boyunca uzunluk değerleri sınır eleman metodunda kullanılarak, kavitasyon formları ve aynı kesitin kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumdaki kaldırma katsayıları elde edilmiştir. Değerler Çizelge 5.5'de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.5 : Kanat kesitlerinin kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumdaki kaldırma katsayılarının karşılaştırılması.

r/R	Kaldırma katsayısı (C_l)	
	kavitasyonsuz	kavitasyonlu
0.8	1.284	0.162
0.85	1.242	0.149
0.9	1.177	0.143
0.95	1.055	0.125

Yukarıdaki koşullarda, kavitasyon oluşumu kesit kaldırma katsayılarında dikkate değer bir azalmaya neden olduğundan, kanat kesitlerinin kaldırma kuvveti üretme kapasiteleri önemli ölçüde azalmıştır. Kavitasyon yapan kesitler için kaldırma kuvvetlerinin momentum kanat elemanı metodu hesaplamalarında, kavitasyonsuz durumdaki kaldırma katsayıları yerine kavitasyonlu durum için hesaplanan kaldırma katsayıları kullanılmıştır.

Yöntem uygulanarak, türbinin kavitasyona maruz olmadığı durum için güç katsayısı $C_{P-kavitasyonsuz}=0.47$ olarak belirlenmiş, kavitasyonun etkileri hesaba katıldığında ise $C_{P-kavitasyonlu}=0.32$ değerine kadar düşmüştür. Bu azalma, model türbinin ürettiği güçte %30'luk teorik azalmaya karşılık gelmektedir. Böylece, kavitasyonlu durumdaki kesit kaldırma katsayıları kullanılarak, kavitasyonun bir sualtı akıntı türbininin hidrodinamik performansına etkileri momentum kanat elemanı metodu kullanılarak hesap edilmiştir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Bu çalışmada, yatay eksenli sualtı akıntı türbinlerinin hidrodinamiği, kavitasyon davranışları ve kavitasyonun türbin performansına etkileri deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak incelenmiştir. Model deneyleri Newcastle Üniversitesi Emerson Kavitasyon Tüneli'nde gerçekleştirilmiş, matematik modelleme için sınır elemanı metodu destekli momentum kanat elemanı teorisi, sınır elemanı ve girdap ağ yöntemleri ayrı ayrı kullanılmıştır.

3 kanatlı bir sualtı akıntı türbini momentum kanat elemanı metodu kullanılarak modellenmiş ve elde edilen sonuçlar (Batten ve diğ, 2006a)'dakilerle karşılaştırılmıştır.

Kanat profili NACA-0012 ve kavite boyu, kanat ucunda giriş boyunun %35'ine karşılık gelecek şekilde seçilmiştir. Güç katsayısının, C_p , kaviteli durumda, özellikle kavitasyon başlangıcının görülme ihtimalinin yüksek olduğu düşük uç hız oranlarında azaldığı, yüksek uç hız oranlarında ise her iki durum için de önemli farklılıklar göstermediği belirlenmiştir.

İtme katsayısının, kavitenin varlığından önemli ölçüde etkilenmemekle birlikte kavitasyon kaynaklı sehim etkisi nedeni ile az da olsa arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Geliştirilen momentum kanat elemanı kodu kullanılarak elde edilen değerler ile (Batten ve diğ, 2006) güç katsayısı değerleri arasındaki farklılıklar, önemli ölçüde hesaplamalarda kullanılan NACA profillerinin farklı olmasından ve programda sadece uç-kayı faktörü ve Glauert düzeltmesinin uygulanmasından kaynaklanmıştır.

Geliştirilen momentum kanat elemanı kodu belirli (veya değişken) kanat profiline sahip sualtı akıntı türbinlerinin analizinde ve istendiğinde optimizasyonunda kullanılabilecek kapasiteye sahiptir. Glauert düzeltmesi, kanat ucu ve göbek kaybı faktörlerini içermekte ve opsiyonel olarak uygulanmalarına olanak sağlamaktadır.

Hesaplamalarda, türbin kanatlarını meydana getiren profillere ait hidrodinamik katsayılar iki ve üç boyutlu panel yöntemi kodları kullanarak belirlenmiştir.

Momentum kanat elemanı metodu temelli FORTRAN kodunun doğrulanması için bir rüzgar türbininin performansı analiz edilmiştir. Hesaplama sonucunda gerçek değerlerle uyumlu güç katsayısı değerleri elde edilmiş, geliştirilen kodun sualtı akıntı türbinlerinin analizinde kullanılabilecek kapasitede olduğu doğrulanmıştır.

Newcastle University School of Marine Science & Technology'de, bir sualtı akıntı türbini modeli kullanılarak hidrodinamik performans ve kavitasyon gözlem deneyleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen rotor verimi ve kavitasyon performansı deneylerinde, rotorun güç ekstraksiyon performansı, farklı akım hızlarında (2 ve 3 m/s) ve farklı hatve açılarında (dizayn hatve açısı ve 8.33 derece) detaylı olarak değerlendirilmiştir. Rotorun - güç ekstraksiyon verimliliğini temsil eden - güç katsayısı, bir sualtı akıntı türbini için yüksek sayılabilecek bir değer olan %35-40 aralığındadır. 2 m/s ve 3 m/s akım hızları ile yapılan deneylerde elde edilen ortalama güç katsayıları birbirine çok yakındır. Yüksek akım hızı koşulunda (3 m/s) daha istikrarlı sonuçlar elde etmek mümkündür. Ancak rotor yüksek akım hızında ve düşük uç hız oranı aralığında güçlü kavitasyona maruz kalabilir. Hatve açısı, rotor güç katsayısı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Daha büyük hatve açılarında, daha yüksek güç katsayıları ve daha geniş bir uç hız oranı çalışma aralığı elde edilir. Ancak hatve açısı, dizayn uç hız oranı ve ani taşıma kaybı gereksinimlerini karşılamak üzere optimize edilmelidir. Rotorun kavitasyon performansı, ani taşıma kaybı altı, dizayn ve ani taşıma kaybı üstü olmak üzere üç farklı akım hızında test edilmiştir. Dizayn ve ani taşıma kaybı üzerindeki akım hızlarında çok güçlü tabaka kavitasyonu ve kararsız bulutsu kavitasyonlar gözlenmiş, ani taşıma kaybı altı akım hızında ise makul şiddette kararlı uç girdabı meydana gelmiştir. Model türbinin tork ve itme değerleri 3m/s sabit tünel akım hızında beş kez ölçülmüş, tekrarlanan testlerde her bir uç hız oranı için belli oranda farklılık gösteren sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, türbinin $TSR=3.5$ değerinde $C_p=0.41$ güç katsayısında maksimum verim ile çalıştığı belirlenmiştir.

Rotor devrinin ayarlanması ve tünel su akım hızının sabit tutulmasındaki güçlükler nedeni ile okunan değerlerin %90 güven aralığındaki belirsizlik analizi sonuçlarında, tork değerlerinde %7.3 ile %24.9, itme değerlerinde %1.9 ile %4.7 arasında belirsizlik saptanmıştır.

Kavitasyon tüneli'nde yapılan deneyler ile tipik bir yatay eksenli sualtı akıntı türbininin kavitasyon davranışları hakkında önemli veriler elde edilmiştir. Sığ şaft derinliğindeki üç farklı çalışma koşulunda gerçekleştirilen deneylerde, türbin kanatlarının kaçınılmaz olarak önemli oranda kavitasyona maruz kaldığı gözlemlenmiştir. Özellikle nispeten yüksek serbest su akım hızları ve kavitasyon sayılarında, model türbin $r/R=0.5-0.9$ aralığında tabaka ve bulut kavitasyonuna, kanat uçlarında ise girdap kavitasyonuna maruz kalmaktadır.

Kavitasyonun hem deneyde kullanılan hem de daha önce test edilmiş bir sualtı akıntı türbininin kanatları üzerindeki dağılımı, bir girdap ağ yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Modelleme sonuçları ve deneylerde elde edilen sonuçların birbirine yakınlığı, bir sualtı akıntı türbini için tabaka kavitasyonun kanat üzerindeki dağılımına ek olarak her bir kanat kesitindeki kavitasyon boylarının matematiksel olarak yüksek hassasiyetle belirlenebileceğini doğrulamıştır.

Kavitasyon oluşumunun sualtı akıntı türbinlerinin hidrodinamik performansına etkilerinin tayin edilebilmesi için bir metod geliştirilmiştir (Usar ve Bal, 2015). Bahaj ve diğ. (2007)'de test edilmiş model türbin kanatları üzerindeki kavitasyon dağılımları girdap ağ yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar elde edilmesi, bir sualtı akıntı türbini kanatları üzerindeki tabaka kavitasyonun dağılımının ve kavitasyon yapan kesitlerdeki kavitasyon boylarının sayısal yöntemler kullanılarak belirlenebileceğini doğrulamıştır. Kavitasyon dağılımının sayısal yöntemlerle belirlenebilmesi, kavitasyon yapan kanat kesitlerinin kaldırma ve direnç katsayılarının daha hassas hesaplanabilmesine, böylelikle momentum kanat elemanı metodunun kavitasyona maruz bir sualtı akıntı türbininin performans tahmininde de kullanılabilmesine olanak sağlamıştır. Kavitasyon etkisi, kanat kesitlerinin kaldırma ve direnç katsayılarındaki değişim cinsinden momentum kanat elemanı metoduna dahil edilerek performans tahminlerinde hesaba katılmıştır. Elde edilen sonuçlar, kavitasyon oluşumunun kesit kaldırma katsayılarında dikkate değer bir azalmaya neden olduğunu, kaldırma kuvveti üretme kapasiteleri düşen kanat kesitlerinin de türbin güç üretme performansında önemli ölçüde azalmaya neden olduğunu göstermektedir. 1.73 m/s serbest akım hızı içerisinde kavitasyona maruz koşullarda çalışan tipik üç kanatlı bir sualtı akıntı türbin modeli için (Bahaj ve diğ, 2007), üretilen güçte kavitasyonsuz duruma göre %30 teorik düşüş öngörülmüştür. Deneysel ve tam ölçekli verilerin yetersizliği nedeni ile bu çalışmada elde edilen teorik sonuç

doğrulanamamıştır. Kavitasyonun sualtı akıntı türbinleri için kabul edilebilir seviyeleri ve performansa etkilerinin belirlenebilmesi için detaylı deneysel çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır.

6.2 Öneriler

Momentum kanat elemanı metodu, uygulanan temel düzeltme faktörleri ile dizayn aşamasında yapılacak türbin analizleri için yeterli olmakla birlikte, analitik modeldeki küçük hücum açısı vb. kabuller nedeniyle özellikle düşük hatve açılı ve yüksek uç hız oranında çalışan türbinlerin analizi için non-lineer iyileştirmelere ihtiyaç duymaktadır.

Sualtı akıntı türbinlerinin, kavitasyona maruz kaldığı çalışma koşullarında güç üretme performanslarındaki değişimin ölçülebilmesi ve teorik çalışmalarda elde edilen sonuçların validasyonu için kavitasyon tüneline yapılacak model deneyleri gereklidir.

Tüm kanadın modellendiği panel yöntemleri veya hesaplamalı akışkanlar dinamiği programları kullanılarak değişik kanat kesitleri için farklı uç hız oranları ve kavitasyon sayılarında yapılacak parametrik çalışmalarla sualtı akıntı türbinlerinin hidrodinamik dizaynında kavitasyonun kabul edilebilir sınırları belirlenebilir.

KAYNAKLAR

- Alidadi, M., Klaptocz, V., Rawlings, G. W., Nabavi, Y. ve Calisal, S.** (2012). A Duct Optimization Study for a Vertical Axis Hydro-current Turbine Model. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 134, 175-190.
- Aziz, A. B. A.** (2010). *Development of a Ducted Horizontal Axis Marine Current Turbine Rotor* (Master's thesis). Universiti Teknologi, Malaysia.
- Bahaj, A.S. ve Myers, L. E.** (2003). Fundamentals Applicable to the Utilisation of Marine Current Turbines for Energy Production. *Journal of Renewable Energy*, 28(14), 2205-2211.
- Bahaj, A. S., Batten, W. M. J. ve McCann G.** (2007a). Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, 32, 2479-2490.
- Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R. ve Batten, W. M. J.** (2007b). Power and thrust measurements of Marine Current Turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, 32, 407-426.
- Bal, S.** (2011a). A method for optimum cavitating ship propellers. *Turk J. Eng. Environment Sci.*, 35, 139-58.
- Bal, S.** (2011b). A practical technique for improvement of open water propeller performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 225(4), 375-86.
- Bal, S. ve Güner, M.** (2009). Performance analysis of podded propulsors. *Ocean Engineering*, 36(8), 556-63.
- Bal, S. ve Kinnas, S. A.** (2002). A BEM for the prediction of free surface effect on cavitating hydrofoils. *Computational Mechanics*, 28, 260-274.
- Baltazar, J. ve Falcão de Campos, J. A. C.** (2008). Hydrodynamic Analysis of a Horizontal Axis Marine Current Turbine with a Boundary Element Method. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 133(4), 121-133.
- Baltazar, J. ve Falcão de Campos, J. A. C.** (2009). Unsteady Analysis of a Horizontal Axis Marine Current Turbine in Yawed Inflow Conditions With a Panel Method. *First International Symposium on Marine Propulsors*, SMP 2009, 186–194.

- Barnsley, M. J. ve Wellicome, J. F.** (1990). Final report on the 2nd phase of development and testing of a horizontal axis wind turbine test rig for the investigation of stall regulation aerodynamics: Carried out under ETSU Agreement E. 5A/CON5103/1746.
- Batten, W. M. J., Bahaj, A. S., Molland, A. F. ve Chaplin, J. R.** (2006a). Hydrodynamics of Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, 31, 249-256.
- Batten, W. M. J., Bahaj, A. S., Molland, A. F. ve Chaplin, J. R.** (2006b). Experimentally Validated Numerical Method for the Hydrodynamic Design of Horizontal Axis Tidal Turbines. *Ocean Engineering*, 34, 1013-1020.
- Batten, W. M. J., Bahaj, A. S., Molland, A. F. ve Chaplin, J.R.** (2008). The prediction of Hydrodynamic performance of Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, 33, 1085-1096.
- Benini, E.** (2003). Significance of blade element theory in performance prediction of marine propellers. *Ocean Engineering*, 31, 957-974.
- Betz, A.** (1920). Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, 26, 307-309.
- Block, E.** (2008). Tidal power: an Update. *Renewable Energy Focus*, 9(6), 58-61.
- Blunden, L. S. ve Bahaj, A. S.** (2007). Tidal energy resource assessment for tidal stream generators. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A, Journal of Power and Energy*, 221(2), 137–146.
- Breslin, J., Van Houten, R., Kerwin, J. E. ve Johnsson, C.-A.** (1982). Theoretical and experimental propeller-induced hull pressures arising from intermittent blade cavitation, loading, and thickness. *SNAME*, 90, 11-51.
- Buckland, H. C., Masters, I., Orme, J. A. C. ve Baker T.** (2013). Blade Element Momentum Theory in Modelling Tidal Stream Turbines. *18th UK Conference on Computational Mechanics (ACME-UK)*, Southampton.
- Buckland, H. C., Masters, I., Chapman J. C. ve Orme, J. A. C.** (2010). Cavitation inception and simulation in blade element momentum theory for modelling tidal stream turbines. *Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy*, 227(4), 479–485.
- Buhl, M. L., Jr.** (2004). *WT-Perf User's Guide*. National Wind Technology Center, National Renewable Energy Laboratory.
- Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N. ve Bossanyi, E.** (2001). *Wind Energy Handbook*. John Wiley and Sons Inc., NY, USA.
- Burton, T., Jenkins, N., Sharpe, D. ve Bossanyi E.** (2011). *Wind Energy Handbook*. Wiley, West Sussex, United Kingdom.
- Charlier, R. H.** (2003). A “sleeper” awakes: tidal current power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7(6), 515-529.

- Clarke, J. A.** (2005). Design and Initial Testing of a Contra Rotating Tidal Current Turbine. *6th European Wave and Tidal Energy Conference*, Glasgow, UK.
- Clarke, J. A., Connor, G., Grant, A. D., Johnstone, C. ve Ordonez-Sanchez, S.** (2008). Contra-rotating marine current turbines: Performance in field trials and power train developments. *The 10th World Renewable Energy Congress*, Glasgow.
- Celik, F., Ozden, Y. A. ve Bal, S.** (2014). Numerical simulation of flow around two- and threedimensional partially cavitating hydrofoils. *Ocean Eng.*, 78, 22-34.
- Coleman, H. W. ve Steele, W. G.** (2009). *Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers Third Edition*. Wiley, US.
- de Vries, O.** (1979). Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion. Advisory Group for Aerospace Research and Development, North Atlantic Treaty Organization, AGARD-AG-243.
- Drela, M.** (1989). XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils. *Conference on Low Reynolds Number Aerodynamics*, University of Notre Dame, IN.
- Egglestone, D. M. ve Stoddard, F. S.** (1987). *Wind Turbine Engineering Design*. Van Nostrand Rheinhold, New York.
- Fine, N. E.** (1992). *Nonlinear Analysis of Cavitating Propellers in Nonuniform Flow* (doktora tezi). Massachusetts Institute of Technology, Boston.
- Fine, N. E. ve Kinnas, S. A.** (1993). A Boundary-Element Method for the Analysis of the Flow around 3-D Cavitating Hydrofoils. *Journal of Ship Research*, 37(3), 213-224.
- Fraenkel, P. L.** (2002). Power from marine currents. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A, Journal of Power and Energy*, 216, 1–14.
- Fraenkel, P. L.** (2004). Marine Current Turbines: an emerging technology. *Scottish Hydraulics Study Group Seminar*, Glasgow, UK, 19 Nisan.
- Fraenkel, P. L.** (2006). Marine Current Turbines Ltd's Tidal Turbine Developments: The Development of an Entirely New Energy Conversion System. *World Maritime Technology Conference*, IMarEST: London.
- Glauert, H.** (1935). Airplane propellers. *Aerodynamic Theory*, 4, 169–360.
- Greeley, D. S. ve Kerwin, J. E.** (1982). Numerical methods for propeller design and analysis in steady flow. *Trans. SNAME*, 90, 415-453.
- Gretton, G. ve Bruce, T.** (2005). Preliminary results from Analytical and Numerical Models of a Variable Pitch Vertical Axis Tidal Current Turbine. *6th European Wave and Tidal Energy Conference*, Glasgow, UK.
- Güney M. S. ve Kaygusuz K.** (2010). Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 2996-3004.
- Hansen, M. O. L.** (2008). *Aerodynamics of Wind Turbines*, 2nd edition. Earthscan, London, UK.

- Hansen, M., Sørensen, J., Voutsinas, S., Sørensen, N. ve Madsen, H.** (2006). State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity. *Progress in Aerospace Sciences*, 42, 285–330.
- He, L. ve Kinnas, S. A.** (2009). A Method for the Prediction of Rotor/Stator Interaction-Applications to 2-D Hydrofoils and Propeller. *The Society of Naval Architects and Marine Engineers Propeller/Shafting '09 Symposium*, Williamsburg, VA.
- He, L.** (2010). *Numerical Simulation of Unsteady Rotor/Stator Interaction and Application to Propeller/Rudder Combination* (doktora tezi). The University of Texas at Austin, Austin.
- He, L., Chang, S. ve Kinnas, S. A.** (2010). *MPUF-3A (Version 3.0) User's Manual*. Ocean Engineering Group, The University of Texas at Austin.
- Islam, M., Fartaj, A. ve Ting, D.** (2004). Current Utilization and Future Prospects of Emerging Renewable Energy Applications in Canada. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8(6), 493-519.
- Kerwin, J. E., Kinnas, S. A., Lee, J. T. ve Shih, W. Z.** (1987). A Surface Panel Method for the Hydrodynamic Analysis of Ducted Propellers. *SNAME Transactions*, 95, 93–122.
- Kerwin, J. E. ve Lee, C. S.** (1978). Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting-Surface Theory. *Trans. SNAME*, 86, 247-8.
- Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T. ve Quaicoe, J. E.** (2009). Hydrokinetic Energy Conversion Systems and Assessment of Horizontal and Vertical Axis Turbines for River and Tidal Applications: A Technology Status Review. *Applied Energy*, 86, 1823-1835.
- Kinnas, S. A.** (1991). Leading-edge corrections to the linear theory of partially cavitating hydrofoils. *Journal of ship research*, 35(1), 15-27.
- Kinnas, S. A.** (1992). A General-Theory for the Coupling between Thickness and Loading for Wings and Propellers. *Journal of Ship Research*, 36(1), 59-68.
- Kinnas, S. A.** (1993). *MIT-PCPAN & MIT-SCPAN Partially Cavitating & Super Cavitating Panel Methods User's Manual Version 1.0*. Department of Ocean Engineering Massachusetts Institute of Technology, Texas, USA.
- Kinnas, S. A.** (1996). Theory and Numerical Methods for the Hydrodynamic Analysis of Marine Propulsors. *Advances in Marine Hydrodynamics*, 279–322, Comp. Mech. Publ.
- Kinnas, S. A.** (2001). *Super-Cavitating Hydrofoils and Propellers: Prediction of Performance and Design Lecture Series Monographs*. Von Kármán Institute for Fluid Dynamics, Rhode-Saint-Genese, Belgium.
- Kinnas, S. A., Chang, S. H., Yu, Y. H. ve He, L.** (2009). A Numerical Method for Predicting the Performance of Padded and Ducted Propellers. *The Society of Naval Architects and Marine Engineers Propeller/Shafting '09 Symposium*, Williamsburg, VA.

- Kinnas, S. A. ve Fine, N. E.** (1989). Theoretical prediction of the midchord and face unsteady propeller sheet cavitation. *The Proceedings of the Fifth International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics*, Hiroshima, Japan.
- Kinnas, S. A. ve Fine, N. E.** (1993). A Numerical Nonlinear Analysis of the Flow around Two- and Three-Dimensional Partially Cavitating Hydrofoils. *Journal of Fluid Mechanics*, 254, 151-181.
- Kinnas, S. A., Griffin, P. E., Choi, J. K. ve Kosal, E.** (1998). Automated design of propulsor blades for high-speed ocean vehicle applications. *Trans. SNAME*, 106, 213-240.
- Kinnas, S. A. ve Hsin, C. Y.** (1992). Boundary Element Method for the Analysis of the Unsteady-Flow around Extreme Propeller Geometries. *Aiaa Journal*, 30(3), 688-696.
- Kinnas, S. A. ve Pyo, S.** (1999). Cavitating propeller analysis including the effects of wake alignment. *Journal of Ship Research*, 43(1), 38-47.
- Kudo, T., ve Kinnas, S. A.** (1995). Application of vortex/source lattice method on supercavitating propellers. *The 24th American Towing Tank Conference*, College Station, TX.
- Lawn, C. J.** (2003). Optimization of the power output from ducted turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 217, 107-117.
- Lee, C. S.** (1979). *Prediction of Steady and Unsteady Performance of Marine Propellers with or without Cavitation by Numerical Lifting Surface Theory* (doktora tezi). Massachusetts Institute of Technology, Boston.
- Lee, H. S. ve Kinnas, S. A.** (2004). Application of a boundary element method in the prediction of unsteady blade sheet and developed tip vortex cavitation on marine propellers. *Journal of Ship Research*, 48(1), 15-30.
- Lee, H. S. ve Kinnas, S. A.** (2005a). A BEM for the modeling of unsteady propeller sheet cavitation inside of a cavitation tunnel. *Computational Mechanics*, 37(1), 41-51.
- Lee, H. S. ve Kinnas, S. A.** (2005b). Unsteady wake alignment for propellers in nonaxisymmetric flows. *Journal of Ship Research*, 49(3), 176-190.
- Lee, H. S. ve Kinnas, S. A.** (2006). Prediction of cavitating performance of ducted propeller. Paper presented at the *The sixth International Symposium on Cavitation*, Wageningen, The Netherlands.
- Lee, J. T.** (1987). *A Potential Based Panel Method for The Analysis of Marine Propellers in Steady Flow* (doktora tezi). Massachusetts Institute of Technology, Boston.
- Maalawi, K. Y. ve Badawy, M. T. S.** (2001). A direct method for evaluating performance of horizontal axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 175-190.

- Madsen, H. A., Mikkelsen, R., Oye, S., Bak, C. ve Johansen J.** (2007). A Detailed investigation of the Blade Element Momentum (BEM) model based on analytical and numerical results and proposal for modifications of the BEM model. *Journal of Physics: Conference Series*, 75, 333-344.
- Malki, R., Williams, A. J., Croft, T. N., Togneri, M. ve Masters I.** (2013). A coupled blade element momentum – Computational fluid dynamics model for evaluating tidal stream turbine performance. *Applied Mathematical Modelling*, 37, 3006-3020.
- Manwell, J. F., McGowan, J. G. ve Rogers, A. L.** (2002). *Wind Energy Explained – Theory, Design and Application*. John Wiley and Sons Inc., NY, USA.
- Menendez, D. H.** (2013). *Hydrodynamic Optimization and Design of Marine Current Turbines and Propellers* (master tezi). University of Texas at Austin, TX.
- Molland, A. F., Bahaj, A. S., Chaplin, J. R. ve Batten, W. M. J.** (2004). Measurements and predictions of forces, pressures and cavitation on 2-D sections suitable for marine current turbines. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part M, Journal of Engineering for Marine Environment*, 218(2), 127–138.
- Moriarty, P. J. ve Hansen, A. C.** (2005). *Technical Report: AeroDyn Theory Manual*. National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA.
- Myers, L. ve Bahaj, A. S.** (2007). Wake Studies of a 1/30th Scale Horizontal Axis Marine Current Turbine. *Ocean Engineering*, 34, 758-762.
- Ng, K., Lam, W. ve Ng, K.** (2013). 2002–2012: 10 Years of Research Progress in Horizontal-Axis Marine Current Turbines. *Energies*, 6, 1497-1526.
- Nicholls-Lee, R. F., Turnock, S. R. ve Boyd, B. S.** (2008). Simulation based optimisation of marine current turbine blades. *7th International Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT'08)*, Liège, Belgium.
- Nicholls-Lee, R. F.** (2011). *Adaptive Composite Blades for Horizontal Axis Tidal Turbines* (doktora tezi). University of Southampton, UK.
- Rankine, W. J.** (1865). On the mechanical principles of the action of propellers. *Transaction of the Institute of Naval Architects*, 6(1865), 13-39.
- Ronsten, G.** (1992). Static Pressure Measurements on a Rotating and a Non-rotating 2.377m Wind Turbine Blade. Comparison with 2D Calculations. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 39, 105-118.
- Shives, M. ve Crawford, C.** (2010). Overall Efficiency of Ducted Tidal Current Turbines. *OCEANS Conference*, Seattle, WA, USA, 20-23 Eylül.
- Shives, M. ve Crawford C.** (2011). Developing an empirical model for ducted tidal turbine performance using numerical simulation results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 226, 112-125.

- Sørensen, J., Mikkelsen, R., Troldborg, N. ve Okulov, V.** (2007). Modelling of Wind Turbine Wakes - Wind Turbine Aerodynamics: A State-of-the-Art. *Von Karman Institute Lecture Series Vol. 5*, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode-Saint-Genese, Belgium.
- Sun, H.** (2008). *Performance Prediction of Cavitating Propulsors Using a Viscous/Inviscid Interaction Method* (doktora tezi). The University of Texas at Austin, Austin, TX.
- Sun, H., ve Kinnaas, S. A.** (2008). Performance prediction of cavitating waterjet propulsors using a viscous/inviscid interactive method. *Proceedings SNAME, Annual Meeting and Ship Production Symposium*, Houston, TX.
- Timmer, W. A. ve van Rooij, R. P. J. O. M.** (2003). Summary of the Delft University Wind Turbine Dedicated Airfoils. *J. Sol. Energy Eng.*, 125, 488.
- Url-1** <<http://www.verdantpower.com>>, alındığı tarih: 22.01.2015.
- Url-2** <<http://www.siemens.co.uk>>, alındığı tarih: 02.02.2015.
- Url-3** <<http://www.energy-alaska.wikidot.com>>, alındığı tarih: 01.02.2015.
- Url-4** <<http://www.lefigaro.fr>>, alındığı tarih: 10.02.2015.
- Url-5** <<http://www.en.wind-turbine-models.com>>, alındığı tarih: 05.02.2015.
- Usar D, Atlar M ve Bal S.** (2013). Performance prediction of a horizontal axis marinecurrent turbine by experimental and numerical studies. *Türkiye offshore energy conference*, Istanbul.
- VanZwieten, J. Driscoll, F. R., Leonessa, A. ve Deane, G.** (2006). Design of a Prototype Ocean Current Turbine – Part I: Mathematical Modelling and Dynamics Simulation. *Ocean Engineering*, 33, 1485-1521.
- Vaz, G.** (2005). *Modelling of Sheet Cavitation on Hydrofoils and Marine Propellers Using Boundary Element Methods* (doktora tezi). Instituto Superior Técnico, Lisbon, Portugal.
- Wang, D. ve Atlar M.** (2006). Experimental Investigation on Cavitation Performance, Noise Characteristics and Slipstream Wash of an Ocean Stream Turbine. *World Maritime Technology Conference*, IMarEST: London.
- Watson, S. J., Infield, D. G., Barton, J. P. ve Wylie S. J.** (2007). Modelling of the Performance of a Building-Mounted Ducted Wind Turbine. *Journal of Physics: Conference Series*, 75, 1-10.
- Whelan, J. I. Graham J. M. R., ve Peir, J.** (2009). A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *J. Fluid Mech*, 624, 281-291.
- Widjanarko, S. M. D.** (2010). *Steady Blade Element Momentum Code for Wind Turbine Design Validation Tool*. Sustainable Energy Technology, Universiteit Twente, Enschede, Netherlands.
- Widnall, S.** (2009). *Potential Flow Calculations of Axisymmetric Ducted Wind Turbines* (doktora tezi). Massachusetts Institute of Technology.
- Wilson, R. E. ve Lissaman, P. B. S.** (1974). *Applied Aerodynamics of Wind Power Machine*. Oregon State University.

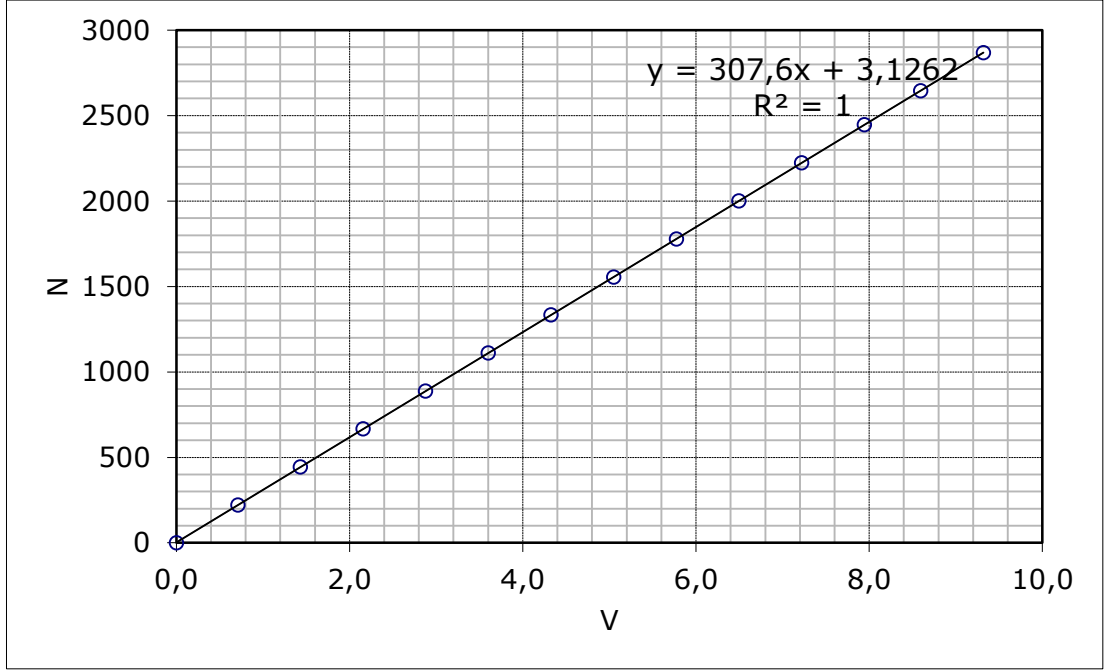
- Young, Y. L., ve Kinnas, S. A.** (2003). Analysis of supercavitating and surface-piercing propeller flows via BEM. *Computational Mechanics*, 32(4-6), 269-280.
- Young, Y. L., Motley, M. R. ve Yeung, R. W.** (2010). Three-Dimensional Numerical Modeling of the Transient Fluid-Structural Interaction Response of Tidal Turbines. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering-Trans. of the Asme*, 132(1), doi:10.1115/1.3160536.
- Xu, G. ve Sankar, L. N.** (2002). Application of a viscous flow methodology to the NREL phase VI rotor. *A Collection of the 2002 ASME Wind Energy Symposium Technical Papers*, 43-61.
- Xu, W.** (2010). Numerical Techniques for the Design and Prediction of Performance of Marine Turbines and Propellers. *Ocean Engineering Group Report*, Department of Civil, Architectural and Environmental Engineering, The University of Texas at Austin, Texas, USA.

EKLER

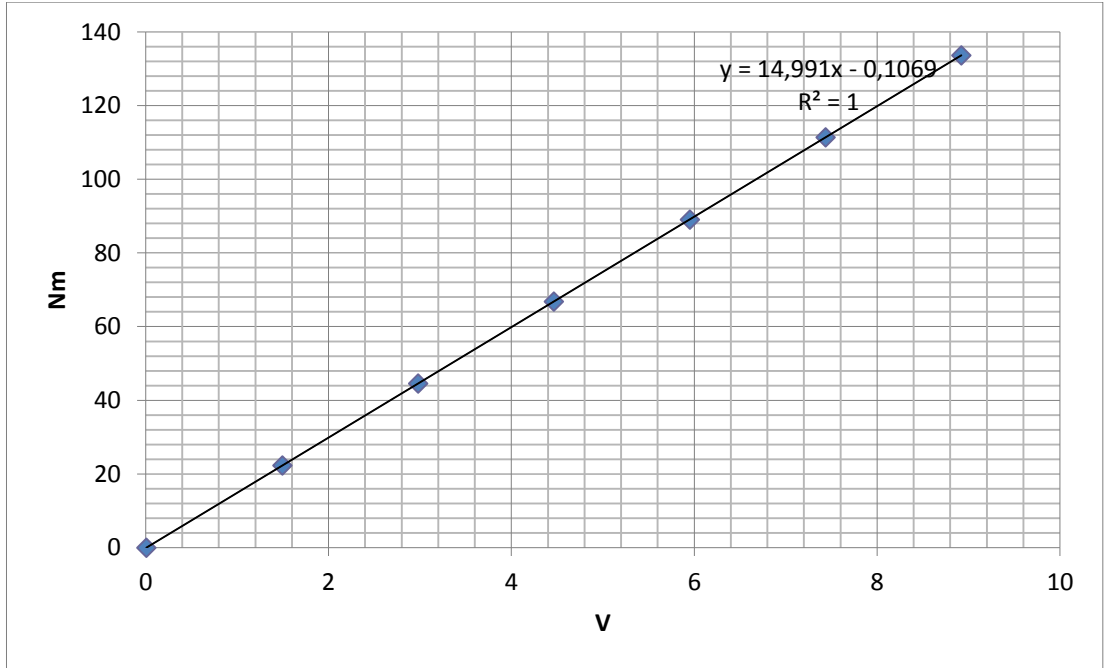
EK A : İtme ve Tork Kalibrasyon Eğrileri

EK B : Belirsizlik Analizi Tablosu

EK A : İtme ve Tork Kalibrasyon Eğrileri



Şekil A.1 : İtme kalibrasyon eğrisi.



Şekil A.2 : Tork kalibrasyon eğrisi.

EK B : Belirsizlik Analizi Tablosu**Çizelge B.1 : Belirsizlik analizi tablosu.**

ORTALAMA						STANDART SAPMA					
RPM	Q(Nm)	T(N)	lamd	Ct/10	Cp	RPM	Q(Nm)	T(N)	lamd	Ct/10	Cp
870.25	1.75	898.92	6.08	0.16	0.09	4.5517	0.2049	17.7274	0.0318	0.0031	0.0107
828.40	3.13	877.80	5.78	0.16	0.16	1.7251	0.2841	18.8907	0.0120	0.0033	0.0145
785.78	4.36	858.91	5.49	0.15	0.21	1.0845	0.3341	17.5309	0.0076	0.0031	0.0162
744.97	5.40	841.34	5.20	0.15	0.25	1.5910	0.4293	16.1632	0.0111	0.0029	0.0198
700.62	6.58	814.31	4.89	0.14	0.28	2.3754	0.4862	16.6363	0.0166	0.0029	0.0209
661.45	7.96	797.77	4.62	0.14	0.32	2.2032	0.6317	23.0255	0.0154	0.0041	0.0263
614.00	9.40	768.84	4.29	0.14	0.36	2.3237	0.4569	15.0017	0.0162	0.0027	0.0185
572.51	10.73	736.82	4.00	0.13	0.38	4.1474	0.6988	13.5655	0.0290	0.0024	0.0230
531.32	11.93	696.61	3.71	0.12	0.39	0.5684	0.6960	11.6339	0.0040	0.0021	0.0231
490.20	13.36	651.08	3.42	0.12	0.40	2.2980	0.4572	5.8644	0.0160	0.0010	0.0126
443.69	14.34	596.11	3.10	0.11	0.39	1.4100	0.5438	10.7191	0.0098	0.0019	0.0145
401.95	14.60	551.44	2.81	0.10	0.36	1.9639	0.6612	12.0677	0.0137	0.0021	0.0169
360.00	6.52	501.85	2.51	0.09	0.14	1.2616	0.4212	6.5969	0.0088	0.0012	0.0093
GÜVEN ARALIĞI %95											
BELİRSİZLİK						BELİRSİZLİK (%)					
RPM	Q(Nm)	T(N)	lamd	Ct/10	Cp	RPM	Q(Nm)	T(N)	lamd	Ct/10	Cp
12.64	0.57	49.21	0.09	0.01		1.5	32.4	5.5	1.5	5.5	32.5
4.79	0.79	52.44	0.03	0.01		0.6	25.2	6.0	0.6	6.0	25.2
3.01	0.93	48.67	0.02	0.01		0.4	21.3	5.7	0.4	5.7	21.3
4.42	1.19	44.87	0.03	0.01		0.6	22.1	5.3	0.6	5.3	22.1
6.59	1.35	46.18	0.05	0.01		0.9	20.5	5.7	0.9	5.7	20.5
7.01	2.01	73.27	0.05	0.01		1.1	25.3	9.2	1.1	9.2	25.3
7.39	1.45	47.74	0.05	0.01		1.2	15.5	6.2	1.2	6.2	15.5
11.51	1.94	37.66	0.08	0.01		2.0	18.1	5.1	2.0	5.1	18.2
1.81	2.21	37.02	0.01	0.01		0.3	18.6	5.3	0.3	5.3	18.6
6.38	1.27	16.28	0.04	0.00		1.3	9.5	2.5	1.3	2.5	9.6
3.91	1.51	29.76	0.03	0.01		0.9	10.5	5.0	0.9	5.0	10.6
5.45	1.84	33.50	0.04	0.01		1.4	12.6	6.1	1.4	6.1	12.6
3.50	1.17	18.31	0.02	0.00		1.0	17.9	3.6	1.0	3.6	18.0
GÜVEN ARALIĞI %90											
BELİRSİZLİK						BELİRSİZLİK (%)					
RPM	Q(Nm)	T(N)	lamd	Ct/10	Cp	RPM	Q(Nm)	T(N)	lamd	Ct/10	Cp
9.7	0.4	37.8	0.068	0.007		1.1	24.9	4.2	1.1	4.2	24.9
3.7	0.6	40.3	0.026	0.007		0.4	19.4	4.6	0.4	4.6	19.4
2.3	0.7	37.4	0.016	0.007		0.3	16.3	4.4	0.3	4.4	16.3
3.4	0.9	34.5	0.024	0.006		0.5	17.0	4.1	0.5	4.1	17.0
5.1	1.0	35.5	0.035	0.006		0.7	15.7	4.4	0.7	4.4	15.8
5.2	1.5	49.1	0.036	0.009		0.8	18.7	6.2	0.8	6.2	18.7
5.5	1.1	32.0	0.038	0.006		0.9	11.4	4.2	0.9	4.2	11.5
8.8	1.5	28.9	0.062	0.005		1.5	13.9	3.9	1.5	3.9	14.0
1.3	1.6	24.8	0.009	0.004		0.3	13.7	3.6	0.3	3.6	13.7
4.9	1.0	12.5	0.034	0.002		1.0	7.3	1.9	1.0	1.9	7.4
3.0	1.2	22.9	0.021	0.004		0.7	8.1	3.8	0.7	3.8	8.1
4.2	1.4	25.7	0.029	0.005		1.0	9.7	4.7	1.0	4.7	9.7
2.7	0.9	14.1	0.019	0.002		0.7	13.8	2.8	0.7	2.8	13.8

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Deniz UŞAR

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 1980

Adres: İTÜ Ayazağa Kampüsü, Gemi İnşaatı ve Den. Bil. Fakültesi

E-Posta: usar@itu.edu.tr

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi

Yüksek Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

Usar, D. ve Bal, S. (2015). Cavitation simulation on horizontal axis marine current turbines. *Renewable Energy*, 80, 15-25.

Usar, D., Atlar, M. and Bal, S. (2014). Prediction of performance and cavitation behavior of horizontal axis marine current turbines. *INT-NAM 2nd Int. Symposium on Naval Architecture and Maritime*, Istanbul.

Usar, D., Atlar, M. and Bal, S. (2013). Performance prediction of a horizontal axis marine current turbine by experimental and numerical studies. *Turkey Offshore Energy Conference*, Istanbul.

Usar, D. and Bal, S. (2011). Application of Classical Blade Element Momentum Theory and a Boundary Element Method to Cavitating Marine Current Turbines. *INT-NAM 1st Int. Symposium on Naval Architecture and Maritime*, Istanbul.