

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SİLİNDİRİK ROTORLAR İLE GEMİ SEVKİ VE GEMİNİN YALPA HAREKETİ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi Hasan İslam ÇOPUROĞLU

**MAYIS 2017
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SİLİNDİRİK ROTORLAR İLE GEMİ SEVKİ VE GEMİNİN YALPA HAREKETİ ANALİZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi Hasan İslam ÇOPUROĞLU

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ YÜKSEK MÜHENDİSİ"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 / 05 / 2017

Tezin Savunma Tarihi : 22 / 05 / 2017

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Emre PEŞMAN

Trabzon 2017

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Hasan İslam ÇOPUROĞLU Tarafından Hazırlanan**

SİLİNDİRİK ROTORLAR İLE GEMİ SEVKİ VE GEMİNİN YALPA HAREKETİ ANALİZİ


başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 09 / 05 / 2017 gün ve 1701 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.


Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ercan KÖSE

Üye : Prof. Dr. Metin TAYLAN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Emre PEŞMAN


.....

.....

.....

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Özellikle son yüzyılda, makineleşmenin ve sanayileşmenin giderek artması küresel ısınmanın artmasına doğal olarak da insan hayatına zarar verip, doğada tahribatlara yol açmaktadır.

Bu tahribatı önlemenin yollarından bir tanesi yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelimdir. Özellikle son yıllarda yeşil enerji olarak da adlandırılan yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı için yapılan çalışmalar hız kazanmıştır. Öyle ki hükümetler ve ilgili sivil toplum örgütleri, küresel ısınma ve atık gazlar üzerine toplumsal bilinç oluşturmaya çalışmakta ve atık gaz emisyonuna neden olan sanayi kuruluşlarını, taşımacılık sektörünü, enerji üretim tesislerini ve bunun gibi kurumları yenilebilir enerji teknolojileri kullanımı yönünde desteklemektedirler. Denizcilik sektöründe de yenilenebilir enerji kaynaklarına olan yönelim artmıştır. Teknolojinin gelişimi ile beraber rüzgâr enerjisinden yararlanan birçok gelişmiş sevk sistemi ortaya çıkmıştır. Bu sistemlerden birisi de Magnus prensibi ile çalışan silindirik rotor (Flettner Rotor) sevk sistemidir. Bu tezde yapılan çalışmaların temel amacı, silindirik rotorların geliştirilmesi için eksik görülen bilimsel altyapının oluşturulmasına yardımcı olmaktır.

Hazırlamış olduğum yüksek lisans tezinde tüm iyi niyetiyle yardımlarını esirgemeyen Sayın danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Emre PEŞMAN'a teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Ayrıca tez çalışmam boyunca desteklerinden ve yardımlarından dolayı KTÜ Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Bölümü öğretim üyesi Prof. Dr. Ercan KÖSE'ye, KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyesi Doç. Dr. Yücel ÖZMEN'e, ve KTÜ Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Bölümü'nden Arş. Gör. Erhan AKSU'ya çok teşekkür ederim. Eğitim ve öğretim hayatım süresi içerisinde maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hasan İslam ÇOPUROĞLU

Trabzon 2017

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Silindirik Rotorlar ile Gemi Sevki ve Geminin Yalpa Hareketi Analizi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Yrd. Doç. Dr. Emre PEŞMAN’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri ve örnekleri kendim topladığımı, analizleri ilgili laboratuarlarda yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 22.05.2017



Hasan İslam ÇOPUROĞLU

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Kapsam	2
1.3. Silindirik Rotorlar.....	3
1.3.1. Silindirik Rotorların Tarihçesi ve Gelişimi	3
1.3.2. Neden Silindirik Rotorlar?	7
1.3.3. Magnus Etkisi.....	8
1.4. Dönen Silindir Etrafındaki Akış	9
1.4.1. Dönen Silindir Etrafındaki Akışın Matematiksel Altyapısı	10
1.4.2. Dönen Silindir Etrafındaki Akış Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar.....	13
1.5. Silindirik Rotorlar Etrafındaki Akış	16
1.5.1. Silindirik Rotorlar Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar	16
1.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	18
1.6.1. HAD Analizlerinin Matematiksel Altyapısı	19
1.6.1.1. Akışkan Hareketinin Temel Denklemleri.....	20
1.6.1.1.1. Reynolds Transport Teoremi	20
1.6.1.1.2. Kütlein Korunumu Denklemi	20
1.6.1.1.3. Momentumun Korunumu Denklemi	21
1.6.1.1.4. Navier-Stokes Denklemleri	22

1.6.1.1.5.	Lattice Boltzmann Denklemleri.....	23
1.6.2.	Türbülans ve Türbülans Modelleri	24
1.6.2.1.	Gerçeklenebilir k- ϵ Model.....	24
1.6.2.2.	Smagorinsky Modeli	26
1.7.	Amaç.....	26
2.	YAPILAN ÇALIŞMALAR, BULGULAR VE İRDELEME	28
2.1.	Kullanılan Yöntemin Uygunluğu	28
2.2.	Belirlenen Bir Rota Üzerinde Silindirik Rotorun Performans Analizi.....	30
2.2.1.	Karşılaştırma Yapılacak Geminin Özellikleri	30
2.2.2.	Rotanın Planlanması	32
2.2.3.	Tek Silindirik Rotorun HAD analizleri	34
2.2.4.	HAD Analiz Bulguları ve Performans Analizi.....	35
2.3.	Silindirik Rotorun Geminin Yalpa Hareketi ile İlişkisi.....	40
2.3.1.	Seçilen Geminin Özellikleri	40
2.3.2.	HAD Analizleri.....	41
2.3.3.	HAD Analiz Bulguları.....	45
2.3.3.1.	İtiş Kuvveti Bulguları	48
2.3.3.2.	Meyil Yaptırıcı Kuvvet Bulguları.....	49
2.3.3.3.	Yalpa Hareketi Analizi	50
2.4.	Ardışık Konumlandırılmış Silindirik Rotorların Performans Analizi	57
2.4.1.	HAD Analizleri.....	57
2.4.1.1.	Test Geometrisi ve Ağ Yapısının Oluşturulması.....	57
2.4.1.2.	Sınır Koşulları	60
2.4.2.	HAD Analizleri Bulguları	60
3.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	64
4.	KAYNAKLAR.....	66

ÖZGEÇMİŞ

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

SİLİNDİRİK ROTORLAR İLE GEMİ SEVKİ VE GEMİNİN YALPA HAREKETİ ANALİZİ

Hasan İslam ÇOPUROĞLU

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Emre PEŞMAN
2017, 68 Sayfa

Son yıllarda, denizcilik sektöründe atık gazların atımının azaltılmasının amaçlanması ve yenilenebilir enerji yöntemlerine olan yönelimin artması silindirik rotor sistemini uygulanabilir alternatif bir yardımcı sevk sistemi olmasından dolayı cazip hale getirmiştir.

Bu tezde yapılan çalışmaların temel amacı, silindirik rotorların geliştirilmesi için eksik görülen bilimsel altyapının oluşturulmasına yardımcı olmaktır. Bu tezde yapılan çalışmalar 3 temel kısımdan oluşmaktadır. Çalışmalar Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri (HAD) ile yapılmıştır. İlk olarak, belirlenen bir rota üzerinde performans analizi yapılan silindirik rotorun itiş kuvvetleri çıkarılmış ve buna bağlı olarak rotorlu gemi hızı ile rotorsuz gemi hızı bulunarak varış noktasına kadar alınan seyir süreleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak rotorlu geminin rotorsuz gemiye göre daha kısa sürede varış noktasına ulaştığı görülmüştür. İkinci bölümde silindirik rotorların, geminin yalpa hareketi ile ilişkisi incelenmiştir. Yalpa hareketi durumunda silindirik rotorların itiş kuvveti performanslarının azaldığı görülmüştür. Yapılan çalışmaların son bölümünde ise çoklu silindirik rotorların birbirlerine olan etkisi incelenmiştir. Burada elde edilen sonuç ise iz alanı ya da çürük alan olarak nitelendirilebilecek bölgede kalan silindirik rotorun itiş kuvveti üretme performansının çok fazla düşebileceği olmuştur.

Anahtar Kelimeler: Silindirik rotorlar, Yenilenebilir enerjiler, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Dönen silindirler etrafındaki akış

Master Thesis

SUMMARY

SHIP PROPULSION WITH CYLINDRICAL ROTORS AND ROLL MOTION ANALYSIS

Hasan İslam ÇOPUROĞLU

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Supervisor: Assist. Prof. Dr. Emre PEŞMAN
2017, 68 Pages

In recent years, the aim of reducing emissions of waste gases in the maritime sector and the increasing trend towards renewable energy methods have made the cylindrical rotor system attractive because it is an operable alternative auxiliary propulsion system.

The main purpose of this study is to help to establish the sufficient scientific infrastructure for the development of cylindrical rotors. The study in this thesis consists of 3 basic parts. The study was done with Computational Fluids Dynamic analysis (CFD). First, the driving forces of the cylindrical rotor subjected to the performance analysis on the determined route were calculated, and the velocity of rotor ship and velocity of non-rotor ship were found and the navigation durations to the arrival point were compared. As a result, it has been seen that the rotor ship has reached the destination point in a shorter time than the non-rotor ship. In the second part, the relation between the roll motion of the ship and cylindrical rotors is examined. It has been observed that the driving force performances of cylindrical rotors decrease in the case of roll motion. In the last part of the study, the effect of multiple cylindrical rotors which are located on the deck is examined. The results obtained here is that the performance of generating the driving force of the cylindrical rotor which is in the area that can be characterized as the wake area can be greatly reduced.

Keywords: Cylindrical rotors, Renewable energies, Computational fluid dynamics, Flow around rotating cylinders

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Silindirik rotorlarla sevk olan ilk gemi "Buckau"	4
Şekil 1.2. Barselona limanına demirlemiş olan 3 silindirik rotorlu gemi "Barbara"	5
Şekil 1.3. Çift Turbosail'e sahip Alcyone	5
Şekil 1.4. Enercon firmasına ait dört silindirik rotorlu ro-ro gemisi "E-Ship1"	6
Şekil 1.5. Norsepower şirketine ait iki rotorlu ro-ro gemisi "Estraden"	6
Şekil 1.6. Dünya çapındaki gemi taşımacılığında Co2 salınımının yıllara göre değişimi ve geleceğe dair 4 ayrı yaklaşım.....	7
Şekil 1.7. Magnus etkisinin şematik gösterimi.....	8
Şekil 1.8. Silindirik rotorlu kanatlara sahip bir uçak prototipi	9
Şekil 1.9. Sabit bir silindirin akış hız çizgilerinin görünümü	9
Şekil 1.10. (a) Sabit bir silindir etrafındaki akış çizgileri, (b) dönen bir silindir etrafındaki akış çizgileri	10
Şekil 1.11. Elde edilen $\alpha - C_L$ değişimi grafiği	14
Şekil 1.12. Elde edilen $t - C_L$ değişimi grafiği	15
Şekil 1.13. Silindirik rotorun test edilmesi	17
Şekil 1.14. Test edilen farklı rüzgâr enerjisi sevk sistemleri için maksimum kaldırma gücü grafiği	17
Şekil 2.1. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen dönüş oranı (α) kaldırma kuvveti katsayısı (CL) bağıntısı grafiği	29
Şekil 2.2. Seçilen geminin temel gövde tasarımı.....	30
Şekil 2.3. Silindirik rotorların güverte üzerindeki yerleşimi	31
Şekil 2.4. Seçilen geminin hızı ve direnci arasındaki ilişki	31
Şekil 2.5. Barselona ve Trabzon arasında seçilmiş olan seyir rotası	32
Şekil 2.6. Yaz rüzgâr yönelimliğinin konumsal dağılımı	32
Şekil 2.7. HAD analizlerinde kullanılan silindirik rotorun geometrik ayrıntıları	34
Şekil 2.8. Rotor etrafındaki hız alanı dağılımı	35
Şekil 2.9. Rotor etrafındaki akışa ait vektörsel hız alanı dağılımı.....	36
Şekil 2.10. İtiş kuvveti- rüzgâr hızı ve açısı bağıntısı grafiği.....	36

Şekil 2.11. İtiş kuvveti- rüzgâr hızı ve açısı bağıntısı grafiği (bağlı rüzgâr hızı için).....	37
Şekil 2.12. Seçilen test gemisinin gövde tasarımı	41
Şekil 2.13. Test durumunun temel şeması.....	42
Şekil 2.14. Sanal rüzgâr tüneli.....	42
Şekil 2.15. Test durumları ve rüzgâr geliş vektörleri	43
Şekil 2.16. Model üzerindeki parçacık yoğunluğu	44
Şekil 2.17. Rotorun oluşturduğu kuvvetler.....	45
Şekil 2.18. Uzunlamasına kesitten görülen ortalama hız vektörleri	46
Şekil 2.19. Hız çizgilerinin 3 boyutlu perspektiften görünümü	47
Şekil 2.20. Zamana bağlı itiş kuvvetleri	48
Şekil 2.21. Ortalama itiş kuvvetleri-yalpa açısı grafiği	49
Şekil 2.22. Zamana bağlı meyil yaptırıcı kuvvet değerleri.....	49
Şekil 2.23. Ortalama meyil yaptırıcı kuvvet değerleri- yalpa açısı grafiği.....	50
Şekil 2.24. Rotor yüksekliği üzerindeki basınç değişimi	51
Şekil 2.25. Yalpa açısı-meyil yaptırıcı moment kolu değişimi	51
Şekil 2.26 Yalpa açısı -meyil yaptırıcı moment değerleri grafiği	52
Şekil 2.27. Geminin doğrultucu moment kolu eğrisi	53
Şekil 2.28. Rotorlu ve rotorsuz durum için maksimum yalpa açısı grafiği	55
Şekil 2.29. $\omega w=0,5\omega_0$ için zamana bağlı simülasyon	55
Şekil 2.30. $\omega w=\omega_0$ için zamana bağlı simülasyon	56
Şekil 2.31. $\omega w=1,5\omega_0$ için zamana bağlı simülasyon	56
Şekil 2.32. Sanal rüzgâr tünelinin üstten görünümü.....	58
Şekil 2.33. Sanal tünelin 3 boyutlu görünümü	58
Şekil 2.34. Ağ yapısının kesit görünümü	59
Şekil 2.35. Silindirik rotorların etrafındaki ağ yapısının detaylı görünümü.....	60
Şekil 2.36. İtiş kuvveti katsayılarının zamana bağlı grafikleri	61
Şekil 2.37. İtiş kuvveti katsayılarının, rüzgâr geliş açısına göre değişimi	61
Şekil 2.38. Yapılmış olan simülasyonlara ait hız alanı dağılımları	62

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1.1. Gerçeklenebilir k- ϵ modelinde kullanılan sabitler ve değerler.	25
Tablo 2.1. Konumsal rüzgâr hızı, rüzgârın gemiye geliş açısı tablosu.....	33
Tablo 2.2. Mesafelere bağlı rotorlu-rotorsuz gemi hızları ve itiş kuvvetleri.....	38
Tablo 2.3. Rotorlu ve rotorsuz gemiye ait varış sürelerinin hesaplanması.....	39
Tablo 2.4. Seçilen test gemisinin ana boyutları.....	41
Tablo 2.5. Test durumları ve bazı sınır koşulları.....	44

SEMBOLLER DİZİNİ

A	: Alan
A_{xx}	: Ek su kütlelerinin yalpa atalet momenti
B_L	: Lineer sönüm katsayısı
B_N	: Lineer olmayan sönüm katsayısı
c	: Partikül hız vektörü
C_B	: Blok katsayısı
C_D	: Sürüklenme katsayısı
C_L	: Kaldırma katsayısı
C_P	: Basınç katsayısı
C_S	: Smagorinsky katsayısı
f	: Dağılım fonksiyonu
F	: Kuvvet
F'	: Birim uzunluğa düşen kuvvet
g	: Yerçekimi ivmesi
GM	: Metasantr yüksekliği
GZ	: Doğrultma momenti kolu
I_{xx}	: Geminin yalpa atalet momenti
k	: Türbülans kinetik enerjisi
k_n	: Dalga sayısı
m	: Kütle
P	: Basınç
r	: Yarı çap
r_R	: Hareketin dönüş yarıçapı
q	: Konum vektörü
s	: 1 saniyedeki dönüş sayısı
s_{ij}	: Şekil değiştirme hızı
t	: Zaman
u, v, w	: Hız bileşenleri

\bar{V}	: Hız alanı
V_r	: Çizgisel dönme hızı
V_∞	: Serbest akış hızı
α	: Dönüş oranı
β	: Yoğun özellik
Φ	: Yaygın özellik
ϕ	: Yalpa açısı
θ	: Açık
ρ	: Yoğunluk
Δ	: Deplasman tonajı
∇	: Deplasman hacmi
$\bar{\nabla}$: Gradyen operatörü
σ_{ij}	: Gerilme tensörü
τ_{ij}	: Viskoz gerilme tensörü
μ	: Dinamik viskozite
Γ	: Girdap şiddeti
Q	: Kaynak terimi
ν	: Kinematik viskozite
ε	: Türbülans yutulma oranı
μ_t	: Türbülans viskozitesi
ω	: Frekans
ω_0	: Geminin doğal frekansı

1.GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Dünyamız 71%'i sularla kaplı olduğundan dolayı su gezegeni olarak adlandırılmaktadır. Bu büyük su kütlesi ortalama olarak 3,7 km derinliğe sahiptir. Hâl böyle olunca, deniz ulaşımının insanoğlunun dikkatini çekmesi insanlık tarihi kadar eskiye dayanmaktadır. İlk gemiler binlerce yıl önce küreklerle sevk edilen basit sallar ya da oyulmuş kütüklerden ibaretti. Günümüzde ise ileri teknoloji ve karmaşık sistemlere sahip gemiler halini aldılar. Sevk sistemleri de tarih boyunca gelişmiş ve çeşitlenmiştir. Ahşap gemilerin kürek ve yelken kullanılarak sevk edilmesi M.Ö. 1500'e kadar dayanır. Zaman içerisinde farklı tip yelkenlerle sevk olunan gemiler, çarklarla ve ardından makineleşerek mekanik sevk yönünde adımlarını atmıştır (Ghose ve Gokarn, 2004).

Gelinen teknolojiye gemi sevk için içten yanmalı motorların tahrik ettiği pervaneler aracılığı ile yapılmaktadır. Bu sevk sistemi çoğunlukla en verimli yöntem olarak görülmektedir.

İçten yanmalı motorların dezavantajlarından birisi ise atık gaz salınımı ve bu atık gazların, atmosferde doğa için zararlı hale gelecek oranda artması durumudur. Özellikle son yüzyılda, makineleşme ve sanayileşmenin giderek artması küresel ısınmanın gerçekleşmesine doğal olarak da insan hayatı ve doğada tahribata yol açmaktadır.

Bu tahribatı önlemenin yollarından bir tanesi yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelimlerdir ki özellikle son yıllarda bu yeşil enerjileri kullanmak için çalışmalar yapılmaktadır. Öyle ki hükümetler, ilgili sivil toplum örgütleri, küresel ısınma ve atık gazlar üzerine toplumsal bilinç oluşturmaya çalışmakta ve atık gaz emisyonuna neden olan sanayi kuruluşlarını, taşımacılık sektörünü, enerji üretim tesislerini ve bunun gibi kurumları yenilenebilir enerji teknolojileri kullanımı yönünde desteklemektedirler. Yeşil teknolojilerin gelişimine de bilimsel çalışmalar öncülük edecektir. Bu yüzden ki son yıllarda yeşil teknoloji araştırmalarına kayda değer bir ölçüde yönelim olmuştur.

Denizcilik sektörünün de bu zararlı gaz salınımında payı vardır ve bu nedenle son zamanlarda bu sektörde de yenilenebilir enerji kaynaklarına olan yönelim artmıştır. Yeşil enerji kaynakları, rüzgâr enerjisi, dalga enerjisi, güneş enerjisi, vb. gibi sıralanabilir. Özellikle yelken sevk sistemleri rüzgâr enerjisini itiş gücüne çeviren sevk elemanlarıdır.

Teknolojinin gelişimi ile beraber rüzgâr enerjisinden yararlanan birçok gelişmiş sevk sistemi ortaya çıkmıştır. Bu sistemlerden birisi de Magnus prensibi ile çalışan silindirik rotor (Flettner Rotor) sevk sistemidir.

Son yıllarda, denizcilik sektöründe özellikle atık gazların atımının azaltılması ve yenilenebilir enerji yöntemlerine olan eğilimin artması silindirik rotor sistemini uygulanabilir alternatif bir yardımcı sevk sistemi olmasından dolayı cazip hale getirmiştir.

Literatürde silindirik rotorlarla ilgili çalışmalar mevcut olmasına karşın, silindirik rotorların optimizasyonları ve verimleri, konumsal ilişkileri, gemi hareketleri üzerine olan etkileri gibi konularda yeterince bilimsel bilgi mevcut değildir. Bu tezde yapılan çalışmaların temel amacı, silindirik rotorların geliştirilmesi için eksik olduğu düşünülen bilimsel altyapının oluşturulmasına yardımcı olmaktır.

1.2. Kapsam

Giriş bölümünde genel sevk tarihi üzerine çeşitli bilgiler verilmiş, yeşil teknolojilerin önemine değinilmiştir. Ardından silindirik rotorların tarihi, çalışma prensibi olan Magnus etkisi matematiksel altyapısı ile beraber incelenmiştir. Yapılan çalışmanın temel fiziksel konusu olan dönen silindir etrafındaki akış incelenerek daha önce literatürde yapılmış olan çalışmalara değinilmiştir. Ardından dönen silindirlerin sevk sistemi olarak kullanılmasına yarayan, tezin de ana konusu olan, silindirik rotorlar üzerine yapılmış olan çalışmalar incelenip, literatürde eksik olduğu düşünülen maddeler çıkarılmıştır. Sonra, tezde kullanılacak metot olan hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin tarihi gelişimi, matematiksel altyapısı, silindirik rotorlar üzerine olan kullanımları, çeşitleri ve sınır parametreleri anlatılmıştır. Gemilerin yalpa hareketi anlatılıp, daha önce konu ile ilgili yapılmış çalışmalara değinilmiş, ardından yapılacak çalışmada kullanılacak yalpa hareketi modeli ile ilgili bilgi verilmiştir. Yapılan çalışmaların amacı ortaya konulmuştur.

Yapılan çalışmalar bölümünde ise, ilk önce kullanılacak olan yöntemin ki bu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemidir, doğrulaması (validasyonu) örnek bir deney sonucu ile karşılaştırılmak sureti ile yapılmıştır. Sonra, silindirik rotora sahip ve silindirik rotor kullanılmayan aynı tip iki geminin HAD analizi ile bir rota üzerinde simülasyonu yapıp, performans karşılaştırması yapılmıştır. Ardından, silindirik rotorların yalpa hareketine etkileri ve yalpa hareketinin silindirik rotorların performansına olan etkileri, yalpa hareketi karakteristiği daha önceden bilinen örnek bir gemi kullanılarak,

HAD analizlerinden elde edilen verilerle incelenip, sayısal modellerle birleştirilmiştir. Böylelikle silindirik rotorların geminin yalpa hareketine olan etkisi ile yalpa hareketi ile performans değişimi ele alınmıştır. Ayrıca gemi güvertesi üzerindeki çoklu rotorların pozisyonlarının, sevk performansına olan etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir. Bu sayede rotorların güverte üzerinde en uygun yerleşimi bulunmaya çalışılmıştır.

Sonuçlar ve öneriler kısmında, yapılan çalışmalar birbirleri ile karşılaştırılıp, verim, uygulanabilirlik gibi değerlendirmeler yapılmıştır ayrıca yapılan çalışmaların literatürdeki hangi eksiklikleri tamamlayabileceği tartışılmıştır. Yapılan çalışmaların gemi inşaatı sanayisi için uygulanabilirliği ve faydaları incelenmiştir. Bunun yanı sıra geleceğe yönelik silindirik rotorlarla ilgili yapılabilecek araştırmalara ve çalışmalara yer verilerek, silindirik rotorların gelecekte kullanımları ve yeşil teknolojiler arasındaki yerinin ne olabileceği üzerine tartışmalar yapılmıştır.

1.3. Silindirik Rotorlar

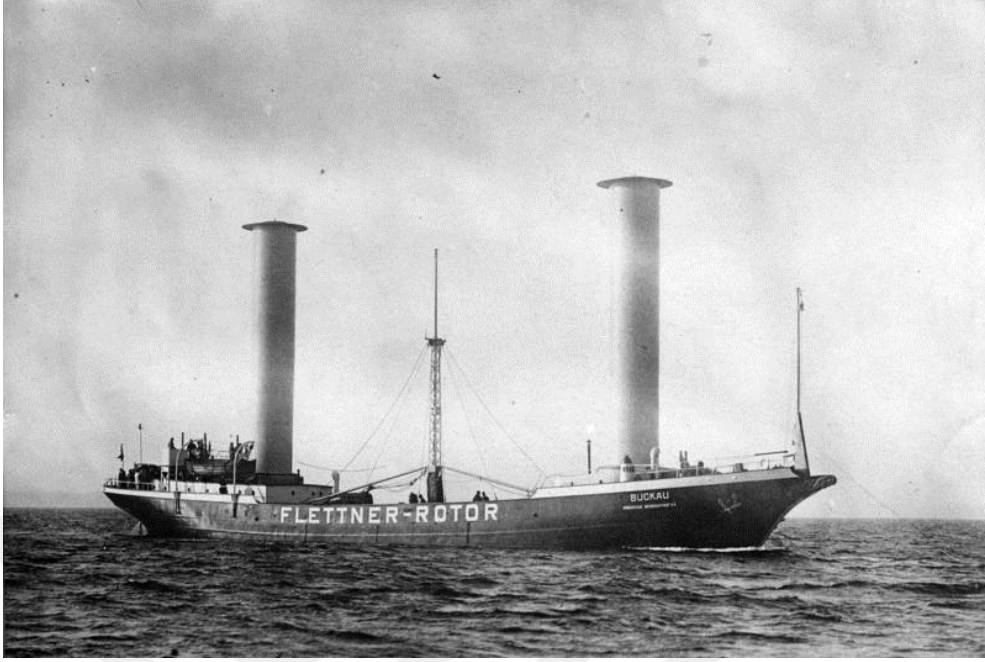
Silindirik rotorlar, genel olarak Magnus etkisi prensibinden yararlanarak tekneye bir itiş kuvveti kazandıran, dönen silindir sistemleridir. Rüzgârın geliş yönü, şiddeti, silindirlerin açılma hızı gibi parametrelerle oluşan itiş kuvveti değişkenlik gösterebilir (Flettner, 1928).

1.3.1. Silindirik Rotorların Tarihçesi ve Gelişimi

İlk olarak 1920'lerde Alman mühendis Anton Flettner, Magnus Etkisi prensibi ile çalışan silindirik rotorları teknede sevk elemanı olarak kullanmıştır. Ardından bu icadın patentini almıştır (Flettner, 1923).

Aynı zamanda Alman mühendis Anton Flettner, tahrik için Magnus etkisini kullanmayı deneyen ilk gemi tasarımını da yapmıştır.

Albert Betz, Jakob Ackeret ve Ludwig Prandtl tarafından desteklenen Flettner, deneysel bir rotor teknesi inşa ettirmiştir. Germaniawerft (Germania Tersanesi), Ekim 1924 tarihinde Buckau adlı (Şekil 1.1) büyük iki rotorlu bir geminin inşaatını tamamlamıştır. Gemi, 15 metre yüksekliğinde ve 3 metre çapında iki silindirle (veya rotorla) tahrik edilmiştir. 50 HP (37 kw) güce sahip bir elektrik tahrik sistemi ile sevk edilmekteydi (Seufert ve Seufert, 1983).



Şekil 1.1. Silindirik rotorlarla sevk olan ilk gemi "Buckau"

Buckau inşasının ardından Kuzey Atlantik ile Baltık denizi arasında kuru yük gemisi olarak çalışmıştır. 1926 yılında üzerinde bakım onarım çalışmaları yapılmış ve bu çalışmaların ardından "Baden Baden" adını almıştır (Seufert ve Seufert, 1983).

Buckau'nun yenilikçi sevk sisteminin başarıya ulaşması, Alman donanmasının dikkatini çekmiş ve Alman donanması Bremen'de bulunan Weser Tersanesi'ni daha büyük bir rotorlu gemi yapmakla görevlendirmiştir. Buckau'dan etkilenerek yaptırılan bu yeni gemi 1926 yılında suya "Barbara" adıyla indirilmiştir (Şekil 1.2). Yeni yapılmış olan bu geminin, Buckau'dan daha büyük, 3 adet rotoru bulunmaktaydı ve o dönemde yeni kullanılmaya başlanan hafif alüminyum alaşımı nedeniyle daha hafifti. Barbara 1929 yılına kadar Almanya ile Akdeniz arasında ticari taşımacılık yapmaya devam etmiştir (Seufert ve Seufert, 1983).



Şekil 1.2. Barselona limanına demirlemiş olan 3 silindirik rotorlu gemi "Barbara"

1930'lu yılların başında, içten yanmalı motorların gelişmesi ve petrol fiyatlarının düşmesi gibi nedenlerle maliyeti ve veriminin yükseleceği gerekçesi ile her iki geminin de rotorları sökülüp, normal motorlu tekneler haline getirilmişlerdir.

1980'den başlayarak, Fransa ve ABD'deki Kaptan Cousteau'nun ekipleri, rüzgârları tamamlayıcı bir enerji kaynağı olarak kullanan gemiler için ekonomik bir itici güç kavramını geliştirmeye başladı. Kullanılacak olan sistem yüzde 35'e kadar fosil yakıt tasarrufu sağlayan Silindirik Rotorla beraber kanat sisteminin kullanıldığı "Turbosail"dir. Bu amaçla 1983 yılında 2 rotorlu bir tekne olan "Alcyone" inşa edilmiştir (Şekil 1.3) (URL1, 2017).



Şekil 1.3. Çift Turbosail'e sahip Alcyone

Günümüzde ise, silindirik rotorlar iki gemide aktif olarak kullanılmaktadır. Bunlardan birisi Enercon şirketinin 2010 yılında inşaatını bitirip servise konulan dört rotorlu çok amaçlı ro-ro gemisi "E-Ship 1"dır (Şekil 1.4).



Şekil 1.4. Enercon firmasına ait dört silindirik rotorlu ro-ro gemisi "E-Ship1"

Ayrıca 2014 yılında Norsepower şirketi tarafından bakıma alınarak birinci, 2016 yılında ise tekrar bakıma alınarak ikinci rotor sistemi eklenen çok amaçlı ro-ro gemisi Estraden bunlar arasında gösterilebilir (Şekil 1.5).



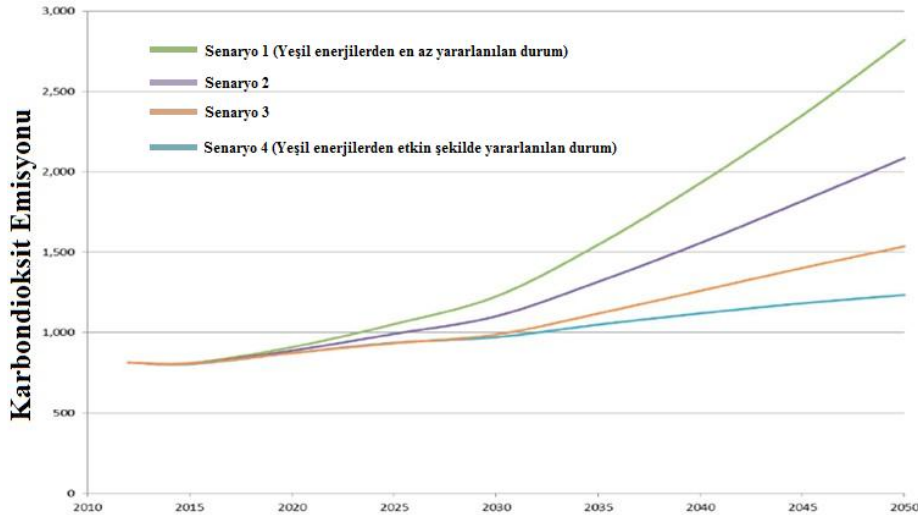
Şekil 1.5. Norsepower şirketine ait iki rotorlu ro-ro gemisi "Estraden"

E-Ship 1 gemisi 130 m boya, 22.5 m genişliğe, 9 m drafta sahiptir. İki pervanesi ve 4 silindirik rotoru vardır. Bu silindirik rotorlar 4 m çapında ve 27 m uzunluğunda olup, her birinde kenar etkisini engellemek amacı ile kullanılan Thom disklerine sahiptir. Üzerinde Bir adet turbo jeneratör, bir adet acil durum jeneratörü, bir adet liman bekleme jeneratörü ve yedi adet jeneratör mevcuttur. Rotorları tahrik eden elektrik motorları güçlerini bu jeneratörlerden almaktadırlar. Rotorlar rüzgâr hızına bağlı olarak yaklaşık olarak 350 rpm dönüş hızına çıkabilmektedirler (Enercon, 2013).

1.3.2. Neden Silindirik Rotorlar?

Son yıllarda özellikle yeşil enerji yöntemlerine yöneliş ve küresel ısınma gibi etkenler, fosil yakıt kullanımının azaltılmasının ve verimli enerji tekniklerinin gelişmesinin önünü açmıştır. Silindirik rotorlar da rüzgâr enerjisini enerji kaynağı olarak kullanan, yeşil bir yöntemdir. Silindirik rotorlar sevk sistemi teknenin yakıt maliyetini azalttığı gibi, zararlı gazların atımını da önemli ölçüde azaltmaktadır (Craft vd., 2014).

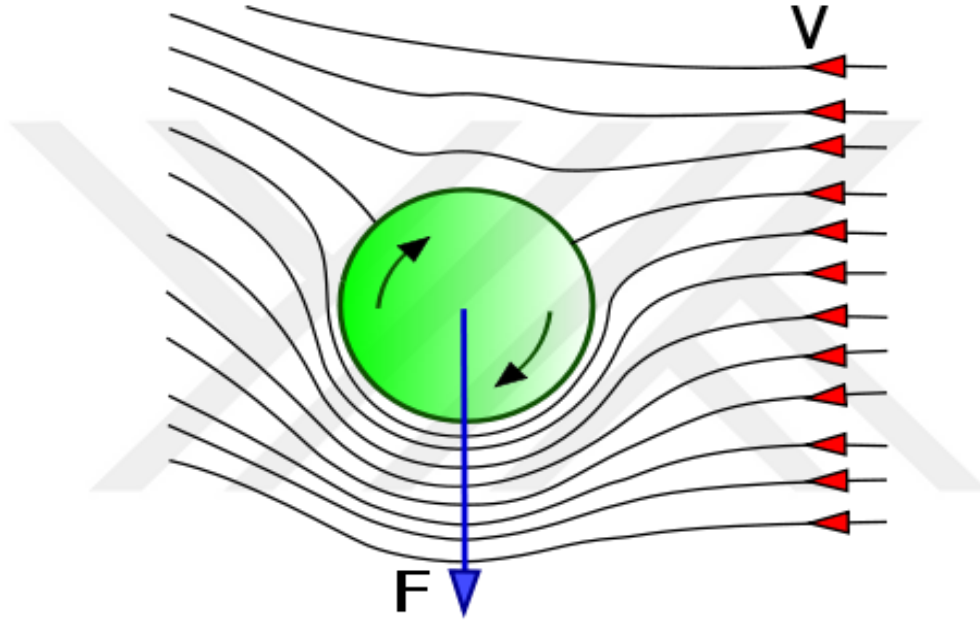
Deniz taşımacılığında kaynaklanan CO₂ salınımı üzerine IMO çalışmalarının verilerinde geleceğe dair tahminlerde bulunulmuştur (IMO, 2015). Veriler incelendiğinde insanoğlunun hiç olmadığı kadar bu yeşil enerji yöntemlerine ihtiyacı olduğunu görülmektedir (Şekil 1.6).



Şekil 1.6. Dünya çapındaki gemi taşımacılığında Co2 salınımının yıllara göre değişimi ve geleceğe dair 4 ayrı yaklaşım (IMO, 2015).

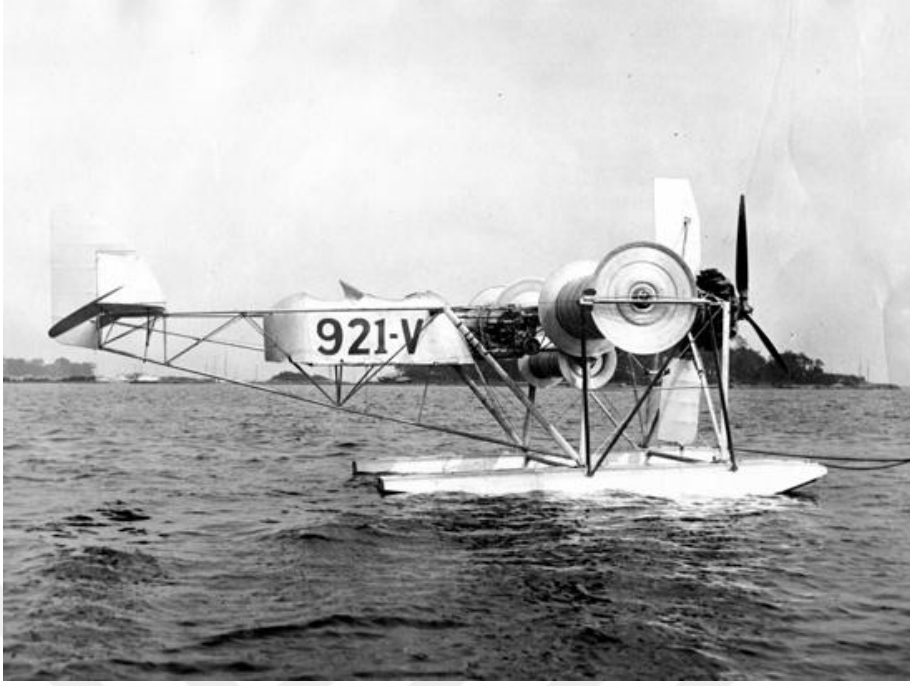
1.3.3. Magnus Etkisi

Dönen bir rotor akış içerisinde iken, rotorun dönüş yönüne doğru ayrılan akış hızlanırken, rotorun dönüşünün tersi yönünde gelen akış yavaşlar. Bu durumda akışın yavaş olduğu bölgede basınç yüksek iken, akışın hızlı olduğu noktada basınç azdır. Böylelikle basıncın çok olduğu noktadan az olduğu yere doğru bir kuvvet oluşur. Bu fenomene Magnus Etkisi denir (Şekil 1.7).



Şekil 1.7. Magnus etkisinin şematik gösterimi

Bu fenomeni ilk olarak 19. yüzyılda Gustav Magnus ortaya attığı için teori onun ismini almıştır. Magnus etkisini aslında günlük yaşamımızın birçok noktasında görmekteyiz. Spor alanında futbol ve beysbol toplarının dönerek giderken etrafında oluşan akım nedeni ile uçuş rotasından sapması da buna bir örnek olarak gösterilebilir. Magnus etkisinin gemi sevkinde kullanımından başka uçaklarda kanat olarak dönen silindirler kullanımı ve rüzgâr türbini olarak kullanımı gibi denemeler de olmuştur (Şekil 1.8).



Şekil 1.8. Silindirik rotorlu kanatlara sahip bir uçak prototipi

1.4. Dönen Silindir Etrafındaki Akış

Akış altında dönmeyen sabit bir silindir incelendiği zaman arkasında Von Karman girdap caddesi oluşur. Silindir etrafındaki akış çizgileri incelendiğindeyse, silindirin her iki tarafındaki hız akış çizgileri birbirlerinin simetriğidir denilebilir (Şekil 1.9).

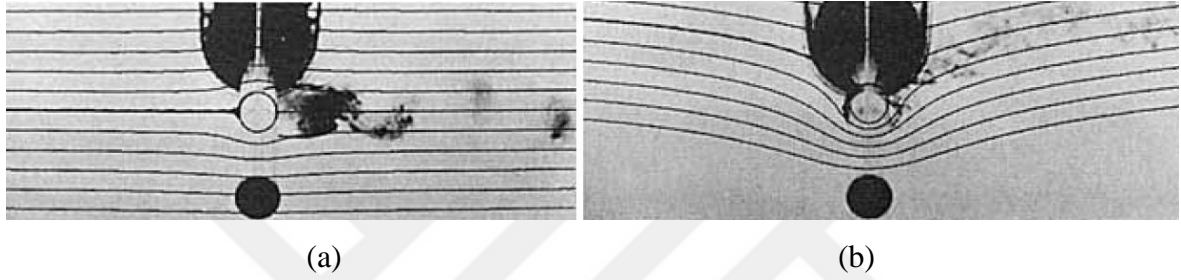


Şekil 1.9. Sabit bir silindirin akış hız çizgilerinin görünümü (Mittal ve Kumar, 2003).

Akış altındaki dönen bir silindirde ise sabit olandan farklı olarak dönüş yönüne göre hız çizgileri bir tarafta yoğunlaşırken, diğer tarafta seyrekleşecektir. Bu durum da Magnus etkisini ortaya çıkarmaktadır.

Akış altında dönen bir silindir etrafında Magnus etkisi rahatlıkla gözlemlenebilir. Magnus etkisi nedeniyle de silindir üzerinde basınç farkından kaynaklanan bir kuvvet oluşması söz konusu olacaktır.

Akış altındaki sabit silindirde oluşan hız çizgilerinin her iki tarafta da simetrik olması durumu dönen silindirde değişecektir. Simetrik olmayan bir durum ortaya çıkacaktır (Şekil 1.10).



Şekil 1.10. (a) Sabit bir silindir etrafındaki akış çizgileri, (b) dönen bir silindir etrafındaki akış çizgileri (Tokumar ve Dimotakis, 1993).

1.4.1. Dönen Silindir Etrafındaki Akışın Matematiksel Altyapısı

Dönen silindir etrafındaki akışta en çok incelenen ve aynı zamanda önem ihtiva eden parametre kaldırma gücü ve bununla bağlantılı olarak kaldırma gücü katsayısıdır. Kaldırma gücü, Magnus etkisi ile oluşan, silindir üzerinde, akışa dik etki eden kuvvettir.

Dönen silindir etrafındaki akış nedeniyle oluşan kaldırma kuvveti matematiksel olarak açıklanmaya çalışılırsa (URL3, 2017);

Dönen silindirin üzerindeki temel akış için radyal ve teğetsel hızlar aşağıdaki gibidir,

$$V_r = \left(1 - \frac{r}{r_R}\right) V_\infty \cos(\theta) \quad (1.1)$$

$$V_\theta = -\left(1 + \frac{R}{r}\right) V_\infty \sin(\theta) - \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (1.2)$$

Yukarıdaki denklemden (1.1), hızın radyal bileşeni, $r_R=r$ olduğundan, $V_r = 0$ olduğu görülebilir.

Verilen denklemlerden, 1.2'de yüzey hızının teğet hıza eşit olduğunu görebiliriz.

$$V = V_\theta = -2V_\infty \sin(\theta) - \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (1.3)$$

Verilen denklemdeki (1.3) V hızını birim uzunluğun basınç katsayısındaki V ile değiştirirsek denklem 1.4 elde edilir.

$$c_p = 1 - \left(\frac{V}{V_\infty}\right)^2 = 1 - \left(\frac{-2V_\infty \sin(\theta) - \frac{\Gamma}{2\pi r}}{V_\infty}\right)^2 = 1 - \left(4 \sin^2(\theta) + \frac{2\Gamma \sin(\theta)}{\pi r V_\infty} + \left(\frac{\Gamma}{2\pi r V_\infty}\right)^2\right) \quad (1.4)$$

Böylelikle teğetsel hıza bağlı birim uzunluk başına basınç katsayısını bulmuş oluruz. Şimdi buradan kuvvetleri çıkarmamız gerekirse, denklem 1.5'i kullanabiliriz.

$$F'_T = F'_D + F'_L = \oint -p \hat{e} dA \quad (1.5)$$

Oluşan kuvvet, basınç kuvvetlerinin silindirin yüzeyi üzerine integrali alınarak ederek elde edilir. p sabit olduğundan integral,

$$\oint (sabit) \hat{e} dA = 0 \quad (1.6)$$

halini alabilir. Denklem 1.5'teki kuvvet sonuçlarını enine ve boyuna kuvvetler olarak ayırıp, $\frac{1}{2}\rho V_\infty^2 2r$ ifadesine bölersek aşağıda gösterilen kaldırma ve sürüklenme kuvvet katsayılarını elde ederiz.

$$c_d = \frac{1}{2r} \oint -c_p \cos \theta dA \quad (1.7)$$

$$c_l = \frac{1}{2r} \oint -c_p \sin \theta dA \quad (1.8)$$

Silindirin geometrik özelliklerini göz önünde bulundurarak,

$$dA = rd\theta \quad (1.9)$$

diyebiliriz. Buradan denklem 1.7 ve 1.8 'deki dA yerine 1.9'daki eşitliği ve c_p yerine de denklem 1.4'teki eşitliği yerine yazarsak denklem 1.10 ve 1.11 elde edilir.

$$c_d = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \left[-1 + 4 \sin^2 \theta + \left(\frac{\Gamma}{2\pi V_\infty r} \right)^2 + \left(\frac{2\Gamma}{\pi V_\infty r} \right) \sin \theta \right] \cos \theta d\theta \quad (1.10)$$

$$c_l = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \left[-1 + 4 \sin^2 \theta + \left(\frac{\Gamma}{2\pi V_\infty r} \right)^2 + \left(\frac{2\Gamma}{\pi V_\infty r} \right) \sin \theta \right] \sin \theta d\theta \quad (1.11)$$

Elde edilen denklemlerin (1.10 ve 1.11) integrallerini aldıktan sonra aşağıdaki denklemler (1.12 ve 1.13) elde edilir.

$$c_d = 0 \quad (1.12)$$

$$c_l = \frac{\Gamma}{V_\infty r} \quad (1.13)$$

Denklemleri kuvvetleri alacak şekilde açarsak, sürüklenme gücü 0 olacaktır ($F'_D = 0$). Oluşan kaldırma gücünü bulmak için girdap şiddeti (Γ) ve girdap şiddetini bulmak için de çizgisel dönme hızı (V_r) bulunmalıdır.

$$V_r = 2\pi r s \quad (1.14)$$

Verilen denklem bir silindirdeki çizgisel dönüş hızını göstermektedir. 1.14 denkleminde çizgisel dönüş hızını bulduktan sonra girdap şiddeti aşağıda gösterildiği gibi bulunabilir.

$$\Gamma = 2\pi r V_r \quad (1.15)$$

Girdap şiddetinin bulunmasının ardından birim uzaklığa düşen kaldırma kuvveti 1.16'daki denklemle bulunabilir.

$$F'_L = \rho V_\infty \Gamma \quad (1.16)$$

Bu teoreme Kutta-Joukowski kaldırma teoremi adı verilir. (URL2, 2017). Bulunan değer birim uzunluğa etki eden kaldırma kuvvetidir (1.16). Bulunan değerde silindir yüksekliği eklenerek 3 boyutta kaldırma kuvveti bulunabilir ancak, yapılan çalışmalar göstermiştir ki, Kutta-Joukowski teoremi 2 boyutta doğru sonuçlar verirken, 3 boyutta tam doğru sonuç vermemektedir (Cordero, 2014).

Bunun nedeni ise 3 boyutlu silindir üzerinde nizami bir kaldırma kuvveti yayılımının oluşmamasıdır.

Ayrıca yapılan çalışmaların birçoğunda verilecek olan dönüş oranı parametresinin de açıklanması gerekmektedir. Dönüş oranı, dönen bir silindirin yüzeyindeki çizgisel hızın, maruz kaldığı akışın hızına olan oranıdır. Dönüş oranı 1.17'de verilen eşitlik ile bulunur

$$\alpha = \frac{V_r}{V_\infty} \quad (1.17)$$

1.4.2. Dönen Silindir Etrafındaki Akış Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar

Dönen silindirler üzerine çok farklı parametreler üzerine çalışmalar yapılmış olup, günümüzde hala popüleritesini koruyan bir alandır. Yapılan çalışmaların birçoğu Magnus etkisi kaynaklı kaldırma kuvvetini ya da bağlantılı olduğu kaldırma kuvveti katsayısını, deneysel ve son zamanlarda HAD analizlerinin yaygınlaşması ile sayısal olarak incelemiştir.

Dönen silindirler konusunda ilk çalışmalardan birisi Prandtl (1925) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, dönen bir silindir etrafındaki akış incelenerek Magnus etkisi gözlemlenmiştir. Çalışma sonucu maksimum kaldırma katsayısının bir limitinin bulunduğu ve bunun 4π olduğu çıkarımı yapılmıştır (Prandtl, 1925).

Badr ve Dennis (1985) yaptıkları çalışma sayısal bir çalışma olup, dönüş oranı 0.5-1 aralığındaki dönen silindir 200-500 aralığındaki Reynolds sayısında incelenmiştir. Dönüş oranının artması ile kaldırma katsayısının (C_L) arttığını ve sürüklenme katsayısının (C_D) azaldığı gözlemlenmiştir.

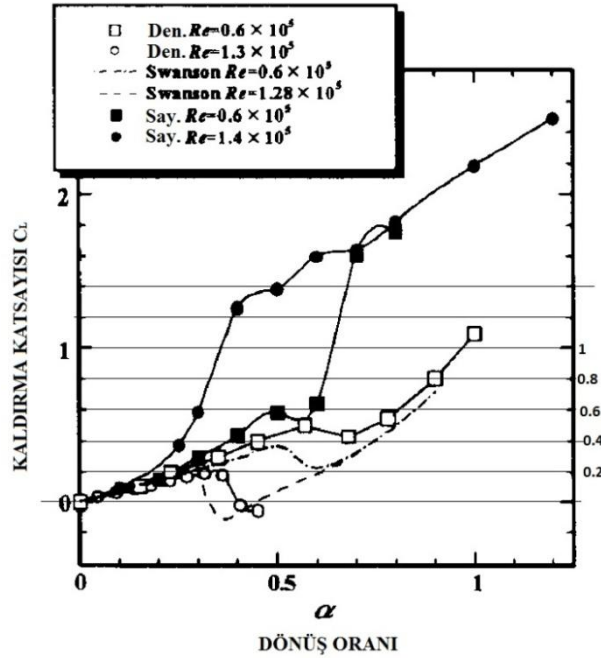
Badr vd. (1990) yaptıkları bir diğer sayısal çalışmada, dönüş oranı 0,5-1,3 arasında ve 1000 Reynolds sayısında dönen silindirin kaldırma ve sürüklenme katsayıları

incelenmiştir. Yapılan çalışmada, diğer çalışmalarda olduğu gibi, dönüş oranının artması ile kaldırma katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Yapılan bir diğer sayısal çalışma da Chen vd. (1993) çalışmasıdır. Bu çalışmada 1000 Reynolds sayısında ve 0,5 ile 3,25 arasındaki dönüş oranında dönen silindir etrafındaki akış incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, dönüş oranı 3,25 iken, kaldırma katsayısı yaklaşık olarak 12,48 olmaktadır.

Tokumaru ve Dimotakis (1993) yaptıkları deneysel çalışmada, dönen bir silindiri 0,5 ile 10 arasındaki dönüş oranlarında ve 3800 ile 6800 Reynolds sayılarının aralığında incelemiştir. Diğer çalışmalara benzer olarak, dönüş oranının artması kaldırma katsayısını artırmıştır. Ayrıca elde ettikleri maksimum kaldırma katsayısı, 16 civarında olup, Prandtl (1925) tarafından yapılmış olan çalışmadaki maksimum sınır kaldırma katsayısı değerini geçmiştir.

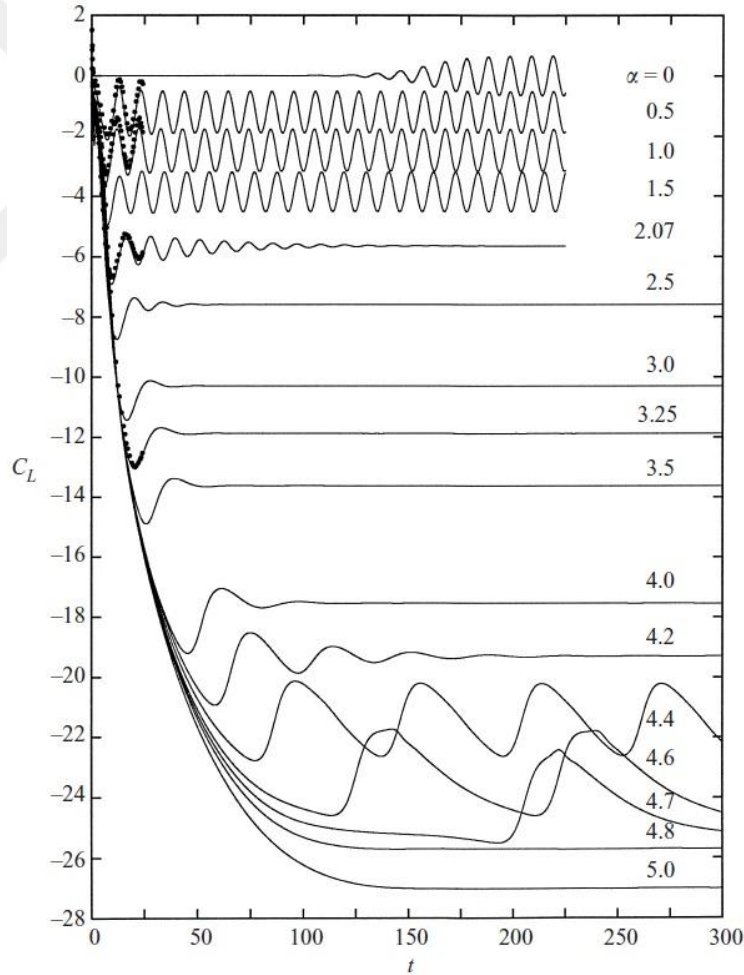
Aoki ve Ito (2001) hem deneysel hem sayısal bir çalışma yapmış olup, $6 \cdot 10^4$ ve $1,4 \cdot 10^5$ olmak üzere iki adet diğer çalışmalara göre çok daha yüksek Reynolds sayılarında, 0 ile 1,2 dönüş oranında kaldırma ve sürükleme katsayılarını incelemiştir. Elde edilen sonuçlar diğer çalışmalarda görüldüğü ve beklendiği üzere, dönüş oranının artması ile beraber, C_L artmış ve C_D azalmıştır. Elde edilen $\alpha - C_L$ grafiği Şekil 1.11'de verilmiştir.



Şekil 1.11. Elde edilen $\alpha - C_L$ değişimi grafiği (Aoki ve Ito, 2001).

Mittal ve Kumar (2003) ise yaptıkları sayısal çalışmada, 200 Reynolds sayısında ve 0-5 aralığındaki dönüş oranı değerlerinde dönen silindir etrafındaki akış ve kaldırma kuvveti katsayısını incelemişlerdir. İncelenen en yüksek dönüş oranı olan $\alpha = 5$ iken $C_L \cong 27$ olarak elde edilmiş olup, daha önce Chen vd. (1993) tarafından yapılmış olan sayısal sonuçlar ile iyi bir uyum yakalamıştır. Elde edilen $t - C_L$ grafiği Şekil 1.12'de verilmiştir.

Karabelas (2010) yapmış olduğu sayısal çalışmada, Large Eddy Simulation (LES) türbülans modeli ile $1.4 \cdot 10^5$ Reynolds sayısında 0-2 dönüş oranı aralığında dönen silindirin karakteristiklerini incelemiştir. Yapmış olduğu çalışmada, elde edilen sonuçlar, Aoki ve Ito (2001) tarafından yapılmış olan çalışmanın deneysel sonuçları ile iyi bir uyum sağlamıştır.



Şekil 1.12. Elde edilen $t - C_L$ değişimi grafiği (* değerleri Chen vd. (1993)'nin elde ettiği sayısal sonuçlardır.) (Mittal ve Kumar, 2003).

1.5. Silindirik Rotorlar Etrafındaki Akış

Silindirik rotorlarda dönen silindirlere ek olarak kenar etkisinin azaltılması ve daha fazla kaldırma kuvveti (itiş kuvveti) üretilmesi için Thom diskleri yerleştirilmiştir.

1.5.1. Silindirik Rotorlar Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar

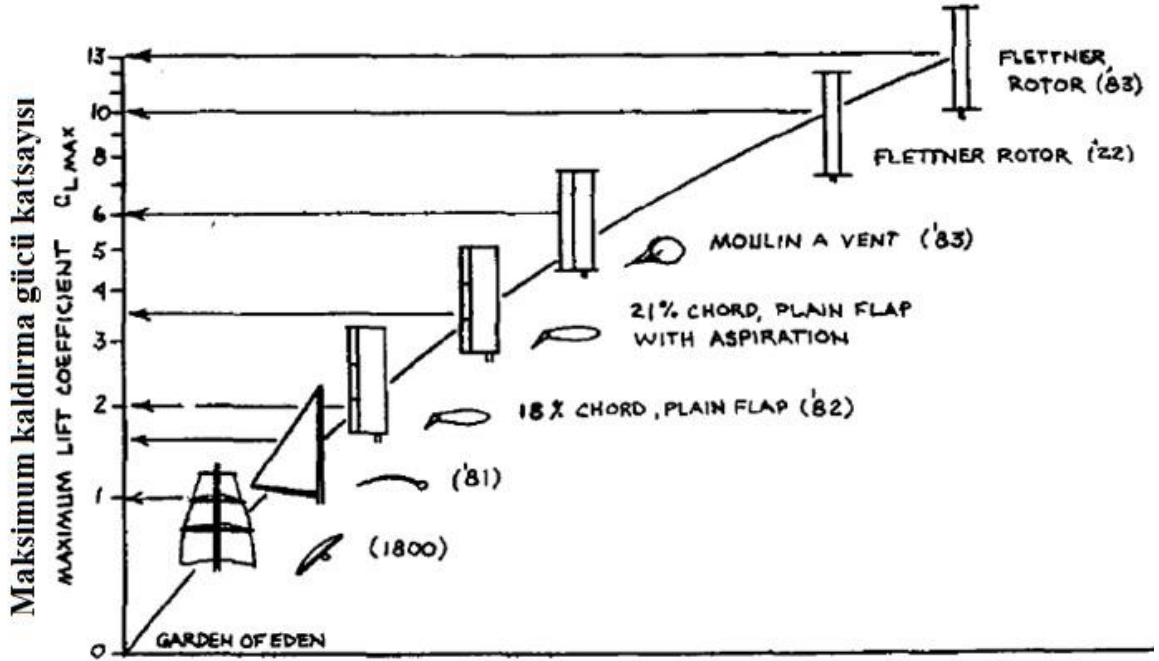
Silindirik rotorların Anton Flettner tarafından 1920'lerde geliştirilmesinin ardından, silindirik rotorlar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan kimi silindirik rotorların verimleri, kimisi boyutsal özellikleri, kimiye, etrafında oluşan akımlar gibi çeşitli özelliklerini incelemek üzerinedir.

Bu alanda yapılan ilk çalışmalardan birisi Thom (1934) tarafından dönen silindirdeki kenar etkisini azaltıp, kaldırma kuvvetini ve dolayısıyla kaldırma katsayısını artırmayı sağlayacak olan, sonradan da kendi adıyla anılacak olan Thom diskini dönen silindirlere uygulamış olduğu çalışmasıdır. Yapmış olduğu çalışmada kullandığı disk çapının silindir çapına oranı 3'tür. Yapılan çalışmalarda kullanılan dönüş oranı 0 ile 8.6 arasında olup, deneyler 4500-47300 Reynolds sayısı aralığında yapılmıştır.

Silindirik rotorlar konusunda yapılan deneysel çalışmalardan birisi Bergeson ve Kent Greenwald (1985) tarafından yapılmıştır. Yaptıkları çalışmada çeşitli rüzgâr enerjisi sevk sistemlerini itiş gücü, yakıt tasarrufu gibi farklı parametreler üzerinde inceleyip, karşılaştırmalar yapmışlardır. Silindirik rotorları test ettikleri tekneleri Şekil 1.13'ten görülebilir. Yaptıkları çalışma sonucunda, test edilen her bir sistem için maksimum kaldırma gücü katsayılarını gösteren bir grafik hazırlamışlardır(Şekil 1.14). Grafiklerden de görülebileceği üzere, silindirik rotorlar diğer rüzgâr enerjisi sevk sistemleri ile karşılaştırıldığında, daha yüksek bir maksimum kaldırma gücüne sahiptir.



Şekil 1.13. Silindirik rotorun test edilmesi (Bergeson ve Kent Greenwald, 1985).



Maximum lift coefficient for various lift generating devices
Farklı tip sevk sistemleri için maksimum kaldırma gücü katsayısı

Şekil 1.14. Test edilen farklı rüzgâr enerjisi sevk sistemleri için maksimum kaldırma gücü grafiği (Bergeson ve Kent Greenwald, 1985).

Craft vd. (2014) yaptıkları çalışmalarda, daha önce yapılmış olan çalışmalarını ele alarak incelemişler ve kendi yapmış oldukları sayısal çalışma ile karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışma önce yapılmış olan çalışmaların kaldırma kuvveti katsayısı ile iyi bir uyum sağlamıştır. Analizleri 500 , $8 \cdot 10^5$ ve $1.4 \cdot 10^5$ Reynolds sayılarında gerçekleştirmiş olup 0 ile 8 aralığında dönüş oranında çalışmışlardır. Thom diski ekleyerek analiz etmişlerdir. Silindirik rotorların temiz enerji ile ulaştırma giderlerini azaltabileceği üzerine bir çıkarımda bulunmuşlardır.

Pearson (2014) hazırladığı çalışmada, silindirik rotorların kullanılacağı bir gemideki temel dizaynı ve silindirik rotorların bu gemi üzerine olacak artı ve eksilerini incelemiştir. Yapılan çalışma sonucunda, yakıt tüketimi ve giderler açısından pozitif olduğunu, ancak üzerinde oluşacak olan kuvvetlerden ötürü tekneyi yalpa ve sürüklenmeye zorlamasından ötürü negatif etkilerinin olabileceği çıkarımını yapmıştır.

Traut vd. (2014) yaptıkları çalışmada, aynı beş rota üzerinde silindirik rotor ile rüzgâr uçurtmasının verimleri üzerine karşılaştırmalı bir çalışma yapmışlardır. Rüzgâr uçurtması ve silindirik rotorun itiş kuvvetlerini sayısal olarak elde ettikten sonra, rotalar üzerindeki rüzgâr hızlarına ve yönlerine bağlı olarak itiş kuvvetlerini rota boyunca çıkarmış ve elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. Verilen sonuçlara göre silindirik rotorların itiş gücü, rüzgâr uçurtmasına göre daha yüksektir ve operasyonu daha basittir. ancak güverte üzerindeki alan nedeni ile rüzgâr uçurtması daha küçük olduğundan daha az yer kaplamaktadır. Yapılan çalışmadan ayrıca her iki yöntemin de itiş gücü kaynağı olarak kullanılıp yakıt tasarrufu sağlanabileceği çıkarımı da yapılmıştır.

De Marco vd. (2016) farklı geometrik özelliklerdeki (farklı, boy, çap, Thom disk çapı, vb...) ve farklı dönüş oranlarındaki silindirik rotorlar üzerinde yaptıkları sayısal çalışmada farklı sistematik kombinasyonlar ile kaldırma kuvveti katsayısını karşılaştırmışlardır. Farklı en-boy ve dönüş oranına sahip silindirlerin kaldırma ve sürüklenme kuvveti katsayılarının karşılaştırmaları grafiklerle verilmiş olup, gerçek bir durum için bir tankerde kullanılacak silindirik rotor örneği oluşturulmuştur.

1.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Bu tezde yapılan çalışmaların birçoğunda, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerinden yararlanıldığı için bu yöntemler hakkında kısaca bilgi verilmiştir.

Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği (HAD) akışkan problemlerinin analizi ve çözümlenmesi için sayısal yöntem ve algoritmaların kullanıldığı bir akışkanlar mekaniği bilim dalıdır. Akışkanların birbirleri ve katı yüzeyler ile etkileşimleri bilgisayar yardımı ile çözülmeye çalışılır. HAD analizlerinin tarihsel gelişmelerine dair, 1920'li yıllarda sayısal analizlere ilk adımlar atılmış olup, 1960'lı yıllarda birçok HAD algoritmaları geliştirilmiştir. 1980'li yıllarda ilk hava dinamiği çözümlerinin gerçek uygulamalar için denenmiştir ve 1990'lı yıllarda bilgisayarların gelişimine bağlı olarak birçok ticari yazılımın ortaya çıkmıştır. 2000'lerde ise kullanması kolay mevcut bilgisayar sistemlerine gömülü ticari yazılımların piyasaya sürüldüğü görülmektedir.

HAD analizlerinde farklı tipte problemler farklı ayırıklaştırma teknikleri kullanılarak çözülmektedir. Yapısal analizler Sonlu Farklar Yöntemi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile akış analizlerinde ise, Sınır Elemanları Yöntemi ve Sonlu Hacimler Yöntemi teknikleri kullanılmaktadır. Ayrıca ağsız yöntemler de kullanılmaktadır.

Sınır Elemanları Yöntemi, akışlar için kullanılan ve integral denklemlerle formüle edilmiş akış alanının tamamını, sınır elemanları üzerinde lineer kısmi diferansiyel denklemlere dönüştürerek çözen bir yöntemdir. Karmaşık geometrilere ve yapısal olmayan ağlarda iyi çözümler vermesi bu yöntemin tercih sebeplerinden bazılarıdır.

Bilgisayar yazılımlarının gelişmesi ile günümüzde birçok HAD yazılımı ve paket programları mevcuttur. Bunlardan bazıları, Ansys Fluent, Ansys CFX, XFlow, Star CCM+, FlowMaster, OpenFOAM, Flow3D, vb. gibi sıralanabilmektedir.

Bu tezde yapılan çalışmalarda Ansys Fluent ve XFlow paket programları kullanılmıştır.

1.6.1.HAD Analizlerinin Matematiksel Altyapısı

HAD analizlerinin matematiksel altyapısını anlayabilmek için öncelikle, akışkan hareketinin temel prensiplerinin ve akışkan hareketinin temel denklemlerinin incelenmesi gerekmektedir.

1.6.1.1. Akışkan Hareketinin Temel Denklemleri

1.6.1.1.1. Reynolds Transport Teoremi

Reynolds transport teoremi bir sistemdeki bir akışkan özelliğinin zamana göre değişim hızı ile bir kontrol hacmindeki bir akışkan özelliğinin zamana göre değişim hızı arasındaki matematiksel bağıntıdır. Bu teoreme göre sabit bir kontrol hacmi için Reynolds Transport Teoremi,

$$\frac{d\Phi_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho\beta dV + \int_A \rho\beta \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.18)$$

şeklindedir. Burada Φ kütle, enerji, momentum gibi herhangi bir yaygın özelliği gösterirken, $\beta = \Phi/m$ ise buna karşılık gelen yoğun özelliği göstermektedir. Ayrıca sabit bir kontrol hacmi için Reynolds transport teoreminin alternatif formu aşağıdaki gibidir:

$$\frac{d\Phi_{sis}}{dt} = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\beta) dV + \int_A \rho\beta \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.19)$$

1.6.1.1.2. Kütle Korunumu Denklemi

Reynolds transport teoreminin uygulanmasıyla ($\Phi = m$ için) kontrol hacmi için kütle korunumu denklemi,

$$0 = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_A \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.20)$$

şeklinde yazılabilir. Diverjans teoreminin uygulanmasıyla denklem (1.20),

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \right] dV = 0 \quad (1.21)$$

şekline dönüşür. Bu denklem yalnızca köşeli parantezin sıfır olmasıyla sağlanır. Böylece kütlelenin korunumu denklemi (süreklilik denklemi),

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1.22)$$

elde edilmiş olur. Bu denklemin Kartezyen koordinatlarda açık şekli aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (1.23)$$

1.6.1.1.3. Momentumun Korunumu Denklemi

Reynolds transport teoreminin uygulanmasıyla ($\Phi = m\vec{V}$ için) kontrol hacmi için kütlelenin korunumu denklemi,

$$\sum \vec{F} = \int_V \rho \vec{g} dV + \int_A \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int_A (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.24)$$

yazılabilir. Diverjans teoreminin uygulanmasıyla denklem (1.24),

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \right] dV = 0 \quad (1.25)$$

şekline dönüşür. Bu denklem yalnızca köşeli parantezin sıfır olmasıyla sağlanır. Böylece doğrusal momentumun korunumu denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} = 0 \quad (1.26)$$

elde edilmiş olur. Denklem (1.26)' un alternatif formu ise

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (1.27)$$

şeklindedir. Bu denklemin Kartezyen koordinatlarda açık şekli aşağıdaki gibidir:

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} \quad (1.28)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \rho g_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial z} \quad (1.29)$$

$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \rho g_z + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (1.30)$$

1.6.1.1.4. Navier-Stokes Denklemleri

Momentum denklemindeki gerilme tensörü,

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (1.31)$$

şeklinde yazılabilir. Burada yer alan viskoz gerilme tensörü τ_{ij} Newton tipi akışkanlar için

hız alanı ve viskozite gibi ölçülebilir akışkan özellikleri cinsinden yazılırsa,

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (1.32)$$

eşitliği elde edilmiş olur. Bu bünye denklemleri momentumun korunumu denkleminde yerine yazılıp düzenlenirse sabit viskoziteli sıkıştırılamaz bir akış için Navier-Stokes denklemi elde edilir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{V} \quad (1.33)$$

Navier-Stokes denkleminin Kartezyen koordinatlarda açık şekli aşağıdaki gibidir:

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (1.34)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (1.35)$$

$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (1.36)$$

1.6.1.1.5. Lattice Boltzmann Denklemleri

Bu tezde yapılan çalışmaların bir bölümü, Lattice Boltzmann Metodu (LBM) temelli parçacık tabanlı kinetik algoritma çözücü bir HAD analiz programı olan XFlow ile yürütülmüştür.

Lattice Boltzmann denklemi süreksiz halde, belirli bir kafes modeli üzerinde tanımlanmış yönlerde geçerli kabul edilirse, aşağıdaki şekilde yazılabilir (Özcan ve Ekici, 2016).

$$f_i(r + ci\Delta t, t + \Delta t) - f_i(q, t) = \Delta t \tau [f_i^{eq}(q, t) - f_i(q, t)] \quad (1.37)$$

Navier-Stokes denklemleri ikinci dereceden kısmi diferansiyel denklemlerdir. LBM denklemleri ise birinci dereceden kısmi diferansiyel denklemler setinden (kinetik denklemler) oluşmaktadır. Navier-Stokes denklemlerinin lineer olmayan konveksiyon

terimi vardır. LBM de ise konveksiyon terimi lineerdir. LBM denklemleri ayrıklaştırılmış kinetik denklemlerdir. Navier-Stokes denklemleri integral veya diferansiyel denklem formundadır. LBM kafes yapısına bağlı olarak çözülmektedir. Navier-Stokes denklemleri ise vektör formundadır ve koordinat ve ağdan bağımsızdır. Navier-Stokes denklemlerinin çözümleri, genelde iteratif olarak çözüm yapar ve yakınsamaya ihtiyaç duyar. LBM açık (explicit) formdadır, iterasyon prosedürüne ihtiyaç duymaz. LBM'de Navier-Stokes denklemlerini temel alan metotlardan farklı olarak sınır koşulları parça dağılım fonksiyonu halindedir. Boltzmann denklemlerinin kinetik yapısı nedeniyle, fiziksel olayların moleküler düzeydeki girişimleri LBM ile daha kolay modellenebilmektedir. Bu özellikleri karmaşık problemlerin çözümünde LBM'ye avantaj sağlayabilmektedir (Peşman, 2016).

1.6.2. Türbülans ve Türbülans Modelleri

Türbülanslı akış alanı, her yönde hız dalgalanmaları ile karakterize edilir ve sonsuz sayıda serbestlik derecesi içerir. Denklemleri eliptik, doğrusal olmayan, bağlaşıklık olduğundan dolayı türbülanslı akış için Navier-Stokes denklemlerinin çözümü neredeyse imkânsızdır. Akış üç boyutlu, kaotik, yayıcı, dağılmış ve aralıklıdır. Bu gibi nedenlerden dolayı da türbülanslı akışların kütle, momentum ve enerjiyi akışı gibi çözümleri için istatistiksel bir yaklaşımın yapılması gereklidir. Türbülanslı akışlar yüksek Reynolds sayılarında ortaya çıkar ve Reynolds sayısı arttıkça türbülans da artar.

Günümüzde türbülanslı akışları inceleyebilmek için birçok türbülans modeli yaklaşımı yapılmıştır. Modern mühendislikte Smagorinsky, Spalart-Allmaras, $k-\epsilon$ (k -epsilon), $k-\omega$ (k -omega), SST (Menter's Shear Stress Transport), Reynolds Stress Equation model ve Large-Eddy simulation gibi modeller kullanılmaktadır.

Bu tezde yapılmış olan çalışmalarda Smagorinsky ve Gerçeklenebilir $k-\epsilon$ modelleri kullanılmıştır ve bu modeller kısaca açıklanmaya çalışılacaktır.

1.6.2.1. Gerçeklenebilir $k-\epsilon$ Model

Shih vd. (1995) yaptıkları çalışma ile Standart $k-\epsilon$ modeli geliştirerek, Gerçeklenebilir (Realizable) $k-\epsilon$ modeli ortaya çıkarmışlardır. Bu modelin Standart $k-\epsilon$ modele göre iki açıdan farklılığı vardır. Bunlardan birisi, Gerçeklenebilir $k-\epsilon$ modelin viskozite için yeni bir formül içeriyor olması, diğer farkı ise, yutulma miktarı (ϵ) için yeni

bir transport denklemi ortalama vortisite dalgalanmalarının karekökünün tam eşitliğinden türetilir. Bu model düzlemsel ve dairesel kesitli jetlerin yayılım hızlarını daha doğru bir şekilde belirler. Aynı zamanda dönme, güçlü basınç gradyanlarındaki sınır tabakalar, ayrılmalar ve re-sirkülasyonlu akışlar için iyi bir performans sağlar. İlk çalışmalar göstermiştir ki birçok ayrılmış akışlar ve karmaşık ikincil akış özellikli akışlar için Gerçeklenebilir model, k-ε modelleri arasında en iyi performansı sağlar (Özdoğan vd., 2016).

Gerçeklenebilir k- ε modele ait k ve ε için transport denklemleri,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (1.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho c_1 S \varepsilon - \rho c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} c_{3\varepsilon} G_b \quad (1.39)$$

Gerçeklenebilir k- ε modelinde kullanılan sabitler ve değerler için Tablo 1'e bakılabilir.

Tablo 1.1. Gerçeklenebilir k- ε modelinde kullanılan sabitler ve değerler

Sabit	Değer
$C_{1\varepsilon}$	1.44
$C_{2\varepsilon}$	1.9
C_μ	0.09
σ_k	1
σ_ε	1.2

1.6.2.2. Smagorinsky Modeli

Joseph Smagorinsky tarafından geliştirilmiş olan Smagorinsky modeli XFlow HAD programı ile kullanılmıştır. Denklemi (1.37)'de verildiği şekli ile özetlenebilir.

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3}\tau_{kk}\delta_{ij} = -2(C_s\Delta)^2\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}S_{ij} \quad (1.40)$$

1.7. Amaç

Son yıllarda artan küresel ısınma ve deniz taşımacılık sektörünün atık gazlar nedeni ile buna katkıda bulunması, deniz taşımacılığı teknolojisini yeşil olan enerji türlerine yönlendirmiştir. Bu bağlamda hükümetlerin ve sivil toplum örgütlerinin yeşil enerjilere yönelime olan teşvik edici çalışmaları her geçen gün artmaktadır. Bu çalışmanın ana konusu olan silindirik rotorlar da deniz taşımacılığında yeşil enerjiler alanındaki alternatif bir metottur. Öyle ki silindirik rotorların doğru kullanımında atık gaz salınımı azalttığı kanıtlanmış bir gerçektir. Gemi inşaatı sanayisinde henüz popüler olmaya başlamış olan bu metodun optimize edilmesinde literatürde birçok eksiklikler bulunmaktadır. Bu eksiklikler silindirik rotorların optimizasyonları ve verimleri, konumsal ilişkileri, gemi hareketleri üzerine olan etkileri, gemi genel yerleşimine olan etkileri gibi çeşitlendirilerek artırılabilir.

Bu tezde ise silindirik rotorların seyir performanslarının zamana bağlı olarak karşılaştırılması, yalpa hareketinin silindirik rotorların performansına etkisi ayrıca silindirik rotorların yalpa hareketine etkisi ve son olarak da güverte üzerinde ardışık olarak sıralanmış silindirik rotorların konumsal ilişkileri incelenerek performans analizleri belirlenip çeşitli çıkarımlar yapılmıştır. Bu çıkarımlardan yola çıkarak da silindirik rotorların performanslarını artırmaya yönelik önerilerde bulunulmuştur.

Bu tezde yapılan çalışmaların temel amacı, literatürdeki bu eksiklikleri gidererek, daha verimli silindirik rotorların dizaynı ve kullanımının önünü açmaktır. Daha verimli silindirik rotorların ortaya çıkması gemi inşaatı sektöründe bu sistemin kullanımının artmasını sağlayacaktır ki bu sayede silindirik rotorların kullanımı yakıt tüketimini azaltacağından ötürü zararlı gazların doğaya salınımını da azaltacaklardır. Küresel

ısınmanın artmasında büyük roller üstlenen atık gaz salınımlarının azaltılması da doğal dengenin ve sürdürülebilirliğin artmasına neden olacaktır.

Nitekim yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde elde edilen verilerin bu amaca ulaşmada yardımcı olabileceği görülecektir.



2. YAPILAN ÇALIŞMALAR, BULGULAR VE İRDELEME

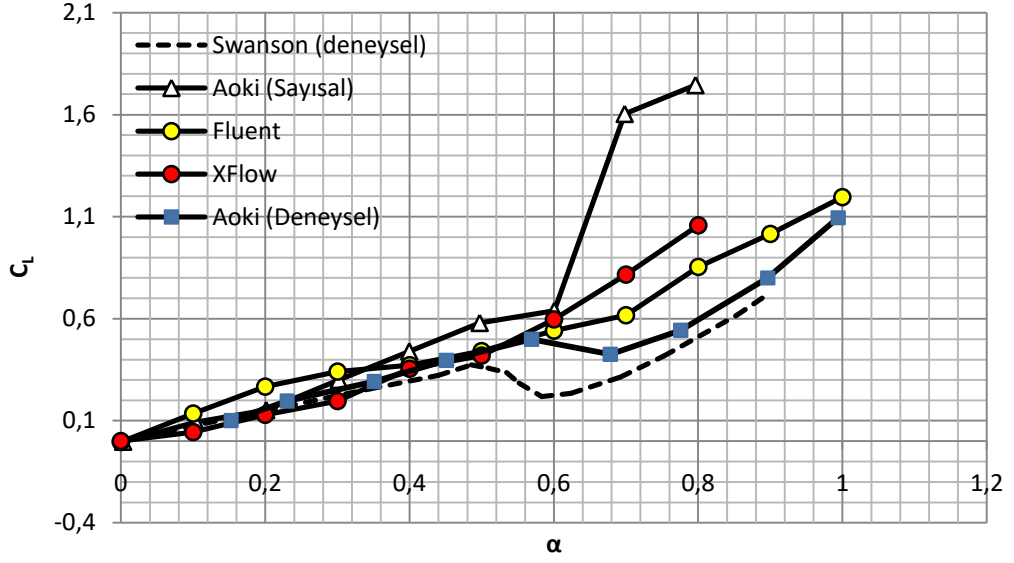
Yapılan çalışmalar bölümü, doğrulama (validasyon), bir rota üzerinde silindirik rotorun analizi, silindirik rotorun geminin yalpa hareketi ile ilişkisi ve güverte üstündeki çoklu rotorların analizi olmak üzere 4 temel kısımdan oluşmaktadır.

2.1. Kullanılan Yöntemin Uygunluğu

Doğrulama (validasyon) işlemi HAD analizlerinin güvenilirliği açısından çok önemli bir yere sahiptir (Oberkampf ve Trucano, 2002). HAD analizleri deneysel çalışmalardaki maliyeti, harcanan süreyi azaltmak için kullanılan bir tekniktir. Ancak deneysel verilerle tutarlılık sağlamayan bir HAD analizinin yapılma amacına hizmet etmesi mümkün değildir. Bundan dolayı, yapılacak olan çalışmalardaki HAD analizlerinin yeterliliğini belirlemek üzere bir doğrulama çalışması yapılmıştır.

Yapılan doğrulama çalışması, bu tezin de temel test konusu olan dönen silindirler üzerinedir. Literatürde, dönen silindirler üzerine birçok deneysel çalışma mevcuttur. Ancak bunların büyük bir çoğunluğu düşük Re sayılarında yapılmışlardır. Silindirik rotorlar göz önüne alındığında, rüzgâr hızı ve rotorların büyüklüklerinden kaynaklı olarak, akışın 5×10^5 ile 5×10^6 arasında olabileceği göz önünde bulundurulmuştur. Mevcut deneylerden yüksek Re sayısında yapılmış olan çalışmalar incelenmiştir. Literatürde, yapılmış olan deneysel çalışmalardan Aoki ve Ito (2001) 'nun yapmış oldukları deneysel çalışma, bu alanda yapılmış olan Re sayısı en yüksek deneysel çalışma olmasından ve ayrıca daha önce yapılmış olan Swanson (1961)'un deneyleri ile karşılaştırma yapılmış olmasından ötürü yapılacak doğrulama çalışmasının deneysel karşılaştırma verilerinin Aoki ve Ito (2001)'nin çalışmasından alınmasına karar verilmiştir. Bu deneysel çalışmadan elde edilen kaldırma kuvveti katsayısı (C_L) değerleri, aynı test ortamı sanal ortamda HAD analizi için oluşturularak, elde edilen C_L değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Kullanılan her iki HAD analiz programının da doğrulaması ayrı ayrı yapılmış olup, elde edilen sonuçlar, Şekil 2.1'deki grafikte verilmiştir. Yapılan çalışmalar referans alınan deneysel çalışmada kullanılan, 6×10^4 Re sayısı için yapılmıştır.



Şekil 2.1. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen dönüş oranı (α) kaldırma kuvveti katsayısı (C_L) bağıntısı grafiği

Aoki ve Ito (2001) çalışmalarının sayısal bölümünde, türbülans modeli olarak k- ϵ RNG model kullanmışlardır ve grafik incelendiği zaman görülebilir ki, yapılan bu sayısal çalışma özellikle dönüş oranı $\alpha=0,6$ 'dan sonra deneysel verileri tam olarak temsil etmemektedir.

HAD analizlerinin doğrulanması amacıyla Fluent için yapılan sayısal analizde, kullanılan türbülans modeli Gerçeklenebilir k- ϵ modelidir ve görülebileceği gibi deney sonuçları ile bir uyum içerisindedir.

HAD analizlerinin doğrulanması amacıyla XFlow için yapılan sayısal analizde, Smagorinsky modeli kullanılmış olup, elde edilen sonuçların deney sonuçları ile tatmin edici bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenebilir.

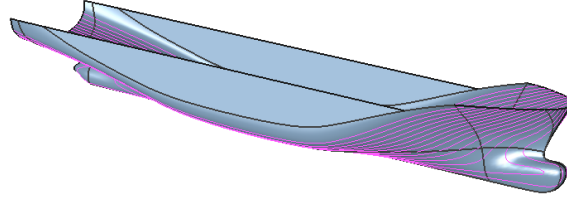
Elde edilen bu sonuçlara dayanılarak, dönen silindir etrafındaki akış için HAD analizlerinin deneysel sonuçlara yakın sonuçlar verdiği ve dönen silindir etrafındaki akış problemlerinin HAD analizleri ile çözülebileceği söylenebilir.

2.2. Belirlenen Bir Rota Üzerinde Silindirik Rotorun Performans Analizi

Yapılan çalışmaların bu bölümünde rotorun deniz taşımacılığındaki performans analizini yapmak için örnek bir rota seçilmiş ve bu rota üzerinde seyir yapan, aynı karakteristik özelliklere sahip biri rotorlu diğeri rotorsuz, iki gemi ele alınarak, hedeflenen konuma varış süreleri karşılaştırılmıştır. Rotorlu gemiye ait olan silindirik rotorun rüzgâr akışı altında ürettiği itiş kuvveti XFlow HAD analiz programı ile incelenerek sonuçlar alınmıştır. Alınan bu sonuçlar, rotorlu geminin itiş kuvvetine eklenerek geminin varılacak noktaya, rotorsuz olan gemiden ne kadar daha önce varacağı tespit edilmeye çalışılmıştır.

2.2.1. Karşılaştırma Yapılacak Geminin Özellikleri

Rotorlu ve rotorsuz seyir karşılaştırmasının yapılacağı gemi çok amaçlı bir konteynır gemisi olup kaimeler arası boyu 190,65 m, genişliği 32,2 m, su çekimi 10,66 m, deplasman hacmi 35958,164 m³ ve prizmatik katsayısı 0,58'dir. Gemi gövdesinin basit tasarımı Şekil 2.2'de verilmiştir.



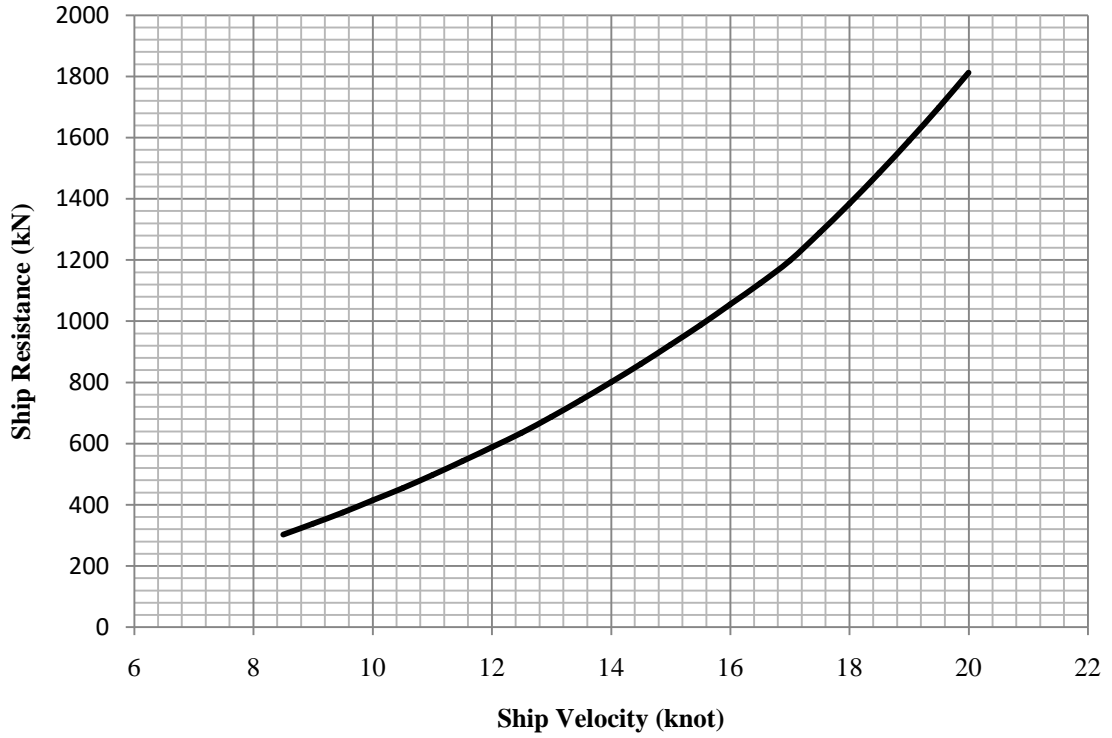
Şekil 2.2. Seçilen geminin temel gövde tasarımı

Yapılacak olan karşılaştırmada rotorlu geminin, aralarında 60 m uzaklık bulunan iki silindirik rotora sahip olduğu varsayılmıştır. HAD analizinde tek rotor etrafındaki hava akışı incelenerek elde edilen itiş kuvvetleri iki rotor bulunduğundan dolayı 2 ile çarpılarak alınmıştır. Tekne pervanelerinin devir sayılarının seyir boyunca sabit olduğu varsayımı yapılmıştır. Böylece pervane itiş gücü sabit kalacak ve silindirik rotorların itiş gücünün performans üzerine olan etkisi daha net olarak görülebilecektir. Gemilerin rotorsuz durumdaki hızları eşit ve 12 knot olarak kabul edilmiştir. Şekil 2.3'de rotorlu geminin rotor yerleşimi görülebilir.



Şekil 2.3. Silindirik rotorların güverte üzerindeki yerleşimi

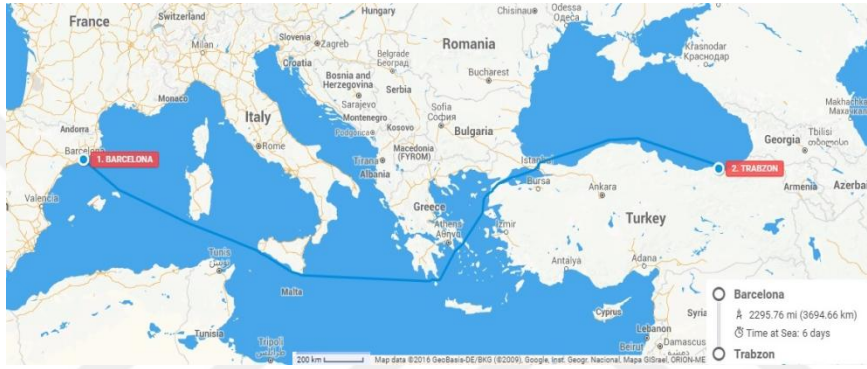
Bu çalışmada incelenmesi gereken durumlardan bir tanesi de geminin direncidir ki eklenecek olan rotor itiş kuvvetinin ardından toplam itiş kuvvetinden geminin hız değeri bulunabilir. Gemi direnci standart bir yazılım ile hesaplanmıştır. Compton metodu kullanılarak direnç değerleri elde edilen geminin direnç-hız eğrisi grafiği Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4. Seçilen geminin hızı ve direnci arasındaki ilişki

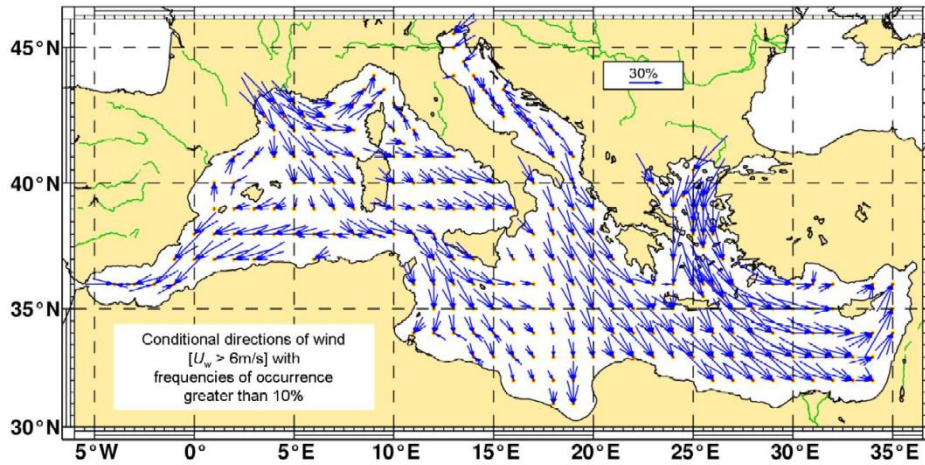
2.2.2. Rotanın Planlanması

Rotorlu geminin seyir hızı, rüzgâr yönlerine ve rotanın rüzgâr kuvvetlerine bağlı olarak değişiminden ve seçilecek olan rota üzerinde silindirik rotorun itiş gücü üretme karakteristiğini daha iyi tahlil etmek için, rotanın değişken rüzgâr kuvvetleri ve yönleri olması gerektiği düşünülmüştür. Bu amaçla, güzergâh Barselona çıkış noktası ve Trabzon varış noktası olarak seçilmiştir. Bu rota farklı kuvvet ve yönlere sahip çok sayıda rüzgâra sahiptir. Seçilen rota Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Barselona ve Trabzon arasında seçilmiş olan seyir rotası

Ayrıca, önemli parametrelerden biri seyir tarihleridir. Çünkü rüzgâr parametreleri yılın tarihlerine ve mevsimlerine göre değişmektedir. Dolayısıyla seyir tarihleri yaz olarak seçilip rüzgâr karakteristikleri belirlenmiştir. Akdeniz'in yaz rüzgâr karakteristiği temel olarak Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6. Yaz rüzgâr yönelimliğinin konumsal dağılımı (Western European Armaments Organisation, 2004).

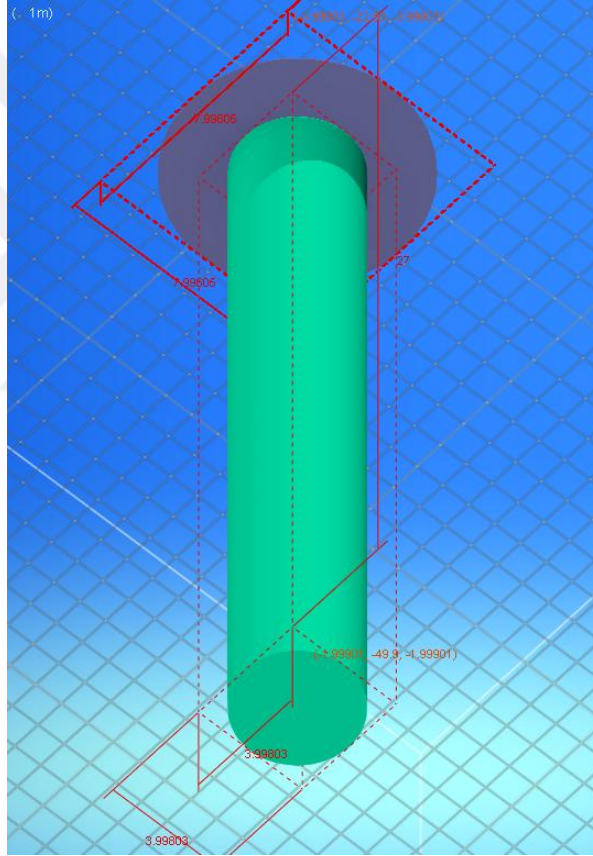
HAD analizinde alınacak olan sınır koşulları, rüzgâr yönü ve şiddeti gibi, konumsal rüzgâr karakteristiklerine bağlı olarak alınacaktır. Rota planına bağlı olarak konumsal rüzgâr karakteristikleri çıkartılmıştır. Konuma bağlı olarak rüzgâr hızı ve rüzgârın gemi gövdesine geliş açısı çıkarılıp elde edilen veriler Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. Konumsal rüzgâr hızı, rüzgârın gemiye geliş açısı tablosu

Mesafe(km)	Rüzgâr Hızı (m/s)	Gemi gövdesine göre geliş yönü	Gemi gövdesine göre rüzgârın geliş açısı (derece ^o)
0-50	4	Sancak	90
50-150	6	Sancak k1ç	115
150-200	3	K1ç	180
200-250	10	İskele k1ç	160
250-350	8	İskele	90
350-400	10	İskele	90
400-500	10	İskele k1ç	135
500-600	8	İskele k1ç	150
600-700	12	İskele k1ç	165
700-900	6	İskele k1ç	170
900-1000	8	K1ç	180
1000-1200	6	K1ç	180
1200-1300	3	İskele k1ç	160
1300-1400	3	İskele k1ç	125
1400-1500	4	İskele	90
1500-1700	10	İskele	90
1700-1800	12	İskele k1ç	110
1800-1900	14	İskele k1ç	135
1900-2050	6	İskele k1ç	160
2050-2200	3	İskele baş	70
2200-2250	4	İskele baş	80
2250-2300	8	İskele	90
2300-2400	10	İskele baş	40
2400-2500	8	Baş	0
2500-2650	6	İskele baş	45
2650-2800	10	İskele	90
2800-3200	8	İskele	90
3200-3600	6	İskele	90
3600-3700	4	İskele baş	70

2.2.3. Tek Silindirik Rotorun HAD analizleri

Elde edilen rüzgâr karakteristikleri göz önünde bulundurularak sınır şartları ve sanal rüzgâr tüneli oluşturulmuştur. Kullanılan türbülans modeli Smagorinsky modelidir. Sanal rüzgâr tünelinin boyutları, 100 m en, 200 m boy ve 100 m yüksekliktir. HAD analizlerinde kullanılan silindirik rotor 4 m çapında ve 27 m uzunluğundadır. Ayrıca, kenar etkisini ortadan kaldırmak ve akışın daha düzenli bir biçimde yönlenmesini sağlamak için bir Thom diskine sahiptir. Thom disk 8 m çapında ve 30 cm uzunluğundadır. Rotorun ayrıntıları Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. HAD analizlerinde kullanılan silindirik rotorun geometrik ayrıntıları

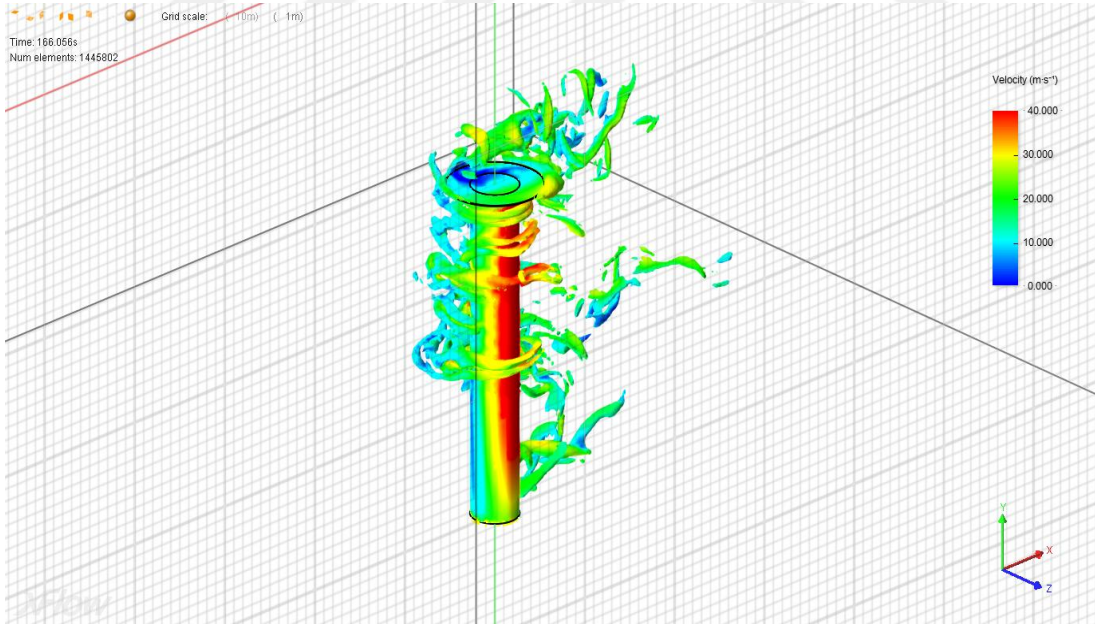
Silindirik rotorun boyutları, günümüzde aktif olarak kullanılan dört silindirik rotora sahip E-Ship 1 gemisinin silindirik rotor boyutları ile aynı seçilmiştir. HAD analizinde silindirik rotorun açısal hızı, rüzgâr hızına bağlı olarak değişken alınmıştır. Rüzgâr hızı 3 m/s ile 9 m/s aralığında iken 250 rpm, rüzgâr hızı 9 m/s ile 11 m/s aralığında iken 300 rpm ve son olarak 12 m/s ve üzeri hızlarda 350 rpm olarak alınmıştır. Bu açısal hızlar,

boyutlarda olduğu gibi, E-Ship 1 gemisinin seyir operasyonları göz önüne alınarak oluşturulmuştur (Enercon, 2013).

Çalışma akışkanı hava olup, akışkanın sıcaklığı $288.15\text{ }^{\circ}\text{K}$ olarak alınmıştır. Akış modeli tek fazlıdır. Parçacıkların maksimum aralık skalası 1 metredir ve minimum olduğu bölgeler ki bunlar silindirik rotor çevresi ve akış iz bölgesidir, 0,125 metredir. HAD analiz programında parçacık dağılım oranı uyarlamalı dağılım olarak alındığından geometri ve iz alanı detaylı parçacık yoğunluğuna sahiptir. HAD analizleri 3m/s ile 20 m/s ile rotora farklı açılardan gelen akışlarla yapılmıştır.

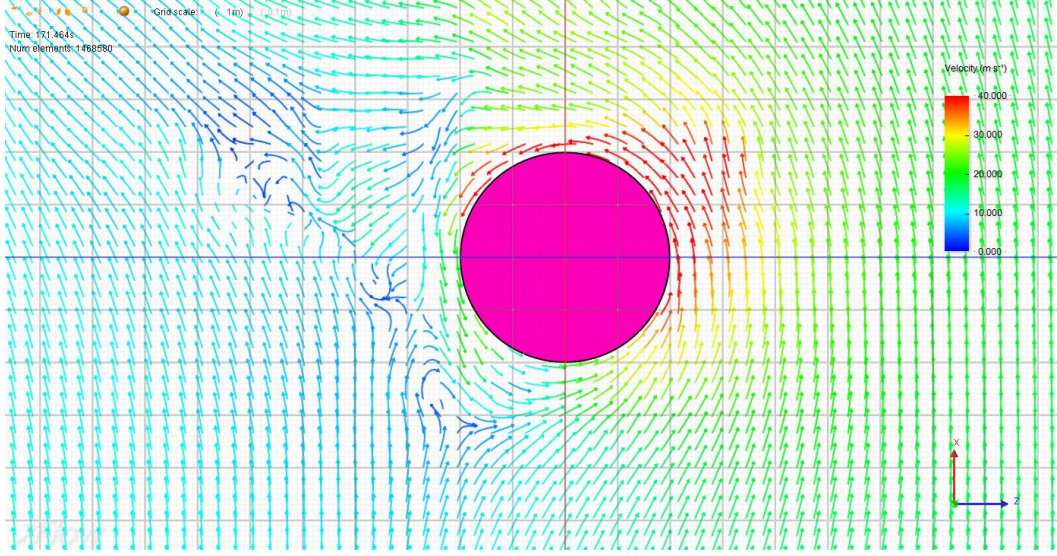
2.2.4. HAD Analiz Bulguları ve Performans Analizi

HAD analizlerinde belli rüzgâr hızlarına ve açılara bağlı olarak kaldırma kuvveti (itiş kuvveti), hesaplanmıştır. Ara değerler için interpolasyon kullanılmıştır. HAD analizleri sonucunda elde edilen silindirik rotor etrafındaki hız alanı dağılımlarından birisi Şekil 2.8'den görülebilir. Simülasyonlar 20 saniye için yapılmıştır.



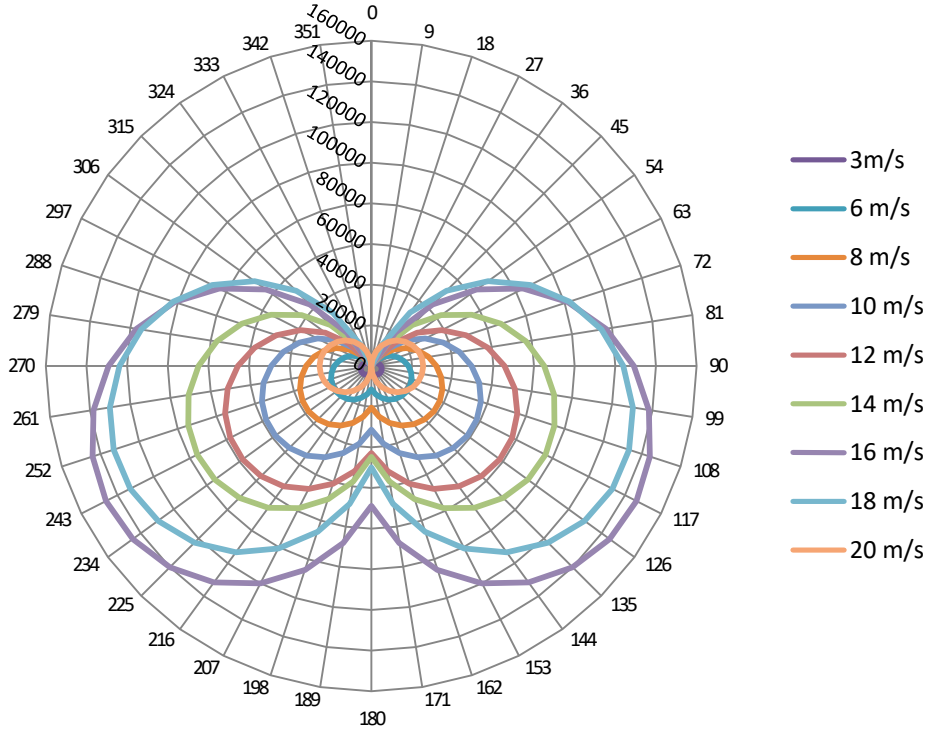
Şekil 2.8. Rotor etrafındaki hız alanı dağılımı (350 rpm açısız hız ve 14 m/s akış hızı için)

Ayrıca rotor üzerindeki Magnus etkisini de daha iyi görebilmek için rotor etrafındaki akışa ait üstten görünümünden vektörel hız alan dağılımları verilmiştir (Şekil 2.9).



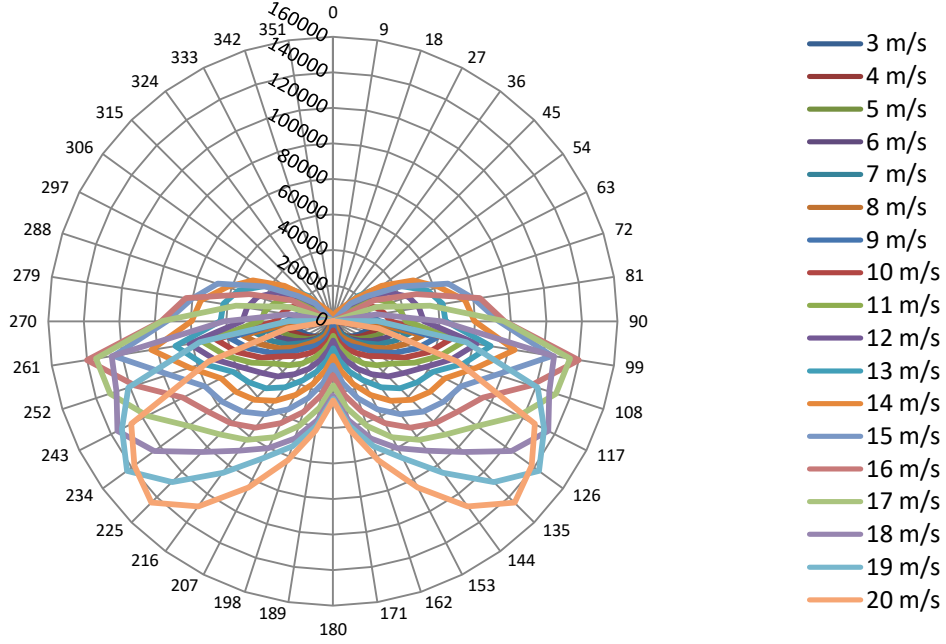
Şekil 2.9. Rotor etrafındaki akışa ait vektörel hız alanı dağılımı (üstten görünüm, 350 rpm açısal hız ve 14 m/s akış hızı için)

Gemi hızının 0 olduğu düşünüldüğünde yani, rüzgâr için bağıl hız durumu söz konusu değilken elde edilen kaldırma kuvveti (itış kuvveti) grafiği, rüzgârın geliş açısına ve hızına bağlı olarak Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10. İtiş kuvveti- rüzgâr hızı ve açısı bağıntısı grafiği

Ancak doğru hesaplamalar tabi ki gerçek durumu sağlamak zorundadırlar ve gerçek durumda, geminin sahip olduğu 12 knot hız da hesaplamaların içerisine dahil edilmek zorundadır. Gemi hızına göre bağıl rüzgâr hızı alındığı takdirde, itiş kuvveti, rüzgâr hızı ve açısı grafiği Şekil 2.11'de görülebileceği gibi değişmiştir.



Şekil 2.11. İtiş kuvveti- rüzgâr hızı ve açısı bağıntısı grafiği (bağıl rüzgâr)

Rüzgâr hızının gemi gövdesine hangi açıdan geldiğinde daha çok itiş üreteceği verilen grafikten tespit edilebilir. Grafik incelendiğinde görülecektir ki, geminin bordasına dik ve kıça doğru artan açılarla gelen rüzgâr en yüksek verimi sağlayacaktır. Baş ve kıçtan gelen rüzgârın silindirik rotorun ürettiği itiş kuvvetine katkısı yok denecek kadar azdır. Hatta rüzgârın tam baştan gelmesi durumunda gemiye itiş oluşturacak kuvvet oluşumu gerçekleşmemiştir.

Farklı rüzgâr açılarının ve hızlarının silindirik rotorda üretilen itiş kuvveti ile ilişkisinin bulunmasının ardından, rota üzerinde belirlenen mesafe aralıklarındaki sınır değerleri grafik üzerindeki değerlerden belirlenerek, o mesafe içerisindeki sınır koşullarında üretilen itiş kuvveti belirlenmiştir. Elde edilen itiş kuvveti, geminin 12 knot hızla gidebilmesi için gereken itiş kuvvetine eklenerek, yeni rotorlu itiş kuvveti bulunmuş ve Şekil 2.4'te verilen gemiye ait direnç-hız grafiğinden rotorlu yeni hız değerleri belirlenmiştir. Bu bağlamda elde edilen bulgular Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2. Mesafelere bağı rotorlu-rotorsuz gemi hızları ve itiş kuvvetleri

Mesafe (km)	Rotorsuz gemi hızı (knot)	Rotorlu gemi hızı (knot)	Tek rotorun itiş kuvveti (kN)	Rotorsuz geminin toplam itiş kuvveti (kN)	Rotorlu geminin toplam itiş kuvveti (kN)
0-50	12	12,0207	1,3394	588,0000	590,6789
50-150	12	12,5196	25,9222	588,0000	639,8444
150-200	12	12,0625	3,3580	588,0000	594,7160
200-250	12	12,2864	14,2931	588,0000	616,5863
250-350	12	12,4059	20,2195	588,0000	628,4389
350-400	12	12,6433	32,1961	588,0000	652,3922
400-500	12	12,5578	27,8551	588,0000	643,7101
500-600	12	12,2088	10,4767	588,0000	608,9533
600-700	12	12,4166	20,7568	588,0000	629,5135
700-900	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
900-1000	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
1000-1200	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
1200-1300	12	12,1209	6,1861	588,0000	600,3721
1300-1400	12	12,2914	14,5376	588,0000	617,0752
1400-1500	12	12,0207	1,3394	588,0000	590,6789
1500-1700	12	12,6433	32,1961	588,0000	652,3922
1700-1800	12	13,3098	67,2255	588,0000	722,4509
1800-1900	12	13,2241	62,5977	588,0000	713,1954
1900-2050	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
2050-2200	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
2200-2250	12	12,0079	0,7253	588,0000	589,4507
2250-2300	12	12,4059	20,2195	588,0000	628,4389
2300-2400	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
2400-2500	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
2500-2650	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000
2650-2800	12	12,6433	32,1961	588,0000	652,3922
2800-3200	12	12,4059	20,2195	588,0000	628,4389
3200-3600	12	12,1787	9,0041	588,0000	606,0082
3600-3700	12	12,0000	0,0000	588,0000	588,0000

Tablo 2.2'den görülebileceği gibi bazı noktalarda rotorların ürettiği itiş kuvveti gemi hızını 13,3 knot civarına kadar çıkarabilmektedir. Bazı noktalarda ise, rüzgârın geliş açısından ve hızından kaynaklı olarak etkisiz kalabilmektedirler. Elde edilen bu verilerle, rotorlu ve rotorsuz geminin her mesafe için harcadığı zaman bulunarak, rotanın varış noktasına kadar harcanan toplam zaman bulunur.

Tablo 2.3. Rotorlu ve rotorsuz gemiye ait varış sürelerinin hesaplanması

Mesafe (km)	Rotorsuz geminin hızı (km/s)	Rotorlu geminin hızı (km/s)	Rotorsuz geminin harcadığı süreler (saat)	Rotorlu geminin harcadığı süreler (saat)
0-50	22,224	22,26234	2,24982	2,245946
50-150	22,224	23,1863	4,49964	4,312892
150-200	22,224	22,33975	2,24982	2,238163
200-250	22,224	22,75441	2,24982	2,197376
250-350	22,224	22,97573	4,49964	4,352419
350-400	22,224	23,41539	2,24982	2,135348
400-500	22,224	23,25705	4,49964	4,299772
500-600	22,224	22,6107	4,49964	4,422685
600-700	22,224	22,99554	4,49964	4,348669
700-900	22,224	22,224	8,9992801	8,99928
900-1000	22,224	22,224	4,49964	4,49964
1000-1200	22,224	22,224	8,9992801	8,99928
1200-1300	22,224	22,44791	4,49964	4,454758
1300-1400	22,224	22,76367	4,49964	4,392964
1400-1500	22,224	22,26234	4,49964	4,491892
1500-1700	22,224	23,41539	8,9992801	8,54139
1700-1800	22,224	24,64975	4,49964	4,056836
1800-1900	22,224	24,49103	4,49964	4,083127
1900-2050	22,224	22,224	6,74946	6,74946
2050-2200	22,224	22,224	6,74946	6,74946
2200-2250	22,224	22,23863	2,24982	2,24834
2250-2300	22,224	22,97573	2,24982	2,17621
2300-2400	22,224	22,224	4,49964	4,49964
2400-2500	22,224	22,224	4,49964	4,49964
2500-2650	22,224	22,224	6,74946	6,74946
2650-2800	22,224	23,41539	6,74946	6,406043
2800-3200	22,224	22,97573	17,99856	17,40968
3200-3600	22,224	22,55495	17,99856	17,73446

Rotorsuz Gemi: 166 saat 29dakika 12 saniye
 Rotorlu Gemi: 162 saat 47 dakika 40 saniye
 Toplam süreler:

Tablo 2.3 incelendiği zaman rotorlu geminin rotorsuz gemiye göre 3 saat 41 dakika 32 saniye yani yaklaşık olarak 4 saat daha önce varmış olduğu görülebilir. Rotorun performansı rotanın rüzgâr karakteristiklerine göre değişmektedir.

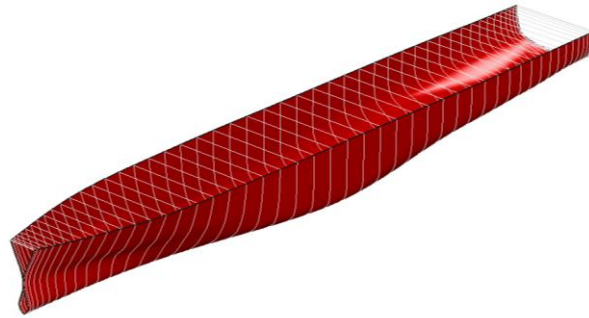
2.3. Silindirik Rotorun Geminin Yalpa Hareketi ile İlişkisi

Silindirik rotorlar üzerine birçok analiz çalışması yapılmış olmasına karşın, gemi hareketlerinin silindirik rotorlar üzerine olan etkisi ile silindirik rotorlar üzerinde oluşan kuvvetlerin, gemi hareketlerine etkisine dair literatürde bir çalışma bulunmamaktadır. Bu bağlamda silindirik rotorların geminin yalpa hareketi ile ilişkisini analiz etmek üzere bu çalışma gerçekleştirilmiştir. Gemi hareketlerinden sadece yalpa hareketi incelenmiş olup, problem örnek bir gemiye uygulanarak çözümlenmeye çalışılmıştır. Bu bölümde, yalpa hareketi yapan bir geminin güvertesindeki silindirik rotorun bu yalpadan dolayı ürettiği itiş kuvvetlerindeki değişim ile silindirik rotorların ürettiği kuvvetlerin etkisiyle oluşan devirici moment teriminin yalpa hareketine katkısı incelenmiştir. Yalpa hareketinin geminin bordadan aldığı dalgalar nedeni ile oluştuğu kabul edilmiştir.

Önceki bölümde olduğu gibi bu bölümde de kullanılan HAD analizleri, Lattice Boltzmann Metodu (LBM) temelli parçacık tabanlı kinetik algoritma çözücü XFlow programı ile yapılmıştır.

2.3.1. Seçilen Geminin Özellikleri

Test gemisi çok amaçlı bir ticaret gemisidir. Geminin basit gövde tasarımı Şekil 2.12'de verilmektedir. Seçilen geminin ana boyutları ise Tablo 2,4'te gösterilmektedir. Analiz için birbiri üzerinde etkisiz olduğu düşünülen iki silindirik rotor aralarında 60 m mesafe olacak şekilde arka arkaya yerleştirilmişlerdir. Hesaplamalar tek rotor üzerinden yapılarak sonuçlar iki rotor üzerinden değerlendirilmiştir.



Şekil 2.12. Seçilen test gemisinin gövde tasarımı

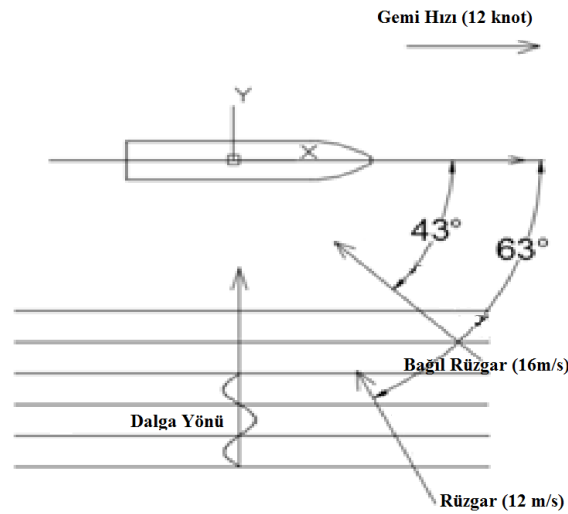
Tablo 2.4. Seçilen test gemisinin ana boyutları

Kaimeler arası boy (LBP):	132.22 m
Genişlik (B):	19.00 m
Su çekimi (T):	5.875 m
Geminin ağırlık merkezinin kaide hattından yüksekliği (KG):	8.660 m
Yalpa jirasyon yarıçapı K_{xx} :	0.42 B
Blok katsayısı C_B :	0.517

2.3.2. HAD Analizleri

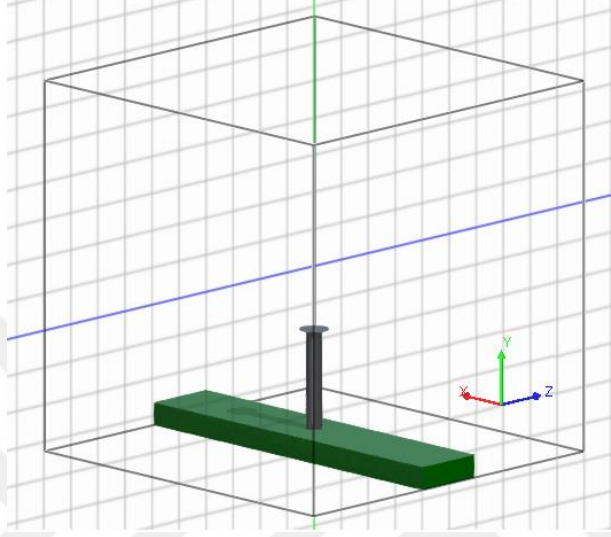
Sayısal hesaplamalar, 100 metre uzunluğunda, 100 metre yüksekliğinde ve 100 metre genişliğe sahip bir sanal rüzgâr tüneli içinde gerçekleştirilmiştir. Test rotoru 4 metre çapında, 27 metre yüksekliğindedir ve 8 metre çapında ve 0.08 metre yüksekliğinde bir Thom diskine sahiptir. Rotor, rüzgâr etkileşiminde gemi gövdesini temsil etmek üzere bir temel elemanın üzerine montaj edilmiştir. Montaj parçasının genişliği test için seçilen geminin genişliği ile aynı ölçüye sahiptir.

Test iki Flettner rotoru olan ve 12 knot hızına sahip bir tekne ile yapılmaktadır. Bu gemi, borda dalgaları nedeniyle bir yalpa hareketine sahiptir ve ayrıca sancak baş omuzluktan rüzgâr almaktadır. Gerçek rüzgâr hızı 12 m/s'dir, bu nedenle 12 knotluk gemi hızı dahil edildiğinde bağıl olarak rüzgâr 16 m/sn olmaktadır. Test durumunun temel şeması Şekil 2.13'te verilmiştir. Tekli rotor kuvvet hesaplamaları, yalpa hareketi analizinde iki silindirik rotor bulunduğundan iki katına çıkarılmıştır.



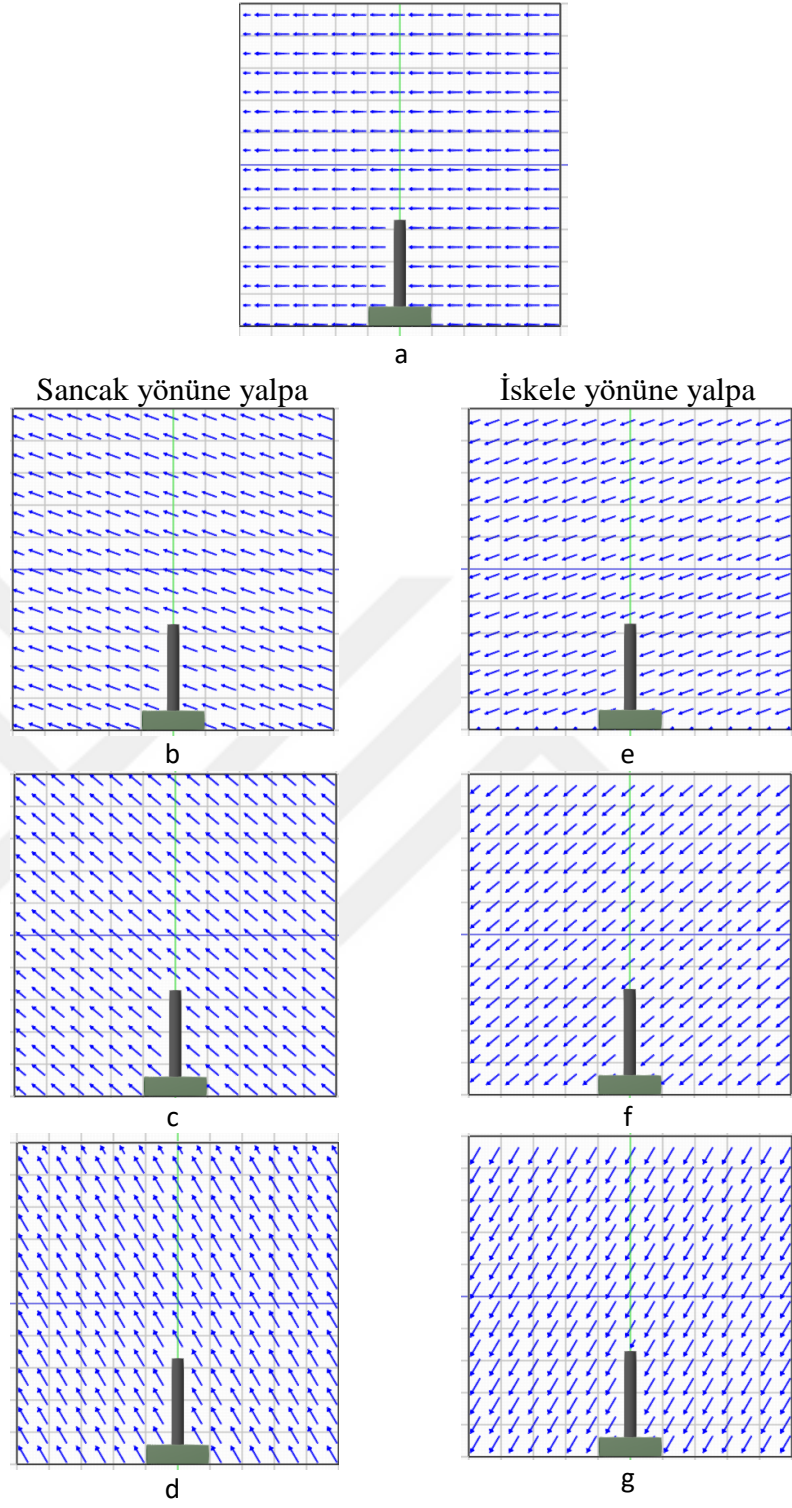
Şekil 2.13. Test durumunun temel şeması

Sanal rüzgâr tüneli Şekil 2.14'te görülebilir. Rotorun üç boyutlu olarak karakteristikleri incelenmiştir. Model, sanal rüzgâr tünelinin merkezine kurulmuştur. Rotorun açısal hızı sabittir ve 300 rpm'dir.



Şekil 2.14. Sanal rüzgâr tüneli

HAD analizlerinde yalpa durumundaki silindirik rotor etkileşimini incelemek için akış modele “z” ekseninden 0° , 20° , 40° , 60° ve tam tersi açılarda -20° , -40° , -60° derece gelmektedir. Analizleri yapılmış olan tüm test durumları Tablo 2.5'ten ve Şekil 2.15'ten görülebilir.

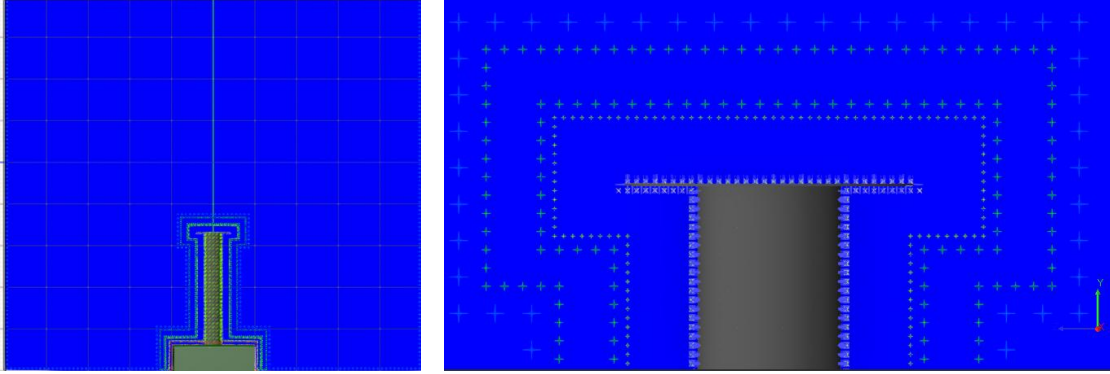


Şekil 2.15. Test durumları ve rüzgâr geliş vektörleri

Tablo 2.5. Test durumları ve bazı sınır koşulları

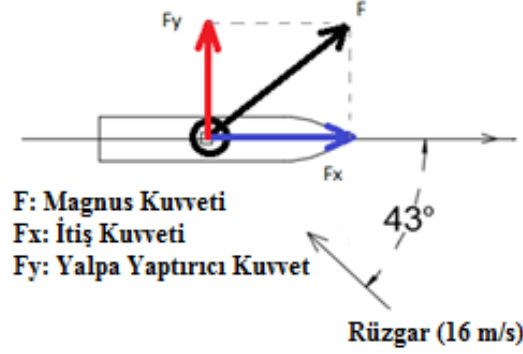
Test Durumları	Yalpa açısı	Yalpa yönü	Bağıl Rüzgâr geliş hızı (m/s)	Bağıl Rüzgâr geliş açısı (°)
Durum a	0°	-	16	Sancak baş omuzluk 43°
Durum b	20°	Sancak	16	Sancak baş omuzluk 43°
Durum c	40°	Sancak	16	Sancak baş omuzluk 43°
Durum d	60°	Sancak	16	Sancak baş omuzluk 43°
Durum e	20°	İskele	16	Sancak baş omuzluk 43°
Durum f	40°	İskele	16	Sancak baş omuzluk 43°
Durum g	60°	İskele	16	Sancak baş omuzluk 43°

Çalışma akışkanı olarak hava alınmıştır ve sıcaklığı 288.15 °K 'dir. Rotorun etrafındaki akım $Re = 4.38 \times 10^6$ 'dır. Akış modeli tek fazlı olup türbülans modeli Smagorinsky'dir. Parçacıkların maksimum aralığı 1m'dir ve minimum rotor etrafında ve iz alanı bölgesinde ölçek 0.125 m'dir. Parçacık yoğunluğu adaptif dinamik değişkenlidir, bu nedenle geometri ve iz alanı detaylı parçacık yoğunluğuna sahiptir. Parçacık yoğunluğunun çözünürlüğü Şekil 2.16'dan görülebilir. Hesaplamalar 50 saniye simülasyon ile yapılmıştır. Çözülmüş (resolved) duvar modeli kullanılmıştır.



Şekil 2.16. Model üzerindeki parçacık yoğunluğu

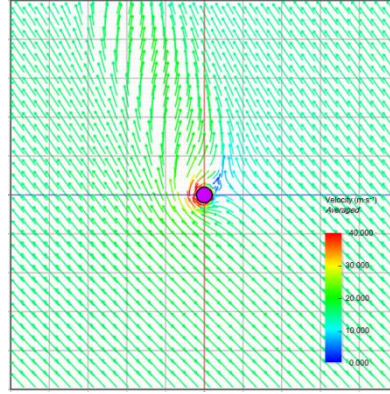
Her bir simülasyonda itiş kuvvetleri (F_x) ve meyil yaptırıcı kuvvetler (F_y) hesaplanmıştır. Rotor üzerinde bu kuvvetlerin hangi yönlerde etki gösterdikleri Şekil 2.17'de şematik olarak incelenebilir.



Şekil 2.17. Rotorun oluşturduğu kuvvetler

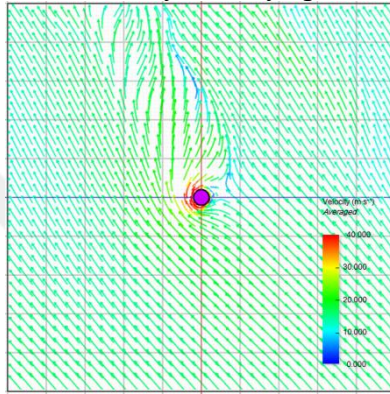
2.3.3. HAD Analiz Bulguları

Rotorlar üzerine etki eden kuvvetler HAD analiz programı ile hesaplanmıştır. Şekil 2.18 ve Şekil 2.19 yedi farklı rüzgâr yönünde rotorun hız alanlarını göstermektedir. Akış hızı vektör gradyanı (Şekil 2.18) ve akış çizgileri (Şekil 2.19) analizi yapılan akışın her açısı için verilmiştir. Hız vektör gradyanları (Şekil 2.18), rotorun orta bölümünden bir 2 boyutlu düzlem ile verilmiştir. Akış çizgileri ise (Şekil 2.19) 3 boyutlu perspektifle verilmiştir. Gemi, iskele tarafına yalpa hareketi yaptığında, elde edilen akış vektör gradyanlarının ve akış çizgilerinin, sıfır yalpa açısında elde edilen bulgularla benzer olduğu görülebilir. Ancak, gemi sancak tarafına yalpa hareketine girdiğinde, rotor ve iz alanındaki bölgede akış daha fazla girdaba sahiptir ve daha dengesiz akışlar barındırmaktadır. Ayrıca Şekil 2.18 ve Şekil 2.19'daki her durumda Magnus etkisi açıkça görülebilir.



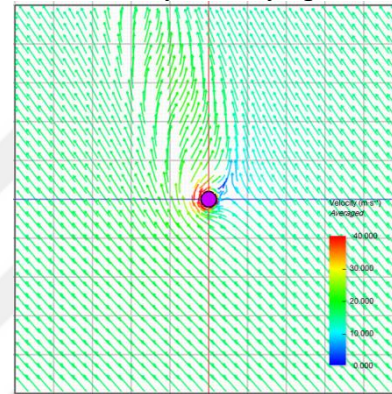
a

Sancak yönüne yalpa

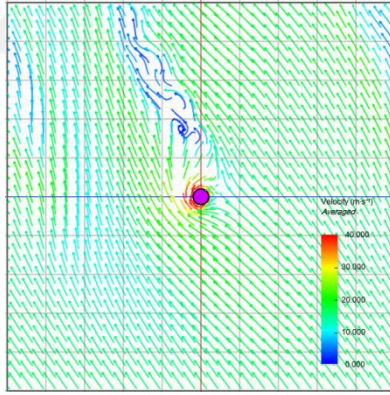


b

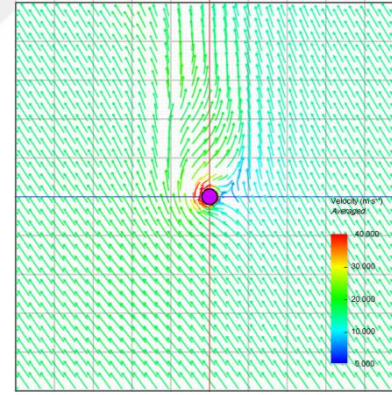
İskele yönüne yalpa



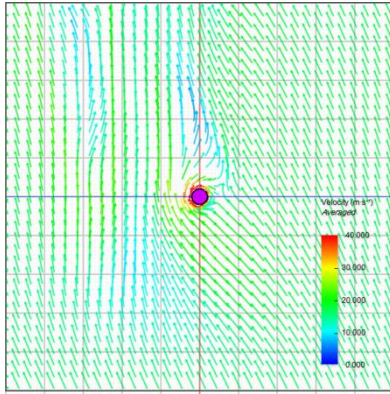
e



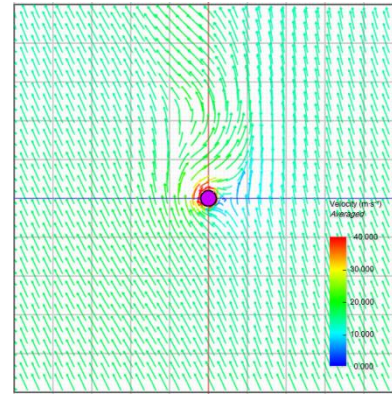
c



f

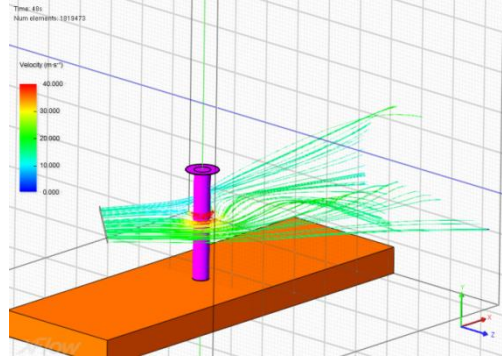


d



g

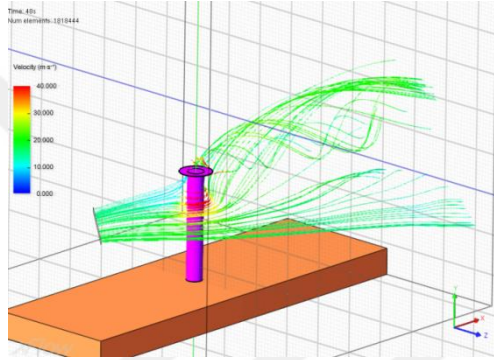
Şekil 2.18. Uzunlamasına kesitten görülen ortalama hız vektörleri



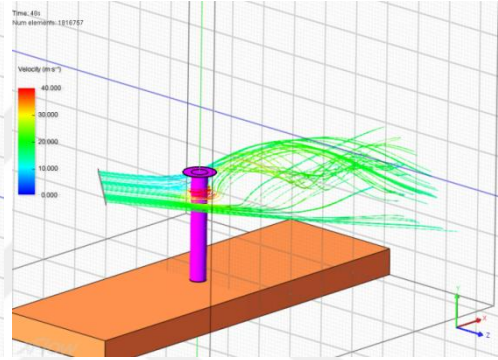
a

Sancak yönüne yalpa

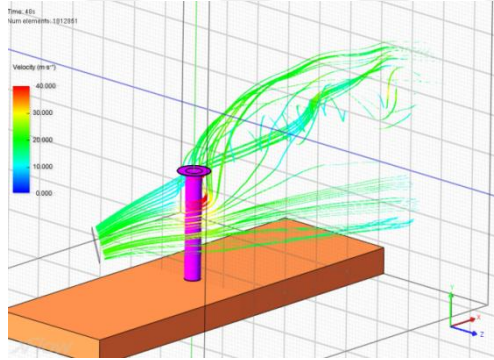
İskele yönüne yalpa



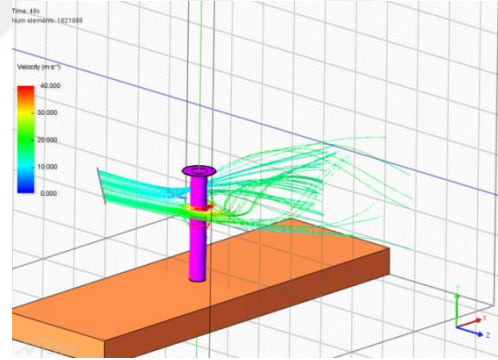
b



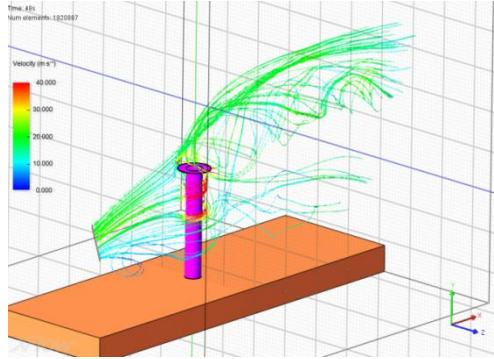
e



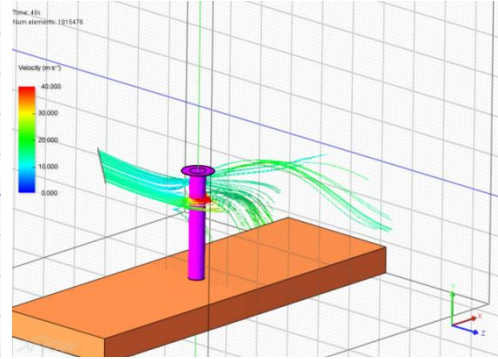
c



f



d



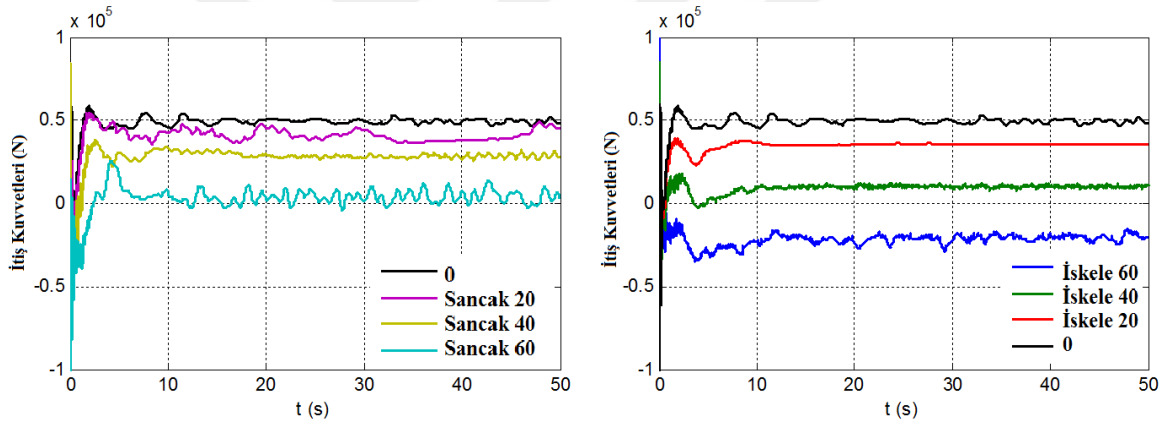
g

Şekil 2.19. Hız çizgilerinin 3 boyutlu perspektiften görünümü

Şekil 2.18’de ve Şekil 2.19’da verilenler a) sıfır yalpa açısı, b) 20 ° sancak yönüne yalpa, c) 40 ° sancak yönüne yalpa, d) 60 ° sancak yönüne yalpa, e) 20 ° iskele yönüne yalpa, f) 40 ° iskele yönüne yalpa, g) 60 ° iskele yönüne yalpaya aittir.

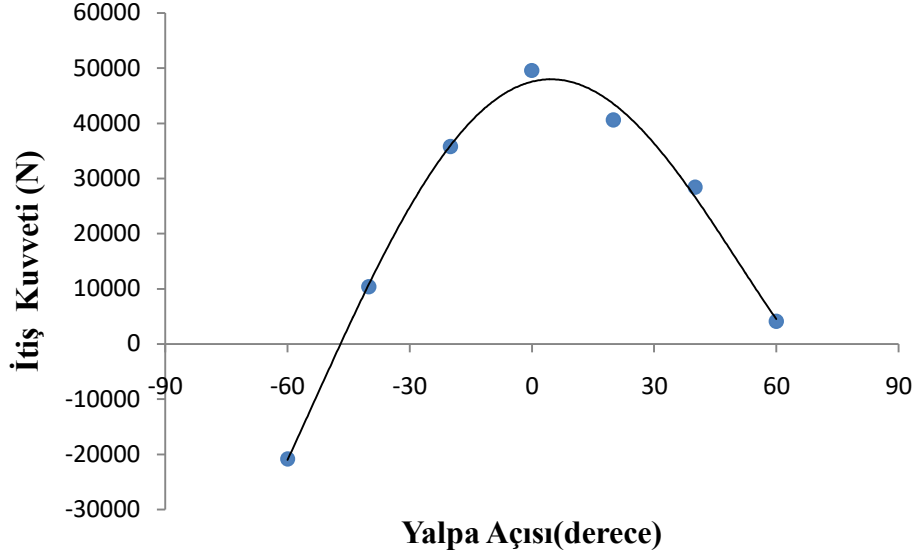
2.3.3.1. İtiş Kuvveti Bulguları

İtiş kuvvetlerinin büyüklükleri silindirik rotorların performansı ile orantılıdır. Silindirik rotorların verimliliği ise rüzgâr hızı, rüzgâr yönü, gemi hızı, trim açısı ve yalpa açısından etkilenir. Yapılan çalışmalar kısmının bu bölümünde rüzgâr hızı, rüzgâr yönü, gemi hızı sabit olarak alınmıştır ve yalpa açısına odaklanılmıştır. Zamana bağlı itici kuvvetler HAD analiz programı ile hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda, zamana bağlı olarak elde edilen sonuçlar Şekil 2.20’de verilmiştir.



Şekil 2.20. Zamana bağlı itiş kuvvetleri

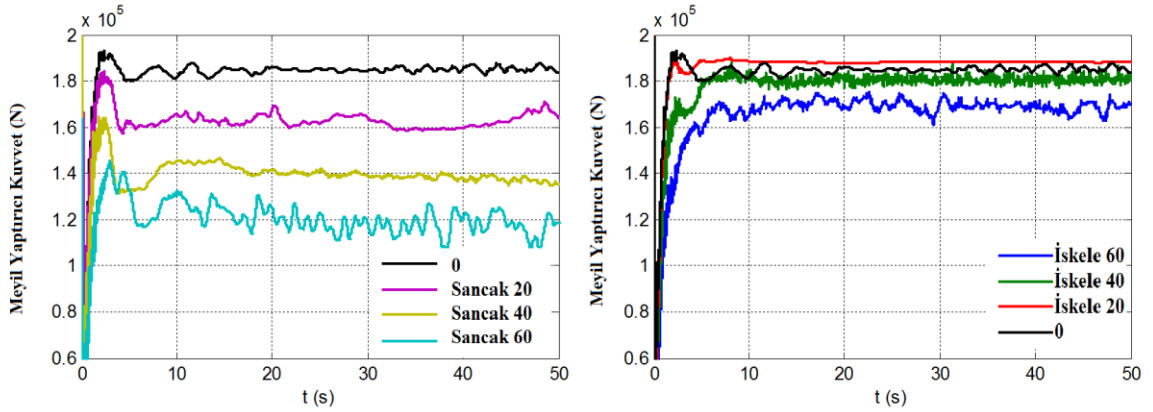
Her bir yalpa açısı için ortalama itiş kuvvetleri hesaplanmıştır ve Şekil 2.21’de gösterilmiştir. Açıdaki negatif işaret, iskele tarafını temsil eder ve pozitif işaret ise sancak tarafını temsil eder. Sonuçlar, itiş kuvvetlerinin yalpa hareketinde açılara göre simetrik olmadığını göstermektedir. Hatırlamak gerekir ki bu sonuçlar rüzgâr yönü, sancaktan iskeleye doğrudur. Yorumların bu göz önünde bulundurularak yapılması gerekmektedir. Sonuçlar, rotorların, gemi sancak tarafına yalpa yapması durumunda, iskele tarafına yalpa yapması durumuna göre daha yüksek itiş kuvveti ürettiklerini göstermektedir. Özellikle yalpa açısı iskele tarafına 60 ° iken itiş kuvveti negatiftir, bu nedenle rotorlar fren gibi çalışırlar.



Şekil 2.21. Ortalama itiş kuvvetleri-yalpa açısı grafiği

2.3.3.2. Meyil Yaptırıcı Kuvvet Bulguları

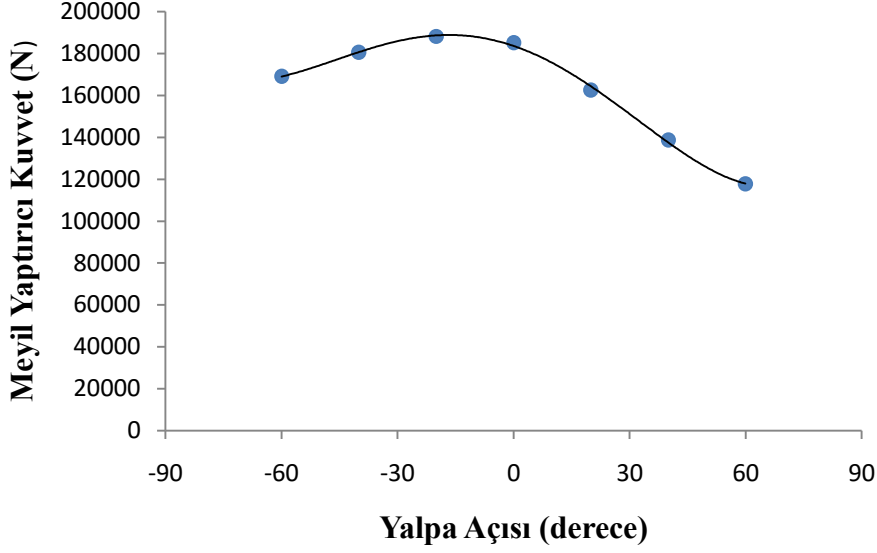
Hesaplanan zamana bağlı meyil yaptırıcı kuvvet değerleri Şekil 2.22'de verilmiştir. Gemi sancak tarafında yalpa yapması durumunda meyil yaptırıcı kuvvetlerin sayısal aralığı, gemi iskele tarafına yalpa yapması durumunda oluşan meyil yaptırıcı kuvvete göre daha geniştir. Meyil yaptırıcı kuvvet, sancak tarafına 60 ° yalpa durumu için yaklaşık 1.2×10^5 N, ancak 60 ° iskele tarafına yalpa durumunda ise için yaklaşık 1.7×10^5 N' dir.



Şekil 2.22. Zamana bağlı meyil yaptırıcı kuvvet değerleri

Her yalpa açısı için meyil yaptırıcı kuvvetlerin ortalaması Şekil 2.23'te gösterilmiştir. Negatif işaret, iskele tarafına yalpayı ve pozitif işaret, sancak tarafına

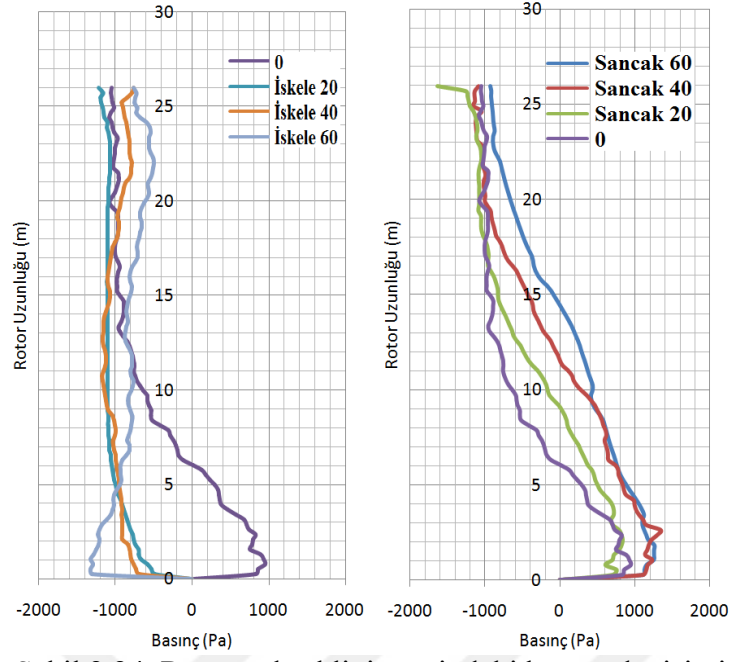
yalpayı temsil eder. Şekil 13, meyil yaptırıcı kuvvetlerin ryalpa hareketinde simetrik olmadığını göstermektedir. Şekil 2.23 de meyil yaptırıcı kuvvet dağılımının simetrik olmadığını göstermektedir.



Şekil 2.23. Ortalama meyil yaptırıcı kuvvet değerleri- yalpa açısı grafiği

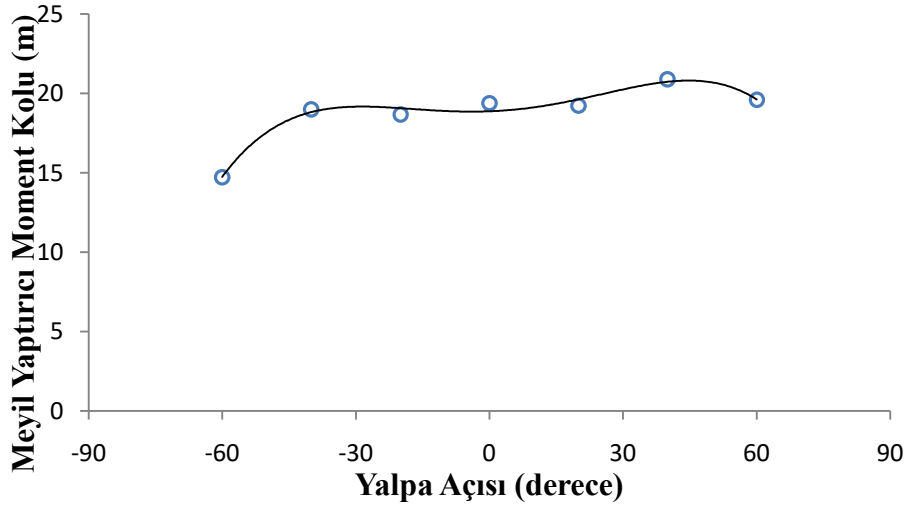
2.3.3.3. Yalpa Hareketi Analizi

Silindirik rotorların yalpa hareketi üzerindeki etkilerini araştırmak için rotorlar tarafından meydana getirilen meyil yaptırıcı moment değerleri belirlenmelidir. Bölüm 2.3.3.2'de belirtildiği gibi HAD analiz programı ile çeşitli yalpa açılarında meyil yaptırıcı kuvvet değerleri hesaplandı. Moment değerini bulabilmek için meyil yaptırıcı kuvvet değerlerinin yanı sıra ayrıca rotorların moment kollarını da belirlemeliyiz. Rotorların yüksekliği üzerindeki basınç değişiklikleri Şekil 2.24'de gösterildiği gibi HAD analiz programı ile hesaplanmıştır. Meyil yaptırıcı moment kolları, basınç fonksiyonu altındaki alan merkezi ile ana güverte arasındaki mesafenin ana güverte ile geminin ağırlık merkezi arasındaki mesafeye eklenmesiyle belirlenmiştir.

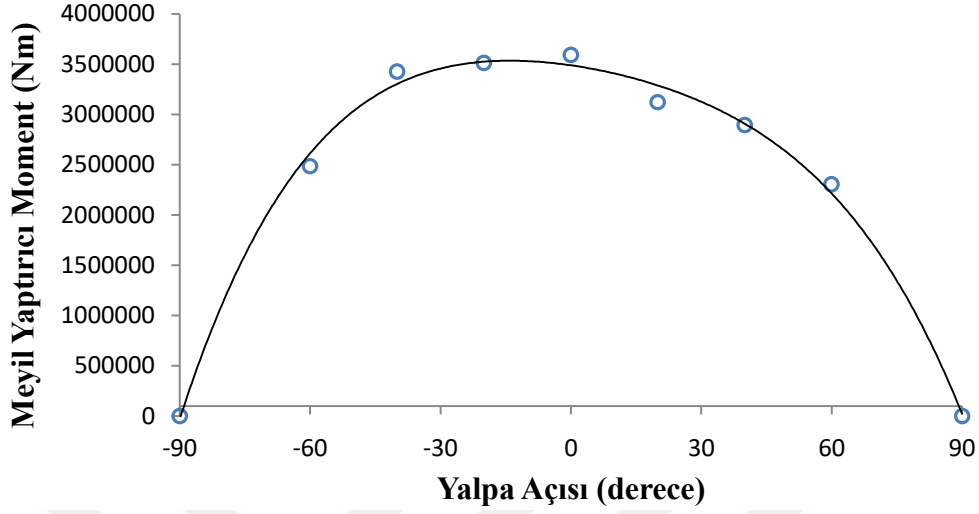


Şekil 2.24. Rotor yüksekliği üzerindeki basınç değişimi

Tek rotorun, yalpa açısına göre meyil yaptırıcı moment değişimi Şekil 2.25'te gösterilmiştir. Her açı için meyil yaptırıcı kuvvet değerleri ve moment kolları çarpılarak hesaplanan meyil yaptırıcı moment değişimi Şekil 2.26'da sunulmuştur.



Şekil 2.25. Yalpa açısı-meyil yaptırıcı moment kolu değişimi



Şekil 2.26 Yalpa açısı -meyil yaptırıcı moment değerleri grafiği

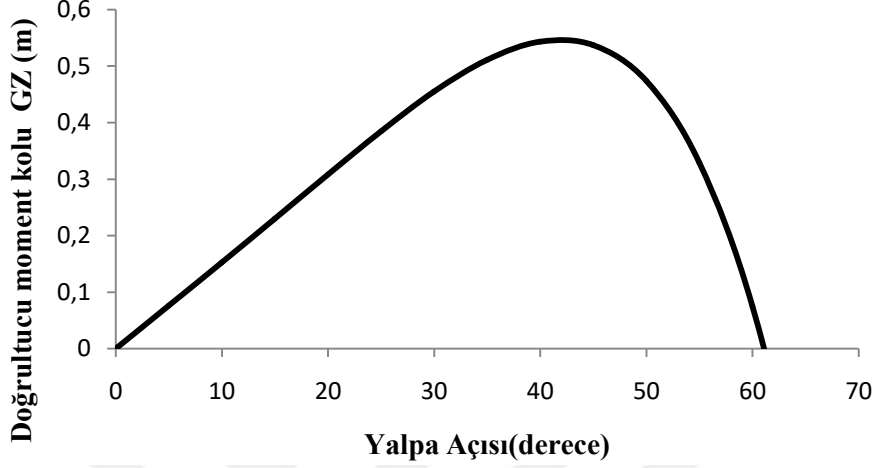
Bu çalışmada, bir serbestlik dereceli doğrusal olmayan yalpa hareket denklemi kullanılmıştır. Denklemin sönümleyici terimi, kuadrattır ve doğrusal değildir. Sönüm katsayıları Ikeda vd. (1978) çalışmaları kullanılarak yalpa açısı ve frekansına göre her zaman adımında hesaplanmaktadır. Analizde beşinci dereceden (quintic) doğrultucu moment terimi kullanılmıştır. Geminin doğrultucu moment değerleri Şekil 2.27'de gösterilmiştir. Magnus etkisi ile oluşan meyil yaptırıcı moment terimi, denklemin sağ tarafında dalga terimi gibi zorlayıcı terim olarak eklenmiştir. Magnus etkisinden kaynaklanan meyil yaptırıcı moment terimi Şekil 2.26'da verilen grafiğe 4. dereceden bir polinom uydurulması ile elde edilmiştir. Rüzgârın gemi izdüşümü alanına bağlı oluşturduğu meyil yaptırıcı moment, yalpa hareketinde sadece rotorların etkisini araştırmak için ihmal edilmiştir.

En genel halde yalpa hareketi denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$(I_{xx} + A_{xx})\ddot{\phi} + B(\dot{\phi}) + C(\phi) = E(\omega, t) \quad (2.1)$$

Yukarıdaki denklemde ϕ yalpa açısını göstermektedir. I_{xx} yalpa atalet momenti, A_{xx} ek su kütlesi atalet momentini, $B(\dot{\phi})$ sönüm terimini, $C(\phi)$ doğrultma momenti terimini ve $E(\omega, t)$ dalgalardan kaynaklı zorlama terimini göstermektedir.

Bu çalışmada 2.1 denkleminde eşitliğin sağ tarafına ek olarak silindirik rotorların yatırıcı momenti de eklenerek analiz yapılmıştır.



Şekil 2.27. Geminin doğrultucu moment kolu eğrisi

$$(I_{xx} + A_{xx})\ddot{\phi} + B(\dot{\phi}) + C(\phi) = E(\omega, t) + M(\phi) \quad (2.2)$$

2.2 denkleminde verilen $(I_{xx} + A_{xx})$ ifadesi geminin atalet momenti ve eklenen kütesinin toplamıdır. $B(\dot{\phi})$ ise sönümlenme terimidir ve denklem 2.3'de gösterilmiştir.

$$B(\dot{\phi}) = B_L \dot{\phi} + B_N \dot{\phi} |\dot{\phi}| \quad (2.3)$$

Denklem 2.3'de verilen B_L lineer sönümlenme katsayıları toplamı iken, B_N lineer olmayan sönümlenme katsayıları toplamıdır. Denklem 2.2'de verilen $C(\phi)$, denklem 2.4'den de görülebileceği gibi 5. dereceden bir polinomla temsil edilen doğrultma terimidir.

$$C(\phi) = \Delta(GM\phi + c_3\phi^3 + c_5\phi^5) \quad (2.4)$$

$E(\omega, t)$ ise borda dalgalarından kaynaklanan zorlayıcı terimdir (Denklem 2.5).

$$E(\omega, t) = \alpha_m \Delta GM \cos(\omega t) \quad (2.5)$$

GM metasantr yüksekliği ve ω_0 ise geminin yalpa hareketindeki doğal frekansıdır.

$$\omega_0^2 = \frac{\Delta GM}{I_{xx} + A_{xx}} \quad (2.6)$$

Doğal frekans ve metasantr yüksekliği arasındaki bağıntı denklem 2.6'dan görülebilir. $M(\phi)$ Magnus etkisinden kaynaklanan meyil yaptırıcı moment terimidir ve denklem 2.7'de gösterilmiştir.

$$M(\phi) = m_0 + m_1\phi + m_2\phi^2 + m_3\phi^3 + m_4\phi^4 \quad (2.7)$$

Denklem 2.7'deki m_n ($n=0,1,2,\dots,4$) terimi rotorların meyil yaptırıcı eğrisine uydurulmuş polinomun katsayılarıdır. Terimlerin açılmış halleri denklem 2.2'deki yerlerine yazılırlarsa denklem 2.8 elde edilmiş olur.

$$\ddot{\phi} + B_L\dot{\phi} + B_N\phi|\dot{\phi}| + \Delta(GM\phi + c_3\phi^3 + c_5\phi^5) = \alpha_m \Delta GM \cos(\omega t) + 2(m_0 + m_1\phi + m_2\phi^2 + m_3\phi^3 + m_4\phi^4) \quad (2.8)$$

Denklem 2.8'deki her iki taraf da $(I_{xx} + A_{xx})$. $k_n = \frac{\Delta c_n}{I_{xx} + A_{xx}}$ ($n=1,3,5$), $l_n = \frac{m_n}{I_{xx} + A_{xx}}$

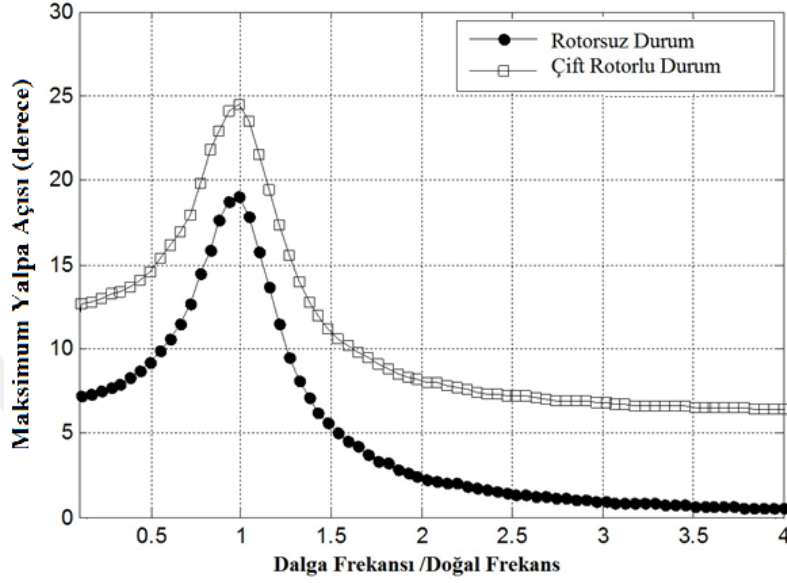
($n=0,1,2,\dots,4$) ifadesine bölünürse, denklem 2.9 elde edilmiş olur. Denklem 2.9'da bulunan

$b_L = \frac{B_L}{I_{xx} + A_{xx}}$ ve $b_N = \frac{B_N}{I_{xx} + A_{xx}}$ ifadeleri boyutsuz katsayılarıdır.

$$\ddot{\phi} + b_L\dot{\phi} + b_N\phi|\dot{\phi}| + \omega_0^2\phi + k_3\phi^3 + k_5\phi^5 = \alpha_m \omega_0^2 \cos(\omega t) + 2(l_0 + l_1\phi + l_2\phi^2 + l_3\phi^3 + l_4\phi^4) \quad (2.9)$$

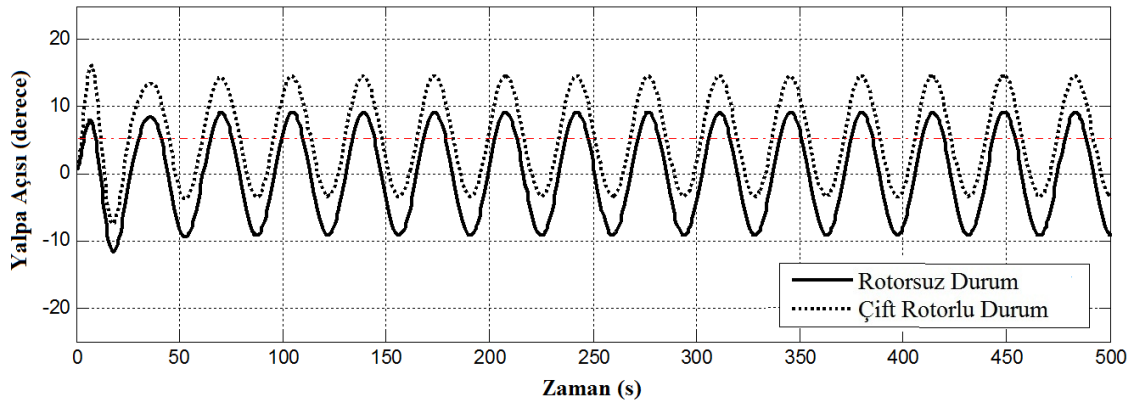
Denklem 2.9 Matlab derleyicisi üzerinde oluşturulan bir kod ile sayısal olarak çözülmüştür. Geminin yalpa hareketi farklı dalgalar için zaman ve frekans alanında belirlenmiştir. Geminin rotorlu ve rotorsuz olması durumuna göre analizler yapıлып

sonuçlar alınmıştır. Frekansa bağlı maksimum yalpa açısı değişimleri rotorlu ve rotorsuz durum için Şekil 2.28'de verilmiştir. Elde edilen sonuçlar rotorların yalpa hareketinin doğrusal olmayan karakteristiğini etkilemediğini göstermektedir. Başka bir deyişle, rotorların varlığı herhangi bir çatallaşmaya (bifurkasyona) neden olmamıştır. Ancak rotorların etkisinin maksimum yalpa açısını artırdıkları açıkça görülebilmektedir.

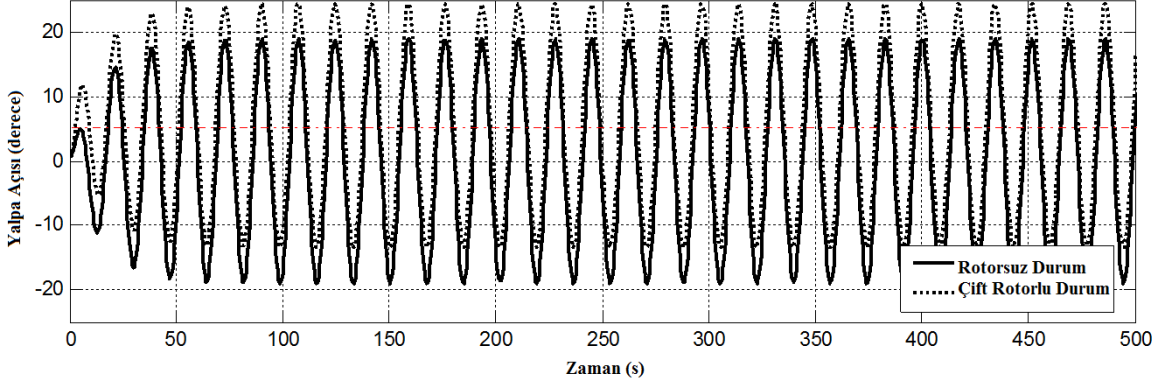


Şekil 2.28. Rotorlu ve rotorsuz durum için maksimum yalpa açısı grafiği

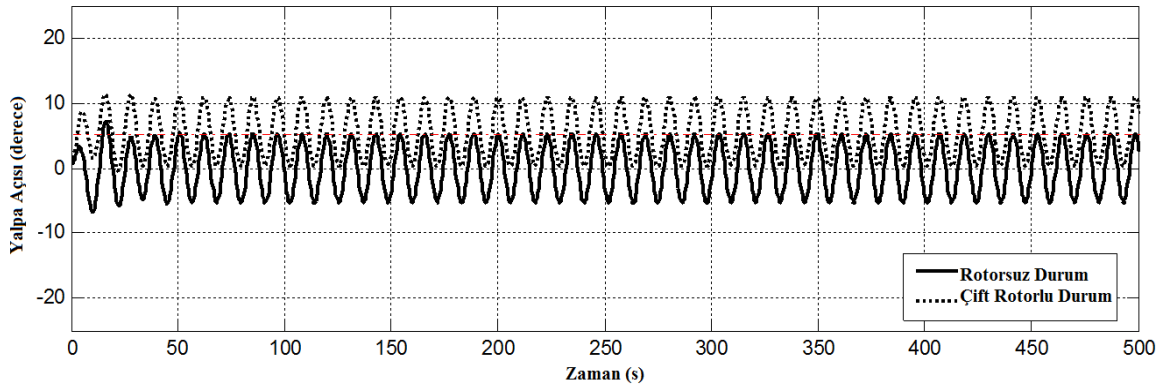
Yalpa hareketinin zaman bağlı sonuçları, dalga frekansı değerleri $\omega_w=0,5\omega_0$; $\omega_w=\omega_0$ ve $\omega_w=1,5\omega_0$ için sırasıyla Şekil 2.29, Şekil 2.30 ve Şekil 2.31'de verilmiştir.



Şekil 2.29. $\omega_w=0,5\omega_0$ için zamana bağlı simülasyon



Şekil 2.30. $\omega_w = \omega_0$ için zamana bağlı simülasyon (rezonans)



Şekil 2.31. $\omega_w = 1,5\omega_0$ için zamana bağlı simülasyon

Sonuçlar, silindirik rotorların, 25° sancak ve 25° iskele yalpa açıları arasında, yalpa hareketinde neredeyse sabit bir meyil yaptırıcı kuvveti gibi hareket ettiğini göstermektedir. Aşağıda verilen şekillerde gösterildiği gibi neredeyse sabit ve yaklaşık olarak 2×3500 kNm meyil yaptırıcı moment 5° yalpa açısına neden olmaktadır. Yalpa açısının meyil yaptırıcı moment üzerindeki etkisinin 0 ile 25 derecelik yalpa açıları aralığında sabit olduğu kabulü yapılabilir.

2.4. Ardışık Konumlandırılmış Silindirik Rotorların Performans Analizi

Yapılan çalışmaların bu bölümünde, güverte üzerine yerleştirilen ardışık konumlu silindirik rotorların birbirleri üzerindeki aerodinamik etkileri incelenip, itiş kuvveti üretme performansları analiz edilmiştir. Bu kısımda ardışık iki ayrı silindirik rotorun üzerine gelen akış, rüzgârın geliş açısı değiştirilerek incelenmiş ve elde edilen sonuçlar grafiklere dökülmüştür. Çalışmanın bu kısmının yapılmasının amacı, silindirik rotorların güverte üzerindeki konumlandırılmalarının performans üzerindeki etkisini görebilmek ve performans artışının nasıl sağlanabileceğini tartışmaktır.

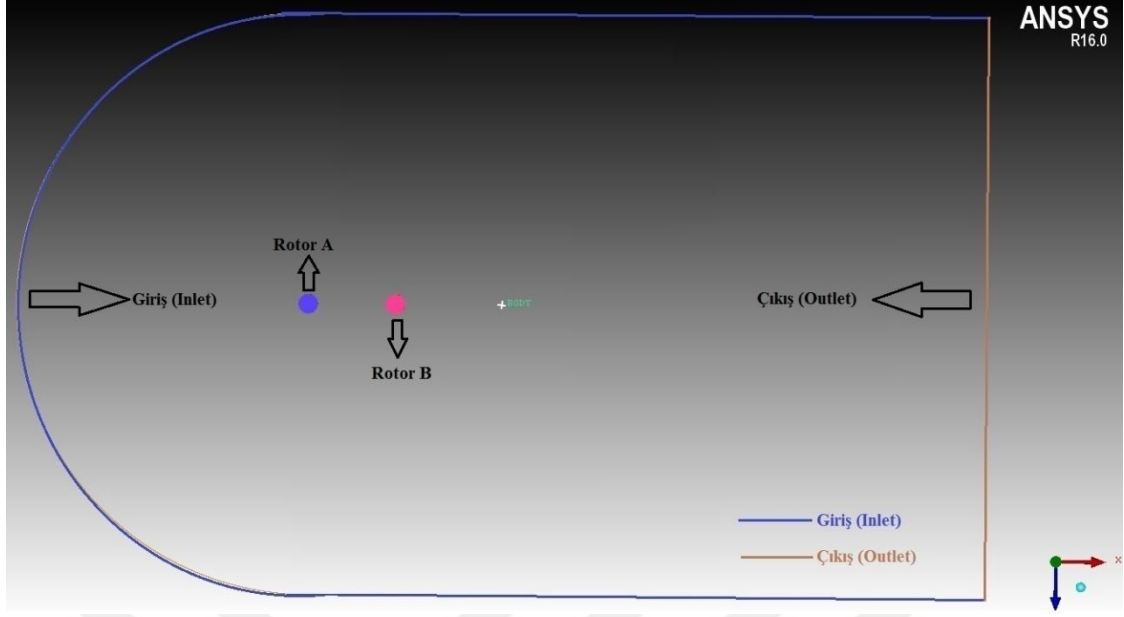
Rotorların güverte üzerinde konumlandırılması ve rotor boyutlarının seçilmesinde günümüzde mevcut olarak kullanılan E-Ship 1 gemisi örnek alınarak, çalışma durumları oluşturulmuştur. Öncelikle tek bir rotorun aynı sanal tünel içerisinde analizi yapılmıştır. Ardından ardışık iki silindirik rotorun güverte üzerinde biri sancağa diğeri iskeleye olmak üzere karşılıklı olarak konumlandırıldığı kabul edilmiştir.

2.4.1. HAD Analizleri

Ardışık konumlandırılmış silindirik rotorlar, Ansys Fluent HAD analiz programı ile incelenmiştir. Test durumunun HAD analizi yapılmadan önce, sanal rüzgâr tüneli oluşturularak, ağ tabakaları oluşturulmuştur. Fluent önceki bölümlerde kullanılan XFlow programının aksine, geometri için ağ dizilimine (mesh) ihtiyaç duyan bir HAD analiz çözücüsüdür. Test geometrisi ve ağ yapısı ICEM CFD programı ile oluşturulmuştur.

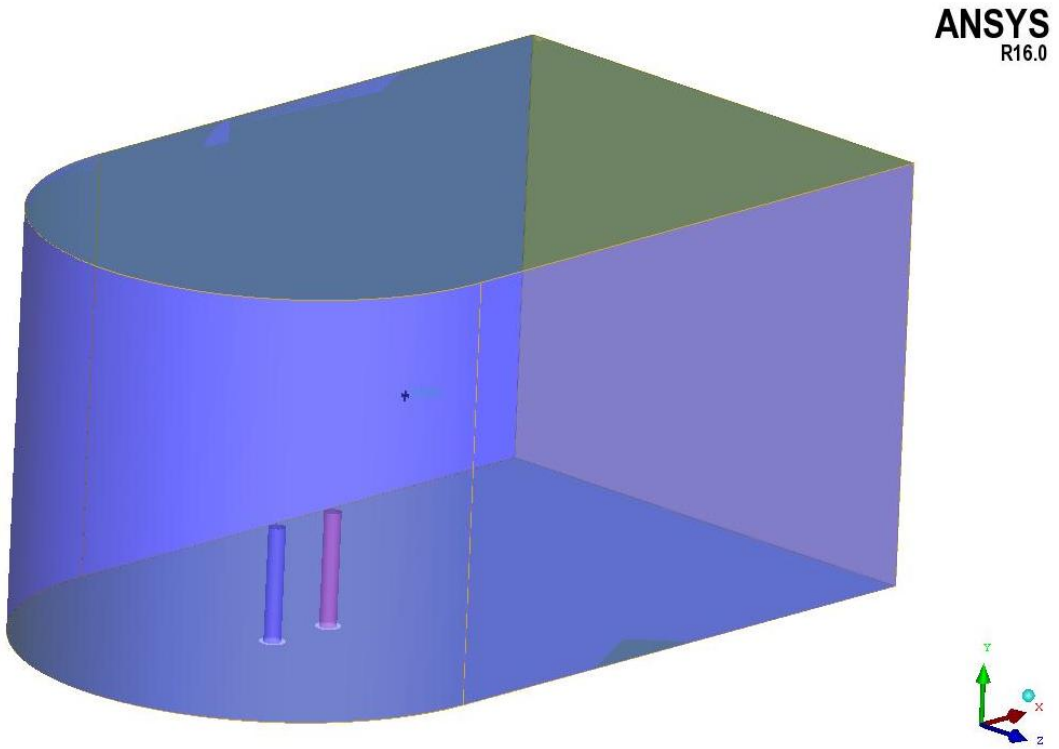
2.4.1.1. Test Geometrisi ve Ağ Yapısının Oluşturulması

Test geometrisi sanal bir rüzgâr tüneli içerisinde ardışık olarak konumlandırılmış 4 metre çapa ve 27 metre boya sahip iki silindirik rotordan oluşmaktadır. Silindirik rotorların taban dairelerinin merkezleri arasındaki uzaklık 18 metredir. Rüzgâr tüneli 60 metre yarıçapa sahip dairesel bir giriş kesitine sahip olup, 120 metrelik düz bir çıkışa sahiptir. Tünel uzunluğu, 200 metre ve yüksekliği 100 metredir. Hazırlanmış olan sanal rüzgâr tünelinin üstten görünümü Şekil 2.32'den görülebilir. Burada geminin başı z eksenine doğrudur. Sancak $-x$ ekseni yönüne doğru olmaktadır.



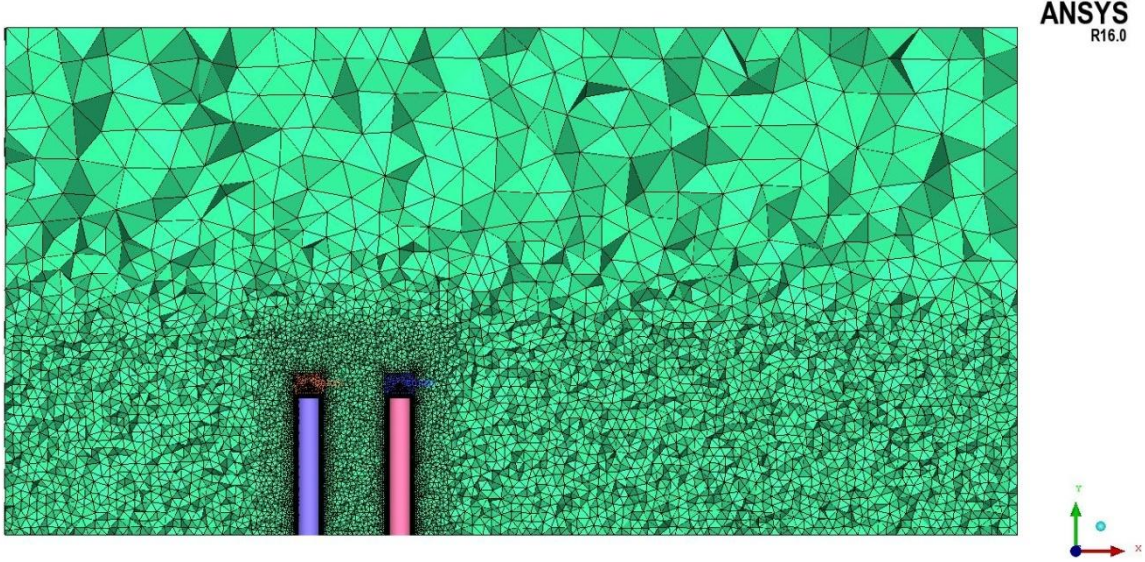
Şekil 2.32. Sanal rüzgâr tünelinin üstten görünümü

Yapılan çalışma 3 boyutlu olup, 3 boyutlu perspektiften görünümü de Şekil 3.33'ten verilmiştir.



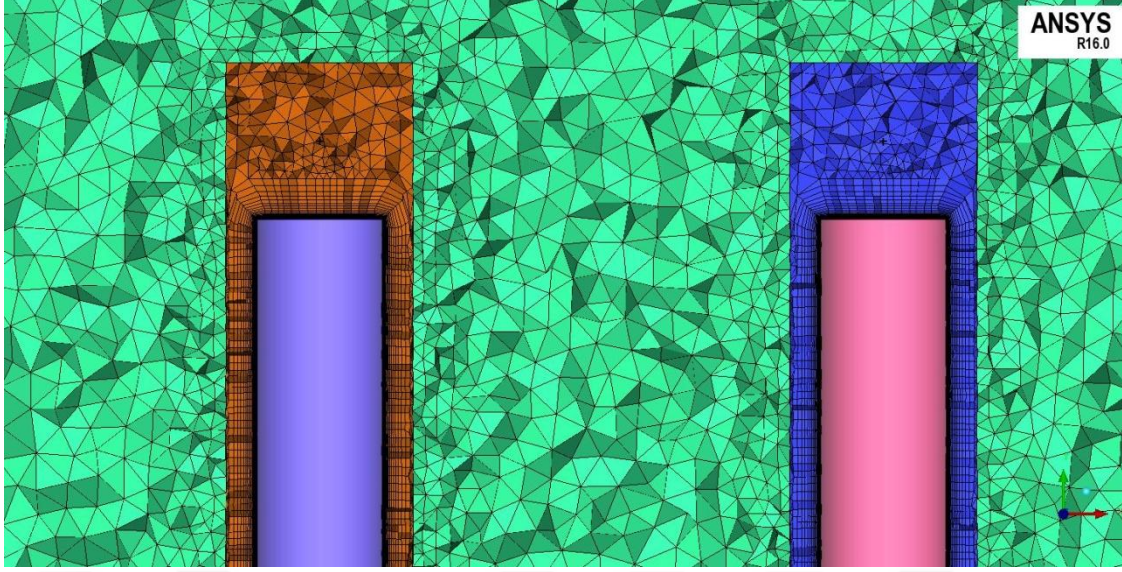
Şekil 2.33. Sanal tünelin 3 boyutlu görünümü

Uygulanan ağ yapısı hacimsel tetra ağ (Volumetric-tetra mesh) olup, toplamda 1696111 ağ elemanına sahiptir. Üretilen ağ yapısının kesiti Şekil 2.34'ten görülebilir.



Şekil 2.34. Ağ yapısının kesit görünümü

Görülebileceği gibi ağ yapısında akış alanlarının obje etrafı ile iz bölgesi daha hassas bir şekilde yapılandırılmıştır. Ayrıca obje etrafındaki ağ yapısının daha detaylı olması doğru sonuç almak adına önemli etkenlerden birisidir. Bu nedenle obje etrafına yani silindirik rotorların etrafına sınır tabaka ağı, prizmatik ağ örülmüştür. Prizmatik ağın boyutları paket program ile yapılmış olup, katman artış katsayısı 1,2 ve ilk ağ katmanının bulunmasından kullanılan y^+ (boyutsuz duvar sınır uzunluğu) değeri 28 alınmıştır. Bu değer yaklaşık olarak alınmış olup, metre cinsinden çalışılması durumunda y^+ değerinin 25-30 aralığında seçilmiş olması y^+ değerlerinin dağılımı açısından uygun olacağı görülmüştür (URL4, 2017). Şekil 2.35'ten silindirik rotorlarının etrafındaki ağ yapısı daha detaylı olarak görülmektedir.



Şekil 2.35. Silindirik rotorların etrafındaki ağ yapısının detaylı görünümü

2.4.1.2. Sınır Koşulları

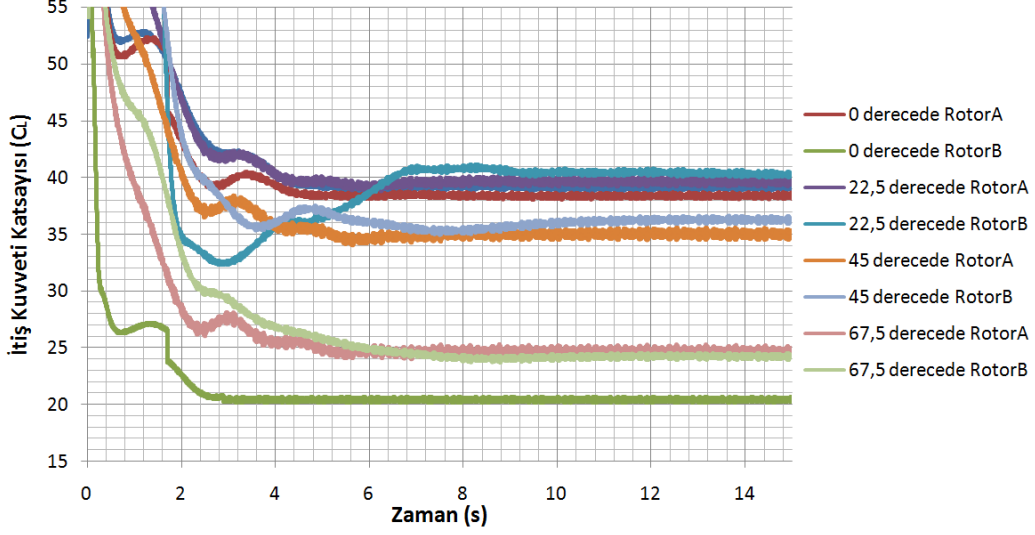
Analizler zaman bağımlı (transient) olarak yapılmıştır. Türbülans modeli olarak Gerçeklenebilir $k-\epsilon$ model kullanılmıştır. Çalışma akışkanı sıcaklığı 20° olan havadır. Silindirik rotorların dönüş yönleri saat yönünün tersinedir ve açısal hızları 95,5 rpm olarak alınmıştır. Rüzgârın akış hızı ise, 10 m/s'dir. Bu durum dahilinde her bir silindirin dönüş oranı 2 olarak bulunur. Her bir durum için rüzgârın geliş açısı x eksenine göre değişmektedir. Buna göre rüzgârın geliş açısı, 0° ; $22,5^\circ$; 45° ; $67,5^\circ$ olarak seçilmiştir. Rüzgâr 0° iken geminin sancak bordasından ve açı alması ile birlikte sancak kış omuzluktan esecektir.

Her bir zaman adımı 0,002 saniye seçilmiş olup, toplamda 7500 zaman adımında yani 15 saniye simülasyon süresince analiz yapılmıştır.

2.4.2. HAD Analizleri Bulguları

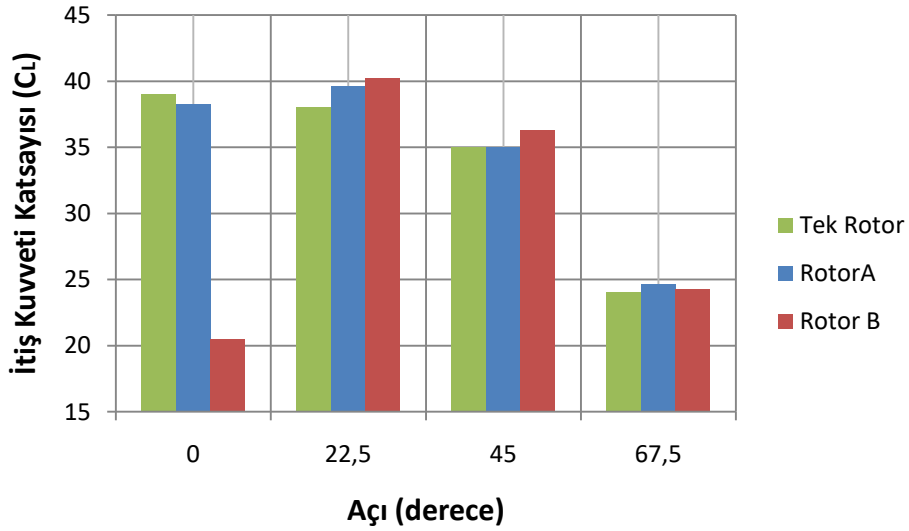
Öncelikle tek silindirik rotorun analizi yapılarak, tek rotora ait itiş kuvveti katsayıları belirlenmiştir. Tek silindirik rotorun analizinin yapılmasının nedeni ise, ardışık silindirik rotorlardan elde edilecek olan sonuçların yorumlanabilmesi için bir kontrol değeri elde edilmesinin gerekliliğidir ki böylelikle, ikinci bir rotorun etkisi olmadan analiz sonucunun nasıl olacağı görülmüştür. 0° ; $22,5^\circ$; 45° ; $67,5^\circ$ 'den gelen rüzgârda silindirik rotorlar

etrafındaki akış incelenerek, itiş kuvveti katsayıları çıkarılmıştır. İtiş kuvveti katsayılarının zamana bağlı grafikleri Şekil 2.36'da verilmiştir.



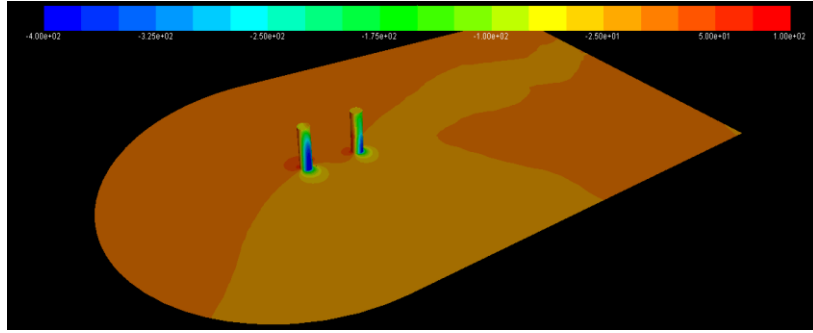
Şekil 2.36. İtiş kuvveti katsayılarının zamana bağlı grafikleri

Ayrıca bu değerlerin ortalamaları alınarak, açıya göre yazılması durumunda ise, Şekil 2.37'de verilen grafik elde edilmiştir.

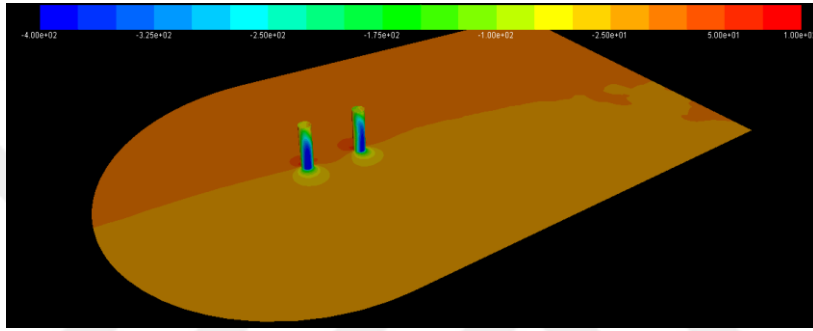


Şekil 2.37. İtiş kuvveti katsayılarının, rüzgâr geliş açısına göre değişimi

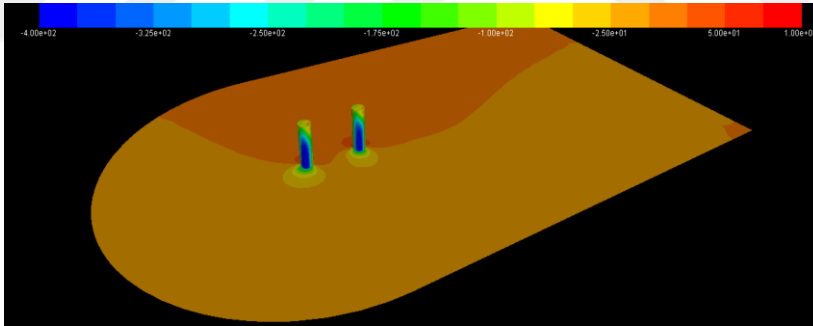
Yapılmış olan simülasyonlara ait 14. saniyeden alınan basınç alanı dağılımları Şekil 2.38 'den görülebilir.



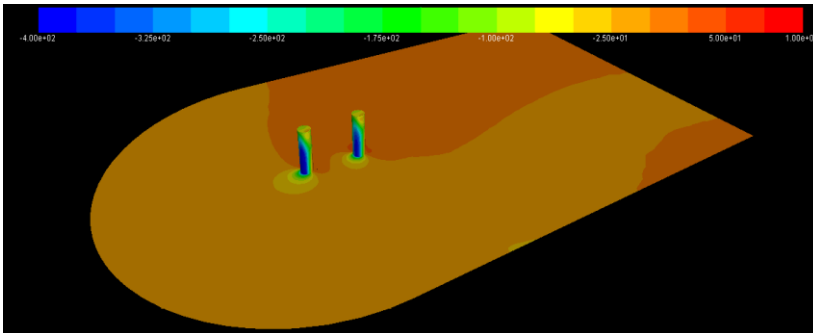
a



b



c



d

Şekil 2.38 Yapılmış olan simülasyonlara ait basınç alanı dağılımları ($a=0^\circ$; $b=22,5^\circ$; $c=45^\circ$; $d=67,5^\circ$)

Elde edilen bulgular incelendiği zaman, iz alanı arkasında kalan silindirik rotorun, itiş kuvvetinde azalma görüldüğü söylenebilir. Rotorların açılı yerleşimlerinde ise, iz alanından çıkan silindirik rotorun tek silindir ile karşılaştırıldığında, normal itiş kuvveti katsayılarına çıktığı görülebilmektedir. Şekil 2.37'den görülebileceği gibi, rüzgârın geliş yönüne göre önde olan rotor ya da isimlendirildiği hali ile RotorA, her açı için tek silindirik rotorun ürettiği itiş kuvveti katsayılarına yakın değerler vermektedir. Ancak 0° için arkada kalan rotorun ya da isimlendirildiği hali ile RotorB iz alanı ya da çürük bölge olarak ifade edilebilecek bölgede kaldığından ötürü itiş kuvveti katsayıları, RotorA ve tek silindire göre neredeyse yarı yarıya düşmüş ve verimsiz hale gelmiştir. Burada vurgulanabilecek olan sonuç, akışın çürük bölgesinde kalan silindirik rotorun, itiş kuvveti üretiminin kayda değer biçimde düştüğü olacaktır.

3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tezde silindirik rotorlar üzerine 3 ayrı noktada analizler ve incelemeler yapılmış olup, her bölümden elde edilen sonuçlardan silindirik rotorların performansını artırabilecek öneriler yapılacaktır.

İlk olarak, belirlenen bir rota üzerinde performans analizi yapılan silindirik rotorun itiş kuvveti katsayıları çıkarılmış ve buna bağlı olarak rotorlu gemi hızı ile rotorsuz gemi hızı bulunarak varış noktasına kadar alınan seyir süreleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak rotorlu geminin rotorsuz gemiye göre daha kısa sürede varış noktasına ulaştığı görülmüştür. Bu kısımdan elde edilen en faydalı sonuç, gemi hızının da rotor itiş kuvveti hesaplamalarına eklenerek bağlı rüzgâr hızının bulunması ve ardından elde edilen itiş kuvveti, rüzgâr hızı ve açısı grafiği olmuştur (Şekil 2.11). Ayrıca rota üzerindeki rüzgâr karakteristiklerine bağlı olarak, silindirik rotorların ürettiği itiş kuvveti değerlerinin değişiklik göstereceği ve farklı rotalarda farklı performanslar verebileceği görülmüştür. Bu alanda ilerideki çalışmalardan bazıları, rotorlu ve rotorsuz gemilerin varış sürelerinin eşitlenmesi yani hızın sabit tutulması ile pervaneye iletilen değişken güç durumunda yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması olabilir. Ayrıca rotalar ve rotor sayıları artırılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılabilir. Ayrıca farklı rotalar üzerindeki o rotalara özgü gemilerin (İstanbul boğaz vapurları gibi) o bölgedeki rüzgâr karakteristikleri çıkarılarak en yüksek rotor performansı için gerekli rotor karakteristikleri belirlenebilir.

Yapılan çalışmaların ikinci bölümünde silindirik rotorların yalpa hareketi ile ilişkisi incelenmiştir. Yalpa hareketi durumunda silindirik rotorların itiş kuvveti performanslarının azaldığı görülmüştür. Bugüne kadar literatürde bulunan, yapılmış olan çalışmalarda, yalpa hareketinin etkisi ihmal edilmiştir. Yalpa hareketinin itiş kuvveti üzerine olan etkisi grafiklerle verilmiştir ve bu etkinin düşünülen değerlerden çok daha fazla olduğu sonucu çıkarılabilmektedir. İtiş kuvvetinin azalmasının nedeninin, yalpa sırasında rotorun rüzgârın gelişine göre dik iz düşüm alanının azalması bu nedenle itiş kuvveti üreten yüzey alanının düşmesi olduğu söylenilebilir. Ayrıca yine bu bölümde silindirik rotorların meyil yaptırıcı kuvvetleri de incelenmiş olup, rotorsuz duruma göre yalpa hareketinde geminin maksimum meyil açısını artırdığı gözlemlenmiştir. Yani silindirik rotorların kullanımı durumunda geminin rotorsuz halinin yalpa karakteristikleri değişecektir. Şu anda mevcut klaslama

kuruluşlarının kural kitaplarındaki kurallara silindirik rotorların etkisinin de eklenmesi yapılabilecek olan önerilerden biridir. Elde edilen sonuçlar rotorların yalpa hareketi üzerinde doğrusal olmayan herhangi bir etkisinin olmadığını göstermiştir. Başka bir deyişle, rotorların varlığı herhangi bir çatallaşmaya (bifurkasyona) neden olmamıştır. Bu bağlamda silindirik rotorların etkisinin sadece sabit bir dış kuvvet olarak görülebileceği çıkarımı yapılabilir. Bu alanda ilerideki çalışmalardan bazıları farklı dönüş oranlarında yalpa hareketi analizinin incelenmesi olabilir. Ayrıca, serbestlik dereceleri artırılarak, silindirik rotorların trim yaptırma, sürüklenme gibi gemi hareketlerinin etkisi ile performansının nasıl değişeceği incelenebilir. Daha da ileri seviyede düşünülecek olunursa, doğal durumlar göz önüne alınarak, karışık bir denizdeki 6 serbestlik derecesi bulunan bir geminin üzerindeki silindirik rotorların performans analizleri incelenebilir.

Yapılan çalışmaların son bölümünde ise çoklu silindirik rotorların birbirlerine olan etkisi incelenmeye çalışılmıştır. Burada elde edilen en önemli sonuç, iz alanı ya da çürük alan olarak nitelendirilebilecek bölgede kalan silindirik rotorun itiş kuvveti üretme performansının çok fazla düşebileceği olmuştur. Buna bağlı olarak, silindirik rotora sahip bir gemi tasarımında, rotorların hiç birisinin çürük alanda kalmayacak şekilde konumlandırılması verilebilecek olan önerilerden bir tanesi olabilir. Bu bölüme dair ileride yapılabilecek olan çalışmalar ise, silindirik rotorların tabanlarına yerleştirilecek bir raylı sistem ile güverte üzerinde rüzgârın geliş açısına bağlı olarak, silindirik rotorların çürük alanda kalmamaları için hareket ettirilmeleri hatta bu hareketlerinin rüzgâr karakteristiğine bağlı olarak bir otomatik kontrol sistemi ile yönlendirilmesi olabilir. Yapılabilecek bir diğer çalışma ise, rotor ve rüzgâr karakteristiklerine bağlı olarak optimum silindirik rotorlar arası mesafeyi bulmak ve ampirik bir bağıntıya uyarlamak olabilir. Bir başka çalışma ise, farklı tip gemi güvertelerine en uygun silindirik rotor konum tasarımlarını incelemek olabilir.

4.KAYNAKLAR

- Aoki, K. ve Ito, T., 2001. Flow Characteristics Around a Rotating Cylinder, Proceedings of the School of Engineering of Tokai University, 26, 29-34.
- Badr, H. M., Coutanceau, M., Dennis, S. C. R. ve Menard, C., 1990. Unsteady-Flow Past a Rotating Circular-Cylinder at Reynolds-Numbers 10(3) and 10(4), Journal of Fluid Mechanics, 220, 459-484.
- Badr, H. M. ve Dennis, S. C. R., 1985. Time-Dependent Viscous-Flow Past an Impulsively Started Rotating and Translating Circular-Cylinder, Journal of Fluid Mechanics, 158, 447-488.
- Bergeson, L. ve Kent Greenwald, C., 1985. Sail assist developments 1979–1985, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 19, 45-114.
- Chen, Y. M., Ou, Y. R. ve Pearlstein, A. J., 1993. Development of the Wake Behind a Circular-Cylinder Impulsively Started into Rotatory and Rectilinear Motion, Journal of Fluid Mechanics, 253, 449-484.
- Cordero, N., 2014. Analyzing Lift on a Rotating Cylinder, Master Thesis Report, University of California, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Irvine, California.
- Craft, T., Johnson, N. ve Launder, B., 2014. Back to the Future? A Re-examination of the Aerodynamics of Flettner-Thom Rotors for Maritime Propulsion, Flow Turbulence and Combustion, 92, 413-427.
- De Marco, A., Mancini, S., Pensa, C., Calise, G. ve De Luca, F., 2016. Flettner Rotor Concept for Marine Applications: A Systematic Study, International Journal of Rotating Machinery, 10, 1-13.
- Enercon, Enercon E-Ship 1 A Wind-Hybrid Commercial Cargo Ship, 2013. 4th Conference on Ship Efficiency, Hamburg, 1-26.
- Flettner, A., 1923. Verfahren zur Erzeugung des Quertriebes an Quertriebskörpern, Patentschrift: z. B. An Segeln von Schiffen G. P. (DPMA), 420840, 160.

- Flettner, A., 1928. Arrangement for exchanging energy between a current and a body therein, U. S. Patent, 1, 674, 169.
- Ghose, J. P. ve Gokarn, R. P., 2004. Basic Ship Propulsion, Allied Publishers Pvt. Limited, Delhi.
- Ikeda, Y., Himeno, Y. ve Tanaka, N., 1978. A Prediction Method for Ship Roll Damping, Report No. 00405 of Department of Naval Architecture, University of Osaka Prefecture, 1-10.
- IMO, 2015. Third IMO Greenhouse Gas Study 2014, I. M. Organization, London.
- Karabelas, S. J., 2010. Large Eddy Simulation of high-Reynolds number flow past a rotating cylinder, International Journal of Heat and Fluid Flow, 31, 518-527.
- Mittal, S. ve Kumar, B., 2003. Flow past a rotating cylinder, Journal of Fluid Mechanics, 476, 303-334.
- Oberkampf, W. L. ve Trucano, T. G., 2002. Verification and validation in computational fluid dynamics, Progress in Aerospace Sciences, 38, 209-272.
- Özcan, Z. ve Ekici, Ö., 2016. Akış Problemleri İçin Lattice Boltzmann Yöntemi ve Uygulamaları, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 4,[3], 115-126.
- Özdoğan, M., Sungur, B., Namlı, L., Topaloğlu, B. ve Durmuş, A., 2016. Farklı En-Boy Oranlarına Sahip Binaların Etrafındaki Akışın Sayısal Çözümünde Türbülans Modellerinin Etkisinin Karşılaştırmalı Araştırılması, CBÜ Fen Bilimleri Dergisi, 12, 585-595.
- Pearson, D. R., 2014. The use of Flettner rotors in efficient ship design, Influence of EEDI on Ship Design, London, UK, 1-8.
- Peşman, E., 2016. Lattice – Boltzmann metodunun gemi hareketi problemlerine uygunluğu GMO Journal of Ship and Marine Technology, 206, 40-50.
- Prandtl, L., 1925. The Magnus effect and wind-powered ships, Naturwissenschaften, 13, 98-108.

Seufert, W. ve Seufert, U., 1983. Critics in a spin over Flettner's ship, New Scientist, 97, 656-659.

Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. G. ve Zhu, J., 1995. A New Kappa-Epsilon Eddy Viscosity Model for High Reynolds-Number Turbulent Flows, Computers & Fluids, 24, 227-238.

Swanson, W. M., 1961. The Magnus Effect: A Summary of Investigations to Date, ASME, Journal of Basic Engineering, September, 461-470.

Thom, A., 1934. Effects of discs on the air forces on a rotating cylinder, ARC R&M, 1623.

Tokumaru, P. T. ve Dimotakis, P. E., 1993. The Lift of a Cylinder Executing Rotary Motions in a Uniform-Flow, Journal of Fluid Mechanics, 255, 1-10.

Traut, M., Gilbert, P., Walsh, C., Bows, A., Filippone, A., Stansby, P. ve Wood, R., 2014. Propulsive power contribution of a kite and a Flettner rotor on selected shipping routes, Applied Energy, 113, 362-372.

URL1, <http://www.cousteau.org/who/more-vessels/>, More Vessels, Alcyone. 04/01/2017.

URL2, <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/cyl.html>, Lift of a Rotating Cylinder. 02/03/2017.

URL3, <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/fluids/Lectures/f16.pdf>, Fluids – Lecture 16 Notes-Lifting flow about circular cylinder. 05/04/2017.

URL4, <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/tg/node54.htm>, Ansys Fluent, Step 8: Postprocessing. 12/01/2017.

Western European Armaments Organisation, 2004. Wind and Waves Atlas of the Mediterranean Sea, WEAO Press, London.

ÖZGEÇMİŞ

1991 yılında Elazığ'da doğdu. Lise öğrenimine Isparta Mürşide Ermumcu Anadolu Öğretmen Lisesi'nde başlayıp, lise öğrenimini Elazığ Ahmet Kabaklı Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamladı. 2009 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2014 Haziran ayında Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi olarak mezun oldu. 2014–2015 Eğitim ve Öğretim Güz Yarıyılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladı. 2015 Şubat ayından itibaren Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. İyi seviyede İngilizce bilmektedir.