T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ DİRENCİ VE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONLARININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ALİ DOĞRUL

DOKTORA TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. FAHRİ ÇELİK
EŞ DANIŞMAN
PROF. DR. ŞAKİR BAL

İSTANBUL, 2015

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ DİRENCİ VE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONLARININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ali DOĞRUL tarafından hazırlanan tez çalışması 24.06.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Fahri ÇELİK

Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Prof. Dr. Şakir BAL

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Fahri ÇELİK

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şakir BAL

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Mesut GÜNER

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Barış BARLAS

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Abdi KÜKNER

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Bu çalışma, TÜBİTAK Yurtiçi Doktora Burs Programı 2211-A ve YÖK Yurtdışı Doktora Araştırma Burs Programı kapsamında desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Doktora serüvenim akademisyenliğe başladığım 2009 Şubat ayına kadar uzanmaktadır. Akademisyenlik ve özellikle akademisyen olarak doktora yapmak gerçekten çok sancılı bir süreçtir ve bu süreçte çok fazla desteğe ihtiyaç duyulur. İşte bu desteği ben bu süreçte fazlasıyla gördüğüm için çok şanslıyım.

Doktora süresince sevgili annem ve babam, çok değerli abilerim her zaman yanımda oldular. Ailem dışında bana en büyük desteği veren ve artık ailemden biri saydığım Ahmet Çağatay TALAYHAN ve Ömer NİBAT'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu yola girmeme vesile olan ve varlığından güç aldığım değerli hocam Prof. Dr. Mesut GÜNER'e, bu tez çalışmasında bana danışmanlık yapan Prof. Dr. Fahri ÇELİK ve Prof. Dr. Şakir BAL'a, doktora kapsamındaki yurtdışı çalışmalarımda büyük katkıları olan Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN'a, iş hayatımda karşılaştığım sorunlara kafamı takmamayı öğreten değerli abim ve hocam Dr. Müh. Yavuz Hakan ÖZDEMİR'e, sayısal hesaplarda bana hep destek olan ve beni cesaretlendiren Ar. Gör. Dr. Ömer Kemal KINACI'ya, bana hep moral veren Ar. Gör. Taner ÇOŞGUN'a ve sevgili oda arkadaşım Ar. Gör. Ferdi ÇAKICI'ya ne kadar teşekkür etsem azdır.

Teşekkür etmek amacıyla İtalya'ya ayrı bir paragraf açmam gerekiyor. Prof. Dr. Salvatore MIRANDA'ya, Prof. Dr. Claudio PENSA'ya, Dr. Müh. Fabio De Luca'ya ve model deney tankındaki tüm teknik personele bana verdikleri destek için minnettarım. Ayrıca her zaman yanımda olup bana adeta rehberlik eden sevgili arkadaşım Nicolo VITI'ye de teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca doktora çalışmam sırasında yurtiçi doktora burs programı kapsamında beni destekleyen TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Mayıs, 2015

Ali DOĞRUL

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

ÇİZELGE LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xvii

BÖLÜM 1 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 4
1.2 Tezin Amacı 10
1.3 Hipotez 11

BÖLÜM 2 12

MATEMATİKSEL MODEL 12

2.1 Akışkanlar Mekaniği Temel Denklemleri 12
2.1.1 Kütlenin Korunumu 13
2.1.2 Momentumun Korunumu 13
2.2 Sonlu Hacimler Yöntemi 14
2.2.1 RANS Denklemleri 15
2.2.2 Reynolds-Gerilme Denklemi 16
2.2.3 Türbülans Kinetik Enerjisi Transport Denklemi 16
2.2.4 Standart k-ε Türbülans Modeli 17
2.2.5 Duvar Fonksiyonu 18
2.2.6 Ardışık (Segregated) Çözüm Yöntemi 20
2.2.7 Serbest Su Yüzeyinin Modellenmesi ve Çözüm Algoritması 21
2.3 Sınır Elemanları Yöntemi 25
2.3.1 Laplace Denklemi 25

2.3.2 Green Teoremi 25
2.3.3 Sınır Elemanları Yönteminde Ayrıklaştırma 26

BÖLÜM 3 29

SINIR ELEMANLARI YÖNTEMİ İLE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONUNUN İNCELENMESİ 29

3.1 Problemin Tanımlanması 29
3.2 Sınır Koşullarının Tespiti 30
3.3 Lineer Durum için Doğrulama 33
3.4 Lineer ve Yüksek Mertebeden Sonuçların Karşılaştırması 34
3.4.1 Panel Bağımsızlığı 34
3.4.2 Yüksek Mertebe ve Boyutsuz Derinlik 35
3.5 Değerlendirme 40

BÖLÜM 4 42

MODEL DENEYLERİ 42

4.1 Model Deneyleri 42
4.2 Model Deneylerinde Kullanılan Ekipmanlar 42
4.3 Model Üretimi (C 2084) 44
4.4 Direnç Deneyleri 46
4.5 Gemi Direnç Bileşenleri ve Model-Gerçek Gemi İlişkisi 50
4.5.1 C 2084 Model Teknesinin Prohaska Yöntemi ile Form Faktörünün Bulunması 53
4.5.2 C 2084 Model Teknesinin Dalga Direncinin Deneysel Olarak Hesaplanması 56
4.5.3 Gerçek Gemi Toplam Direncinin Hesaplanması 58
4.6 Değerlendirme 59

BÖLÜM 5 61

GEMİ DİRENÇ BİLEŞENLERİNİN VE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ 61

5.1 Giriş 61
5.2 Hesaplamalarda Kullanılan Bilgisayar Sistemi 61
5.3 KCS Tekne Modelinin Serbest Yüzeyli Akış Analizi 62
5.4 C 2084 Tekne Modelinin Serbest Yüzeyli Akış Analizi 67
5.4.1 Hesaplama Hacminin ve Ağ Yapısının Oluşturulması 69
5.4.2 Sınır Şartlarının Oluşturulması 70
5.5 C 2084 Tekne Modelinin HAD ile Direnç Analizleri 70
5.5.1 C 284 Tekne Modelinin Çift Gövde Yöntemi ile Form Faktörünün Bulunması 76
5.5.2 C 2084 Tekne Modelinin Dalga Direnci Açısından İncelenmesi 79
5.6 C 2084 Tekne Modelinin Serbest yüzey Deformasyonlarının İncelenmesi 80
5.7 Gerçek Gemi Toplam Direncinin Hesaplanması 87

5.8 Değerlendirme 88
BÖLÜM 6 91
SONUÇLAR VE ÖNERİLER 91
KAYNAKLAR 94
ÖZGEÇMİŞ 99

SİMGE LİSTESİ

h	Noktasal tekilliğin serbest su yüzeyinden derinliği
h'	Boyutsuz derinlik
U	Akım hızı
g	Yerçekimi ivmesi
k_o	Dalga sayısı
ε	Türbülans kinetik enerjisi dağılım oranı
λ	Geometrik benzerlik oranı
Fn	Froude sayısı
Rn	Reynolds sayısı
ϕ	Hız potansiyeli
Φ	Toplam potansiyel
ρ	Su yoğunluğu
ζ	Dalga yüksekliği
Γ	Noktasal girdap şiddeti
σ	Noktasal kaynak şiddeti
R_T	Toplam direnç
R_F	Sürtünme direnci
R_R	Artık direnç
R_V	Viskoz direnç
R_W	Dalga direnci
R_{VP}	Viskoz basınç direnci
P_E	Efektif güç
$1+k$	Gemi form faktörü
C_T	Toplam direnç katsayısı
C_F	Sürtünme direnci katsayısı
C_R	Artık direnç katsayısı
C_V	Viskoz direnç katsayısı
C_W	Dalga direnci katsayısı
C_{VP}	Viskoz basınç direnci katsayısı
S	Gemi ıslak alanı
∇	Gemi deplasman hacmi
V	Gemi hızı
S_B	Cisim yüzeyi

S_W	İz yüzeyi
S_∞	Sonsuz yüzey
N	Serbest su yüzeyi panel sayısı
T_F	Gemi başında su çekimi
T_A	Gemi kıçında su çekimi
T_M	Gemi ortasında su çekimi
s	gerçek gemi
m	model gemi

KISALTMA LİSTESİ

BEM	Boundary Element Method
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DTMB	David Taylor Model Basin
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ITTC	International Towing Tank Conference
KCS	KRISO Container Ship
KVLCC	KRISO Very Large Crude Carrier
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
VOF	Volume of Fluid

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Toplam direnç bileşenleri [1] 2
Şekil 1. 2 Taylor standart serisi bir geminin dalga direnci karakteristiği [8] 5
Şekil 2. 1 Türbülanslı sınır tabaka [54] 19
Şekil 2. 2 Ardışık (segregated) çözüm yöntemi [58] 21
Şekil 2. 3 Hesaplama hacminde faz dağılımı [59] 22
Şekil 2. 4 Hücre merkezi değerlendirmesi [58] 24
Şekil 2. 5 Normal birim vektör gösterimi [55] 26
Şekil 2. 6 Potansiyel akışın temel gösterimi [60] 27
Şekil 2. 7 Serbest yüzeyli akışın temsili gösterimi [60] 28
Şekil 3. 1 Serbest su yüzeyi altında ilerleyen iki boyutlu noktasal bir kaynak 30
Şekil 3. 2 Sabit şiddetli noktasal girdap için dalga yükseklikleri 33
Şekil 3. 3 Üçüncü mertebe çözüm için panel bağımsızlığı 34
Şekil 3. 4 Farklı mertebelerden sonuçların karşılaştırması 35
Şekil 3. 5 h=3 ft (0.9144 m) ve U=4.912 ft/s (1.497 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 36
Şekil 3. 6 h=4 ft (1.2192 m) ve U=5.672 ft/s (1.729 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 36
Şekil 3. 7 h=5 ft (1.524 m) ve U=6.342 ft/s (1.933 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 37
Şekil 3. 8 h=3 ft (0.9144 m) ve U=5.895 ft/s (1.797 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 37
Şekil 3. 9 h=4 ft (1.2192 m) ve U=6.807 ft/s (2.074 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 38
Şekil 3. 10 h=5 ft (1.524 m) ve U=7.610 ft/s (2.319 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 38
Şekil 3. 11 h=3 ft (0.9144 m) ve U=7.860 ft/s (2.395 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 39
Şekil 3. 12 h=4 ft (1.2192 m) ve U=9.076 ft/s (2.766 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 39
Şekil 3. 13 h=5 ft (1.524m) ve U=10.147 ft/s (3.093 m/s) için serbest yüzey deformasyonları 40
Şekil 4. 1 Direnç ölçümünde kullanılan ATWOOD sistemi 43
Şekil 4. 2 Direnç ölçümünde kullanılan R47 dinamometre 44
Şekil 4. 3 Paralel batma ve dinamik trim miktarını ölçen cihazlar 44

Şekil 4. 4 Model üretiminde kullanılan tezgâh 46
Şekil 4. 5 Model gemi (C 2084) 46
Şekil 4. 6 Modelin sabitlendiği deney arabası 47
Şekil 4. 7 Model çekme tankı şematik görünümü 47
Şekil 4. 8 Model çekme tankı genel görünümü 48
Şekil 4. 9 Model üzerine yerleştirilen türbülans yapıcı pinler 48
Şekil 4. 10 Serbest yüzey deformasyonu ölçümü için kullanılan sensörler 49
Şekil 4. 11 Gasiera modelinin deney öncesi görünümü 50
Şekil 4. 12 C 2084 modelinin Prohaska yöntemiyle form faktörü hesabı 55
Şekil 4. 13 C 2084 modeline ait toplam direnç değerleri (deney) 56
Şekil 4. 14 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri 57
Şekil 4. 15 Fn=0.247 için tekne etrafında ölçülen serbest yüzey deformasyonları 58
Şekil 5. 1 KCS modelinin 3-B görünümü 63
Şekil 5. 2 KCS modeli için hesaplama hacmine uygulanan ağ yapısı 64
Şekil 5. 3 Hesaplama hacmine tanımlanan sınır koşulları 64
Şekil 5. 4 KCS modeli için ağ bağımsızlığı 66
Şekil 5. 5 KCS modeli etrafındaki serbest yüzey deformasyonları 67
Şekil 5. 6 KCS modeli etrafındaki serbest yüzey deformasyonlarının perspektif görünümü 67
Şekil 5. 7 Gasiera model teknesinin 3-B CAD görünümü 68
Şekil 5. 8 Model gemi yüzeyine uygulanan ağ yapısı 70
Şekil 5. 9 Farklı Froude sayılarında C 2084 modeli üzerinde y^+ dağılımı 72
(a) Fn=0.176 (b) Fn=0.194 (c) Fn=0.212 (d) Fn=0.229 72
Şekil 5. 10 Farklı Froude sayılarında C 2084 modeli üzerinde y^+ dağılımı 73
(e) Fn=0.247 (f) Fn=0.265 (g) Fn=0.282 73
Şekil 5. 11 C 2084 modeline ait toplam direnç değerleri (HAD) 74
Şekil 5. 12 Boyutsuz sürtünme direnci katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi 75
Şekil 5. 13 Fn=0.247 için model arkasındaki eksenel hız dağılımı 76
Şekil 5. 14 Çift gövde yöntemi için uygulanan sınır koşulları 77
Şekil 5. 15 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri 80
Şekil 5. 16 Fn=0.176 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 81
Şekil 5. 17 Fn=0.194 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 81
Şekil 5. 18 Fn=0.212 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 82
Şekil 5. 19 Fn=0.229 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 82
Şekil 5. 20 Fn=0.247 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 83
Şekil 5. 21 Fn=0.265 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 83
Şekil 5. 22 Fn=0.282 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması 84
Şekil 5. 23 Farklı Fn sayılarında model gemi üzerindeki serbest yüzey deformasyonları (HAD) 84
Şekil 5. 24 C 2084 modeli etrafındaki serbest yüzey deformasyonları 85
Şekil 5. 25 Fn=0.247 için model gemi üzerindeki serbest yüzey deformasyonları (HAD) 86
Şekil 5. 26 Fn=0.247 için model merkez hattından 1160 mm uzaklıktaki serbest yüzey deformasyonlarının deney ile karşılaştırması 86
Şekil 5. 27 Fn=0.282 için model merkez hattından 1160 mm uzaklıktaki serbest yüzey deformasyonlarının deney ile karşılaştırması 87

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1. 1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri [29] 8
Çizelge 4. 1 Model ve gerçek gemiye ait ana boyutlar ve hidrostatik değerler 45
Çizelge 4. 2 Model deney tankının temel özellikleri 49
Çizelge 4. 3 Deneydeki akışkan koşulları [65] 50
Çizelge 4. 4 C 2084 modeli için Prohaska aralığındaki deney sonuçları 55
Çizelge 4. 5 C 2084 modeline ait toplam direnç değerleri 56
Çizelge 4. 6 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri 57
Çizelge 4. 7 Dalga sensörlerinin model merkez hattına olan uzaklıkları 58
Çizelge 4. 8 Gerçek gemi için akışkan koşulları [65] 59
Çizelge 4. 9 Fn=0.247 için gerçek gemiye ait direnç değerleri (deney) 59
Çizelge 5. 1 KCS model ve gerçek gemiye ait ana boyutlar ve hidrostatik değerler 63
Çizelge 5. 2 Hesaplama hacminin gemi boyu cinsinden boyutları 63
Çizelge 5. 3 Analiz çözüm şeması ve türbülans sınır şartları 65
Çizelge 5. 4 KCS modeli için analiz ve deney sonuçları 66
Çizelge 5. 5 HAD analizleri için akışkan koşulları [65] 69
Çizelge 5. 6 C 2084 modeline ait ortalama y^+ değerleri 71
Çizelge 5. 7 C 2084 modelinin yüksek Froude sayılarındaki toplam direnç değerleri 74
Çizelge 5. 8 C 2084 modelinin çift gövde analizleri sonucu ortalama y^+ değerleri 78
Çizelge 5. 9 C 2084 modelinin çift gövde analiz sonuçları 78
Çizelge 5. 10 C 2084 modeli için form faktörü değerlerinin karşılaştırması 79
Çizelge 5. 11 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci ve viskoz basınç direnci katsayısı değerleri 80
Çizelge 5. 12 Fn=0.247 için gerçek gemiye ait direnç değerleri (HAD) 87

ÖZET

GEMİ DİRENCİ VE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONLARININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ali DOĞRUL

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Fahri ÇELİK

Eş Danışman: Prof. Dr. Şakir BAL

Tekne form tasarımında direnç özelliklerinin doğru olarak tahmini önem arzetmektedir. Gemi toplam direncinin doğru hesaplanmaması geminin yakıt tüketimini artıracağından geminin ömrü boyunca işletme maliyetini de artıracaktır.

Bu tez çalışmasında özellikle yüksek Froude sayılarında önemli bir direnç bileşeni olan dalga direnci ve dalga deformasyonlarının incelenmesine dayanak oluşturması amacıyla potansiyel akış yaklaşımına göre sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda serbest su yüzeyi altında ilerleyen noktasal bir kaynağın sebep olduğu dalga deformasyonları bir sınır elemanları yöntemi yardımı ile incelenmiştir. Serbest su yüzeyi sınır koşulundaki lineer ve lineer olmayan terimlerin etkileri farklı hız ve derinlik değerleri için araştırılarak; ikinci ve üçüncü mertebe terimlere ait sonuçların, birinci mertebe ile uyum içerisinde bulunduğu Froude sayısı ve derinlik aralıkları belirlenebilmiştir.

Çalışmada potansiyel analizlerin yanı sıra bir geminin toplam direnci, direnç bileşenleri ve gemi etrafındaki dalga deformasyonları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu kapsamda ilk önce yöntemin doğrulaması amacıyla KCS, daha sonra ise bir gaz tankeri (LNG) modelinin ayrıntılı direnç ve dalga deformasyonu deneyleri gerçekleştirilmiştir. Aynı model tekne için benzer şartlarda sonlu hacimler yöntemine dayalı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle akış analizleri gerçekleştirilmiştir.

HAD ile analizlerde akımın türbülanslı olarak açık kanal (open channel) tekniği ile zamandan bağımsız şekilde çözümler elde edilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile elde edilen direnç bileşenleri ve dalga deformasyonları deney sonuçları ile karşılaştırılmış, özellikle geminin dizayn hızı civarındaki Froude sayılarında ($0.212<Fn<0.265$) direnç bileşenlerinde çok iyi bir uyum olduğu görülmüş; dalga deformasyonlarında da sonuçlar kabul edilebilir mertebelerde bulunmuştur. Çalışmada model geminin form faktörü iki farklı şekilde; Prohaska yöntemi ile deneysel olarak ve ayna simetrik çift model yaklaşımı ile sayısal olarak kabul edilebilir bir doğrulukta hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gemi direnci, HAD, BEM, serbest su yüzeyi, dalga direnci

ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF SHIP RESISTANCE AND FREE SURFACE DEFORMATIONS

Ali DOĞRUL

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

PhD. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Fahri ÇELİK

Co-Adviser: Prof. Dr. Şakir BAL

Prediction of ship resistance components in ship hull form design has a significant importance. Miscalculation of ship total resistance causes more fuel consumption which means an increase of the operating costs.

In this thesis work, some numerical analysis based on the potential theory have been performed in order to form a basis to the investigation of wave deformations and wave resistance which is an important resistance component for particularly high Froude numbers. For this purpose, the wave deformations caused by a point source moving under free surface have been investigated by boundary elements method. Effects of linear and non-linear terms in the free surface boundary condition have been explored for different velocities and depths and a range of Froude number and depth is found in which non-linear results are in good agreement with the linear ones.

In the study, total resistance, resistance components of a ship and wave deformations around a ship hull have been investigated experimentally and numerically. In this manner, firstly KCS is investigated for the validation of the numerical method and then detailed resistance and wave-cut experiments of a gas tanker (LNG) model have been carried out. For the same ship model, flow analyses are made with a computational

fluid dynamics (CFD) procedure based on finite volume method in similar conditions. In CFD analyses, steady solutions are performed by using open channel method while the flow is turbulent. The resistance components and wave deformations gained from CFD are compared with the experimental ones and a good agreement in resistance components for Froude numbers (0.212<Fn<0.265) has been observed. Also the wave deformations are in an acceptable order for Froude numbers 0.247 and 0.282. In the study, form factor of the ship model has been calculated in two different ways; experimentally with Prohaska method and numerically with double body method.

Keywords: Ship resistance, CFD, BEM, free surface, wave resistance

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Sakin suda hareketsiz yüzen bir gemiye etki eden kuvvetler geminin ağırlığı ve suyun kaldırma kuvvetidir. Aynı gemi ileri doğru hareket ettiğinde bu kuvvetlere ek olarak itme kuvveti ve hidrodinamik kuvvetler etki etmektedir. Özellikle hidrodinamik kuvvetlerin hesabı gemiyi istenilen hızda sevk edebilmek için büyük önem arz etmektedir [1], [2].

Hidrodinamik kuvvetleri, viskoziteden kaynaklanan yüzeye teğet kuvvetler ve basınç kaynaklı yüzeye dik kuvvetler olarak ikiye ayrılabilir. Bu iki kuvvetin geminin hareketine ters yöndeki bileşenlerinin toplamı gemi toplam direncini oluşturmaktadır [1], [3].

$$R = \int_S \left(T_x + N_x\right) dS \tag{1.1}$$

Geminin istenilen hızda gitmesi için gereken ana makine gücünün doğru seçilebilmesi için yukarıda bahsedilen gemi toplam direncinin hesaplanması gerekmektedir. Bu kapsamda geminin maruz kaldığı deniz ve hava koşulları, gemi üzerindeki takıntılar ve pürüzlülük de hesaba katılmalıdır. Gemi toplam direnci ve dolayısıyla gemi efektif gücünün hesabı, pervane tasarımını doğrudan etkilemektedir. Dolayısıyla gemi toplam direncinin doğru hesaplanması, gemi ve pervane performansını doğrudan etkileyecektir.

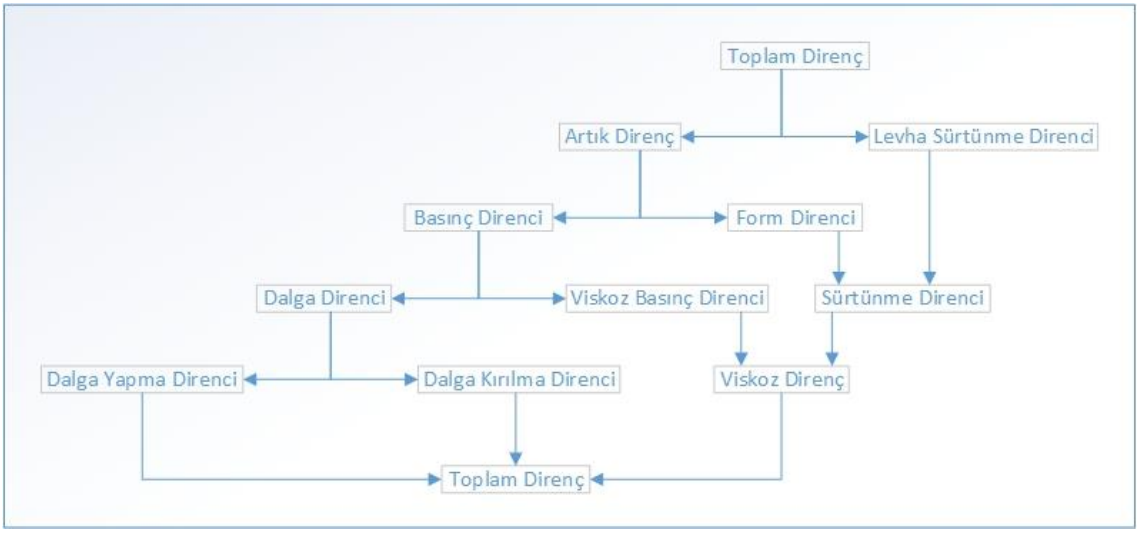
$$P_E = R_T . V_S \tag{1.2}$$

Sudan kaynaklanan gemi direncinin en genel haliyle üç bileşeni vardır: sürtünme direnci, viskoz basınç direnci ve dalga direnci. Sürtünme direnci ve viskoz basınç direnci gerçek akışkan ortamında yani viskozitenin ihmal edilmediği ortamlarda ortaya çıkar.

Bu yüzden bu iki direncin toplamına viskoz direnç de denilmektedir. Dalga direnci ile viskoz basınç direncinin toplamı ise artık direnç olarak anılmaktadır.

$$R_T = R_F + R_{VP} + R_W = R_V + R_W = R_F + R_R \tag{1.3}$$

Cisim tamamen batmış ise ideal akım durumunda hiçbir direnç oluşmaz ancak gerçek (viskoz) ortamda viskoz direnç oluşur. Aynı cisim su üstünde yüzerken ideal durumda sadece dalga direnci oluşur ancak gerçek (viskoz) ortamda ise bütün direnç bileşenleri oluşur. Aşağıda gemi direncinin bileşenleri ayrıntılı olarak Şekil 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1. 1 Toplam direnç bileşenleri [1]

Yukarıda bahsedilen gemi toplam direnci ve direnç bileşenlerinin hesabında çeşitli yöntemler uygulanabilmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi, model deneyleri ve istatistiksel yöntemler, panel yöntemleri bunlardan bazılarıdır.

Gemi toplam direncinin deneysel yöntemlerle tahmininde gerçek gemi yerine belirli bir ölçek ile küçültülmüş modeli incelenmektedir. HAD yönteminde ise model veya tam ölçekte analizler yapılabilmektedir. Gerçek gemi ile model gemi arasındaki ilişki benzerlik ve model teorisi ile açıklanabilir. İki gemi arasında geometrik ve dinamik benzerlik sağlanmalıdır.

Model ve gerçek geminin ana boyutları arasında sabit bir oran vardır ve bu orana geometrik benzerlik oranı denir [3], [4].

$$\lambda = \frac{L_s}{L_m} \tag{1.4}$$

Dinamik benzerlikte model ve gerçek geminin üzerine etki eden kuvvetlerin arasındaki oran sabittir [1], [3]. Gemi ve model arasında tam bir dinamik benzerlik sağlanabilmesi için atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı ve atalet kuvvetlerinin yer çekimi kuvvetlerine oranı aynı olmalıdır.

Su üstünde yüzen bir gemi için benzerlik koşulunu belirleyen yöntem gereği hem viskoz kuvvet hem de yer çekimi kuvveti açısından dinamik benzerliğe bakılmalıdır. Sadece viskozite açısından dinamik benzerlik için model deneyinin pratik olarak mümkün olmayan hızlarda yapılması gerekmektedir. Her iki dinamik benzerlik koşulunun aynı anda sağlanabilmesi için ya tam ölçekli model deneyi gerçekleştirilmeli ya da model deneyi viskozitesi oldukça düşük bir akışkan ortamında gerçekleştirilmelidir. Gerçekte bu özelliği sağlayan bir akışkan mevcut olmadığından sadece atalet kuvvetlerinin yer çekimi kuvvetlerine oranının gemi ve model için aynı olması şartı aranmalıdır. Bu durumda;

$$\left(\frac{AtaletKuvveti}{YerçekimiKuvveti}\right)_m = \left(\frac{AtaletKuvveti}{YerçekimiKuvveti}\right)_s \tag{1.5}$$

$$\left(\frac{AtaletKuvveti}{ViskozKuvvet}\right)_m = \left(\frac{AtaletKuvveti}{ViskozKuvvet}\right)_s \tag{1.6}$$

Denklem 1.6 Froude sayısını, denklem 1.7 ise Reynolds sayısını göstermektedir.

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{g.L}} \tag{1.7}$$

$$Rn = \frac{V.L}{\nu} \tag{1.8}$$

Gemi toplam direnci açısından benzerlik koşullarını sağlamak için gerçek ve model geminin Froude sayısının eşitliği gerekir. Bu benzerlik Froude benzerliği olarak anılmaktadır.

Dolayısıyla Froude benzerliği yardımıyla gerçek gemi ile model gemi arasındaki hız ilişkisi sağlıklı bir şekilde ifade edilebilmektedir.

$$Fn_m = Fn_s \rightarrow \left(\frac{V}{\sqrt{g.L}}\right)_m = \left(\frac{V}{\sqrt{g.L}}\right)_s \rightarrow V_s = V_m \cdot \sqrt{\lambda} \tag{1.9}$$

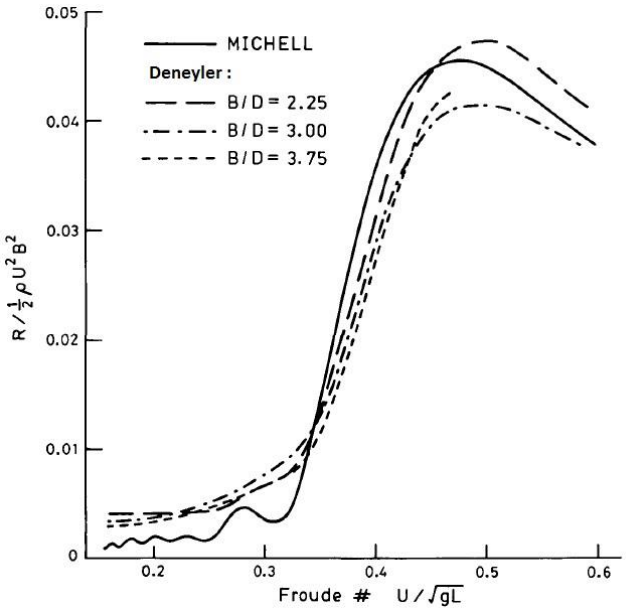
Deney ve HAD analizlerinde kullanılacak model için benzerlik oranı aynı tutularak her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar arasında bir karşılaştırma yapılabilir.

HAD yöntemleri ile gemi toplam direncinin tahmini deneysel yöntemlere göre bazı kolaylıklar sunmaktadır. Bunların başında HAD ile yapılan analizlerin sistematik hale getirilebilmesi ve tekrarlanabilmesi gelmektedir. Ayrıca tam ölçekte yapılacak HAD analizlerinde model deneylerinde karşılaşılan ölçek etkisi de olmayacaktır. Analizlerde probleme ait tüm skaler ve vektörel büyüklükler kolayca hesaplanabilmektedir. HAD yöntemleri, hidrodinamik optimizasyonun iteratif bir yolla yapılması için uygun bir yöntemdir [5].

Bunun yanında HAD yöntemlerinin eksik kaldığı bazı noktalar vardır. Özellikle zamana bağlı analizler uzun hesaplama süreleri gerektirmektedir. Viskoz akışlar için kullanılan türbülans modelleri ancak yaklaşık çözümler verebilmektedir. HAD analizleri için kullanılan ticari yazılımların yatırım maliyetleri yüksektir. HAD analizlerinde yönetici denklemleri çözen bir kod geliştirmek oldukça zahmetlidir [5]. HAD analizleri ile elde edilen sonuçların güvenilirliği kullanıcının tecrübesine doğrudan bağlıdır.

1.1 Literatür Özeti

Literatüre bakıldığında dalga mekaniği ve dalga direnci ile ilgili ilk çalışmalar Michell'e aittir. Michell bu konularla ilgili ilk çalışmasında dalga mekaniği üzerinde durarak sonlu deniz dibi şartında dalga için hız potansiyeli ve hız profilini çıkarmıştır [6]. Michell bir diğer çalışmasında ise dalga direncinin hesaplanması ile ilgilenmiştir [7]. Bu çalışmada Michell, potansiyel akış koşullarında düzgün akım altında bir geminin ürettiği dalgaların hesaplanmasına yönelik bir çözüm önermiştir. Tuck çalışmasında Michell'in önerdiği integral yardımıyla Taylor standart serisi bir gemi için dalga direnci hesabı yapmış ve sonuçları deneysel değerlerle karşılaştırmıştır [8]. Ayrıca bu çalışma yardımıyla hıza bağlı dalga direnci katsayısının osilasyon yaptığı ve Michell integralinin bunu gösterdiği görülmüştür.



Şekil 1. 2 Taylor standart serisi bir geminin dalga direnci karakteristiği [8]

Havelock [9], potansiyel akış kabulü yaparak, tekne yüzeyini kaynak ve kuyu elemanları ile temsil ederek lineer serbest su yüzeyi sınır koşulu yardımıyla dalga direnci hesabı yapmıştır. Hess ve Smith [10], Giesing ve Smith [11] ve Bal [12] iki boyutlu bir hidrofoilin serbest su yüzeyi altında ilerlediği durum için lineer sınır koşulu yardımıyla dalga deformasyonunu hesaplamışlardır. Dalga direnci ile ilgili literatüre kazandırılmış önemli çalışmalardan birisi de Wigley'in çalışmasıdır. Wigley [13] çalışmasında parabolik su hatları olan, daha sonra kendi ismi ile anılan bir tekne formunu dalga direnci açısından incelemiştir. Wigley çalışmasında önerdiği tekne formu etrafındaki dalga deformasyonlarını da incelemiş ve elde ettiği sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Wigley ayrıca elde ettiği dalga direnci değerini bileşenlere ayırmış, tekne baş ve kıç formundan kaynaklı dalga direncini hesaplamıştır. Bal [12] yaptığı çalışmada elde ettiği sonuçları literatürdeki benzerleriyle karşılaştırarak kendi yönteminin doğru sonuçlar verdiğini göstermiştir. Potansiyel akım kabulü ile yapılmış çalışmalardan bir diğeri Dawson [14] tarafından yapılmıştır. Dawson [14] çalışmasında lineer serbest su yüzeyi sınır koşullarını kullanarak serbest su yüzeyini de panellere bölmüş ve Rankine tipi kaynak elemanları kullanarak dalga deformasyonlarını elde etmiştir. Literatürde bu yönteme çift gövde yaklaşımı da denilmektedir. Bu çalışmadan yola çıkarak Tarafder [15], Rigby [16] ve Kara [17] çift gövde yaklaşımı kullanarak lineer ve lineer olmayan serbest su yüzeyi sınır koşulu kullanarak dalga direncini

incelemişlerdir. Bu çalışmalara göre lineer serbest su yüzeyi koşulu ile dalga direncinin yüksek Froude sayılarında (0.4<Fn<0.7) iyi sonuç vermediği, lineer olmayan durumda daha iyi sonuç alındığı ortaya konmuştur. Wehausen [18] ise çalışmasında dalga direncine yönelik analitik bir yöntem geliştirmiştir. Yöntem gereği akışın potansiyel olması gerekmektedir. Çalışmada Michell integrali yardımıyla hesaplanan dalga direnci deneyle karşılaştırılmıştır. Çalışmada yapılan hesaplamalara dinamik trim ve paralel batmanın etkisi de dahil edilmiştir. Çalışmada ayrıca batmış cisimler için de aynı hesaplamalar yapılmıştır. Çalışma kapsamında derinlik ve kanal etkisi de incelenmiştir.

Potansiyel teori kullanarak dalga direnci hesabına yönelik çalışmalardan ikisi Raven [19] ve Scullen [20] 'ın yaptığı çalışmalardır. Raven [19] doktora çalışmasında ilk önce Dawson yöntemiyle dalga direnci hesaplamış, bu kapsamda lineer serbest su yüzeyi sınır koşulunu kullanmıştır. Daha sonra lineer serbest su yüzeyi sınır koşuluna yüksek mertebe terimlerin etkisini de katarak dalga direncini hesaplamıştır. Bu kapsamda paneller üzerine dağıttığı tekillikleri panel yüzeyinden bir miktar yukarı kaydırarak hesaplama yoluna gitmiştir. Raven [19] bu hesaplamaları zamana bağlı ve iteratif bir şekilde gerçekleştirmiştir. Elde ettiği sonuçları Wigley, Seri 60, DTMB 5415 ve bir fırkateyne ait deneysel verilerle kıyaslamıştır. Scullen [20] ise yaptığı doktora çalışmasında yüzen ve batmış cisimler etrafındaki akışı potansiyel olarak modellemiş, bu kapsamda zamandan bağımsız durumda hesaplamalar yapmıştır. Bu çalışmada, farklı Froude sayılarında farklı hesaplama hacmi boyutlarının, farklı dalga genliklerinin, farklı tekilliklerin ve farklı derinliklerin sonuca etkisi iteratif olarak incelenmiştir. Molland vd. de potansiyel teoriyle gemi direncinin hesaplanması hakkında çalışma yapmıştır [21].

Serbest su yüzeyi ile ilgili önemli çalışmalardan birisini de Wehausen ve Laitone [22] yapmıştır. Bu çalışmada noktasal kaynak, girdap ve dipol için sonlu ve sonsuz derinlikte çözümler önerilmiştir. Serbest su yüzeyi ile ilgili potansiyel teoriye dayalı çalışmalardan birkaçını da Forbes [23]–[25] yapmıştır. Forbes [23] çalışmasında iki boyutlu bir noktasal girdap nedeniyle serbest su yüzeyinde oluşan deformasyonu lineer olmayan durum için sonsuz derinlik kabulü ile incelemiş, elde ettiği sonuçları lineer durum ile karşılaştırmıştır. Bu sonuçlara göre pozitif sirkülasyon için lineer olmayan durumda sonuçlar düşük çıkmakta iken negatif sirkülasyon için lineer durum dalga direnci

tahminine uzak kalmaktadır. Forbes [24] diğer çalışmasında sonsuz derinlikte serbest su yüzeyi altında ilerleyen sivri uçlu bir kanat geometrisini iki boyutlu olarak incelemiştir. Çalışmada sadece sıfır hücum açısı için hesaplama yapılmıştır. Forbes [25] bir başka çalışmasında ise üç boyutlu serbest su yüzeyi problemleri için bir algoritma önermiştir. Çalışmada potansiyel akış şartlarında lineer olmayan sınır koşulları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar lineer sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Potansiyel teoriye dayanan dalga direnci ile ilgili çalışmalarda Kelvin ve Rankine kaynağı şeklinde iki ayrı yöntem yaygın olarak kullanılmıştır. Bal vd. [26], [27] iki ve üç boyutlu durum için serbest su yüzey altında ilerleyen hidrofoil etrafındaki akışı incelemiş, bu kapsamda ayrıca kavitasyonun etkisine de bakmışlardır. Dalga direnci ile bir diğer potansiyel teoriye dayanan çalışma da Bal [28] tarafından yapılmıştır. Söz konusu çalışmada serbest su yüzeyinde ilerleyen bir cisim etrafındaki dalga deformasyonu ve dalga direnci incelenmiştir.

Potansiyel teoriye dayanan yöntemlerle Seri 60 ve Wigley teknesi üzerine çalışmalar yapılmış olup dalga direnci tahmin edilmeye çalışılmıştır. Potansiyel akış durumunda hidrofoiller ve standart serilere ait gemiler için dalga direnci iyi tahmin edilmekle beraber tekne formunun eğriliği arttıkça yani gemi formunun dirence katkısı arttıkça potansiyel akışa dayalı yaklaşımlar yerini RANS denklemlerini çözen yöntemlere bırakmaktadır. RANS denklemleri ile direnç tahmininde ise bilgisayar teknolojisi belirleyici bir rol oynamaktadır. Gemi hidrodinamiği ile ilgili literatüre bakıldığında 1980'lere kadar potansiyel teoriye dayanan çalışmalar çoğunluktayken 1980'li yılları takiben bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak RANS denklemlerinin çözümüyle ilgili yapılan çalışmalarda artış olmuştur [29]. RANS denklemleri kullanarak yapılan çalışmalarda bir veya iki denklemli türbülans modelleri kullanılmıştır.

Çizelge 1. 1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri [29]

	Direnç ve Akış Hesapları	Pervane ve Kavitasyon Hes.	Denizcilik Hesapları	Manevra Hesapları
Temel Potansiyel Akış Yöntemleri	Geleneksel	Geleneksel	Geleneksel	Geleneksel
Panel Yöntemleri	Kabul Görmüş	Kabul Görmüş	Kabul Görmüş	Yeni
Sınır Tabaka Yöntemleri	Geleneksel	Geleneksel	Geleneksel	-
Navier-Stokes Yöntemleri	Yeni	Yeni	Gelecekte	Gelecekte

Yukarıdaki çizelgeye ek olarak günümüzde Navier-Stokes denklemlerini çözen yöntemlerle denizcilik ve manevra analizleri de yapılabilmektedir. 2000'li yıllara gelindiğinde RANS çözücü ticari yazılım sayısı da oldukça artmıştır. 2005 yılında Tokyo'da gerçekleştirilen HAD konferansında karmaşık geometriye sahip KCS, DTMB 5415 ve KVLCC2 teknelerinin RANS ile yapılan direnç tahminlerinin deneysel verilerle uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Gemi toplam direncini ve dalga direncini tespit etmek için çok sayıda çalışma mevcuttur. Gorski [30], Ahmed ve Soares [31], Bulgarelli vd. [32], Sridhar vd. [33] ve Parolini ve Quarteroni [34] çeşitli yöntemleri birlikte kullanarak tekne etrafındaki akışı inceleyerek tekne direncini tahmin etmişlerdir. Li vd. [35] ve Wackers vd. [36]gemi etrafındaki akışı türbülanslı olarak modellemişler, bu kapsamda hareketli bir ağ yapısı oluşturmuşlardır. Leroyer vd. [37] çalışmasında serbest su yüzeyli bir akış analizini hızlandırabilmek için çeşitli yaklaşımlarda bulunmuştur. Kandasamy vd. [38] çalışmasında yarı kayıcı bir katamaran teknesi etrafındaki serbest yüzeyli akışı tam ölçek için modellemiş ve sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmıştır. Bu çalışmada da HAD ile deneysel sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu gözlenmiştir.

Lazauskas [39] 2009 yılında tamamladığı doktora çalışmasında narin teknelerin dalga direnci ve dalga sönümlenmesine viskoziteni etkisini incelemiştir. Bu çalışmada Lazauskas [39], sınır tabaka kalınlığının dalga direncine etkisinin çok küçük olduğunu ve tam ölçekli gemilerde bu etkinin ihmal edilebileceğini belirtmiştir. Ancak sınır tabaka kalınlığının birden artış gösterdiği ayrılma bölgesinde dalga direnci üzerinde kayda değer bir etkisi olduğunu da tespit etmiştir. Bu doktora çalışmasında viskozitenin dalga direncine etkisi Kelvin tipi serbest su yüzeyi sınır şartı kullanılarak incelenmiştir. Bu kapsamda üç ayrı Wigley teknesi incelenmiş, toplam direnç tahminleri deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda viskozitenin Michell'in viskoz olmayan durumda dalga direncini hesaplamaya yarayan integraldeki çukur ve tepelere düzeltici etkisi olduğu anlaşılmıştır. Viskozitenin dalga sönümlenmesine olan etkisinin ise düşük Froude sayılarında daha fazla olduğu gösterilmiştir.

Marzi [40] yaptığı çalışmada potansiyel teoriye dayanan bir kod ile RANS denklemlerini çözen bir kodu direnç açısından karşılaştırmış ve potansiyel teorinin tekne form optimizasyonu açısından hızlı ve uyumlu sonuçlar verdiğini belirtmiştir. Banks vd. [41] yaptığı çalışmada KCS modeli için HAD yardımıyla direnç analizleri yapmıştır. Yapılan analizlerde farklı türbülans modelleri kullanılarak türbülans modelinin dirence etkisi viskoz ve basınç kaynaklı direnç açısından ayrı ayrı gözlemlenmiş, sonuçlar deneyle karşılaştırılmıştır. Pranzitelli vd. [42] zamandan bağımsız olarak gemi direncini serbest yüzeyli durumda incelemiştir. Çalışmada parabolik su hatlarına sahip Wigley teknesi ve Seri 60 tipi tekne kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan VOF yönteminin deneylerle uyumlu sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Kınacı vd. tarafından yapılmış çalışmalarda da Wigley, DTC gemisi ve batmış bir cisim için VOF yöntemi kullanılarak zamandan bağımsız HAD analizleri yapılmış olup mevcut yöntemin gemi direnç bileşenlerinin tahminine uygun olduğu vurgulanmıştır [43], [44], [45].

HAD ile gemi direnç tahmininin yanı sıra teknenin form faktörünün tespiti de önem arz etmektedir. Zira RANS yöntemiyle teknenin dalga direnci elde edilememektedir. Dalga direncine ulaşmak için teknenin form faktörünün bilinmesi gerekmektedir. Form faktörü hesabı ile ilgili yapılan çalışmalardan ilk akla gelen Prohaska [46]' nın yaptığı çalışmadır. Prohaska [46] çalışmasında form faktörünün hızdan bağımsız olduğunu ve model ve tam ölçekli geminin form faktörünün aynı olduğunu savunmuştur. Bu konuda

Garcia [47] ise model ile gerçek geminin form faktörünün aynı olmayacağını belirterek form faktörüne ölçek etkisini incelemiş ve bir bağıntı önermiştir. Kouh vd. [48] form faktörü hesabı için çeşitli tekne geometrilerinin çift gövde yaklaşımı ile HAD analizlerini yapmıştır. Degiuli [49], çalışmasında Prohaska yöntemini kullanmış ve dolgun gemiler için gereken katsayıları tespit etmiştir. Min vd. [50] çalışmasında ITTC[51]'nin önerdiği form faktörü hesap yöntemini kullanarak yeni bir form faktörü hesap yöntemi önermiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında serbest yüzey altında sabit hızla ilerleyen iki boyutlu noktasal kaynağın oluşturduğu serbest yüzey deformasyonları potansiyel akış teorisine göre sayısal olarak incelenmiştir. Bu analizler sayesinde serbest yüzey deformasyonunun modellenmesinde lineer, ikinci ve üçüncü mertebe terimlerin etkisinin gözlemlenmesi amaçlanmıştır.

Model deneyleri ile bir gaz tankerinin ölçekli modelinin direnç deneyleri ve dalga kesiti (wave-cut) deneyleri yapılarak Froude sayısına bağlı olarak gemi direnç bileşenlerinin ve tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonlarının incelenmesi amaçlanmıştır.

HAD analizleri yardımıyla ilk önce KCS teknesi Fn=0.26 için sayısal olarak incelenerek mevcut HAD yönteminin doğruluğu gösterilmiştir. Bu kapsamda ayrıca ağ bağımsızlığı çalışması yapılarak uygun eleman sayısının tespiti de amaçlanmıştır. Daha sonra model deneyleri yapılan Froude sayılarında HAD analizleri yapılarak sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu aralığın tespiti amaçlanmıştır. Bu amaçla toplam direnç, viskoz basınç direnci ve dalga direnci açısından karşılaştırma yapılmıştır. Ayrıca HAD analizleri ile elde edilen serbest yüzey deformasyonları da Fn=0.247 ve Fn=0.282 için deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak HAD yönteminin hem direnç hem de serbest yüzey deformasyonu açısından deneyle uyumlu olduğunun gösterilmesi amaçlanmıştır.

Bu tez çalışmasında özellikle yüksek Froude sayılarında önemli bir direnç bileşeni olan dalga direncinin incelenmesine bir temel oluşturmak üzere, serbest su yüzeyi altında hareket eden noktasal bir kaynağın oluşturduğu serbest yüzey deformasyonları incelenmiştir. Bu kapsamda serbest su yüzey etkisi sınır koşulu lineer, ikinci ve üçüncü

mertebe olarak ele alınmıştır. Akış probleminin modellenmesi için sınır elemanları yöntemi (BEM) kullanılmıştır. Bu sayede lineer, ikinci ve üçüncü mertebe terimlerin serbest su yüzeyinde meydana gelen deformasyona olan etkisi incelenebilmiştir. Bu kapsamda farklı hız ve derinlikler için tez çalışması kapsamında Fortran programlama dilinde mevcut bir bilgisdayar kodu yüksek mertebe terimleri çözecek şekilde değiştirilerek yardımıyla sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca İtalya'da Napoli Federico II Üniversitesi Model Deney Tankı'nda bir LNG tankerinin farklı hızlarda model direnç deneyleri gerçekleştirilmiştir. HAD yönteminin doğrulaması ve uygun eleman sayısının tespiti amacıyla bir hızda KCS için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Deneyleri gerçekleştirilen bazı hızlar için ayrıca HAD yöntemi ile sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede model geminin toplam direnci ve direnç bileşenleri incelenmiştir. HAD yönteminde çok uzun süre gerektiren zamana bağlı analizlere denk doğrulukta sonuç alacak şekilde çok daha kısa sürede sonuç alınabilinen bir açık kanal (open channel) tekniği kullanılmıştır.

1.3 Hipotez

Sınır elemanları yöntemi ile yapılan analizlerde serbest yüzey deformasyonunun derinlik arttıkça lineer olmayan terimlerden etkilenmeyeceği öngörülmektedir. Özellikle derinlik Froude sayısının 0.7'den yüksek olduğu durumlarda ise lineer olmayan terimlerin sonuca etkisinin daha çok olması beklenmektedir.

Yapılan deneylerde Froude sayısı arttıkça gemi toplam direncinin artması, özellikle dalga direnci bileşeninin hıza bağlı olarak önce azalıp sonra artması beklenmektedir. Aynı sonuç HAD analizleri için de geçerli olmakla birlikte HAD analizleri zamandan bağımsız yapıldığı için düşük Froude sayılarında hatanın daha fazla olması beklenmektedir.

BÖLÜM 2

MATEMATİKSEL MODEL

Gemi toplam direnci hesabında problemi tarif eden yönetici denklemler vardır. Bu yönetici denklemler bütün akışkan problemlerine temel teşkil etmektedir. Bu tez çalışmasında kullanılan HAD yöntemi de bu denklemleri temel alarak çözüm yapmaktadır. Bu bölümde bu temel denklemler anlatılacak, tez çalışmasında kullanılan sayısal yöntemlere ait özel denklemler tarif edilecektir.

2.1 Akışkanlar Mekaniği Temel Denklemleri

Akışkanlar mekaniği problemlerinde temel denklemler diferansiyel formda ifade edilebilir ve bu denklemleri keyfi bir şekil için analitik olarak çözmek oldukça zordur. Kullanılan teori ve yönteme göre bazı basitleştirmeler yapılarak bu denklemler çözülebilir. Bu bölümde temel denklemler açıklanacaktır.

Bu tez çalışmasında incelenen akış problemi gereği akış sıkıştırılamaz kabul edilmiştir. Dolayısıyla incelenen akış probleminde sıcaklık teriminin değişmediği kabul edilmiştir. Transport denklemleri kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu olmak üzere üç denklem takımını ifade etmektedir. Bu kısımda enerjinin korunumu denklemine yer verilmeyecektir. Aşağıda transport denklemlerinin en genel ifadesi verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho\phi\vec{V}\right)=\nabla.(\Gamma\nabla\phi)+S_{\phi} \qquad (2.1)$$

Burada ϕ, akışkanın her hangi bir özelliğini temsil etmektedir. S_{ϕ} ise kaynak terimidir. ϕ yerine sıcaklık terimi yazıldığında enerjinin korunumu denklemi elde edilir [52].

2.1.1 Kütlenin Korunumu

Denklem 2.1 de ϕ yerine 1 yazılırsa kütlenin korunumu denklemi kolaylıkla elde edilebilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \vec{V} \right) = 0 \tag{2.2}$$

Burada akışın sıkıştırılamaz olması durumunda denklem şu hali alır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \nabla . \vec{V} = 0 \tag{2.3}$$

Akışın daimi olduğu yani zamana bağlı olmadığı durumda ise denklem,

$$\nabla . \left(\rho \vec{V} \right) = 0 \tag{2.4}$$

halini alır. Akış hem sıkıştırılamaz hem de daimi ise,

$$\nabla . \vec{V} = 0 \tag{2.5}$$

denklemi elde edilir.

Akışın sıkıştırılamaz ve daimi olmadığı durumda söz konusu kütlenin korunumu denkleminin çözümü farklılaşmaktadır. Bu doktora çalışmasındaki bütün HAD analizlerinde akış daimi kabul edildiği için söz konusu çözüm yöntemine değinilmeyecektir.

2.1.2 Momentumun Korunumu

Momentumun korunumu denklemleri, yukarıda bahsedilen transport denkleminde ϕ yerine hız terimi yazıldığı takdirde elde edilir. Dolayısıyla momentumun korunumu denklemleri üç ayrı hız bileşeni için türetilebilir. Örneğin ϕ yerine u yazıldığında x yönündeki momentum denklemi elde edilmiş olur.

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla . \left(\rho u \vec{V} \right) = \nabla . \left(\mu \nabla u \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \tag{2.6a}$$

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla . \left(\rho v \vec{V} \right) = \nabla . \left(\mu \nabla v \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \tag{2.6b}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho w\vec{V}\right)=\nabla.(\mu\nabla w)-\frac{\partial p}{\partial z}+\rho g_z \qquad (2.6c)$$

Denklem 2.6 da verilen x, y ve z yönündeki hareket denklemleri özel olarak Navier-Stokes denklemleri adını almaktadır.

Denklem 2.6 yardımıyla akış potansiyel kabul edilirse viskoz terimler ihmal edileceğinden Euler denklemleri adını alır.

$$\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\rho\vec{g}_x \qquad (2.7a)$$

$$\nabla.\left(\rho v\vec{V}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+\rho\vec{g}_y \qquad (2.7b)$$

$$\nabla.\left(\rho w\vec{V}\right)=-\frac{\partial p}{\partial z}+\rho\vec{g}_z \qquad (2.7c)$$

Akış viskoz ve daimi yani zamandan bağımsız ise aynı denklem takımı şu hali alır.

$$\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right)=\nabla.(\mu\nabla u)-\frac{\partial p}{\partial x}+\rho\vec{g}_x \qquad (2.8a)$$

$$\nabla.\left(\rho v\vec{V}\right)=\nabla.(\mu\nabla v)-\frac{\partial p}{\partial y}+\rho\vec{g}_y \qquad (2.8b)$$

$$\nabla.\left(\rho w\vec{V}\right)=\nabla.(\mu\nabla w)-\frac{\partial p}{\partial z}+\rho\vec{g}_z \qquad (2.8c)$$

2.2 Sonlu Hacimler Yöntemi

Bu doktora çalışmasında kullanılan ticari HAD yazılımı sonlu hacim yöntemini kullanmaktadır. Sonlu hacimler yöntemi kullanılarak yukarıda bahsedilen transport denklemleri çözülebilmektedir. Ancak bu çözüm çerçevesinde söz konusu denklemler özel bir denkleme dönüşmektedir ve artık RANS denklemleri olarak anılmaktadır. Sonlu hacimler yöntemi analitik çözümü bulunmayan akış denklemlerini küçük hacimler üzerinde çözmektedir. Bu küçük sonlu hacimler üzerinde hesaplanan akış terimlerinin diverjansları alınarak akı hesabı yapılır. Bu sonlu hacme giren akı miktarı çıkan akı miktarına eşittir dolayısıyla problem çözümü esnasında korunum kanunu sağlanmaktadır [53].

2.2.1 RANS Denklemleri

Yukarıda ifade edilen momentum denklemi tansörel notasyon kullanılarak viskoz gerilmeler de gösterilecek şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir [54]:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ji}}{\partial x_j} \tag{2.9}$$

Burada ∂t_{ji} , viskoz gerilme tansörü olup denklemi aşağıdaki gibidir:

$$t_{ji} = 2\mu s_{ij} \tag{2.10}$$

μ moleküler viskozite, s_{ij} ise gerilme oranı tansörüdür [54].

$$s_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{2.11}$$

Denklem 2.9 da verilen ifade içerisindeki hız terimi bu doktora çalışmasında yapılan analizlerde olduğu üzere türbülanslı akımı temsil etmek zorundadır. Bu durumda hız terimi içine zamana göre ortalama hız bileşeni ve çalkantı bileşeni dâhil olmaktadır [54].

$$u_i(x,t) = U_i + u_i'(x,t) \tag{2.12}$$

$$U_i(x,t) = \frac{1}{T}\int_t^T u_i(x,t)\,dt \tag{2.13}$$

Zamana göre ortalama hız bileşeni ve çalkantı hız bileşeni yukarıda açıklanmıştır. Momentum denklemindeki hız terimi bu iki bileşeni de kapsayacak şekilde değiştirildiğinde elde edilen denklem Navier-Stokes denkleminin özel bir hali olan zaman ortalamalı Navier-Stokes denklemi adını alır. Söz konusu yeni denklemin kapalı formu aşağıdaki gibidir:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(2\mu S_{ji} - \overline{\rho u_j' u_i'} \right) \tag{2.14}$$

Burada $\overline{u_i' u_j'}$ terimi zaman içindeki ortalama değerdir. $-\overline{\rho u_j' u_i'}$ terimi Reynolds-gerilme tansörüdür.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_j' u_i'} \tag{2.15}$$

2.2.2 Reynolds-Gerilme Denklemi

RANS denklemindeki son terim Reynolds gerilmeleridir ve yöntem gereği meydana gelen zamana bağlı salınımları temsil etmektedir [55]. Yukarıda belirtilen çalkantı bileşenlerinin ortalaması alınıp gerekli düzenlemeler yapıldığı takdirde Reynolds-Gerilme denklemi elde edilmiş olur [54].

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + U_k \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} = -\tau_{ik} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \tau_{jk} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \in_{ij} - \Pi_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k}\left[\upsilon \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} + C_{ijk} \right] \tag{2.16}$$

Burada;

$$\Pi_{ij} = \overline{\frac{p'}{\rho}\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right)} \tag{2.17}$$

$$\in_{ij} = 2\upsilon \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_j'}{\partial x_k}} \tag{2.18}$$

$$C_{ijk} = \rho \overline{u_i' u_j' u_k'} + \overline{p' u_i'} \delta_{jk} + \overline{p' u_j'} \delta_{ik} \tag{2.19}$$

olup denklem 2.16 türbülans kapama denklemlerine temel teşkil etmektedir [5]. Π_{ij} terimi basınç-gerinimi korelasyon tansörü, $\in_{ij}$ yayılma tansörü, C_{ijk} türbülans taşınım tansörüdür [6].

2.2.3 Türbülans Kinetik Enerjisi Transport Denklemi

Türbülans kinetik enerjisi denklemi ilk defa Tennekes ve Lumley [56] tarafından önerilmiştir ve denklem 2.16 da i=j kabulü ile elde edilir [5].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\upsilon \frac{\partial k}{\partial x_j} + \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i' u_j'} - \frac{1}{\rho} \overline{p' u_j'} \right) \tag{2.20}$$

Yukarıda tanımlanan denklem eşitliğinin sol tarafındaki birinci terim k'da meydana gelen değişim miktarını, ikinci terim ise k'nın konveksiyon ile taşınımını temsil etmektedir. Sağ taraftaki terimler ise soldan sağa türbülans üretimini, k'da meydana

kayıp miktarını, viskoz gerilme etkisiyle k'nın taşınımını, Reynolds gerilme etkisiyle k'nın taşınımını ve basınç etkisiyle k'nın taşınımını temsil etmektedir [5]. Türbülans kinetik enerjisi denklemi yukarıda kısaca tarif edilmiştir. Denklemde ε ile viskoz kayıp terimi temsil edilmiştir. Denklemde görüldüğü üzere ε kinetik enerji denklemine negatif bir katkı sağlamaktadır.

$$\varepsilon = \upsilon \overline{\frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_k} \frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_k}} \tag{2.21}$$

Yukarıda verilen denklem sıkıştırılamaz akıma ait olduğu için Π_{ij} terimi sıfır olacaktır [5].

2.2.4 Standart k-ε Türbülans Modeli

Ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarında kullanılan iki denklemli türbülans modelleri arasında en yaygın kullanılanı olan standart k-ε türbülans modelidir. Launder ve Spalding [57] tarafından önerilen bu model iki adet taşınım denkleminden oluşmaktadır. Modelin isminden de anlaşılacağı üzere bu iki denklem türbülans kinetik enerjisi k ve viskoz kayıp terimi ε içindir. Bu iki denklemi türetmek için Navier-Stokes operatörü kullanılmalıdır.

$$\mathrm{N}\left(u_i\right) = \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} \tag{2.22}$$

Yukarıda verilen Navier-Stokes operatörünün momenti alınarak ε denklemi elde edilebilir [54].

$$\overline{2\upsilon \frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mathrm{N}\left(u_i\right) \right]} = 0 \tag{2.23}$$

Cebirsel bazı işlemlerden sonra viskoz kayıp terimi ε için transport denklemi şu hali alır:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= -2\mu \left[\overline{u_{i,k}^{'} u_{j,k}^{'}} + \overline{u_{k,i}^{'} u_{k,j}^{'}} \right] \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - 2\mu \overline{u_k^{'} u_{i,j}^{'}} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k \partial x_j} \\ &-2\mu \overline{u_{i,k}^{'} u_{i,m}^{'} u_{k,m}^{'}} - 2\mu \overline{u_{i,km}^{'} u_{i,km}^{'}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \mu \overline{u_j^{'} u_{i,m}^{'} u_{i,m}^{'}} - 2\upsilon \overline{p_{,m}^{'} u_{j,m}^{'}} \right] \end{aligned} \tag{2.24}$$

Denklem 2.24 te görüldüğü gibi eşitlik içerisinde iki ve üç katlı çok sayıda bilinmeyen olduğundan bu tip denklemlerin çözümü için istatistiksel yöntemler geliştirilmiştir. Standart k-ε türbülans modeli için çeşitli bağıntılar aşağıda verilmiştir [54].

Kinematik eddy viskozitesi:

$$\mu_T = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon \tag{2.25}$$

Türbülans kinetik enerjisi:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \mu_T / \sigma_k \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \tag{2.26}$$

Türbülans yayılım oranı:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \mu_T / \sigma_\varepsilon \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \tag{2.27}$$

Kapanma katsayıları:

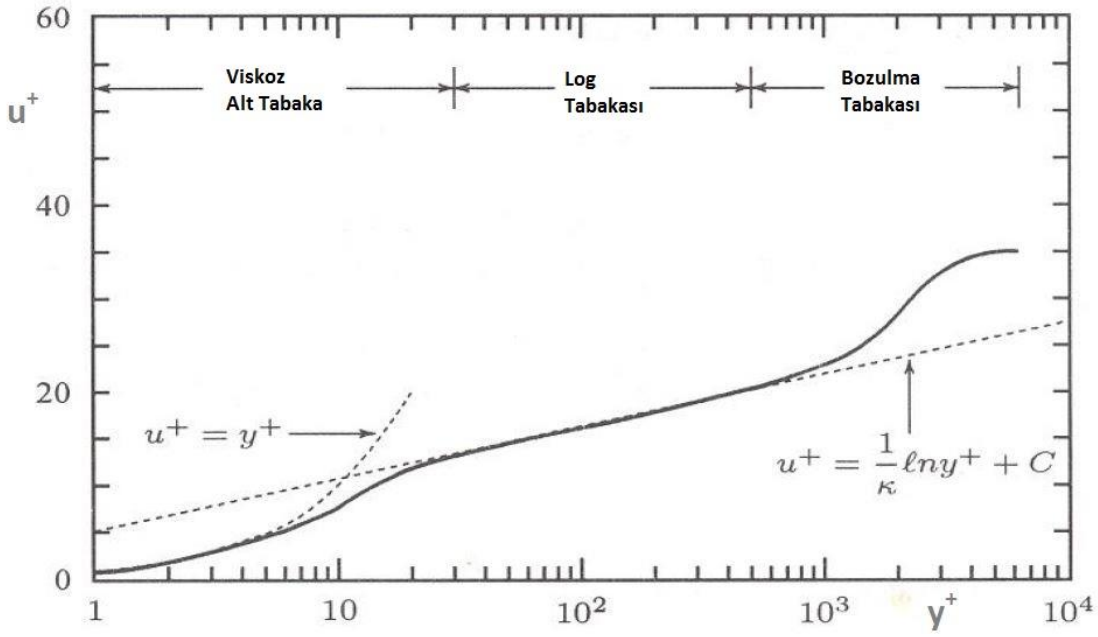
$$C_{\varepsilon 1} = 1.44,\ C_{\varepsilon 2} = 1.92,\ C_\mu = 0.09,\ \sigma_k = 1.0,\ \sigma_\varepsilon = 1.3 \tag{2.28}$$

Diğer bağıntılar:

$$\omega = \varepsilon / \left(C_\mu k \right),\ l = C_\mu k^{3/2} / \varepsilon \tag{2.29}$$

2.2.5 Duvar Fonksiyonu

Türbülanslı akışı uygun bir türbülans modeli ile temsil etmenin yanında cisim etrafındaki sınır tabakayı da iyi temsil etmek gerekmektedir. Sınır tabaka akışları incelendiğinde Şekil 2.1' de görüldüğü üzeredir.



Şekil 2. 1 Türbülanslı sınır tabaka [54]

Şekilden de görüleceği üzere 0 < y^+ < 5 olan bölge laminer sınır tabakası için bir çözüm önermektedir.

$$u^+ = y^+ \tag{2.30}$$

5 < y^+ < 30 olan bölge laminer akıştan türbülanslı akışa geçişi temsil etmekte olup bu bölge için bir çözüm henüz mevcut değildir.

30 < y^+ < 300 olan bölge ise türbülanslı akış özelliklerini taşımakta olup bu bölgede aşağıda önerilen çözüm geçerlidir.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa}\ln y^+ + C \tag{2.31}$$

Burada $\kappa = 0.41$ olup Karman sabitidir ve pürüzsüz yüzeyler için $C = 5.0$ olarak kabul edilmektedir.

Bu doktora çalışmasında incelenen akış probleminde 30 < y^+ < 300 olan bölgede çalışılmıştır. Bu yüzden analizlerde hem düşük hem de yüksek y^+ sayıları için geliştirilen bir fonksiyon kullanılmıştır. Fonksiyon yardımıyla hesaplanan ağ boyutu ile y^+ değerinin istenen aralıkta kalması sağlanmıştır [58].

$$U^* = \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \tag{2.32}$$

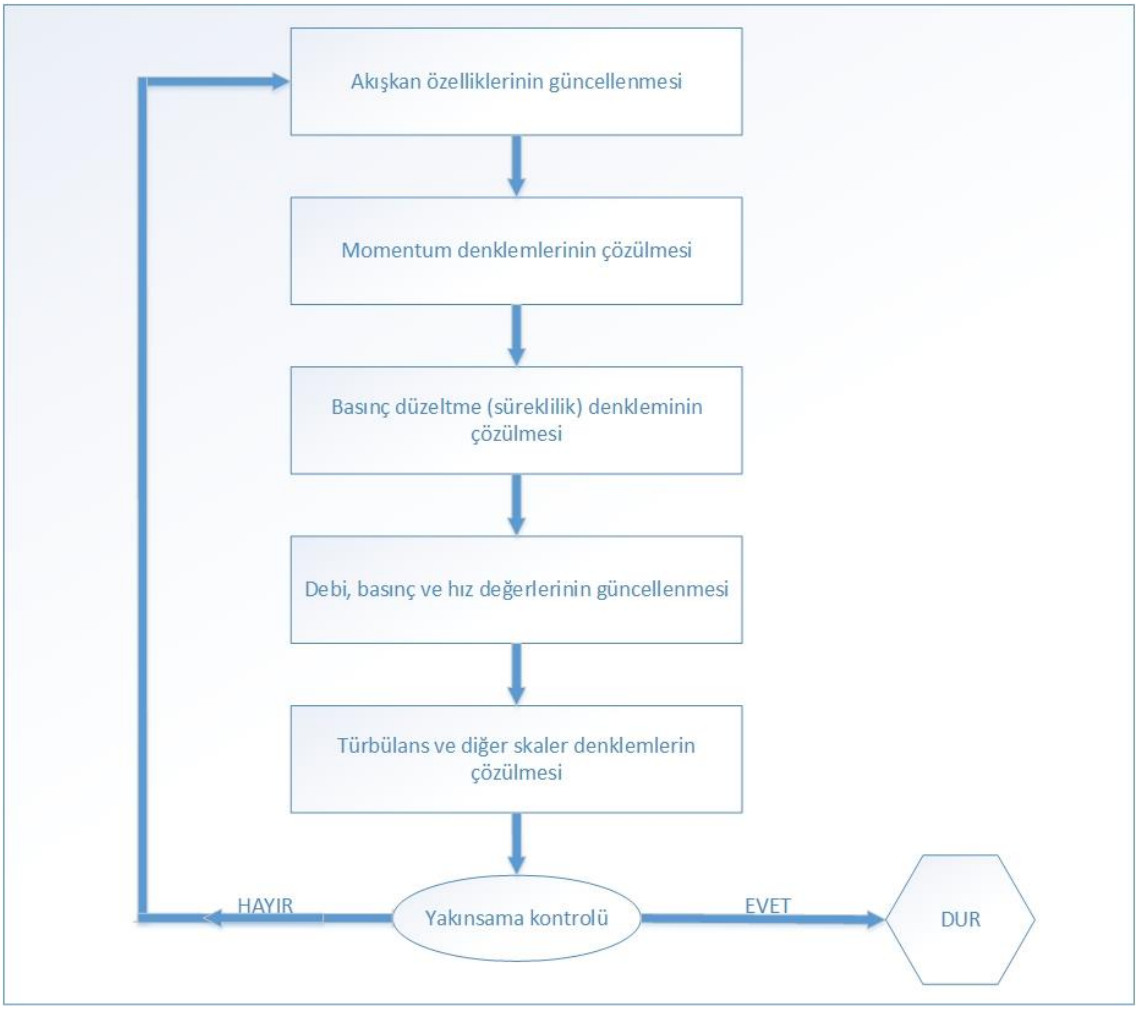
Yukarıda verilen eşitlikte U_P duvara yakın bir P noktasındaki ortalama hız, k_P aynı noktadaki türbülans kinetik enerjisi ve y_P ise aynı noktanın duvara olan uzaklığıdır.

2.2.6 Ardışık (Segregated) Çözüm Yöntemi

Bu doktora çalışmasında kullanılan ANSYS FLUENT yazılımında iki farklı basınç tabanlı sayısal çözücü bulunmakta olup ardışık (segregated) çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yönteme ait çözüm aşamaları aşağıdaki gibidir [58]:

- Mevcut çözümde yoğunluk, viskozite ve ısı gibi akışkan özellikleri ile türbülans viskozitesi gibi parametrelerin güncellenmesi
- Güncellenmiş değerler yardımıyla momentum denklemlerinin çözümü
- Elde edilen hız alanı ve kütlesel debi yardımıyla basınç düzeltme denkleminin çözümü
- Kütlesel debi, basınç ve hız alanının bir önceki adımda elde edilen basınç düzeltmesi ile düzeltilmesi
- Denklemlerin türbülans, enerji ve radyasyon gibi diğer skaler büyüklükler için çözümü
- Denklemlerin yakınsaklığının kontrol edilmesi

Yukarıda kısaca anlatılan adımlar, istenilen yakınsaklık kriteri elde edilene kadar tekrarlanmalıdır. Bu adımların anlatıldığı şema da Şekil 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2. 2 Ardışık (segregated) çözüm yöntemi [58]

2.2.7 Serbest Su Yüzeyinin Modellenmesi ve Çözüm Algoritması

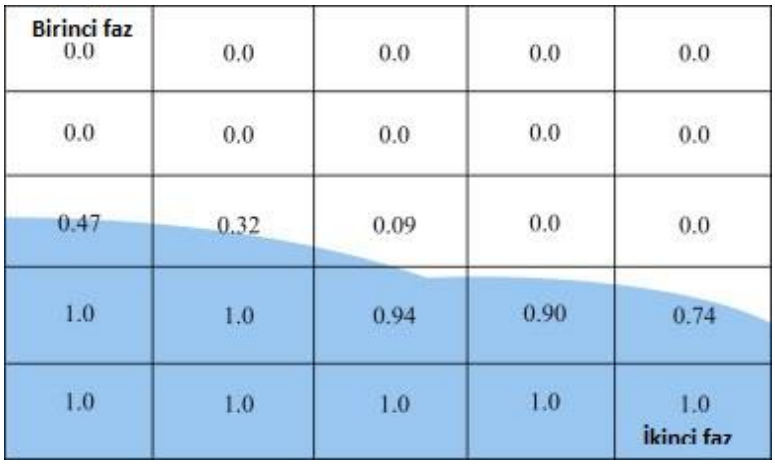
Bu doktora çalışması kapsamında incelenen gemi etrafındaki akış problemi iki fazlı olarak incelenmesi gereken bir problem olup iki fazlı akış kullanılan ticari akışkanlar mekaniği yazılımında bulunan VOF tekniği ile modellenmiştir. Yazılımda bulunan VOF modellerinden açık kanal (open channel) yöntemi seçilmiştir. Mevcut yöntem iki fazlı bir akışın kolaylıkla modellenmesine imkan tanırken, problemin zamandan bağımsız olarak çözülmesini sağlamaktadır. Bu bölümde bahsedilen iki fazlı akışın modellenmesi sırasında kullanılan çözüm algoritmaları ve çok fazlı çözüm yöntemi hakkında kısa bilgiler verilecektir.

VOF modeli, iki ya da daha fazla birbirine karışmayan akışkanın bulunduğu akış problemlerini tek bir momentum denklemi takımı yardımıyla çözmekte ve her bir akışkanın hesaplama alanı içindeki hacimsel oranını takip edebilmektedir [58].

İncelenen akış problemi problem için tanımlanan başlangıç koşullarından bağımsız olduğu için zamandan bağımsız olarak çözülebilir. VOF formülasyonu birbirinin içine geçmeyen iki ya da daha fazla akışkan veya faz için geçerlidir ve buna bağlı olarak her bir hesaplama hücresinde bir parametre tanımlanmaktadır: fazın hacimsel oranı. Bir diğer deyişle q akışkanının hücredeki hacimsel oranı α_q ise aşağıdaki üç koşul mümkündür [58]:

- α_q=0 : Hücrede q akışkanı yoktur
- α_q=1 : Hücrede tamamen q akışkanı vardır
- 0<α_q<1 : Hücrede q akışkanı ile bir ya da daha fazla akışkan arasında arayüz vardır

Her bir hesaplama hacminde meydana gelen faz dağılımının temsili gösterimi Şekil 2.3' teki gibidir.



Şekil 2. 3 Hesaplama hacminde faz dağılımı [59]

Fazlar arasındaki arayüzlerin takibi her bir faz için süreklilik denklemi çözülerek yapılmaktadır. q fazı için bu denklem şu hali alır:

$$\frac{1}{\rho_q}\left[\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q\rho_q\right)+\nabla.\left(\alpha_q\rho_q\vec{v}_q\right)=S_{\alpha_q}+\sum_{p=1}^{n}\left(\dot{m}_{pq}-\dot{m}_{qp}\right)\right] \qquad (2.33)$$

Burada $\dot{m}_{pq}$ p fazından q fazına kütle transferi, $\dot{m}_{qp}$ ise q fazından p fazına kitle transferidir. Denklem 2.33 ün sağ tarafındaki kaynak terimi incelenen problem için

sıfırdır. Birincil faz için hacimsel oran denklemi çözülmeyecek olup aşağıdaki kısıt yoluyla hesaplanacaktır [58]:

$$\sum_{q=1}^{n} \alpha_q = 1 \tag{2.34}$$

Hacimsel oran denklemi kapalı (implicit) ya da açık (explicit) olarak ayrıklaştırılabilir. Bu doktora çalışmasında söz konusu denklemin ayrıklaştırılmasında kapalı yöntem kullanılmıştır.

Kullanılan ticari yazılımda her bir sonlu hacimde kullanılacak olan standart sonlu fark şeması aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1} - \alpha_q^n \rho_q^n}{\Delta t} V + \sum_f \left(\rho_q^{n+1} U_f^{n+1} \alpha_{q,f}^{n+1} \right) = \left[S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^{n} \left(\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp} \right) \right] V \tag{2.35}$$

Analiz süresince incelenecek serbest su yüzeyi için iki faz tanımlanmalıdır. Birincil faz hava, ikincil faz ise su olarak tanımlandığı takdirde ikincil faz her zaman birincil faz cinsinden gösterilmektedir. Her bir sonlu hacimdeki yoğunluk da bu iki fazın dağılımı bağlı olarak aşağıdaki gibi gerçekleşmektedir:

$$\rho = \alpha_2 \rho_2 + (1 - \alpha_2) \rho_1 \tag{2.36}$$

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \tag{2.37}$$

Akışkana ait viskozite gibi diğer özellikler de bu şekilde hesaplanmaktadır [58].

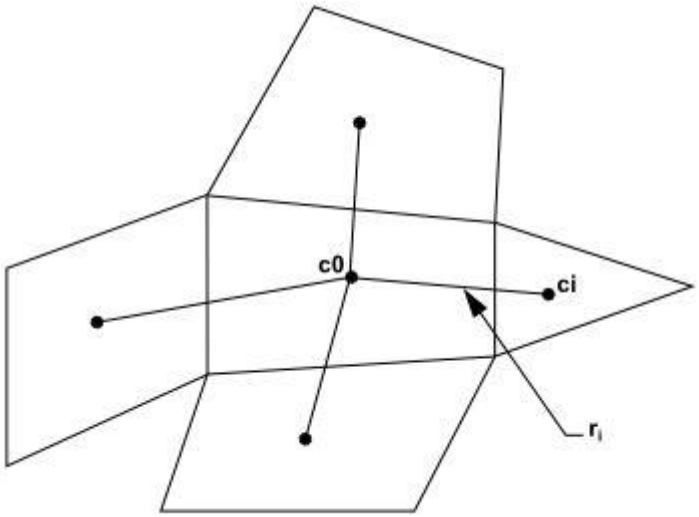
Analiz sırasında tek bir momentum denklem takımı çözülmektedir ve hız alanları her bir faz için daha sonra hesaplanmaktadır. Söz konusu momentum denklemleri yoğunluk ve viskozite vasıtasıyla her bir fazın hacimsel oranına etki etmektedir [58].

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \vec{V} \right) + \nabla \cdot \left[\mu \left(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T \right) \right] + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{2.38}$$

İncelenen akış analizleri türbülanslı olduğu için yukarıdaki denklemlere ek olarak seçilen türbülans modeline uygun olarak türbülans taşınım denklemi (k, ε) de çözülmektedir.

Analiz içinde tanımlanan iki fazın birbirine göre durumunu kurgulamak için mevcut ticari yazılımın içerisinde bulunan açık kanal (open channel) isimli bir model kullanılmıştır. Bu tip bir model gemi etrafındaki akışın modellenmesi açısından oldukça uygundur. Serbest su yüzeyli analizlerde atalet ve yerçekiminin kuvvete etkisi oldukça fazladır. Dolayısıyla bahsedilen yöntem gemi akışlarında kullanılabilmektedir.

Çözüm algoritmasının hassasiyeti için ikinci mertebe ileri (second-order upwind) çözüm şeması kullanılmıştır. Bu şemada her bir hücre için ilgili skaler büyüklük hücre merkezindekine eşit kabul edilmektedir. Her bir iterasyonunda en küçük kareler yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem ile hücre temelli gradyen değerlendirmesi yapılmaktadır. Bu yöntemde bir hücredeki skaler büyüklük yardımıyla komşu hücrede nasıl hesap yapıldığı aşağıda gösterilmiştir:



Şekil 2. 4 Hücre merkezi değerlendirmesi [58]

$$\left(\nabla\phi\right)_{c0}\cdot\Delta r_i=\left(\phi_{ci}-\phi_{c0}\right) \tag{2.39}$$

SIMPLE algoritması kütlenin korunumunu temin etmek ve basınç alanını bulabilmek için hız ve basınç düzeltmesi arasında bir ilişki kurar. Bu kapsamda basınç için düzeltme ve tahmin yapılarak ilk değer toplanarak basınç değeri bulunur.

$$p=p^{*}+\alpha_p p^{'} \tag{2.40}$$

Analiz sırasında zamandan bağımsız iteratif algoritma kullanıldığı için yönetici denklemlerde zamana bağlı terimler yoktur. Zamandan bağımsız akışlarda ayrıklaştırma

zamandan bağımsız taşınım denkleminin her bir sonlu hacimde ayrıklaştırma anlamına gelmektedir.

Bu taşınım denklemlerinin ayrıklaştırılması sırasında her bir iterasyon için değişiklik gösteren skaler büyüklüklerin hesabı için rahatlatma faktörleri kullanılmaktadır. Yani skaler büyüklüğün yeni değeri; bir önceki iterasyonda bulunan eski değerine, hesaplanan değişime ve rahatlatma faktörüne bağlıdır:

$$\phi = \phi_{eski} + \alpha \cdot \Delta\phi \tag{2.41}$$

2.3 Sınır Elemanları Yöntemi

Bu tez çalışmasında sınır elemanları yönteminden faydalanılarak serbest su yüzeyi altında ilerleyen bir tekilliğin akış problemi Fortan programlama dilinde mevcut bir bilgisayar kodu yardımıyla çözülmüştür. Akış potansiyel kabul edilmiştir. Bu yöntem temel olarak Green Teoreminden faydalanır. Green Teoremine göre akış problemi kapsamında modellenen her cisim akışı pertürbe eder, hız indükler yani bir potansiyel yaratır [55]. Bu kapsamda akış probleminde yer alan cisimler panellere ayrılarak bu paneller üstüne bir takım tekillikler (kaynak, kuyu, girdap, dipol) atanır. Akış boyunca panellerin birbiri üzerinde indüklediği potansiyeller hesaplanarak cisim üzerindeki basınç dağılımı, akım hatları gibi parametreler hesaplanabilir.

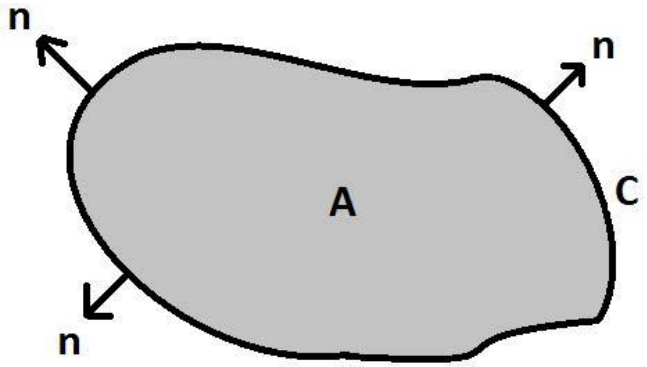
2.3.1 Laplace Denklemi

Yukarıda bahsedilen tekillikler dolayısıyla indüklenen potansiyeller Laplace Denklemini sağlamaktadır. Laplace Denklemini sağlayan denklemler harmonik birer fonksiyondur. Çünkü bu denklemlerin ikinci kısmi türevleri süreklidir. Dolayısıyla Laplace Denklemini sağlayan bir akış probleminde hız potansiyeli, basınç ve ivme gibi büyüklükler sürekli birer değişkendir.

$$\nabla^2\Phi = 0 \tag{2.42}$$

2.3.2 Green Teoremi

Green Teoremine göre kapalı bir eğri boyunca hesaplanan kuvvet, o eğrinin kapsadığı alana bağlıdır.



Şekil 2. 5 Normal birim vektör gösterimi [55]

C kapalı eğrisi kapalı bir A bölgesini kapsamakta ve normal vektör de Şekil 2.5'te görüldüğü gibi olmaktadır.

$$\oint_C \vec{F} \cdot \vec{n}\, ds = \int_A \nabla \cdot \vec{F}\, dA \tag{2.43}$$

$$F = P\,\vec{i} + Q\,\vec{j} \tag{2.44}$$

$$\oint_C \left(P dy - Q dx \right) = \int_A \left(\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial y} \right) dA \tag{2.45}$$

2.3.3 Sınır Elemanları Yönteminde Ayrıklaştırma

Bu tez çalışmasında serbest su yüzeyi altında ilerleyen tekil bir kaynağın oluşturduğu serbest yüzey deformasyonu incelendiğinden serbest su yüzeyi üzerinde Green Fonksiyonunun çözülmesi gerekmektedir. Green Teoremindeki dış kuvvet F aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

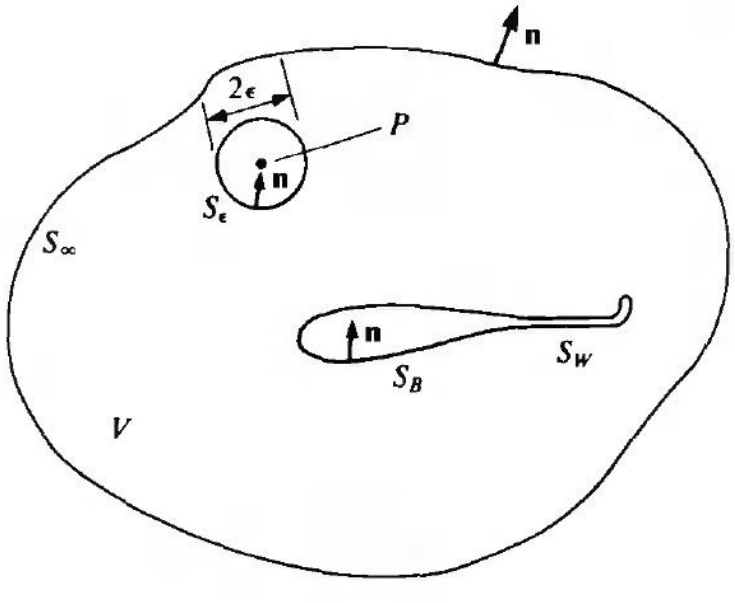
$$\vec{F} = \Phi_1 \nabla \Phi_2 - \Phi_2 \nabla \Phi_1 \tag{2.46}$$

Şekil 2.6'da gösterilen temsili potansiyel akış probleminde S yüzeyi şu şekildedir:

$$S = S_B + S_W + S_\infty \tag{2.48}$$

Bu durumda Green Fonksiyonu da aşağıdaki gibi olur:

$$\int_S \left(\Phi_1 \nabla \Phi_2 - \Phi_2 \nabla \Phi_1 \right) \cdot \vec{n}\, dS = \int_V \left(\Phi_1 \nabla^2 \Phi_2 - \Phi_2 \nabla^2 \Phi_1 \right) dV \tag{2.47}$$



Şekil 2. 6 Potansiyel akışın temel gösterimi [60]

Denklem 2.46 da verilen Φ_1 akışı modellemek için yüzeydeki kaynağın potansiyelini, Φ_2 ise akışkanın herhangi bir bölgesinde indüklenen potansiyeli temsil etmektedir.

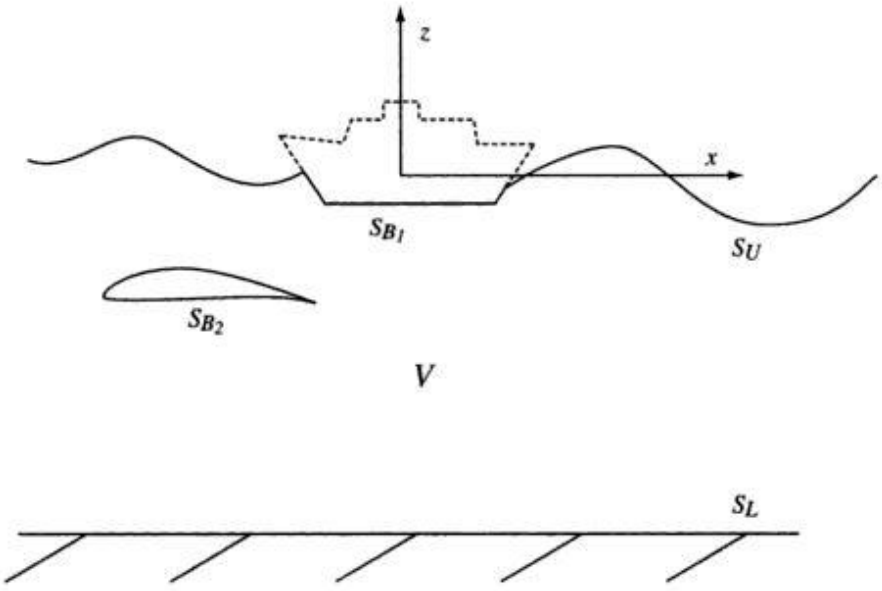
$$\Phi_1 = \frac{1}{r} \tag{2.49a}$$

$$\Phi_2 = \Phi \tag{2.49b}$$

Dolayısıyla bu iki potansiyel yardımıyla Green Denklemi aşağıdaki gibi olur:

$$\int_S \left(\frac{1}{r} \nabla\Phi - \Phi \nabla \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n}\, dS = 0 \tag{2.50}$$

Aşağıda serbest su yüzeyli potansiyel bir akışın temsili gösterimi Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2. 7 Serbest yüzeyli akışın temsili gösterimi [60]

BÖLÜM 3

SINIR ELEMANLARI YÖNTEMİ İLE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONUNUN İNCELENMESİ

Bu bölümde akışın potansiyel olduğu kabulü ile serbest su yüzeyi altında ilerleyen noktasal bir kaynağın serbest su yüzeyinde oluşturduğu serbest yüzey deformasyonu farklı Froude sayıları ve derinlikler için incelenmiştir. Bu inceleme için sınır elemanları yönteminden faydalanılarak mevcut bir kod [28] Fortran programlama dilinde lineer olmayan serbest su yüzeyini çözecek şekilde değiştirilmiştir. Kod yardımıyla serbest su yüzeyi problemi lineer, ikinci ve üçüncü mertebe olmak üzere üç ayrı şekilde incelenmiş, lineer olmayan durumların hangi derinlikler ve Froude sayılarında doğru sonuç vermeye başladığı ortaya konmuştur. Burada bahsedilen Froude sayısı derinlik Froude sayısıdır.

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{g \cdot h}} \tag{3.1}$$

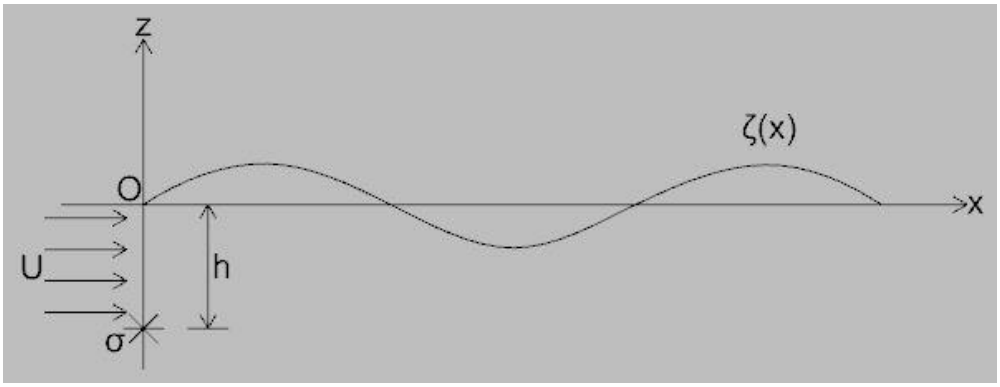
3.1 Problemin Tanımlanması

Şekil 3.1'de bu bölümde incelenen serbest su yüzeyi altında ilerleyen noktasal kaynak için temsili bir gösterim görülmektedir. Problem iki boyutlu olup akış potansiyel kabul edilmiştir. Problem çerçevesinde yapılan bütün sayısal analizler sırasında çözülen yönetici denklem Laplace denklemidir. Toplam hız potansiyeli ve pertürbasyon potansiyeli arasında aşağıdaki gibi bir ilişki vardır:

$$\Phi = \phi + Ux \tag{3.2}$$

Burada her iki potansiyel de Laplace denklemini sağlamalıdır.

$$\nabla^2\Phi = \nabla^2\phi = 0 \tag{3.3}$$



Şekil 3. 1 Serbest su yüzeyi altında ilerleyen iki boyutlu noktasal bir kaynak

3.2 Sınır Koşullarının Tespiti

Bu bölümde incelenen problem gereği serbest su yüzeyi üzerinde bir takım sınır koşullarının sağlanması gerekmektedir. Bunlar kinematik ve dinamik sınır koşullarıdır. Bu sınır koşulları Şekil 3.1'de verilen durum için iki ve üç boyutlu olarak aşağıdaki gibi türetilebilir.

Serbest su yüzeyindeki kinematik sınır koşulunun sağlanması için akımın serbest su yüzeyini takip etmesi gerekmektedir.

$$F = z - \xi(x) \tag{3.4}$$

Burada $\xi(x)$ serbest su yüzeyi deformasyonunu temsil etmektedir.

$$\frac{DF}{Dt} = \frac{\partial F}{\partial t} + \vec{V}\cdot\nabla F = 0 \tag{3.5}$$

Hız ile potansiyel arasındaki ilişki şöyledir:

$$\vec{V} = \nabla\Phi \tag{3.6}$$

Öyleyse denklem 3.5 aşağıdaki gibi olur:

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial \Phi}{\partial x}\cdot\frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial y}\cdot\frac{\partial F}{\partial y} + \frac{\partial \Phi}{\partial z}\cdot\frac{\partial F}{\partial z} = 0 \tag{3.7}$$

İncelenen problem daimi yani zamandan bağımsız kabul edildiği için ilk terim sıfır olur.

$$\Phi_x \cdot \left(-\xi_x\right) + \Phi_y \cdot \left(-\xi_y\right) + \Phi_z \cdot 1 = 0 \tag{3.8}$$

Toplam hız potansiyeli yerine pertürbasyon potansiyeli ile denklem şu hali alır:

$$-\left(U + \phi_x\right) \cdot \xi_x - \phi_y \cdot \xi_y + \phi_z = 0 \tag{3.9}$$

Denklem 3.9 bu bölümde incelenen problemde sağlanması gereken serbest su yüzeyi kinematik sınır koşuludur. Serbest su yüzeyinde dinamik sınır koşulu gereği serbest su yüzeyi üzerinde Bernoulli denklemi sağlanmalıdır.

$$g\xi + \frac{1}{2} \cdot \left(\nabla\Phi \cdot \nabla\Phi\right) = \frac{1}{2} \cdot U^2 \tag{3.10}$$

$$\xi = \frac{1}{2g} \cdot \left(U^2 - \nabla\Phi^2\right) \tag{3.11}$$

Denklem 3.11'de verilen bağıntı yardımıyla serbest yüzey deformasyonunun türev ifadeleri bulunur.

$$\xi_x = \frac{1}{2g} \cdot -2\nabla\Phi \cdot \left(\nabla\Phi\right)_x \tag{3.12}$$

$$\xi_x = -\frac{1}{g} \cdot \left(\Phi_x \cdot \Phi_{xx} + \Phi_y \cdot \Phi_{yx} + \Phi_z \cdot \Phi_{zx}\right) \tag{3.13}$$

$$\xi_y = -\frac{1}{g} \cdot \left(\Phi_x \cdot \Phi_{xy} + \Phi_y \cdot \Phi_{yy} + \Phi_z \cdot \Phi_{zy}\right) \tag{3.14}$$

Denklem 3.13 ve 3.14, kinematik sınır koşulunda yerine konulursa üç boyutlu lineer olmayan serbest su yüzeyi sınır koşulu elde edilmiş olur.

$$\Phi_z = -\frac{1}{g} \cdot \left(\Phi_x{}^2 \cdot \Phi_{xx} + 2 \cdot \Phi_x \cdot \Phi_y \cdot \Phi_{xy} + \Phi_x \cdot \Phi_z \cdot \Phi_{zx} + \Phi_y{}^2 \cdot \Phi_{yy} + \Phi_y \cdot \Phi_z \cdot \Phi_{zy}\right) \tag{3.15}$$

İki boyutlu lineer olmayan serbest su yüzeyi sınır koşulu toplam hız potansiyeli cinsinden aşağıdaki gibi olur.

$$\Phi_z = -\frac{1}{g} \cdot \left(\Phi_x{}^2 \cdot \Phi_{xx} + \Phi_x \cdot \Phi_z \cdot \Phi_{zx}\right) \tag{3.16}$$

İki boyutlu lineer olmayan sınır koşulu pertürbasyon potansiyeli cinsinden aşağıdaki gibi olur.

$$\phi_z = -\frac{1}{g}\cdot\left(\left(U+\phi_x\right)^2\cdot\phi_{xx}+\left(U+\phi_x\right)\cdot\phi_z\cdot\phi_{zx}\right) \tag{3.17}$$

Denklem 3.17'de yer alan lineer olmayan terimler ihmal edilirse iki boyutlu lineer serbest su yüzeyi sınır koşulu elde edilmiş olur.

$$\phi_{xx}+\frac{g}{U^2}\cdot\phi_z = 0 \tag{3.18}$$

Denklem 3.18 lineer sınır koşulu olup hız potansiyeli üçüncü mertebe pertürbasyon serisine [61] açılmak suretiyle sınır koşulundaki ikinci ve üçüncü mertebe terimler tespit edilebilir.

$$\phi = U\cdot x+\varepsilon\cdot\phi_1+\varepsilon^2\cdot\phi_2+\varepsilon^3\cdot\phi_3 \tag{3.19}$$

$$\phi_{1_z} = -\frac{1}{g}U^2\phi_{1_{xx}} \tag{3.20}$$

$$\phi_{2_z} = -\frac{1}{g}\left(U^2\phi_{2_{xx}}+2U\phi_{1_x}\phi_{1_{xx}}+U\phi_{1_z}\phi_{1_{zx}}\right) \tag{3.21}$$

$$\phi_{3_z} = -\frac{1}{g}\left(U^2\phi_{3_{xx}}+2U\phi_{1_x}\phi_{2_{xx}}+2U\phi_{2_x}\phi_{1_{xx}}+\phi_{1_x}{}^2\phi_{1_{xx}}+U\phi_{1_{zx}}\phi_{2_{zx}}+U\phi_{2_z}\phi_{1_{zx}}+\phi_{1_x}\phi_{1_z}\phi_{1_{zx}}\right) \tag{3.22}$$

Serbest yüzey deformasyonu da pertürbasyon yöntemi ile üçüncü mertebeden seriye açılarak ikinci ve üçüncü mertebeden terimler bulunmuştur.

$$\xi = \varepsilon\cdot\xi_1+\varepsilon^2\cdot\xi_2+\varepsilon^3\cdot\xi_3 \tag{3.23}$$

$$\xi_1 = -\frac{U}{g}\phi_{1_x} \tag{3.24}$$

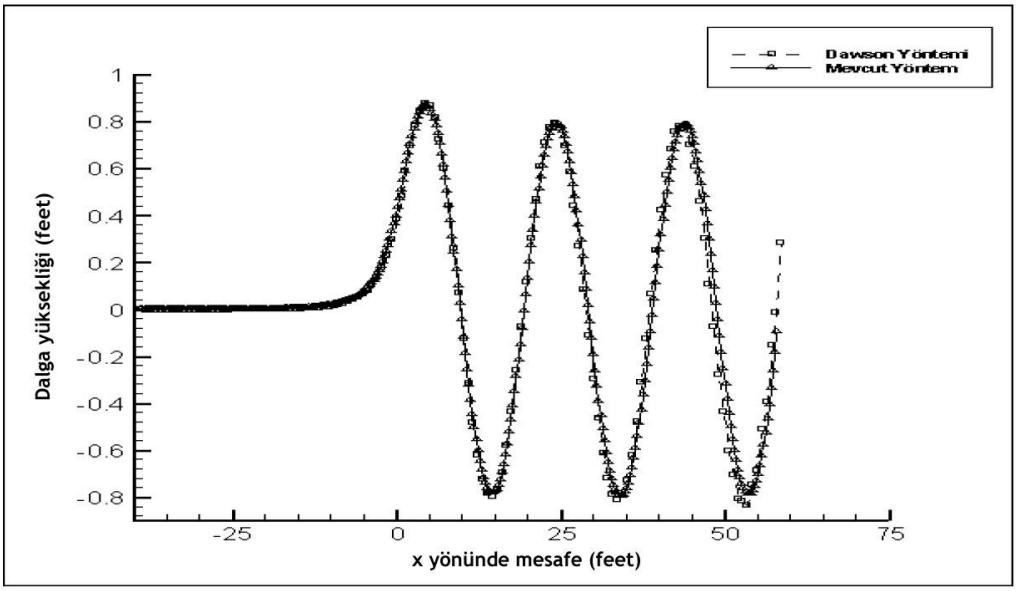
$$\xi_2 = -\frac{U}{g}\phi_{2_x}-\frac{1}{2g}\left(\phi_{1_x}{}^2+\phi_{1_z}{}^2\right) \tag{3.25}$$

$$\xi_3 = -\frac{U}{g}\phi_{3_x}-\frac{1}{g}\left(\phi_{1_x}\phi_{2_x}+\phi_{1_z}\phi_{2_z}\right) \tag{3.26}$$

Yukarıdaki bağıntılarda ε, pertürbasyon parametresi olup bütün sonuçlar ε'dan bağımsızdır.

3.3 Lineer Durum için Doğrulama

Bu bölümde yukarıda temsili gösterimi verilen akış problemi lineer sınır koşulu ile noktasal bir girdap için potansiyel temelli olarak çözülmüş, hız temelli Dawson [14] yöntemiyle karşılaştırılarak mevcut yöntemin doğruluğu gösterilmiştir. Çalışma bünyesinde Dawson 'un algoritması ile çalışan Fortran programlama dilinde bir kod yazılarak serbest su yüzeyi altında ilerleyen noktasal bir girdap tekilliğinin serbest su yüzeyinde oluşturduğu serbest yüzey deformasyonu incelenmiştir. Bu kapsamda yapılan çözümde girdap şiddeti $\sigma/2\pi = 2.7$ ft^2/s (0.25 m^2/s) olup akım hızı U=10 ft/s (3.048 m/s) kabul edilmiştir. Noktasal girdabın serbest su yüzeyinden derinliği ise h=4.5 ft (1.37 m) olarak alınmıştır [26]. Bu çalışmada sunulan yöntemin birinci mertebe için analitik sonuçlarla ve Dawson yöntemiyle doğrulaması ayrıca Bal vd. [62] ve Bal ve Kinnas [27] tarafından yapılmış çalışmalarda mevcut olup bu tez çalışmasında aynı doğrulama tekrarlanmamıştır..



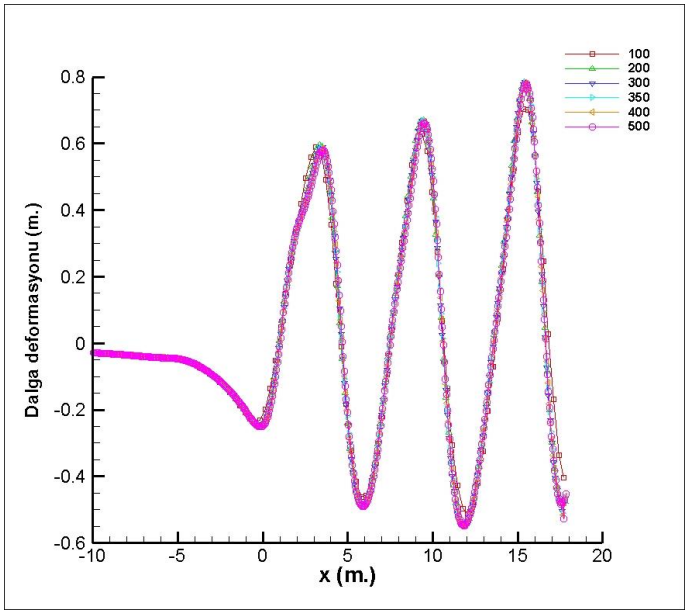
Şekil 3. 2 Sabit şiddetli noktasal girdap için dalga yükseklikleri

Şekil 3.2'de görüldüğü gibi bu çalışma kapsamında kullanılan potansiyel temelli yöntem Dawson [14] yöntemiyle benzer sonuçlar vermektedir. Dolayısıyla noktasal kaynak için yapılan bütün analizlerde potansiyel temelli yaklaşım kullanılmıştır.

3.4 Lineer ve Yüksek Mertebeden Sonuçların Karşılaştırması

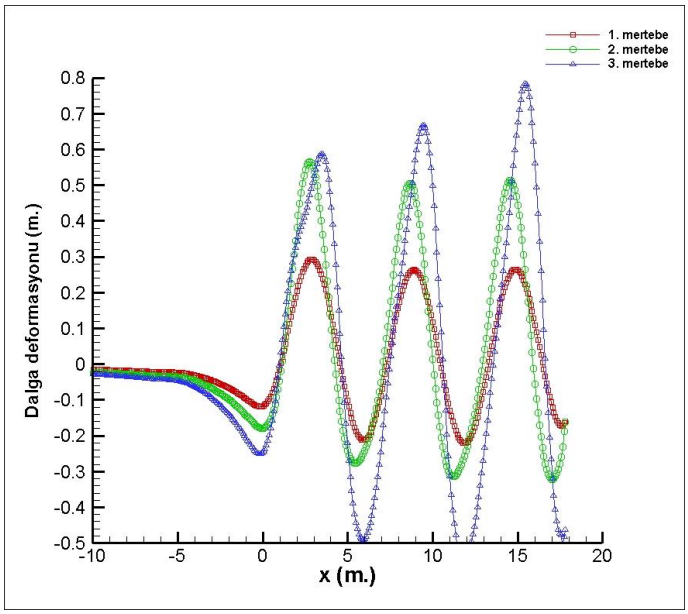
3.4.1 Panel Bağımsızlığı

Birinci mertebe yani lineer durum ve yüksek mertebeden terimlerin kullanıldığı durumdaki sınır koşulları yukarıda açıklanmıştır. Bu sınır koşulları kullanılarak birinci, ikinci ve üçüncü mertebe terimlerin serbest yüzey deformasyonuna etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda ilk önce en yüksek mertebe olan üçüncü mertebe için panel bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda sonraki sayısal analizlerde kullanılacak olan panel sayısı tespit edilmiştir. Panel bağımsızlığı çalışması için noktasal kaynak şiddeti $\sigma/2\pi = 2.7$ ft²/s (0.25 m²/s) olup akım hızı U=10 ft/s (3.048 m/s) ve derinlik h=4.5 ft (1.37 m) olarak alınmıştır. Panel bağımsızlığı çalışması amacıyla elde edilen sonuçlar Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3. 3 Üçüncü mertebe çözüm için panel bağımsızlığı

Yukarıdaki şekilde verildiği üzere sabit derinlik, hız ve kaynak şiddeti için 100 ile 500 arasında farklı panel sayılarında yapılan çalışmalardan faydalanılarak en uygun panel sayısının 350 olduğu tespit edilmiştir. Aynı kaynak şiddeti, akım hızı ve derinlik için 350 panel sayısında bütün mertebelerin birbiriyle karşılaştırması Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3. 4 Farklı mertebelerden sonuçların karşılaştırması

3.4.2 Yüksek Mertebe ve Boyutsuz Derinlik

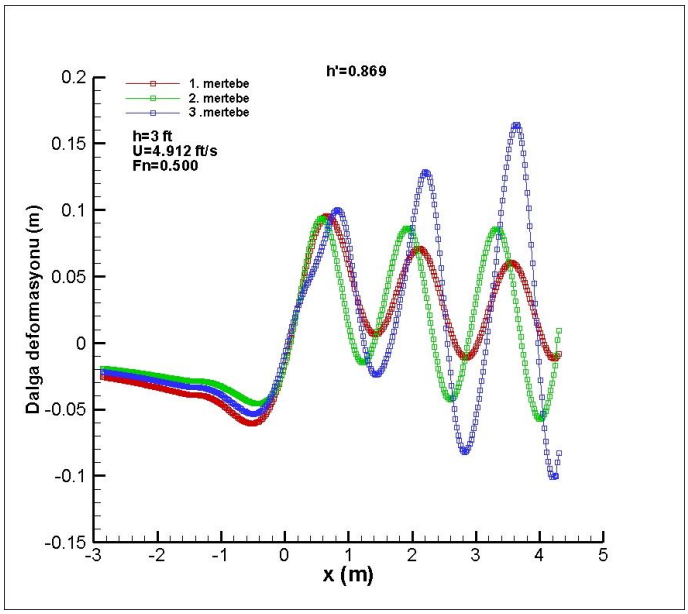
Derinlik Froude sayısının 0.7'den büyük olduğu durumlarda yüksek mertebe çözümler yanlış sonuç verdiğinden yüksek mertebe yöntemin cevap verdiği asgari derinlik ve hız değerleri araştırılmıştır. Bu yüzden derinlik parametresi boyutsuzlaştırılarak yeni bir bağıntı önerilmiştir.

$$h' = \frac{h \cdot U}{|\sigma|} \tag{3.27}$$

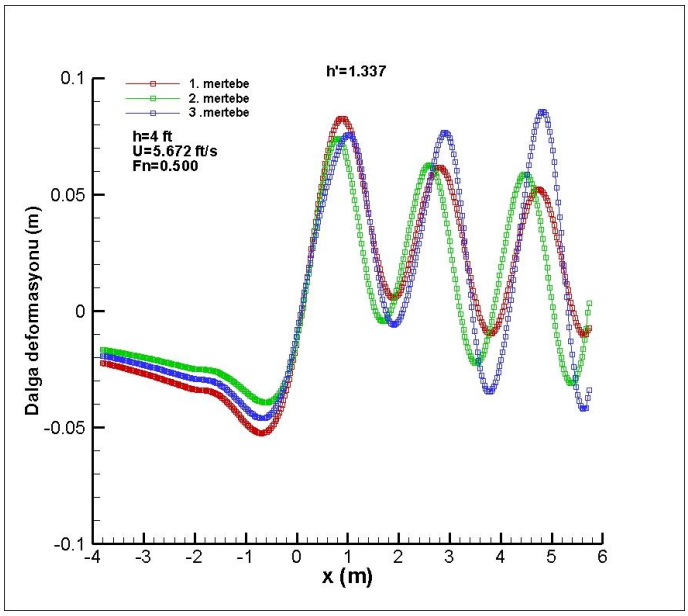
Burada derinlik Froude sayısı bağıntısı aşağıdaki gibidir:

$$Fn = \frac{U}{\sqrt{gh}} \tag{3.28}$$

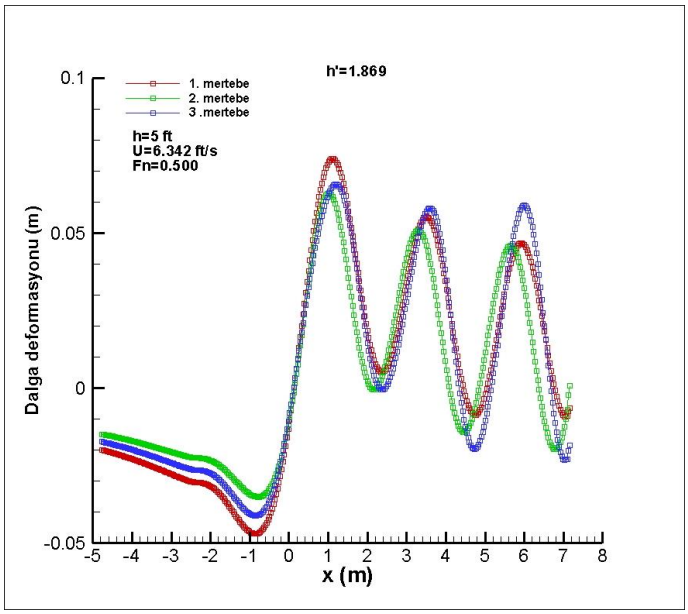
Bütün analizlerde kaynak şiddeti sabit kabul edilerek $\sigma/2\pi = 2.7\ \text{ft}^2/\text{s}$ (0.25 m^2/s) olarak alınmıştır. Dolayısıyla farklı akım hızları ve derinliklerde çeşitli analizler yapılmıştır. Bu kapsamda üç farklı derinlik Froude sayısı için hesaplama yapılmıştır. Bütün analizlerde birinci, ikinci ve üçüncü mertebe sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu çalışma sayesinde lineer olmayan terimlerin doğru sonuç verdiği derinlik ve akım hızından ziyade boyutsuz derinlik katsayısı önerilmiştir.



Şekil 3. 5 h=3 ft (0.9144 m) ve U=4.912 ft/s (1.497 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

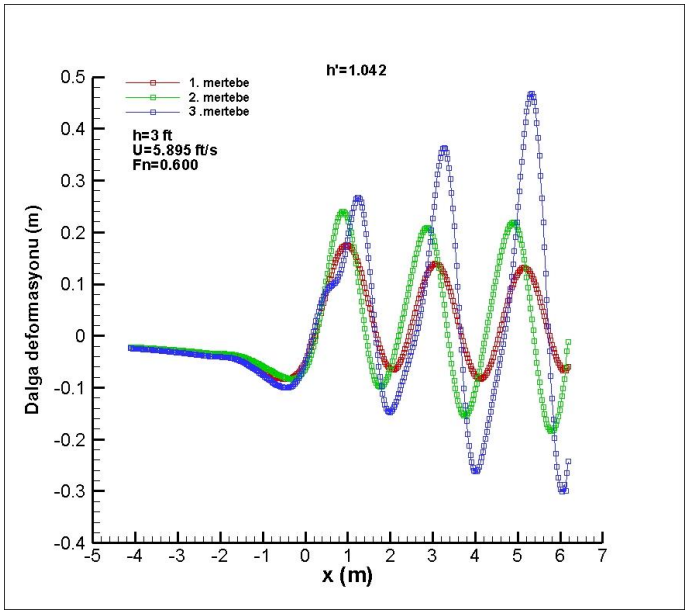


Şekil 3. 6 h=4 ft (1.2192 m) ve U=5.672 ft/s (1.729 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

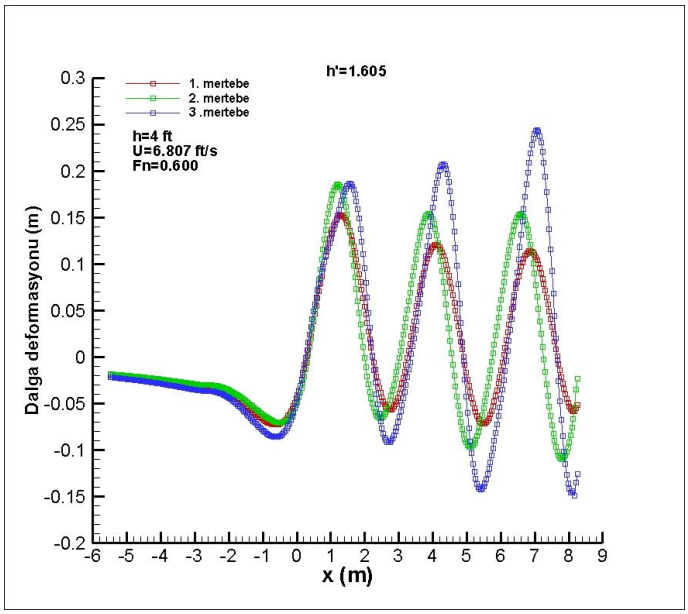


Şekil 3. 7 h=5 ft (1.524 m) ve U=6.342 ft/s (1.933 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

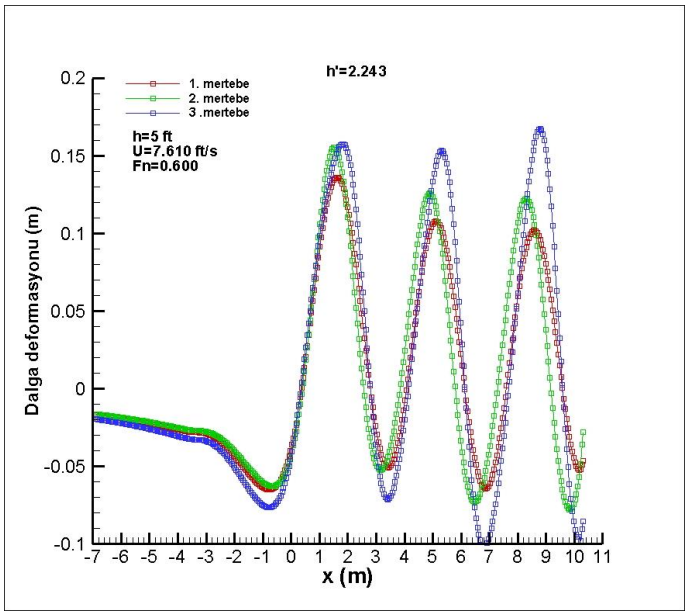
Şekil 3.5-3.7'de görüldüğü gibi yüksek mertebe yöntem aynı Froude sayısında (Fn=0.5) derinlik arttıkça lineer durum ile uyumlu sonuçlar vermektedir. Her üç derinlikte de ikinci mertebe ile birinci mertebe arasında faz farkı oluşmakta iken üçüncü mertebe sonuçlarda faz farkı oluşmazken serbest yüzey deformasyonu daha fazla çıkmaktadır.



Şekil 3. 8 h=3 ft (0.9144 m) ve U=5.895 ft/s (1.797 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

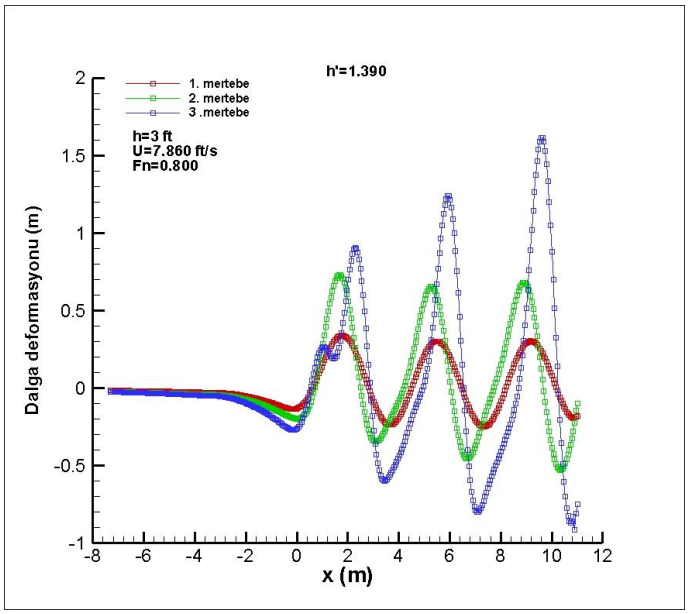


Şekil 3. 9 h=4 ft (1.2192 m) ve U=6.807 ft/s (2.074 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

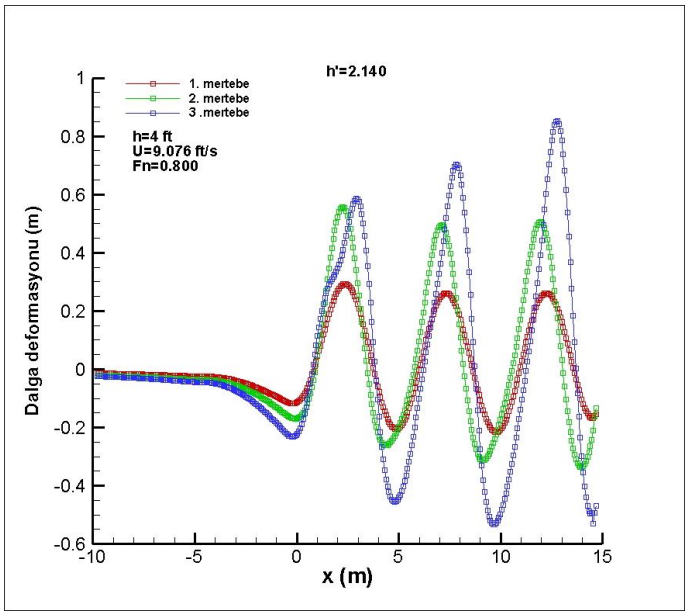


Şekil 3. 10 h=5 ft (1.524 m) ve U=7.610 ft/s (2.319 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

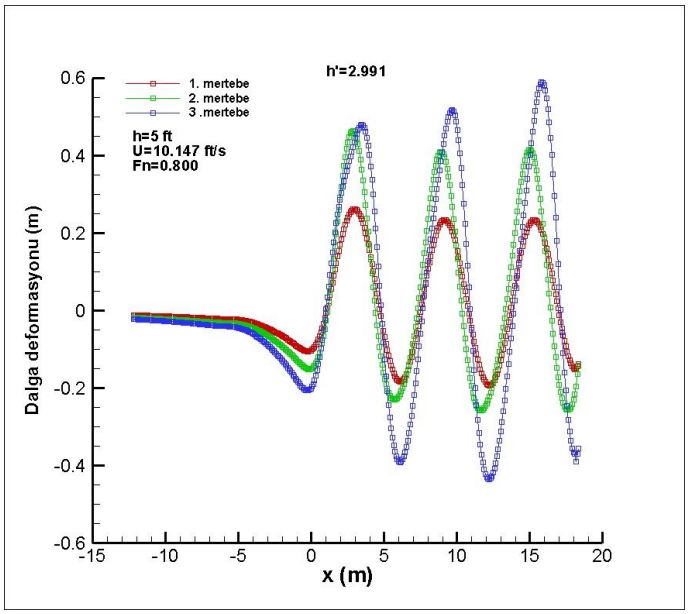
Şekil 3.8-3.10'dan derinli Froude sayısı Fn=0.6 için yapılan sayısal analizlerde benzer şekilde ikinci mertebe terimlerin lineer sonuçlarla uyumlu olduğu ancak bir faz farkı oluşturduğu görülmektedir. Üçüncü mertebe terimlerin ise sonucu lineerden uzaklaştırdığı söylenebilir.



Şekil 3. 11 h=3 ft (0.9144 m) ve U=7.860 ft/s (2.395 m/s) için serbest yüzey deformasyonları



Şekil 3. 12 h=4 ft (1.2192 m) ve U=9.076 ft/s (2.766 m/s) için serbest yüzey deformasyonları



Şekil 3. 13 h=5 ft (1.524m) ve U=10.147 ft/s (3.093 m/s) için serbest yüzey deformasyonları

Şekil 3.11-3.13'te derinlik Froude sayısı Fn=0.8 için farklı derinlikte elde edilen serbest yüzey deformasyonları verilmiştir. Derinlik Froude sayısının 0.7'den büyük olduğu durumda ikinci ve üçüncü mertebe sonuçların lineer sonuçlardan uzaklaştığı görülmüştür. Bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre yüksek mertebe sonuçların lineer sonuçlardan yüksek çıkması ve yüksek mertebe terimlerin lineer duruma göre serbest yüzey deformasyonunda faz farkı oluşturması, Forbes [23] tarafından yapılan çalışmada elde edilen sonuçları destekler niteliktedir.

3.5 Değerlendirme

Potansiyel teoriye dayalı sayısal analizler sonucu elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Derinlik Froude sayısının 0.7'den büyük olduğu durumlarda yüksek mertebe terimler dahil edilerek elde edilen sonuçlar lineer sonuçlardan farklı olmaktadır.
- Ancak derinlik Froude sayısı 0.7'den küçük olduğu durumlarda birinci ve ikinci mertebe sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

- Derinlik Froude sayısının 0.7'den küçük olduğu durumda kaynak tekilliğinin bulunduğu derinlik arttıkça üçüncü mertebenin diğer sonuçlara yaklaştığı görülmüştür.
- Dolayısıyla derinlik arttıkça yani boyutsuz derinlik katsayısı büyüdükçe yüksek mertebeden yöntemlerin $Fn<0.7$ olduğu durumlarda daha iyi sonuçlar verdiği söylenebilir.
- Bütün sonuçlardan ikinci mertebe terimlerin faz farkı oluşturduğu gözlemlenmiştir.
- Üçüncü mertebe terimlerin ise incelenen durumların hepsinde lineer ve ikinci mertebeye göre daha yüksek serbest yüzey deformasyonu verdiği görülmüştür. Bu durumda üçüncü mertebe terimler dahil edilerek hesaplanacak olan dalga direnci de daha yüksek çıkacaktır.
- Tez çalışmasında kullanılan sınır elemanları yönteminin (BEM) yüksek mertebe serbest yüzey modellemesinde kullanılabileceği görülmüştür.
- Mevcut yöntem üç boyutlu sayısal direnç hesabına temel oluşturduğundan bu yöntem yardımıyla serbest yüzey deformasyonu ve dalga direnci hesaplanmasında pratik ve faydalı sonuçlar üretilebilecektir.
- Kaynak tekilliğinden uzaklaştıkça dalga genliğinin azalması beklenmektedir. Ancak üçüncü mertebe terimlerin etkisiyle Froude sayısı arttıkça kaynaktan uzaklaştıkça dalga genliği artmaktadır. Dolayısıyla mevcut yöntem ile serbest su yüzeyi deformasyonu problemi dahilinde noktasal tekillik ya da bir cismin gerisinde oluşan deformasyonun hesaplanmasında üçüncü mertebe yöntem cevap vermeyebilecektir.

BÖLÜM 4

MODEL DENEYLERİ

Doktora tez çalışması kapsamında YÖK Yurtdışı Doktora Araştırma Burs Programı desteği ile yapılması planlanmış HAD analizlerini doğrulamak amacıyla bir gaz tankerinin model deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bütün deneyler İtalya'nın Napoli kentinde bulunan Napoli Federico II Üniversitesi Model Çekme Tankı'nda gerçekleştirilmiştir. 17 düşük hız ve 7 yüksek hız olmak üzere toplam 24 hız için model direnç ve dalga deformasyonu deneyleri yapılmıştır.

4.1 Model Deneyleri

Teknenin toplam direncinin, direnç bileşenlerinin tahmini tekne form tasarımı açısından ilk akla gelen konudur. Direnç tahmini için sayısal ve deneysel yöntemler mevcut olup bütün yöntemlerin amacı geminin toplam direncini dolayısıyla efektif gücü ve ana makine gücünü doğru hesaplamaktır. Sayısal ve deneysel yöntemlerle yapılan tahminler gemi daha üretilmeden tasarım sürecine müdahale imkanı vermektedir.

Deneysel olarak direnç hesaplaması için ilgili gemi formunun belirli bir ölçekte küçültülmüş hali model tankında çekilir. Modelin ana boyutları ve deneysel koşullar için geometrik ve dinamik benzerlik kanunlarına uyulmak zorundadır. Tasarım aşamasında yapılan bu deneylerle tekne üretime geçmeden direnç azaltılarak gereken makine gücü azaltılmış olur. Bu da yakıt tasarrufu anlamına gelmektedir.

4.2 Model Deneylerinde Kullanılan Ekipmanlar

Model deneylerinde çok sayıda elektronik ve mekanik ekipman kullanılmaktadır. Direnç deneylerinde direnç ölçmek için çeşitli tiplerde dinamometreler

kullanılmaktadır. Düşük hızlarda yapılan direnç deneyleri için dinamometre ile birlikte mekanik sistem de tercih edilmektedir. Bunun sebebi hız düşüklüğünden dolayı oluşacak kuvvetin zor ölçülüyor olmasıdır. Direnç deneyi sırasında ayrıca dinamik trim ve batmayı ölçmek için de cihazlar kullanılmaktadır. Ayrıca özellikle yüksek hızlarda tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonunu ölçebilmek için tankın belirli mesafesinde bulunan dalga sensörleri kullanılmaktadır. Doktora tez çalışması kapsamında yapılan model direnç deneylerinde kullanılan ekipmanlara ait resimler aşağıda verilmiştir (Şekil 4.1-4.3).



Şekil 4. 1 Direnç ölçümünde kullanılan ATWOOD sistemi



Şekil 4. 2 Direnç ölçümünde kullanılan R47 dinamometre



Şekil 4. 3 Paralel batma ve dinamik trim miktarını ölçen cihazlar

4.3 Model Üretimi (C 2084)

Model deneylerinde kullanılacak teknenin ana boyutları belirlendikten sonra model üretimi gerçekleştirilir. Model üretim malzemesi ağaç ya da parafindir. Bu doktora tezi çalışmasında incelenen model daha önce deneyleri yapılmış bir modeldir. Model ağaçtan imal edilmiş olup herhangi bir ticari gizliliği bulunmamaktadır. Deneyleri yapılan gerçek gemi ve modelinin ana boyutları aşağıda verilmiştir (Çizelge 4.1). Model, Gasiera isimli bir LNG tankerinin 1/20 ölçekli halidir ve çekme tankı kod numarası C

2084'tür. Model gemi bünyesinde dümen mevcut olup teknenin bir parçası olarak kabul edilmektedir. Model gemi deney tankı bünyesinde bulunan atölyede çeşitli tezgahlar yardımıyla imal edilmiştir (Şekil 4.4). İmal edilmiş ve deneye hazır gemi modeli Şekil 4.5'te görülmektedir.

Çizelge 4. 1 Model ve gerçek gemiye ait ana boyutlar ve hidrostatik değerler

Ölçek: 1/20	**Model**	**Gemi**
L_{BP} (m)	4.000	80.000
L_{WL} (m)	4.329	86.580
L_{OA} (m)	4.331	86.620
B_M (m)	0.710	14.200
B_{WL} (m)	0.710	14.200
T_F (m)	0.286	5.715
T_A (m)	0.286	5.715
T_M (m)	0.286	5.715
Δ (ton)	0.590	4845.0
S (m^2)	4.233	1693.3
∇ (m^3)	0.575	4722.154
C_B	0.664	0.664
C_P	0.681	0.681
C_M	0.977	0.977
C_{WP}	0.816	0.816
LCB (m)	2.146	42.92
LCF (m)	2.013	40.26



Şekil 4. 4 Model üretiminde kullanılan tezgâh



Şekil 4. 5 Model gemi (C 2084)

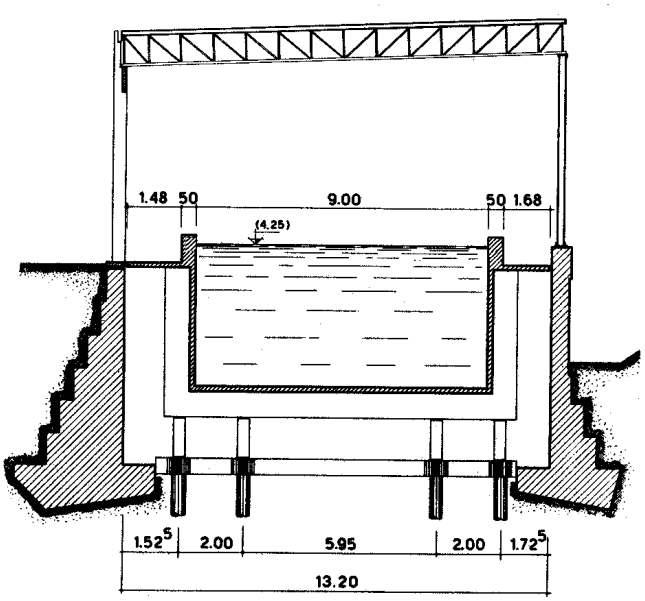
4.4 Direnç Deneyleri

C 2084 isimli model geminin çeşitli hızlarda direnç deneyleri Napoli Federico II Üniversitesi Çekme Tankı'nda gerçekleştirilmiştir. Model Çekme Tankı 136.74 metre uzunluğunda, 9 metre genişliğinde ve 4.25 metre derinliğindedir. Tankta ileri doğru en fazla 10 m/s, geriye doğru ise en fazla 4 m/s hıza çıkılabilmektedir. Direnç deneyleri için ilgili model deney arabasına çeşitli aparatlarla bağlanarak arabayla birlikte istenilen hızda çekilmektedir. Deney sırasında belirli bir süre tekne üzerinde bulunan dinamometreden alınan veriler deney sonunda analiz edilerek model geminin o hızdaki direncine ulaşılmaktadır. Deney arabası ve çekme tankına ait resimler Şekil 4.6-4.8'de verilmiştir. Bu tez çalışmasında deneysel sonuçlara herhangi bir belirsizlik analizi

uygulanmamıştır. Ancak literatürde mevcut bir çalışmaya göre model deney tankının direnç deneyleri açısından belirsizlik analizi yapılmış olup % 1'in altında olduğu belirtilmiştir [63]. Söz konusu çalışmada belirsizlik analizi için ITTC [64] tarafından önerilen yönergeler dikkate alınmıştır.



Şekil 4. 6 Modelin sabitlendiği deney arabası



Şekil 4. 7 Model çekme tankı şematik görünümü



Şekil 4. 8 Model çekme tankı genel görünümü

Deneylerde kullanılan model ile gerçek gemi arasında Froude benzerliği bulunmaktadır. İki tekne arasında Reynolds benzerliği sağlanamadığından model gemi çok düşük Reynolds sayılarında gitmektedir. Dolayısıyla model gemi ile yapılan deneylerde akım çoğunlukla laminer bölgede kalmaktadır. Model deneylerinde akımı türbülanslı hale getirmek ve türbülansın dirence olan etkilerini deneysel olarak hesaba katabilmek için model geminin baş tarafına Şekil 4.9'da gösterilen türbülans yapıcı pinler yerleştirilmiştir.



Şekil 4. 9 Model üzerine yerleştirilen türbülans yapıcı pinler

Model geminin form faktörünün tayini için çeşitli hızlarda deneyler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yüksek hızlarda tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonlarını gözlemlemek için çeşitli hızlarda deneyler yapılmıştır. Bu deneyler sırasında çekme tankının önceden belirlenmiş bir yerine yerleştirilmiş altı adet dalga sensörü yardımıyla deney sırasında her bir hız için tank boyunca serbest yüzey deformasyonları (longitudinal wave-cut) elde edilmiştir. Dalga sensörlerinin yerleşimi Şekil 4.10'da görüldüğü gibidir.



Şekil 4. 10 Serbest yüzey deformasyonu ölçümü için kullanılan sensörler

Model geminin deneylerinin yapıldığı deney tankının ana boyutları ve model deneylerinin yapıldığı akışkan koşulları sırasıyla Çizelge 4.2 ve 4.3'te verilmiştir. Deney koşullarındaki akışkan özellikleri deney sırasında sıcaklık ölçümleri yapılarak belirlenmiştir. Deneyler kabul edilen akışkan özellikleri daha sonra model ve gerçek geminin boyutsuz direnç katsayılarının hesabında kullanılmıştır.

Çizelge 4. 2 Model deney tankının temel özellikleri

Boy (m)	135.5
Genişlik (m)	9
Derinlik (m)	4.5
Azami hız (m/s)	10

Çizelge 4. 3 Deneydeki akışkan koşulları [65]

Sıcaklık (Deney)	10.8	^{o}C
Kin. Viskozite (Deney)	1.1880E-06	m^2/s
Yoğunluk (Deney)	999.63136	kg/m^3
Yerçekimi ivmesi	9.808	m/s^2



Şekil 4. 11 Gasiera modelinin deney öncesi görünümü

4.5 Gemi Direnç Bileşenleri ve Model-Gerçek Gemi İlişkisi

Gemi direnci teknenin istenilen bir hızda ilerlemesi için yenmesi gereken kuvvettir. Model deneyleri ve HAD analizleri ile model ölçeğinde gemi toplam direnci ve direnç bileşenleri bulunarak gerçek gemiye geçiş sağlanır. Model ile gerçek gemi arasındaki geçiş için birinci bölümde bahsedildiği üzere geometrik ve dinamik benzerlik sağlanmalıdır. Bu kapsamda gemi direncinin hesaplanmasında model ile gerçek gemi arasında Froude benzerliği uygulanmalıdır.

Model geminin hesaplanan toplam direncinden yola çıkılarak çeşitli direnç bileşenleri hesaplanabilir. Bu hesaplamalar için farklı yöntemler mevcuttur. Bunlardan ilk olarak kullanılmaya başlanan ve halen de kullanılan Froude yöntemine göre teknenin toplam direnci sürtünme direnci ve artık direnç olmak üzere ikiye ayrılır [66]. Bu yöntemde model gemiden gerçek gemiye geçiş artık direnç üzerinden gerçekleştirilir.

$$R_T = R_F + R_R \tag{4.1}$$

Yukarıda verilen bağıntıda sürtünme direnci gemi yüzeyine teğet ve artık direnç ise yüzeye dik hidrodinamik kuvvetlerdir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$R_F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot C_F \tag{4.2}$$

$$R_R = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot C_R \tag{4.3}$$

Yukarıda verilen direnç bağıntılarında; ρ, akışkanın yoğunluğunu (kg/m^3); S, geminin ıslak alanını (m^2); V, gemi hızını (m/s) ve C, boyutsuz direnç katsayısını temsil etmektedir. Sürtünme direnç katsayısı için ITTC tarafından önerilen ITTC-57 [67] bağıntısı yaygın olarak kullanılmaktadır.

$$C_F = \frac{0.075}{\left(\log_{10} Rn - 2\right)^2} \tag{4.4}$$

ITTC-57 formülünden anlaşılacağı üzere sürtünme direnç katsayısı hesabı için geminin Reynolds sayısı bilinmelidir. Froude yöntemine göre deneysel veya sayısal olarak hesaplanan toplam dirençten ITTC-57 formülü yardımıyla hesaplanan sürtünme direnci çıkartılarak geminin artık direnci hesaplanabilir. Daha sonra artık direnç üzerinden model ile gerçek gemi arasındaki ilişki artık direnç katsayılarının eşitliğinden aşağıdaki gibi kurulabilir.

$$R_{R_s} = R_{R_m} \cdot \lambda^3 \cdot \frac{\rho_s}{\rho_m} \tag{4.5}$$

Yukarıdaki bağıntıdan görüldüğü gibi modelin artık direnci ile gerçek geminin artık direnci arasındaki dinamik benzerlik geometrik benzerlik oranının küpüyle orantılıdır. Denklemin son terimi yoğunluk düzeltmesi içindir. Froude yönteminde hesaplanan artık direnç hem Reynolds hem Froude sayısına bağlıdır yani artık direnç içerisinde hem basınç hem de sürtünme kaynaklı kuvvetler vardır.

Son dönemde geliştirilen ve modelden gerçek gemiye geçişte kullanılan diğer bir direnç tahmin yöntemi de Hughes [68] tarafından önerilmiştir. Yöntemde gemi toplam direnci

viskoz direnç ve dalga direnci olarak ikiye ayrılıp gerçek gemiye geçiş dalga direnci üzerinden gerçekleştirilmektedir.

Bu yaklaşım daha doğru bir sonuç vermektedir. Çünkü artık direnç hem basınç hem viskozite kaynaklı bir direnç bileşeni iken dalga direnci sadece basınç kaynaklı bir direnç bileşenidir. Dalga direncinin oluşma sebebi viskozite değil yerçekimi etkisidir. Dalga direncinin potansiyel teoriye dayanan yöntemlerle hesabı ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Ancak özellikle gemi kıç bölgesindeki akış koşulları nedeniyle potansiyel teori ile dalga direnci hesabında hatalar meydana gelmektedir. Dalga direncinin hesaplanması için deney vazgeçilmez bir araçtır.

Viskoz direncin en önemli bileşeni sürtünme direnci olup akışkan viskozitesinden kaynaklanmaktadır ve geminin ıslak alanı ile yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır.

Diğer direnç bileşeni olan viskoz basınç direnci ise gemi formuna ve viskoziteye bağlıdır. Viskoz basınç direnci geminin viskoz direnci ile sürtünme direnci arasındaki farktır. Dolayısıyla ideal bir akışkan içerisinde ve tamamen batmış yeterince derinde ilerleyen bir cismin viskoz basınç direnci sıfır olacaktır. Gemi viskoz ortamda ilerlerken viskoziteden dolayı basınç dağılımında değişim meydana gelmektedir. Viskoz basınç direnci bu basınç değişiminden kaynaklanmaktadır. Yani viskoz basınç direnci hem basınç hem de viskozite kaynaklı bir direnç bileşenidir. Viskoz basınç direncinin sürtünme direncine oranı özel olarak form faktörü olarak adlandırılmaktadır.

$$k = \frac{R_{VP}}{R_F} \tag{4.6}$$

Hughes [68] yaklaşımına göre model gemiden gerçek gemiye dalga direnci üzerinden geçildiğinden daha hassas bir yol izlenmiş olur. Bu yaklaşıma göre boyutsuz direnç katsayıları arasında şöyle bir ilişki vardır:

$$C_V = C_F + C_{VP} = (1+k).C_F \tag{4.7}$$

Dolayısıyla boyutsuz dalga direnci katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$C_W = C_T - C_V \tag{4.8}$$

Aynı Froude sayılarında hareket eden gerçek gemi ile model geminin boyutsuz dalga direnci katsayıları birbirine eşittir.

$$C_{W_s} = C_{W_m} \tag{4.9}$$

Yukarıda verilen boyutsuz direnç katsayısı bağıntıları hem model hem de gerçek gemi için geçerlidir. Dolayısıyla model ve gerçek gemi için boyutsuz toplam direnç katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$C_T = C_W + (1+k) \cdot C_F \tag{5.13}$$

Hughes [68] yöntemiyle direnç bileşenlerinin tahmini için gereken form faktörü çeşitli ampirik formüller ile, düşük Froude sayılarında yapılan deneyler ile veya çift model yöntemine dayanan deneylerle bulunabilir. Bu tez çalışmasında deneysel olarak form faktörü hesabı için düşük Froude sayılarında deneyler yapılarak Prohaska [46] yöntemi kullanılmıştır. Çift model tekniği ile deneysel olarak form faktörü hesabı oldukça zahmetli ve maliyetli bir işlemdir. Zira bu hesaplama için gereken modelin imalatı pahalıdır ve ilgili çekme tankının derin olması gerekmektedir. Prohaska ve çift model tekniği ile form faktörü hesabı hakkında detaylı bilgi ileriki bölümlerde verilecektir.

Model deneylerinden elde edilen direnç değerlerine ek olarak hesaba katılması gereken pürüzlülük ve düzeltme katsayıları vardır. Ayrıca teknenin takıntı direnci de toplam direncin içerisine dahil edilmelidir. Bu tez çalışmasında deneysel çalışmalarda kullanılan modelde takıntı olarak dümen bulunmaktadır.

4.5.1 C 2084 Model Teknesinin Prohaska Yöntemi ile Form Faktörünün Bulunması

Form faktörü, teknenin viskoz basınç direncinin levha sürtünme direncine oranı olarak tanımlanmaktadır. Form faktörü hesabı sırasında iki önemli kabul yapılmaktadır. Bunlardan ilki model gemi ile gerçek geminin form faktörünün birbirine eşit olduğudur. Diğer önemli kabul ise geminin form faktörünün hızdan bağımsız olduğudur [46].

$$(1+k)_m = (1+k)_s \tag{5.16}$$

Model deneylerinde modelin toplam direnci elde edildikten sonra ITTC 57 bağıntısı yardımıyla sürtünme direnci de hesaplanabilir. Ancak bu yolla modelin viskoz basınç

direncini dolayısıyla form faktörünü hesaplamak mümkün değildir. Bu yüzden model geminin ayna simetrik bir modeli üretilerek yeterince derinde çekilmek suretiyle geminin dalga direnç bileşeni sıfırlanmaya çalışılır. Ancak bu tip deneylerin yapılabileceği tesisler sınırlı sayıdadır ve söz konusu deneyler oldukça maliyetlidir. Bunun yerine model gemi çok düşük hızlarda çekilir. Bunun sebebi çok düşük hızlarda dalga direnci bileşeninin neredeyse sıfır olmasıdır. Dolayısıyla düşük hızlarda yapılan model deneylerinden elde dilen toplam direnç değerleri modelin viskoz direncine eşit kabul edilmektedir. Bu sayede ITTC 57 bağıntısı yardımıyla gemi sürtünme direnci katsayısı hesaplanarak geminin form faktörü elde edilebilmektedir. Form faktörü hesabında diğer bir yöntem Prohaska [46] tarafından önerilmiş olup deneyler için hız aralığı 0.12<Fn<0.20 olarak belirtilmiştir. Yöntem bu Froude sayısı aralığında dalga direnci katsayısının Froude sayısının belirli bir üssü ile doğru orantılı olduğu kabulüne dayanır. Bu tez çalışmasında da aynı aralıkta çok sayıda hız için model direnç deneyleri gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla bu bölümde bahsedilen Prohaska yöntemi deney sonuçlarına uygulanmıştır. Prohaska yöntemine göre form faktörü ile toplam direnç katsayısı arasında şöyle bir ilişki mevcuttur:

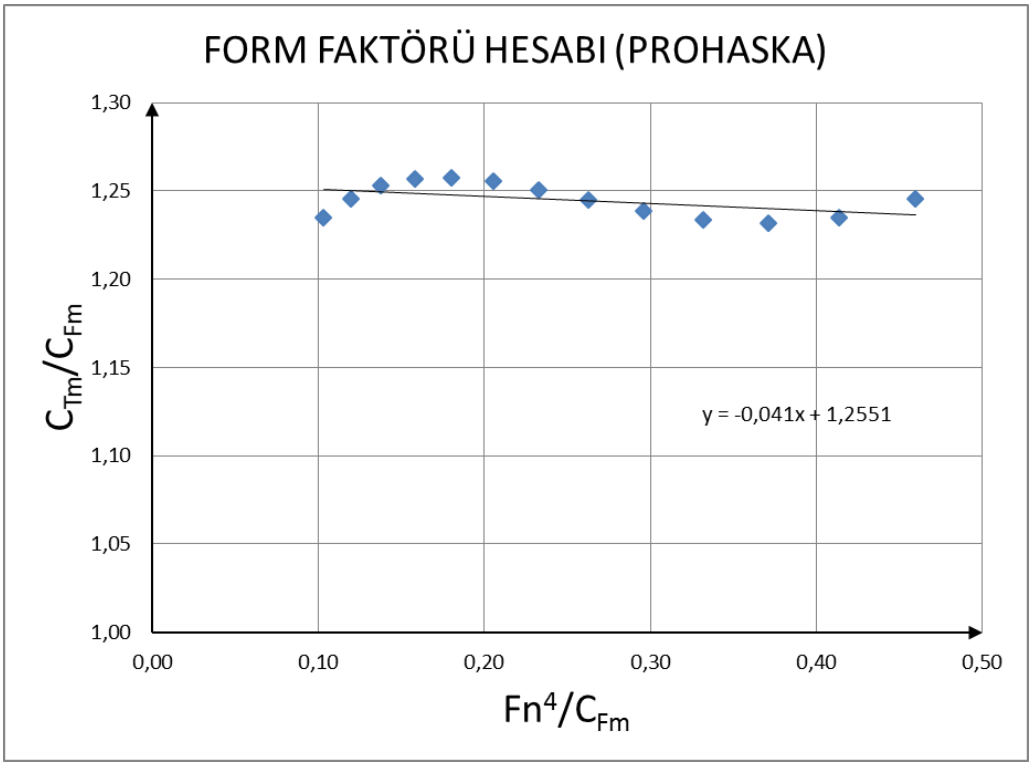
$$C_{T_m} = (1+k).C_{F_m} + \alpha.Fn^n \qquad (5.17)$$

Prohaska yönteminde n değeri 4-6 arasında sabit bir sayı olarak alınabilir. ITTC 78 [51] yöntemine göre n=6 alınmaktadır. Prohaska yönteminde ise çoğunlukla n=4 alınmaktadır. Dolayısıyla Prohaska yöntemine göre form faktörü hesabı için çizilen grafikte x ekseni $\frac{Fn^4}{C_{F_m}}$, y ekseni ise $\frac{C_{T_m}}{C_{F_m}}$ olarak alındığında çizilen doğrunun y eksenini kestiği yer (1+k) form faktörüne karşılık gelir.

Model deneyleri 17 farklı hız için yapılmış olup Prohaska yönteminde bu hızların bir kısmı kullanılmıştır. Bunun sebebi özellikle çok düşük hızlarda meydana gelen ölçüm hatalarıdır. Prohaska yöntemi gereği çizilen grafikte noktaların dağılımının mümkün olduğunca doğrusal olması gerekmektedir. Prohaska yöntemi ile form faktörü hesabı için 0.14<Fn<0.20 aralığında yapılan direnç deneylerinin sonuçları aşağıdaki çizelgede verilmiştir (Çizelge 4.4).

Çizelge 4. 4 C 2084 modeli için Prohaska aralığındaki deney sonuçları

		ITTC 57		DENEY	
Fn	**Rn_m*10^{-6}**	**$C_{Fm}*10^3$**	**Fn^4/C_{Fm}**	**$C_{Tm}*10^3$**	**C_{Tm}/C_{Fm}**
0.140	3.930	3.553	0.103	4.775	1.235
0.145	4.071	3.530	0.119	4.790	1.246
0.150	4.211	3.507	0.138	4.743	1.253
0.155	4.351	3.486	0.158	4.842	1.257
0.160	4.492	3.465	0.181	4.690	1.258
0.165	4.632	3.445	0.205	4.680	1.255
0.170	4.772	3.426	0.233	4.640	1.251
0.175	4.913	3.408	0.263	4.604	1.245
0.180	5.053	3.390	0.296	4.594	1.238
0.185	5.193	3.373	0.332	4.474	1.233
0.190	5.334	3.356	0.371	4.468	1.231
0.195	5.474	3.341	0.414	4.474	1.235
0.200	5.615	3.325	0.460	4.487	1.245



Şekil 4. 12 C 2084 modelinin Prohaska yöntemiyle form faktörü hesabı

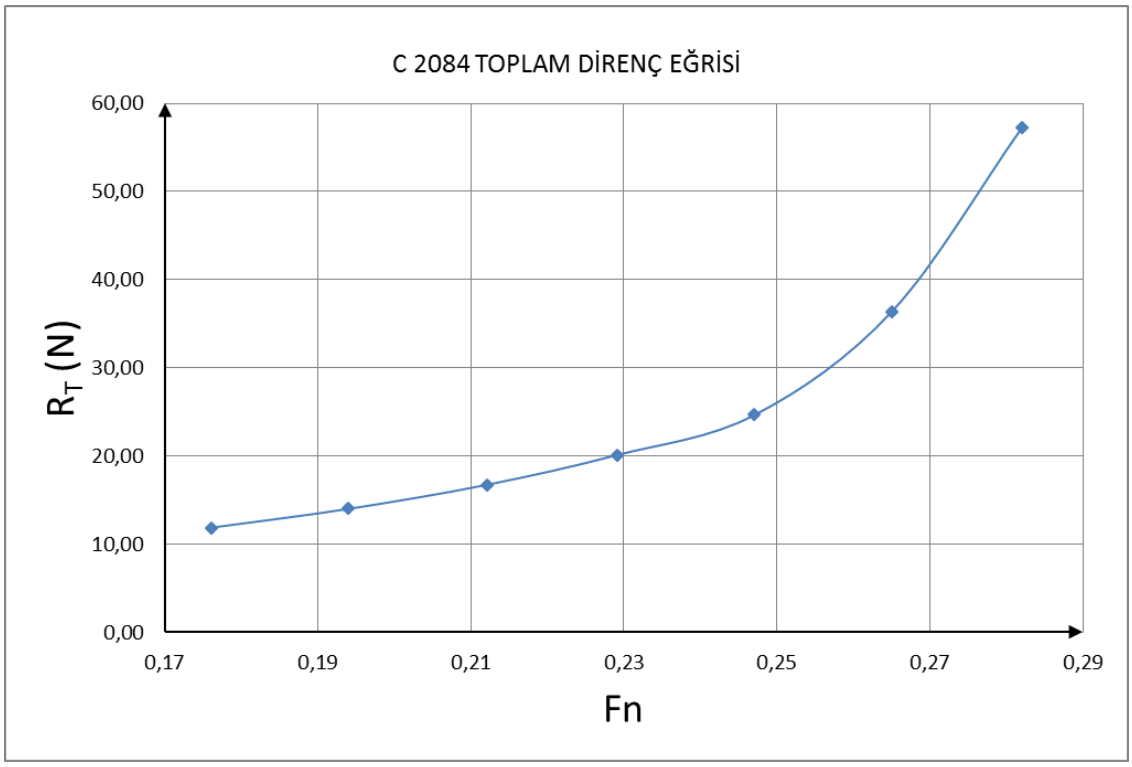
Şekil 4.12'de görüldüğü gibi model deneyleri gerçekleştirilen teknenin düşük hızlardaki deneysel sonuçlarından yararlanılarak Prohaska yöntemiyle form faktörü (1+k) 1.255 olarak hesaplanmıştır.

4.5.2 C 2084 Model Teknesinin Dalga Direncinin Deneysel Olarak Hesaplanması

Model teknenin yüksek Froude sayılarına karşılık gelen 7 adet hız için de direnç deneyleri yapılmış olup deney sonuçları Çizelge 4.5'te verilmiştir. Aynı sonuçlar grafik olarak ise Şekil 4.13'te verilmiştir.

Çizelge 4. 5 C 2084 modeline ait toplam direnç değerleri

		DENEY	
Fn	**V (m/s)**	**R_T (N)**	**C_T*10^3**
0.176	1.147	11.877	4.416
0.194	1.264	14.015	4.291
0.212	1.382	16.746	4.289
0.229	1.493	20.122	4.416
0.247	1.610	24.661	4.654
0.265	1.727	36.399	5.970
0.282	1.838	57.285	8.295

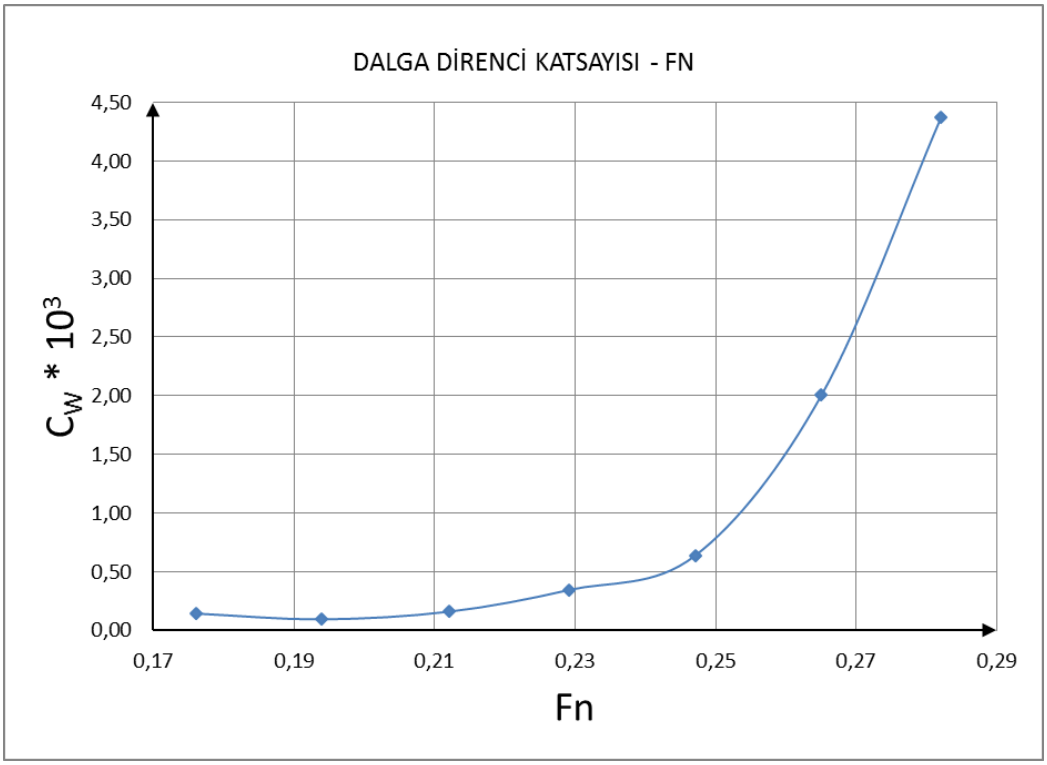


Şekil 4. 13 C 2084 modeline ait toplam direnç değerleri (deney)

Yukarıda deney sonuçları verilen yüksek Froude sayılarında Prohaska yöntemiyle bulunan form faktörü yardımıyla dalga direnç katsayıları hesaplanmıştır (Çizelge 4.6). aynı sonuçlar grafik olarak Şekil 4.14'te görülmektedir.

Çizelge 4. 6 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri

		ITTC 57	DENEY (1+k=1,255)	
Fn	**V (m/s)**	**$C_{Fm}*10^3$**	**$C_{Tm}*10^3$**	**$C_{Wm}*10^3$**
0.176	1.147	3.404	4.416	0.144
0.194	1.264	3.344	4.291	0.095
0.212	1.382	3.290	4.289	0.160
0.229	1.493	3.244	4.416	0.345
0.247	1.610	3.200	4.654	0.638
0.265	1.727	3.160	5.970	2.004
0.282	1.838	3.125	8.295	4.373

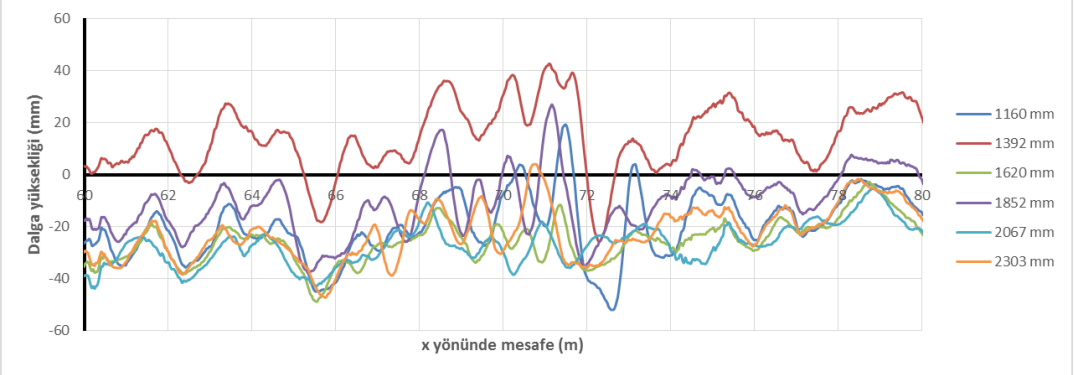


Şekil 4. 14 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri

Şekil 4.15 Fn=0.247 için model gemi deneyleri sonucunda dalga kesitleri (wave-cut) alınarak elde edilen serbest yüzey deformasyonlarını göstermektedir. Dalga kesiti (wave-cut) uygulaması ile ölçüm alınan noktaların tekne merkez hattından uzaklıkları Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4. 7 Dalga sensörlerinin model merkez hattına olan uzaklıkları

Sensör #	Mesafe (mm.)
01	1160
02	1392
03	1620
04	1852
05	2067
06	2303



Şekil 4. 15 Fn=0.247 için tekne etrafında ölçülen serbest yüzey deformasyonları

4.5.3 Gerçek Gemi Toplam Direncinin Hesaplanması

Bu bölümde model gemiye ait deneysel sonuçlar yardımıyla Fn=0.247 için gerçek geminin toplam direncinin hesaplanması amaçlanmıştır. Bu kapsamda daha önce bahsedilen Hughes [68] yöntemi ile model geminin dalga direnci üzerinden gerçek gemiye geçilmiştir. Gerçek geminin sürtünme direnci model gemide olduğu gibi ITTC 57 [67] bağıntısıyla, viskoz basınç direnci ise form faktörü kullanılarak hesaplanmıştır. Gerçek gemi için akışkan tuzlu su kabul edilmiştir (Çizelge 4.8).

Çizelge 4. 8 Gerçek gemi için akışkan koşulları [65]

Sıcaklık (Deney)	19.3	^{o}C
Kin. Viskozite (Deney)	1.0683E-06	m^2/s
Yoğunluk (Deney)	1024.9929	kg/m^3

Gerçek gemiye ait boyutsuz direnç katsayıları ve toplam direnç değeri aşağıdaki Çizelge 4.9'de verilmiştir.

Çizelge 4. 9 Fn=0.247 için gerçek gemiye ait direnç değerleri (deney)

Fn	0.247
V (m/s)	7.200
C_F*10^3	1.638
k	0.255
C_V*10^3	2.056
C_W*10^3	0.638
C_a	0.0004
C_T*10^3	2.694
R_T (kN)	117.118
P_E (kW)	843.269

Yukarıdaki çizelgeden görüldüğü üzere model gemiden gerçek gemiye dalga direnci bileşeninden geçilmiştir. Bu hesaplamada model ve gerçek geminin form faktörünün aynı olduğu kabul edilmiştir. Toplam direnç katsayısı hesaplanırken deneylerin yapıldığı deney tankının düzeltme katsayısı $4*10^{-4}$ olarak alınmıştır. Son olarak toplam direnç ve efektif güç hesaplanmıştır.

4.6 Değerlendirme

Bu tez çalışması kapsamında İtalya'nın Napoli kentinde konuşlu Napoli Federico II Üniversitesi Model Deney Tankı'nda gerçekleştirilen direnç deneylerinin sonuçları paylaşılmıştır. Deneyler kapsamında ilk önce form faktörü hesabı için düşük Froude sayılarında, daha sonra dalga direnci incelemesi için yüksek Froude sayılarında model

geminin toplam direnç değerleri ölçülmüştür. Daha sonra Prohaska yöntemiyle deneysel verilerden faydalanılarak model geminin form faktörü hesaplanmıştır. Model tekne merkez hattından farklı mesafelerde ölçülen serbest su yüzeyi deformasyonları da tezde sunulmuştur. Ancak sonuçların alımında kullanılan yazılımdaki hatalardan dolayı sistemin referans noktasında farklılık meydana gelmiştir. Dolayısıyla mevcut sonuçların daha sonra HAD analizleri ile karşılaştırılması sadece iki hızda tek mesafe için yapılabilmiştir.

BÖLÜM 5

GEMİ DİRENÇ BİLEŞENLERİNİN VE SERBEST YÜZEY DEFORMASYONLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

5.1 Giriş

Bir önceki bölümde bahsedilen deneysel yöntemlerle tekne üzerindeki kuvvetler elde edilebilir ancak tekne üzerindeki basınç dağılımı, serbest yüzey deformasyonları, akış ile ilgili diğer parametrelerin (türbülans kinetik enerjisi vs.) hesaplanması oldukça zordur. Bu tür parametrelerin hesabı için sayısal yöntemlere başvurmak gerekir. Bu tez çalışmasında tekne etrafındaki akış deneysel yöntemlerin yanı sıra HAD yöntemiyle de analiz edilmiştir. HAD analizleri kapsamında ilk önce KRISO konteyner gemisi (KCS) bir hız için incelenerek literatürde yer alan deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu sayede kullanılan ticari yazılımın doğrulaması yapılabilmiştir. Daha sonra aynı yazılım ile Napoli Federico II Üniversitesi model deney tankında deneyleri gerçekleştirilen model geminin (C 2084) yüksek Froude sayılarına karşılık gelen yedi adet hız için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışmaların zorluğu, maliyeti ve çekme tankı boyutlarının hata payını etkiliyor olması sayısal analizlerin önemini arttırmaktadır. Güncel çalışmalardan da anlaşılacağı üzere deneysel ve sayısal çalışmalar birbiri ile uyum içerisinde ve birbirini destekleyecek şekilde yürütülmelidir.

5.2 Hesaplamalarda Kullanılan Bilgisayar Sistemi

HAD yöntemi ile tam ölçekte gemi etrafındaki akış analizi ve direnç hesabı yapılabilir. Ancak bunun için büyük kapasiteli bilgisayarlara ve çok zamana ihtiyaç vardır. Bunun için bu çalışmada gemi için analizler model ölçeğinde gerçekleştirilmiştir.

Bu bölümde gerçekleştirilen sayısal analizler HAD yöntemiyle yapılmış olup analizlerde Yıldız Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Laboratuvarında bulunan iş istasyonu kullanılmıştır. Söz konusu iş istasyonunda analizler sırasında 8 adet işlemci ve 20 GB RAM bellek kullanılmıştır. Bu iş istasyonuyla yapılan analizlerde her bir hız için yaklaşık 35000 iterasyon yapılmış olup her analiz yaklaşık 3 gün sürmüştür. Analizin yakınsaması üzerinde uygulanan ağ yapısı ve sayısı, kullanılan bilgisayarın kapasitesi çok büyük rol oynamaktadır. Daha yüksek kapasiteli bilgisayarlarla hesaplama süresi daha da azalabilecektir.

5.3 KCS Tekne Modelinin Serbest Yüzeyli Akış Analizi

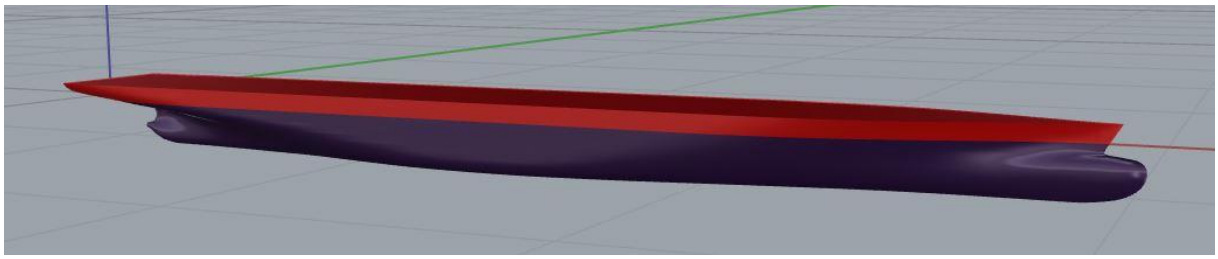
HAD yönteminin doğrulanması amacı ile literatürde deney sonuçları bulunan KCS modelinin tek hız için serbest su yüzeyli akış analizi gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda model gemi geometrisi için sonlu hacimler yöntemi gereği bir hesaplama hacmi oluşturularak analiz için gemi yüzeyi ve civarı dört yüzlü (tetrahedral), diğer bölgeler altı yüzlü (hexahedral) olmak üzereyapılandırılmamış (unstructured) bir ağ yapısı kurulmuştur. Aşağıda analizi yapılan KCS model teknesine ait ana boyutlar ve hidrostatik değerler verilmiştir (Çizelge 5.1). Tekne için oluşturulan hesaplama hacmine uygulanan ağ yapısı ve sınır koşulları da aşağıda verilmiştir (Şekil 5.2-5.3). Model teknenin üç boyutlu formu Şekil 5.1'de görüldüğü gibidir. HAD analizleri için oluşturulan hesaplama hacminin gemi boyuna bağlı ana boyutları Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5. 1 KCS model ve gerçek gemiye ait ana boyutlar ve hidrostatik değerler

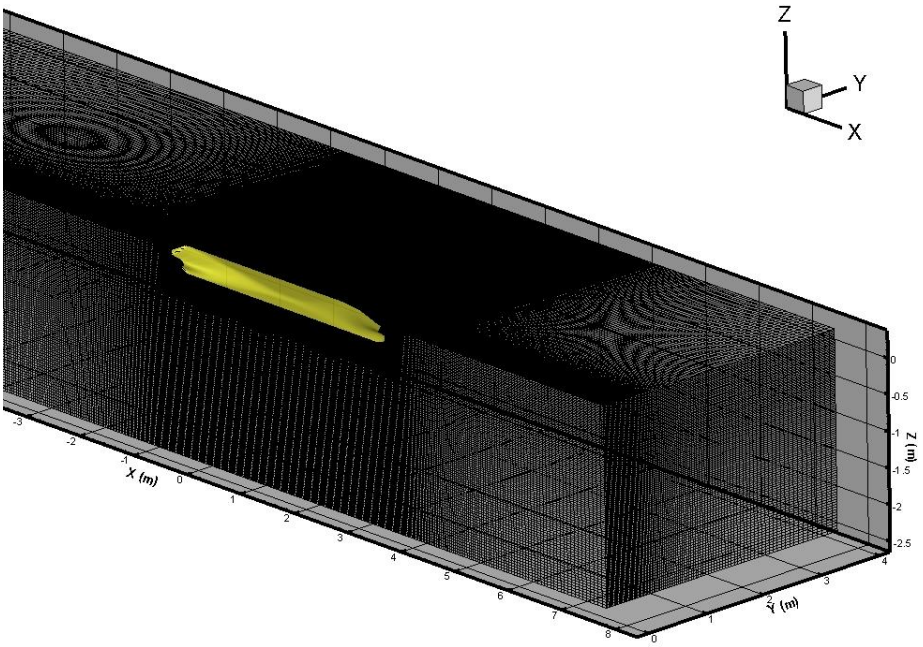
Ölçek: 1/60.75	**Model**	**Gemi**
L_{BP} (m)	3.786	230.0
L_{WL} (m)	3.827	232.5
B_{WL} (m)	0.530	32.2
T_M (m)	0.1778	10.8
S (m^2)	2.582	9530.0
∇ (m^3)	0.232	52030.0
C_B	0.651	0.651
C_M	0.985	0.985
LCB (% + başa)	-1.48	-1.48
LCF (% + başa)	1.837	1.837

Çizelge 5. 2 Hesaplama hacminin gemi boyu cinsinden boyutları

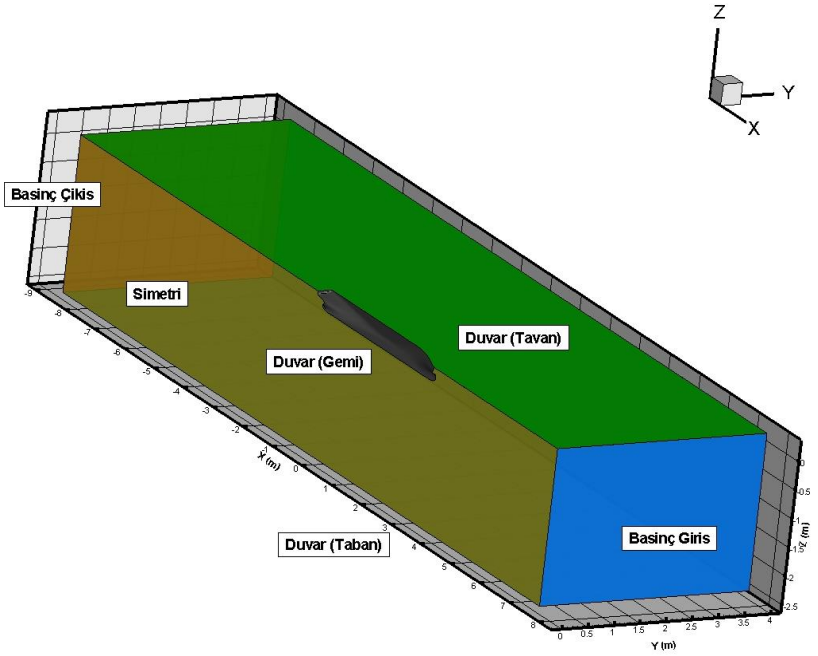
Gemi önünde	1.5 L_{BP}
Gemi arkasında	2.5 L_{BP}
Gemi üstünde	0.1 L_{BP}
Gemi altında	0.6 L_{BP}
Gemi yanında	1.5 L_{BP}



Şekil 5. 1 KCS modelinin 3-B görünümü



Şekil 5. 2 KCS modeli için hesaplama hacmine uygulanan ağ yapısı



Şekil 5. 3 Hesaplama hacmine tanımlanan sınır koşulları

Şekil 5.2'de görüldüğü üzere tekne etrafına ve serbest su yüzeyini iyi modelleyebilmek için yukarıda bahsedilen ağ yapısı uygulanmak suretiyle kötü, orta ve iyi olarak adlandırılan üç farklı eleman sayısında ağ oluşturulmuştur. Bu üç farklı eleman sayısı için aynı Froude sayısında direnç analizleri gerçekleştirilerek ağ bağımsızlığı çalışması yapılmış olup bu üç ağ sayısı arasından uygun olan tespit edilmiştir. Şekil 5.3'te ise

tekne ve hesaplama hacminin diğer yüzeylerine tanımlanan sınır koşulları gösterilmiştir. Burada tekne yüzeyi kaymaz duvar (no-slip wall) olup duvar olarak tanımlanan diğer yüzeyler kaygan duvar (slip wall) şartını sağlamaktadır. Kaygan duvar şartı gereği yüzeyde sürtünme olmadığı kabul edilmektedir. Dolayısıyla yüzey normali yönünde hız bileşeni sıfırolmakla beraber yatay yönde hız bileşeni mevcuttur.

$$u_i \cdot \vec{n} = 0 \tag{5.1}$$

Gerilme tensörü ise şöyle olacaktır:

$$\tau_{ij} = 0 \tag{5.2}$$

Simetri sınır koşulunda ise hız koşulları kaygan duvar sınır şartındaki gibi olup skaler özelliklerin de normal yöndeki değişimleri sıfır olacaktır.

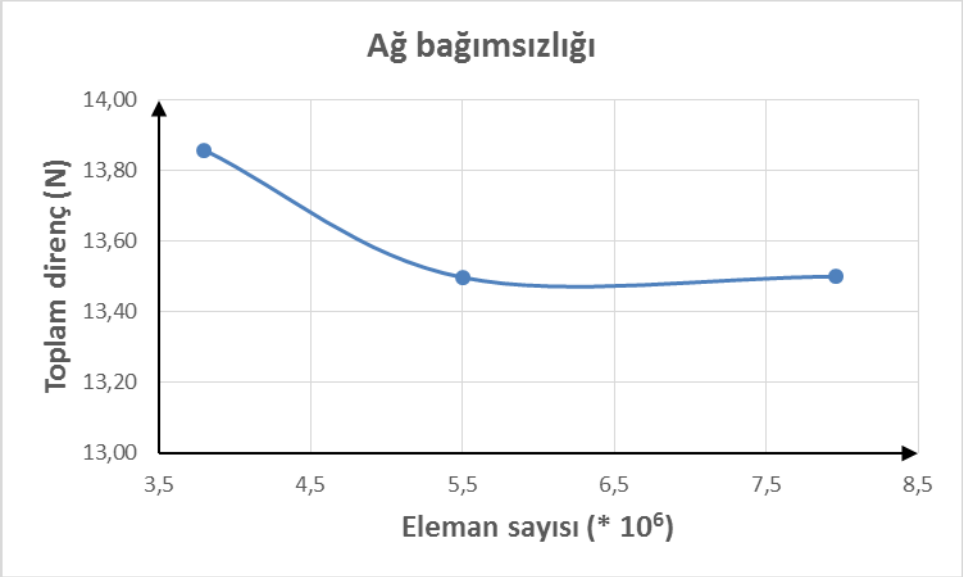
$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \tag{5.3}$$

Çizelge 5. 3 Analiz çözüm şeması ve türbülans sınır şartları

Çözüm şeması	SIMPLE
Gradyan	Green-Gauss hücre tabanlı
Basınç	Ağırlıklı cisim kuvveti
Momentum	İkinci mertebe ileri
Hacimsel oran	İkinci mertebe ileri
Türbülans kinetik enerjisi	İkinci mertebe ileri
Türbülans yayılma oranı	İkinci mertebe ileri
Türbülans yoğunluğu	% 1
Türbülans viskozite oranı	1

KCS tekne modeli için serbest su yüzeyli analiz Fn=0.26 (V_m=1.5929 m/s) için gerçekleştirilmiştir. Analiz için litaretürde yer alan çalışmalarda yaygın olarak kullanılan [69] k-ε türbülans modeli kullanılarak tekne etrafında 3 boyutlu, sıkıştırılamaz ve

zamandan bağımsız koşullarda serbest su yüzeyli akış incelenmiştir. Analiz sonucunda tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonları aşağıda verilmiştir (Şekil 5.5-5.6). Model tekne için elde edilen toplam direnç değeri deneysel sonuçla karşılaştırmalı olarak Çizelge 5.4'te verilmiştir [70].



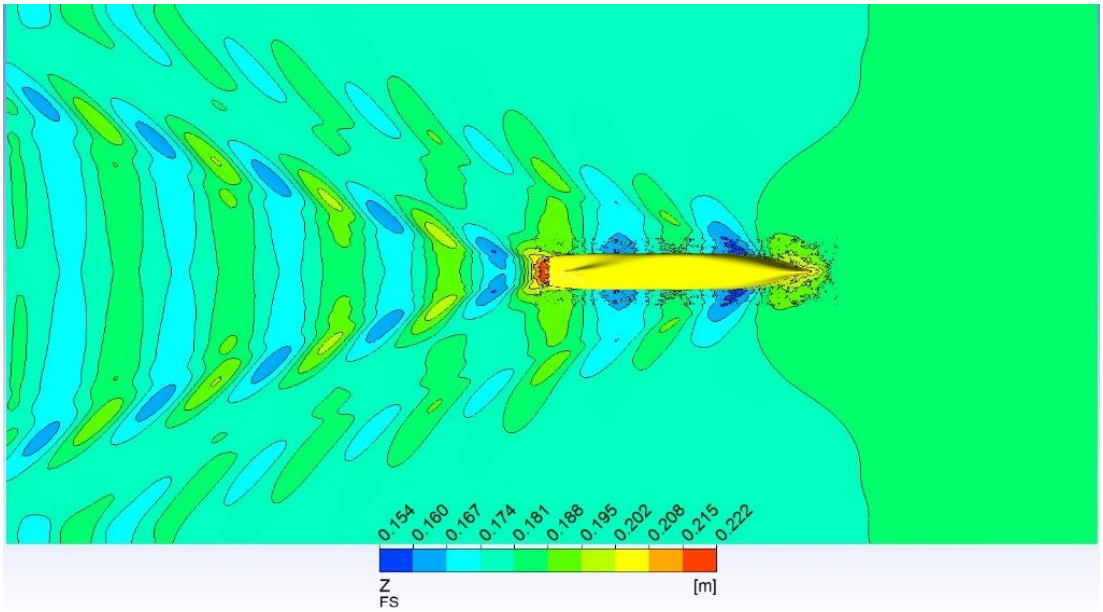
Şekil 5. 4 KCS modeli için ağ bağımsızlığı

Şekil 5.4'te verilen ağ bağımsızlığı çalışmasında üç farklı ağ sayısı için KCS teknesi etrafındaki akış HAD ile analiz edeilmiştir. Bu ağ sayıları yaklaşık olarak 3.8 milyon (kötü), 5.5 milyon (orta) ve 7.9 milyon (iyi) şeklindedir. Bu durumda KCS teknesi için doğrulama amacıyla 5.5 milyon elemandan oluşan ağ yapısı kullanılmıştır.

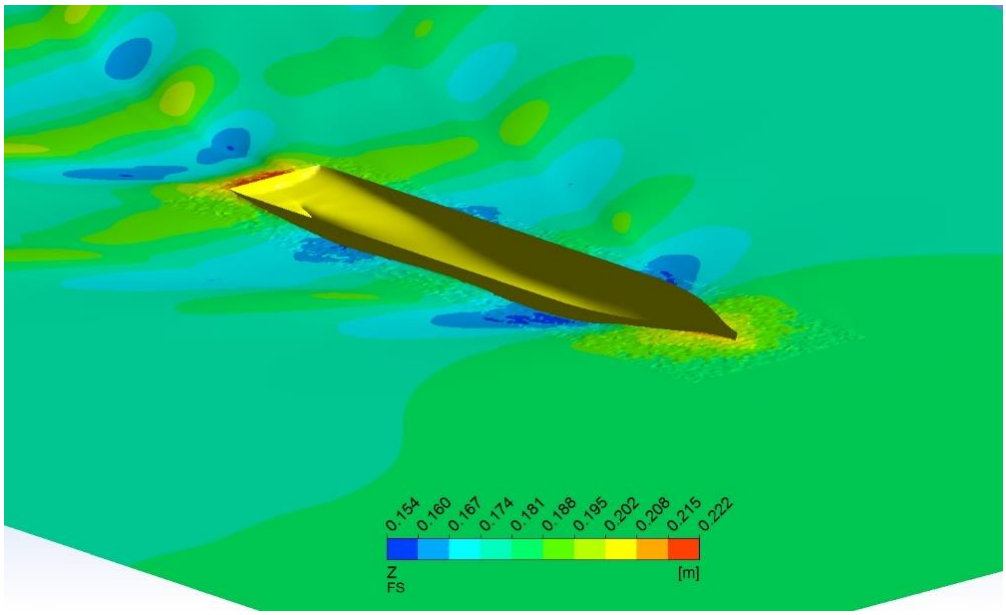
Çizelge 5. 4 KCS modeli için analiz ve deney sonuçları

	Deney	**HAD**	**Hata %**
R_T (N)	13.919	13.498	3.025

Yukarıdaki çizelgeden görüldüğü üzere bu tez çalışmasında kullanılan HAD yazılımının karmaşık geometriye sahip yumrubaşlı ve ayna kıçlı bir teknenin toplam direncini tahmin etmede kullanışlı bir araç olduğu görülmektedir. Mevcut ağ yapısı sistemi ile HAD yazılımı tez çalışması kapsamında deneyleri yapılan C 2084 teknesi için de kullanılabilecektir.



Şekil 5. 5 KCS modeli etrafındaki serbest yüzey deformasyonları



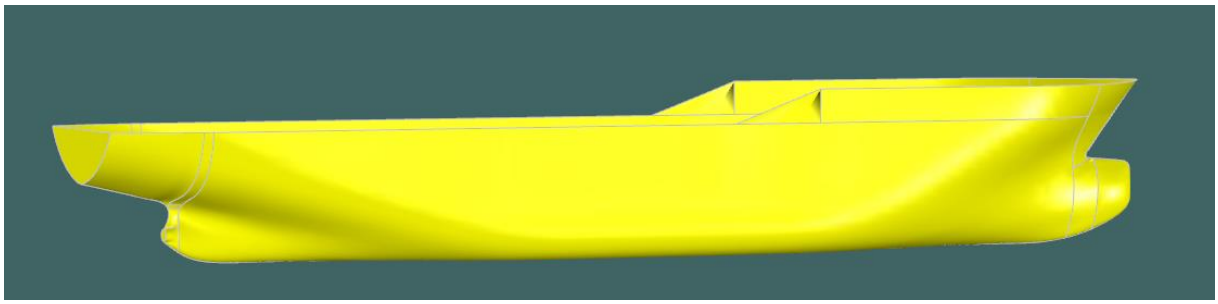
Şekil 5. 6 KCS modeli etrafındaki serbest yüzey deformasyonlarının perspektif görünümü

5.4 C 2084 Tekne Modelinin Serbest Yüzeyli Akış Analizi

Bir gemi formunun tasarımı ve hidrodinamik açıdan optimizasyonu için sadece deneysel veya sayısal yöntemler yetersiz kalmaktadır. Sayısal yöntemler çok hızlı olduğundan çoğunlukla sistematik sayısal analizler sonucunda elde edilen gemi formu için model deneyleri yapılmaktadır. Bunun yanında sayısal yöntemler de doğrulama için

deneysel yöntemlere muhtaçtır. Bu yüzden günümüzde her iki yöntem de birlikte kullanılmaktadır.

Deneysel olarak toplam direnci ve direnç bileşenleri incelenen Gasiera teknesi için aynı hızlarda HAD analizleri yapılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Daha sonra deneysel ve sayısal sonuçlar yardımıyla model geminin form faktörü hesaplanmıştır. Form faktörü yardımıyla deneysel ve sayısal verilerden yola çıkılarak aynı model gemi için dalga direnci katsayıları hesaplanmıştır. Ayrıca HAD analizleri yapılan model gemi için sayısal olarak tekne üzerindeki ve tekneden çeşitli mesafelerdeki serbest yüzey deformasyonları alınarak incelenmiştir.



Şekil 5. 7 Gasiera model teknesinin 3-B CAD görünümü

Şekil 5.7'den görüldüğü üzere model gemi yumrubaşlı ve ayna kıç geometrisine sahiptir.

Sayısal analizler için tez çalışması kapsamında izlenen yol sırasıyla şöyledir: 3-B gemi modelinin hazırlanması, uygun hesaplama hacminin ve ağ yapısının oluşturulması, sınır şartlarının tanımlanması, analizin koşturulması, analiz sonrası sonuçların alınması.

Model direnç analizleri için kabul edilen analiz koşulları Çizelge 5.3'te verilmiştir. Sayısal analizler için akışkanın tatlı su olduğu kabul edilmiştir. Sayısal analizler için kabul edilen akışkan özellikleri daha sonra model ve gerçek geminin boyutsuz direnç katsayılarının hesabında kullanılmıştır.

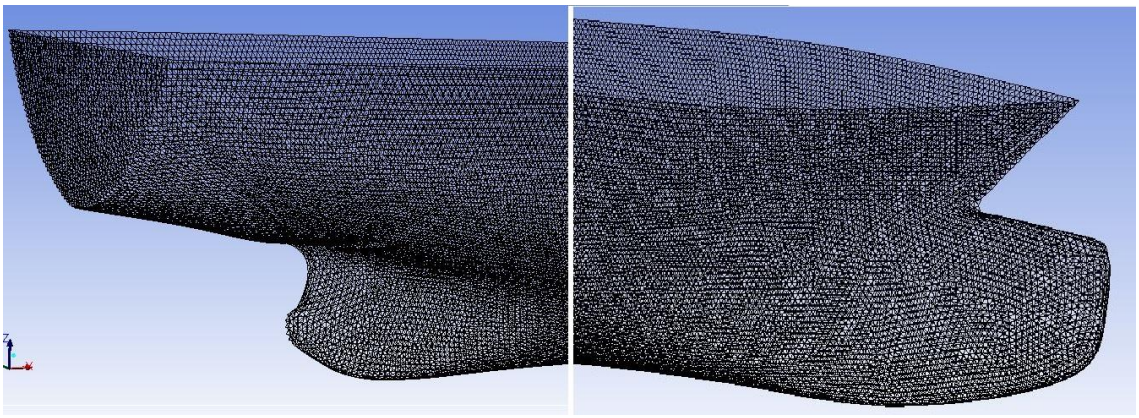
Çizelge 5. 5 HAD analizleri için akışkan koşulları [65]

Sıcaklık (HAD)	20.0	^{o}C
Kin. Viskozite (HAD)	1.0048E-06	m^2/s
Yoğunluk (HAD)	998.2	kg/m^3
Yerçekimi ivmesi	9.808	m/s^2

5.4.1 Hesaplama Hacminin ve Ağ Yapısının Oluşturulması

Daha önce anlatıldığı gibi KCS modeline uygulanan hesaplama hacmi ve ağ yapısı stratejisinin benzeri Gasiera teknesi için de kullanılmıştır. Hesaplama hacminin boyutlandırmasında KCS teknesi için kullanılan parametreler aynen kullanılmıştır.

Tekne cidarından sınır tabakaya kadar olan bölgeyi daha iyi temsil etmek için y+ değerinin 30 ile 300 [5] arasında olmasına özen gösterilmiştir. Bu sayede daha önceki bölümlerde bahsedilen k-ε türbülans modeli ve duvar fonksiyonu analizler için tercih edilmiştir. Tekne yüzeyine üçgen yapıda elemanlarla uygun ağ yapısı örülmüştür. Daha sonra üç boyutlu hesaplama hacminde KCS teknesinde olduğu gibi benzer bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu kapsamda tekne ve civarında üçgen elemanlar, hacmin geri kalan kısmında ise dörtgen elemanlar kullanılmıştır. Bu sayede hesaplama hacmine uygulanan ağ yapısının azami oranda dörtgen elemandan oluşması sağlanmıştır. KCS teknesinin ağ bağımsızlığı çalışmasından faydalanılarak tespit edilen uygun ağ yapısı Gasiera teknesi için de uygulanmıştır. Hesaplama hacmi dörtgen elemanlar çoğunlukta olmak üzere toplam 5451423 sonlu hacim elemanından oluşmaktadır. Tekne yüzeyine uygulanan ağ yapısının yakından görünümü Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5. 8 Model gemi yüzeyine uygulanan ağ yapısı

5.4.2 Sınır Şartlarının Oluşturulması

Hesaplama hacminin sınırlarına ve gemi yüzeyine çeşitli sınır koşulları tanımlanmıştır. Hacmin giriş ve çıkış yüzeyleri basınç şartı olarak tanımlanmıştır. Bunun klasik yöntemden farkı hava ve su için ayrı ayrı hız ve basınç koşullarının girilmesine gerek kalmamasıdır. Ağ sayısından tasarruf etmek amacıyla gemi modelinin boyuna simetri eksenine göre yarısı modellenmiştir. Hesaplama hacminin tekne yüzeyini kesen kısmına simetri koşulu tanımlanarak teknenin ve dolayısıyla bütün hacmin diğer yarısı da analizde modellenmiş olmaktadır. Hesaplama hacmi üzerindeki yüzeylere tanımlanan sınır koşulları KCS teknesi için uygulanan sınır koşulları ile aynı olup tekne yüzeyine kaymaz duvar (no-slip wall) tanımlanmış olup duvar olarak tanımlanan diğer yüzeyler kaygan duvar (slip wall) şartını sağlamaktadır.

5.5 C 2084 Tekne Modelinin HAD ile Direnç Analizleri

Bu bölümde Gasiera teknesinin farklı hızlarda gerçekleştirilen model deneyleri sonucunda elde edilen gemi toplam direnç değerleri verilmiştir. Daha sonra ITTC 57 bağıntısıyla sürtünme direnci elde edilmiş, toplam dirençten çıkartılarak model geminin artık direnç bileşeni farklı hızlar için hesaplanmıştır.

Deneyleri gerçekleştirilen Gasiera teknesinin aynı hızlarda HAD analizleri gerçekleştirilerek model geminin toplam direnci bulunmuş, model geminin sürtünme direnci ve artık direnç bileşenleri hesaplanmıştır. Deneysel ve HAD yöntemi ile yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçları deney sonuçlarıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir (Çizelge 5.5).

Deneyler iki hız grubu için yapılmıştır. Birinci grup Prohaska aralığındaki Froude sayılarında yapılmış olup (0.12<Fn<0.20) direnç sonuçları yardımıyla model geminin form faktörü hesaplanmıştır. İkinci grup hızlar ise yüksek Froude (0.17<Fn<0.29) sayılarına karşılık gelmektedir. Daha sonra form faktörü yardımıyla teknenin farklı Froude sayılarında dalga direnç katsayıları hesaplanmıştır.

HAD analizleri ise deneyleri yapılan ikinci grup hızlar için yapılmıştır. Söz konusu hızlar için çift gövde tekniği ile tek fazlı analizler yapılarak model geminin form faktörü hesaplanmıştır. Daha sonra aynı hızlar için serbest su yüzeyli analizler yapılarak form faktörü de hesaba katılmak suretiyle dalga direnç katsayıları elde edilmiştir.

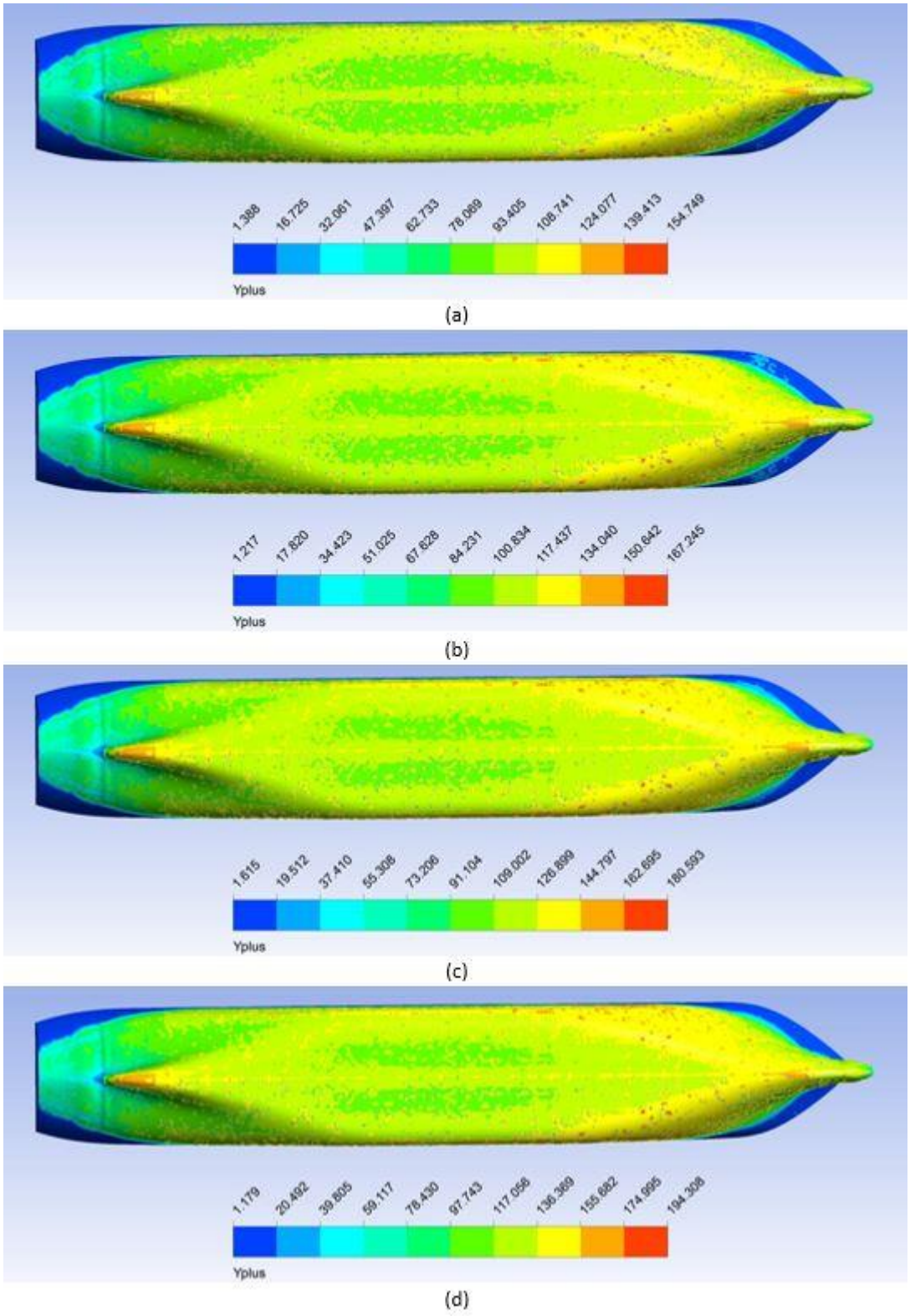
Yukarıda bahsedilen deney ve HAD analizleri ile model geminin form faktörü ve dalga direnç katsayıları karşılaştırılmıştır. Ayrıca yüksek hızlar için model geminin toplam direnç katsayıları da karşılaştırılmıştır.

Analizler sırasında akış zamandan bağımsız, türbülanslı, sıkıştırılamaz ve 3 boyutlu kabul edilmiştir. Türbülans modeli olarak standart k-ε kullanılmıştır. Serbest su yüzeyli analizlerde serbest yüzey deformasyonunun sağlıklı hesaplanabilmesi için bir VOF modeli olan açık kanal (open channel) tercih edilmiştir. Basınç alanının hesaplanabilmesi için SIMPLE çözüm algoritması kullanılmıştır.

Çizelge 5. 6 C 2084 modeline ait ortalama y^+ değerleri

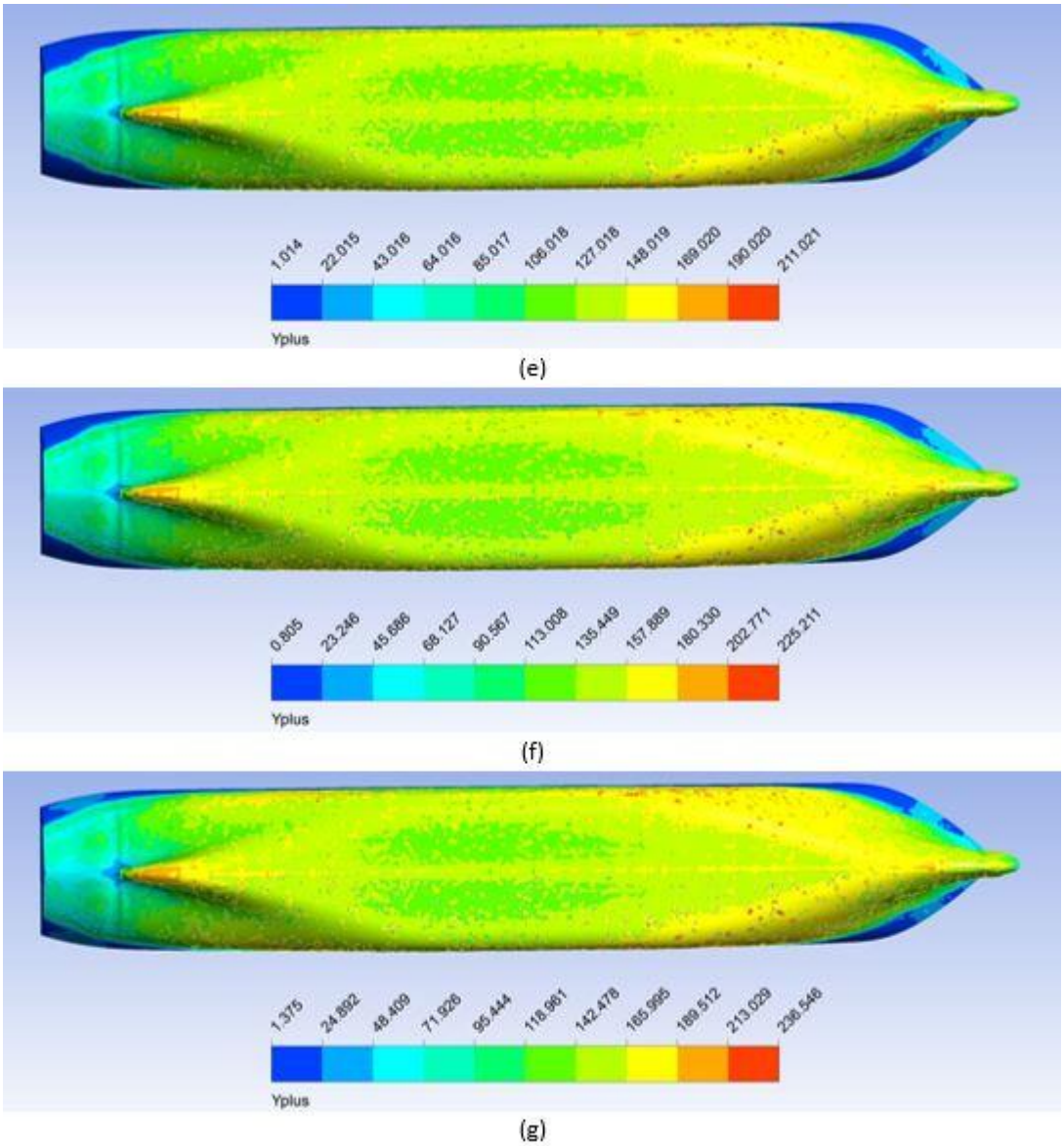
Fn	**V (m/s)**	**Ortalama y^+**
0.176	1.147	75.18
0.194	1.264	82.61
0.212	1.382	89.95
0.229	1.493	96.64
0.247	1.610	103.58
0.265	1.727	110.46
0.282	1.838	117.42

Aşağıda model gemi için yapılan HAD analizleri sonucunda tekne üzerinde oluşan y+ dağılımları ve tekne üzerindeki ortalama y^+ değerleri verilmiştir (Şekil 5.9-5.10).



Şekil 5. 9 Farklı Froude sayılarında C 2084 modeli üzerinde y^+ dağılımı

(a) Fn=0.176 (b) Fn=0.194 (c) Fn=0.212 (d) Fn=0.229



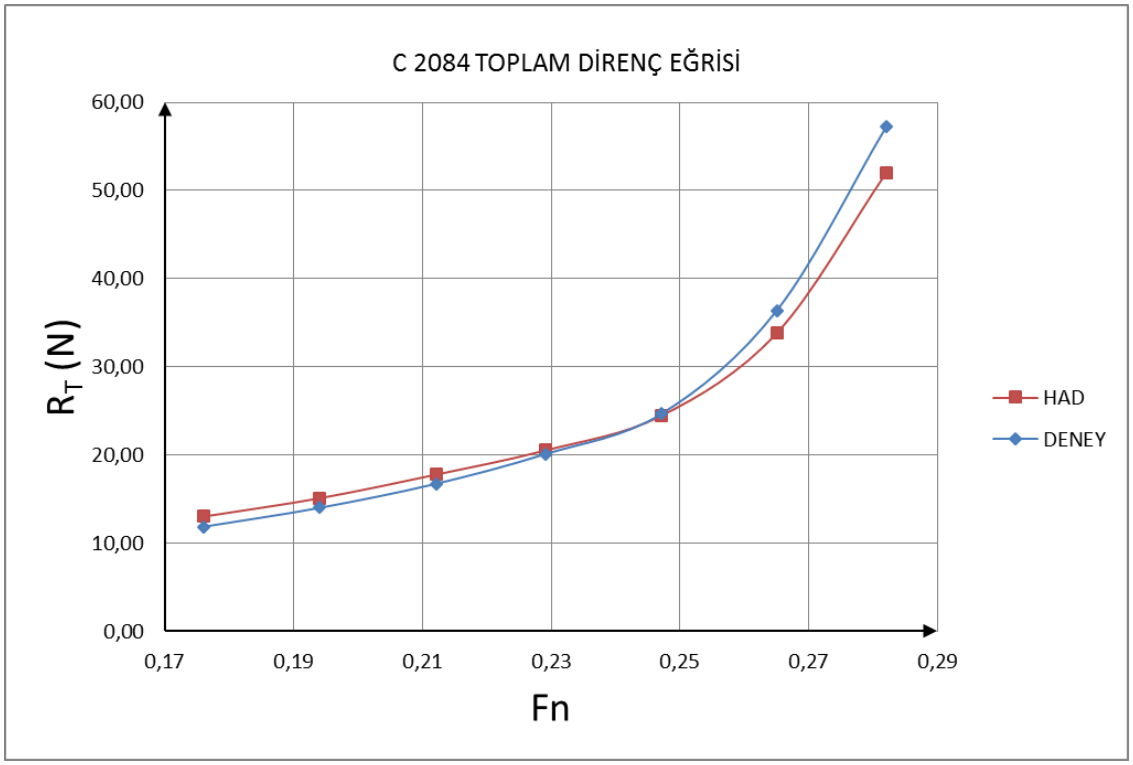
Şekil 5. 10 Farklı Froude sayılarında C 2084 modeli üzerinde y^+ dağılımı

(e) Fn=0.247 (f) Fn=0.265 (g) Fn=0.282

Şekil 5.9 ve 5.10' de görüldüğü üzere y^+ değerleri istenilen aralıkta ($30<y^+<300$) [5] kalmakla beraber Froude sayısı ile birlikte artış göstermektedir. Tekne üzerindeki ortalama y^+ değerlerinin de bütün Froude sayılarında istenilen aralıkta olduğu Çizelge 5.4'de görülmektedir.

Model gemi HAD analizlerinde model takıntısız olduğundan tekne üzerinde mevcut takıntı olarak dümenin toplam dirence etkisi daha sonra hesaba katılmıştır. Bu kapsamda tekne takıntısı olan dümenin ıslak alanı $S_{dümen}$=0.0069 m^2 olarak alınmıştır.

Model geminin deney ve HAD yöntemiyle elde edilen toplam direnç değerleri aşağıda verilmiştir (Şekil 5.11).



Şekil 5. 11 C 2084 modeline ait toplam direnç değerleri (HAD)

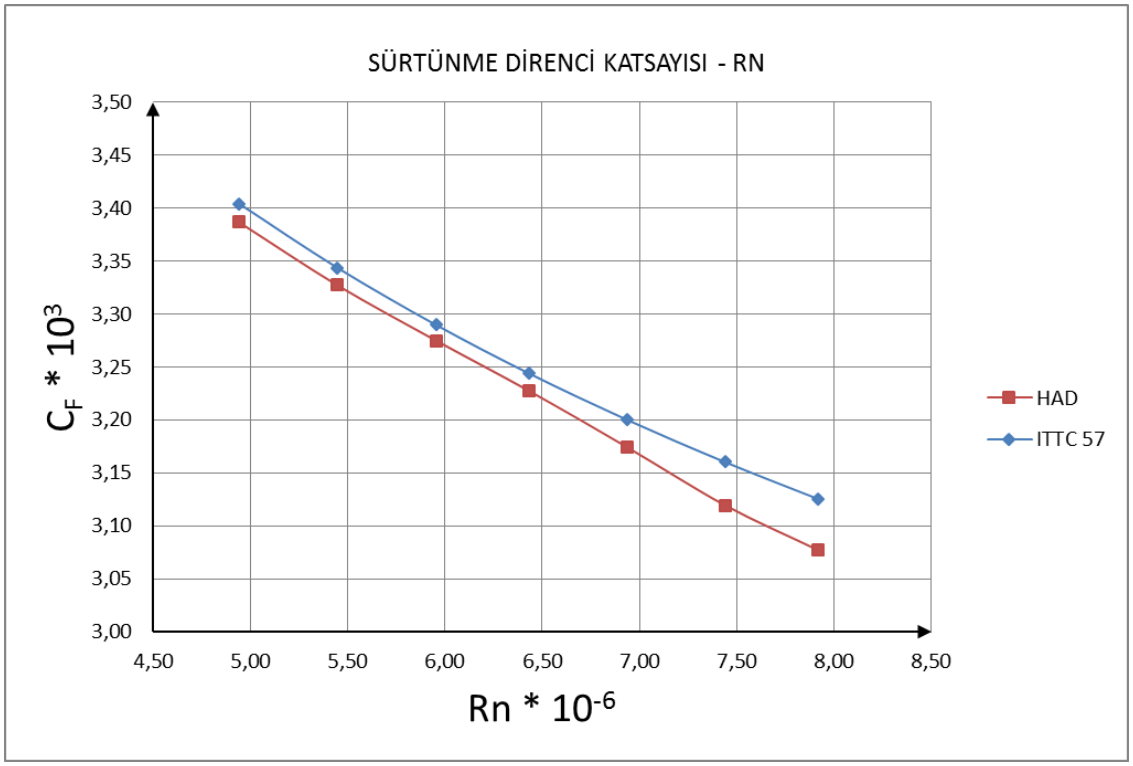
Çizelge 5. 7 C 2084 modelinin yüksek Froude sayılarındaki toplam direnç değerleri

		DENEY		HAD		
Fn	**V (m/s)**	**R_T (N)**	**C_T*10^3**	**R_T (N)**	**C_T*10^3**	**Hata %**
0.176	1.147	11.877	4.416	13.033	4.853	9.89
0.194	1.264	14.015	4.291	15.104	4.631	7.93
0.212	1.382	16.746	4.289	17.783	4.561	6.35
0.229	1.493	20.122	4.416	20.539	4.514	2.22
0.247	1.610	24.661	4.654	24.447	4.620	0.73
0.265	1.727	36.399	5.970	33.837	5.558	6.91
0.282	1.838	57.285	8.295	52.051	7.548	9.01

Çizelge 5.5'te deney ve HAD yardımıyla elde edilen gemi toplam direnci ve boyutsuz toplam direnç katsayısı değerleri verilmiştir. Boyutsuz toplam direnç katsayısı açısından bağıl hatalar da yüzde olarak aşağıda verilen bağıntı yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\%Hata = \left| \frac{HAD - DENEY}{DENEY} \right| \times 100 \qquad (5.4)$$

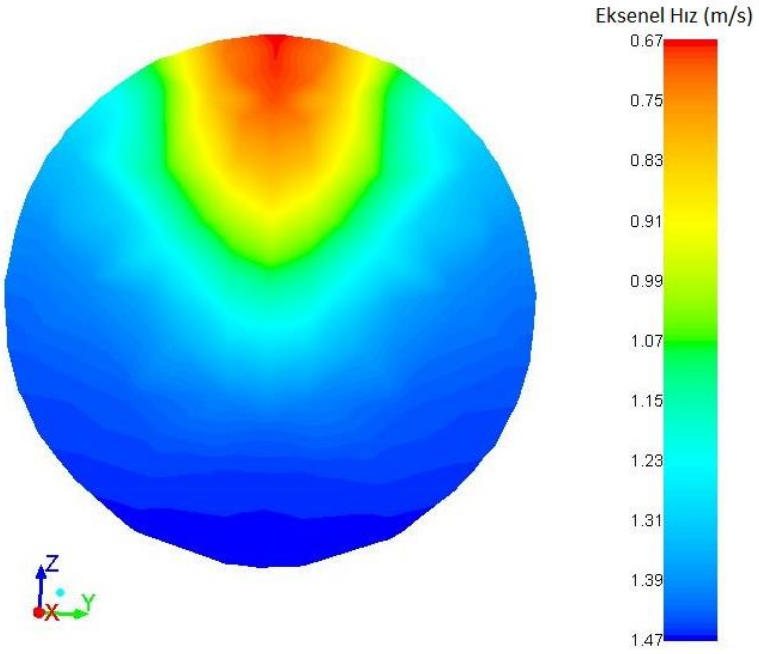
Model gemi sürtünme direnci karşılaştırması için ise ITTC 57 [67] bağıntısı kullanılmıştır. HAD analizi sonucundan elde edilen boyutsuz sürtünme direnci katsayısı ile ITTC 57 formülasyonu ile elde edilen boyutsuz sürtünme direnci katsayısı farklı Reynolds sayıları için karşılaştırılmış olup her iki yönteme ait sonuçların da uyum içerisinde olduğu görülmüş olup azami hata % 1.5 civarında gerçekleşmiştir. (Şekil 5.12).



Şekil 5. 12 Boyutsuz sürtünme direnci katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi

HAD analizleri sonrasında gemi direnç bileşenlerine ek olarak gemi arkası pervane düzlemi üzerindeki eksenel yöndeki hız bileşenleri de incelenmiştir. Bu incelemenin amacı model gemi arkasında farklı hızlardaki nominal izin hesaplanmasıdır. Nominal iz hesabı mevcut gemi için pervane tasarlanması aşamasında kritik öneme sahiptir. Aşağıda sadece geminin seyir hızına karşılık gelen Fn=0.247 için nominal iz hesabında kullanılan eksenel hız dağılımı verilmiştir.

$$w = 1 - \frac{V_A}{V_S} \tag{5.5}$$



Şekil 5. 13 Fn=0.247 için model arkasındaki eksenel hız dağılımı

Şekil 5.13'te verilen eksenel hız dağılımının pervane disk alanı üzerinde ortalaması alınarak pervane diskine gelen ortalama akım hızı 1.2838 m/s olarak bulunmuştur. Fn=0.247 sayısına denk gelen gemi akış hızı ise 1.610 m/s'dir. Denklem 5.2'de verilen bağıntı yardımıyla Fn=0.247 için gemi arkasında pervane disk alanı üzerindeki nominal iz w=0.202 olarak hesaplanmıştır. Açık su pervane tasarımında hesaplanan nominal iz kullanılmaktadır. Bu sayede mevcut tekne arkasında çalışacak bir pervane tasarımı yapılabilir.

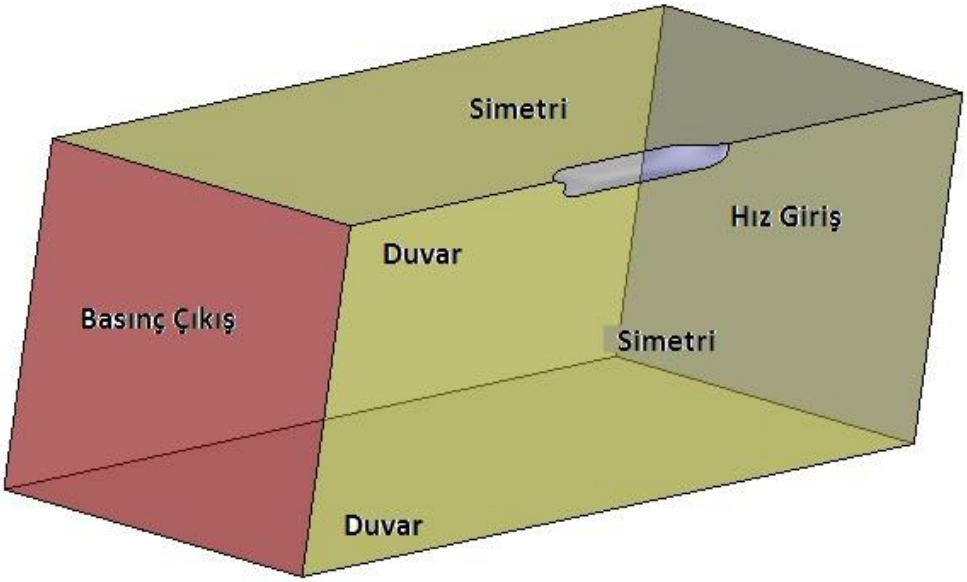
5.5.1 C 284 Tekne Modelinin Çift Gövde Yöntemi ile Form Faktörünün Bulunması

Prohaska yöntemine göre hesaplanan form faktörünün model ve gerçek gemi için aynı olduğu kabul edilmektedir. Bu kabul ile geminin direnç bileşenlerini hesaplamak mümkündür. Ancak Gomez [47] ile Min ve Kang [50] çalışmalarında form faktörünün model ve gerçek gemi için farklı olduğunu hatta ölçek oranının dahi form faktörünü etkilediğini göstermiştir. Kouh [48] ise form faktörünün Reynolds sayısından etkilendiğini gösteren bir çalışma yapmıştır.

HAD ile form faktörü için ise çift model tekniğinden yararlanılmıştır. Bu yöntemde teknenin su altı formunun ayna simetriği oluşturularak yeterince derinde çekilerek form faktörü hesaplanmaktadır.

Bu tez çalışmasında deneysel sonuçlara Prohaska yöntemi uygulanarak form faktörü hesaplanmıştır. Ayrıca teknenin deney ve serbest su yüzeyli HAD analizleri yapılan yüksek hızlar için yine HAD yöntemi ile tek fazlı olarak çift gövde yöntemi ile de form faktörü hesaplanarak Prohaska yöntemi ile karşılaştırması amaçlanmıştır. Bu amaçla form faktörü hesabından sonra dalga direnci incelemesi de yapılan Froude sayılarında tek fazlı analizler gerçekleştirilmiştir.

Tek fazlı analizler için aynı gemi modelinin sadece su altında kalan kısmı 3 boyutlu olarak modellenmiş, daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi çok küçük sonlu hacim elemanlarından oluşan bir hesaplama hacmi oluşturulmuştur.



Şekil 5. 14 Çift gövde yöntemi için uygulanan sınır koşulları

Şekil 5.14'te görüldüğü gibi serbest su yüzeyli HAD analizlerinden farklı olarak hesaplama hacminin üst yüzeyi de simetri olarak tanımlanmıştır. Bu sayede teknenin su altı formunun ayna simetrik modelinin oluşturulması amaçlanmıştır.

Çizelge 5. 8 C 2084 modelinin çift gövde analizleri sonucu ortalama y^+ değerleri

Fn	V (m/s)	Ortalama y^+
0.176	1.147	69.87
0.194	1.264	76.35
0.212	1.382	82.84
0.229	1.493	88.91
0.247	1.610	95.26
0.265	1.727	101.57
0.282	1.838	107.54

Yukarıdaki çizelgeden analiz sonucu tekne üzerindeki ortalama y^+ değerlerinin kullanılan türbülans modeli (k-ε) için önerilen aralıkta kaldığı görülmektedir. Tek fazlı analiz sonucu elde edilen boyutsuz direnç katsayıları aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 5. 9 C 2084 modelinin çift gövde analiz sonuçları

		ITTC 57	HAD				
Fn	V (m/s)	$C_{Fm}*10^3$	$C_{Fm}*10^3$	$C_{VPm}*10^3$	$C_{Vm}*10^3$	% Hata	1+k
0.176	1.147	3.404	3.535	0.939	4.475	3.860	1.266
0.194	1.264	3.344	3.476	0.927	4.403	3.964	1.267
0.212	1.382	3.290	3.423	0.916	4.339	4.043	1.268
0.229	1.493	3.244	3.377	0.907	4.284	4.109	1.269
0.247	1.610	3.200	3.334	0.899	4.232	4.172	1.270
0.265	1.727	3.160	3.294	0.891	4.185	4.225	1.271
0.282	1.838	3.125	3.259	0.884	4.143	4.272	1.271

Yukarıdaki çizelgeden analiz sonucu elde edilen boyutsuz sürtünme direnci katsayılarının ITTC 57 değerleri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Aynı çizelgedeki viskoz basınç direnci katsayısının sürtünme direnci katsayısına oranı teknenin form faktörünü vermektedir.

Model geminin form faktörü çift gövde yaklaşımı yardımıyla teknenin servis hızına karşılık gelen form faktörü (1+k) 1.270 olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla Prohaska yöntemi ile çift gövde yöntemi arasında oluşan fark Prohaska yöntemine göre bağıl hata olarak Çizelge 5.8'de görüldüğü gibi gerçekleşmiştir.

Çizelge 5. 10 C 2084 modeli için form faktörü değerlerinin karşılaştırması

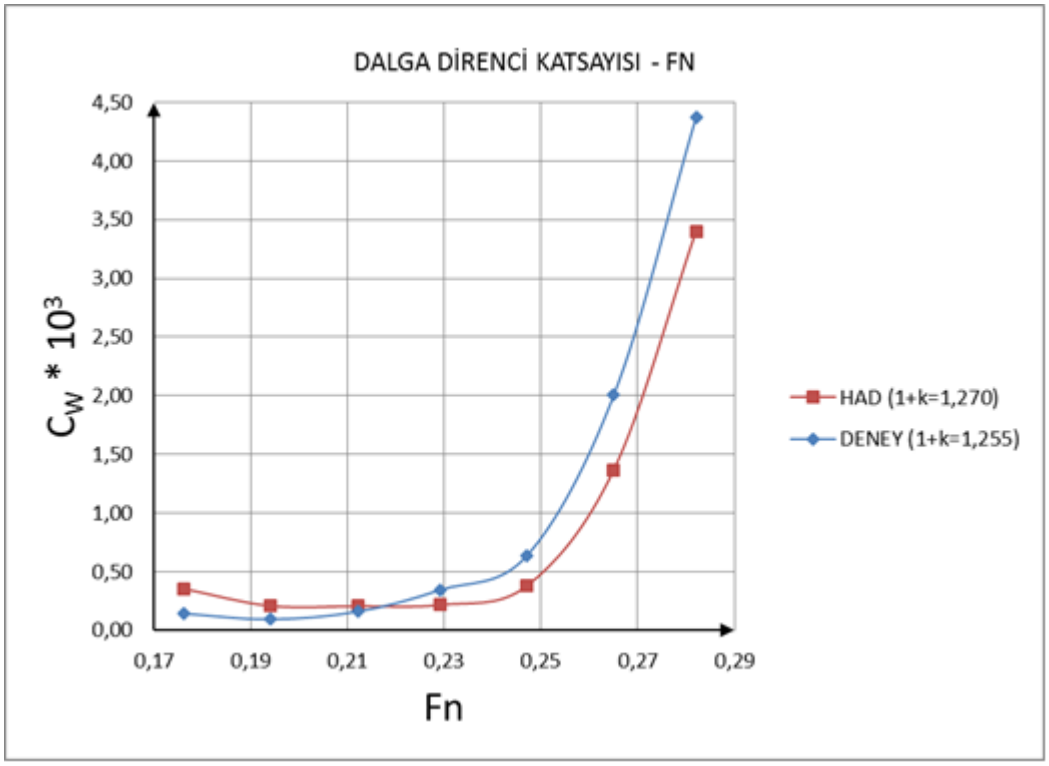
	1+k
Deney (Prohaska)	1.255
HAD (Çift Gövde)	1.270
Hata %	1.195

5.5.2 C 2084 Tekne Modelinin Dalga Direnci Açısından İncelenmesi

Teknenin HAD yöntemi ile toplam direnci hesaplandıktan sonra geminin direnç bileşenleri de hesaplanabilir. Bu kapsamda levha sürtünme direnci daha önce açıklanan HAD yöntemi ile hesaplanabilir. Ancak çoğu çalışmada da görüleceği üzere özellikle yüksek hızlı teknelerde yüksek hızlarda dalga direnci önem kazanmaktadır. Geminin direnç performansı için dalga direnci bir ölçüt olmaktadır. Çünkü viskoz direnç bileşeni teknenin ıslak alanı ve form faktörüne bağlıdır. Bir teknenin form optimizasyonu yapılmak istenildiğinde ilk olarak dalga direnci bileşeni incelenmektedir. Bu tez çalışmasında da çeşitli hızlarda deneyleri ve HAD analizleri yapılan C 2084 kod numaralı Gasiera isimli model geminin boyutsuz dalga direnç katsayısı farklı Froude sayılarında hesaplanmıştır. Bu amaçla yukarıda verilen form faktörleri kullanılmıştır. Bu amaçla teknenin deneysel sonuçlardan yola çıkılarak dalga direnci katsayısı hesaplanırken Prohaska yöntemiyle bulunan form faktörü kullanılmıştır. Aynı şekilde HAD analizlerinden faydalanılarak dalga direnci katsayısı hesabında ise çift gövde yöntemi ile bulunan form faktörü kullanılmıştır. Her iki yöntemde kullanılan boyutsuz direnç katsayısı ve hesaplanan boyutsuz dalga direnci ve viskoz basınç direnci katsayısı değerleri farklı Froude sayıları için Çizelge 5.9'da verilmiştir. Model gemiye ait boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri Şekil 5.15'te verilmiştir.

Çizelge 5. 11 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci ve viskoz basınç direnci katsayısı değerleri

		DENEY (1+k=1,255)		HAD (1+k=1,270)		Hata %	
Fn	**V (m/s)**	**$C_{Wm}*10^3$**	**$C_{VPm}*10^3$**	**$C_{Wm}*10^3$**	**$C_{VPm}*10^3$**	**C_{Wm}**	**C_{VPm}**
0.176	1.147	0.144	0.868	0.356	0.939	147.12	8.19
0.194	1.264	0.095	0.853	0.209	0.927	121.06	8.74
0.212	1.382	0.160	0.839	0.207	0.916	29.24	9.19
0.229	1.493	0.345	0.827	0.218	0.907	36.83	9.67
0.247	1.610	0.638	0.816	0.380	0.899	40.48	10.13
0.265	1.727	2.004	0.806	1.368	0.891	31.74	10.57
0.282	1.838	4.373	0.797	3.403	0.884	22.19	10.95

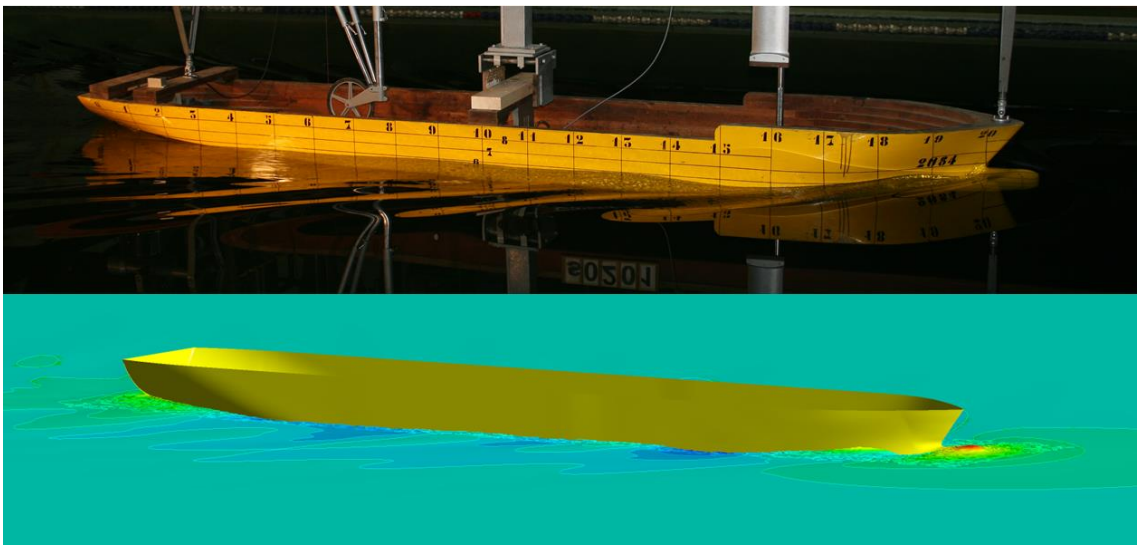


Şekil 5. 15 C 2084 modelinin boyutsuz dalga direnci katsayısı değerleri

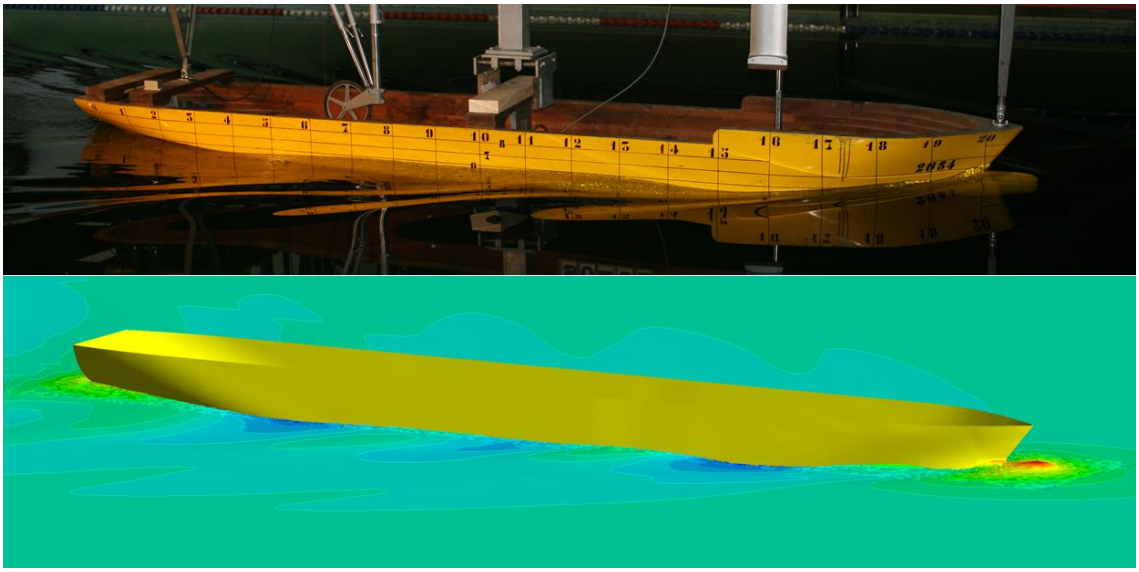
5.6 C 2084 Tekne Modelinin Serbest yüzey Deformasyonlarının İncelenmesi

Aşağıda şekillerde ise model teknenin deney sırasında ve HAD analizleri sonucunda tekne etrafında oluşan serbest yüzey deformasyonları fotoğraf ve kontur almak suretiyle farklı Froude sayıları için sırasıyla verilmiştir. Bu sayede deney ve HAD

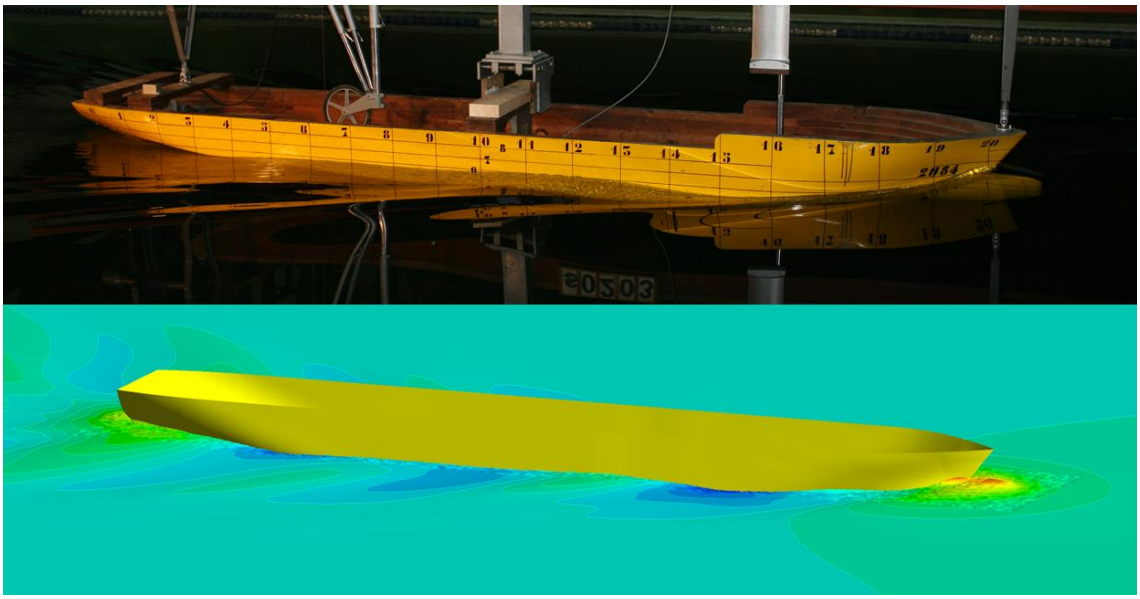
analizleri sonuçlarının görsel mukayesesi yapılabilmiştir (Şekil 5.16-5.22). Ayrıca farklı Fn sayılarında tekne üzerindeki serbest yüzey deformasyonları (Şekil 5.23) ve gemi dizayn hızına karşılık gelen Fn sayısında (Fn=0.247) tekneden farklı uzaklıklardaki serbest yüzey deformasyonları (Şekil 5.25) HAD ile hesaplanarak aşağıda sunulmuştur. Aşağıda deney ile HAD analizleri gemi baş tarafından bakılmak suretiyle mukayese edilmiştir. Aynı şekilde gemi kıç tarafından da deney sırasında fotoğraflar çekilmiş olup bu tez çalışmasında yer verilmemiştir.



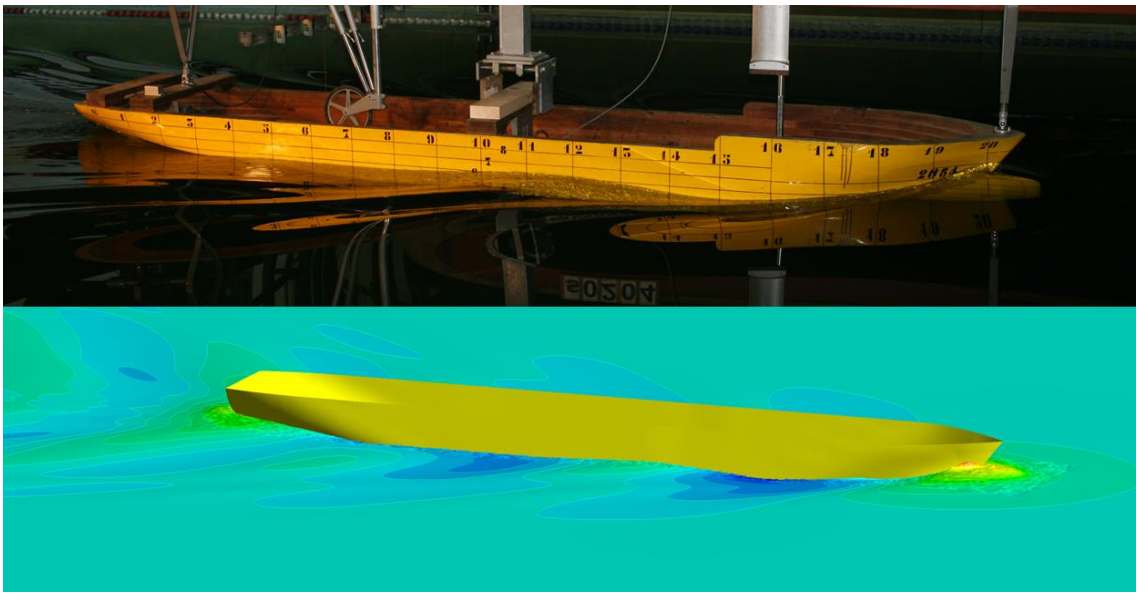
Şekil 5. 16 Fn=0.176 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması



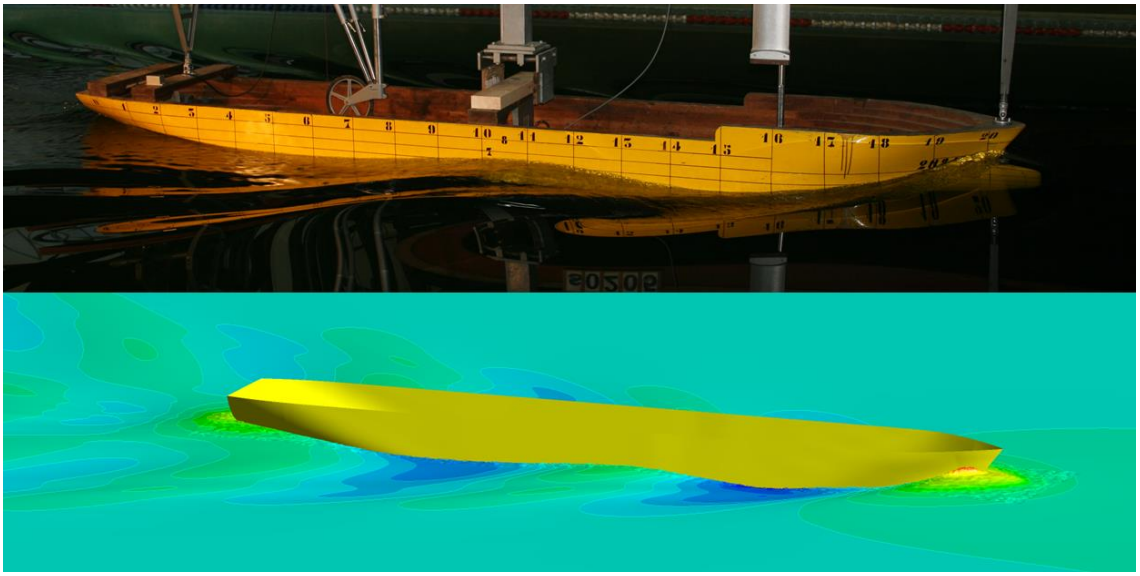
Şekil 5. 17 Fn=0.194 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması



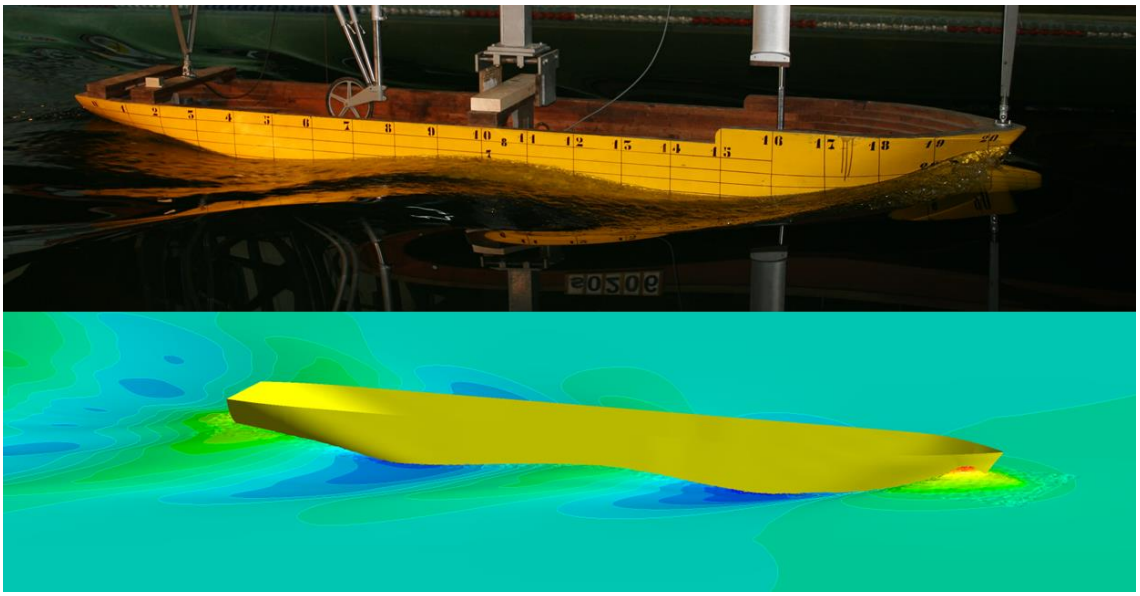
Şekil 5. 18 Fn=0.212 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması



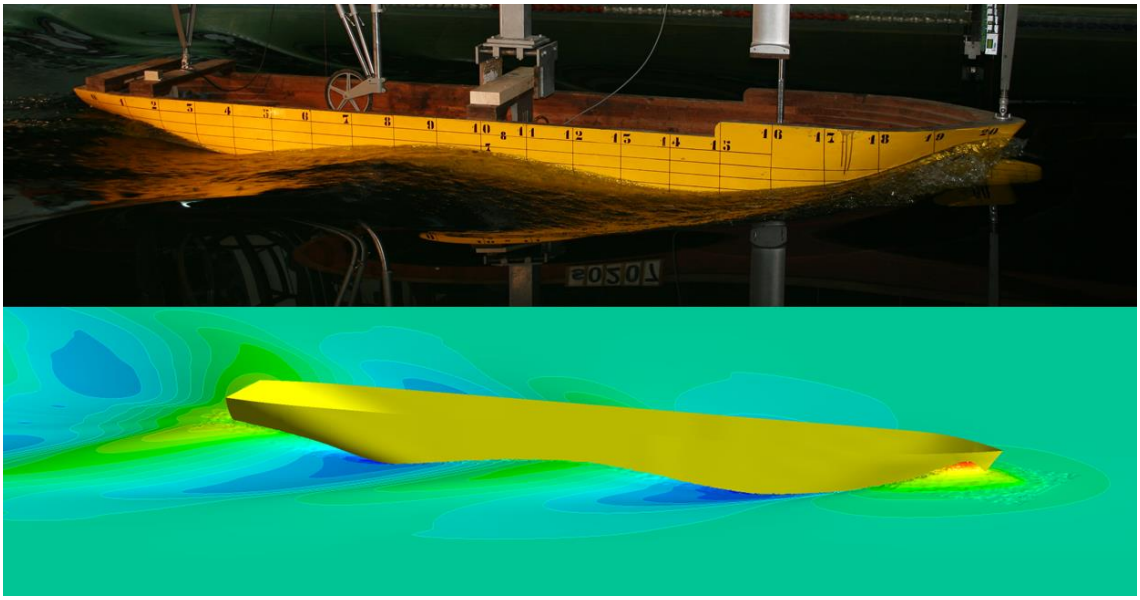
Şekil 5. 19 Fn=0.229 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması



Şekil 5. 20 Fn=0.247 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması



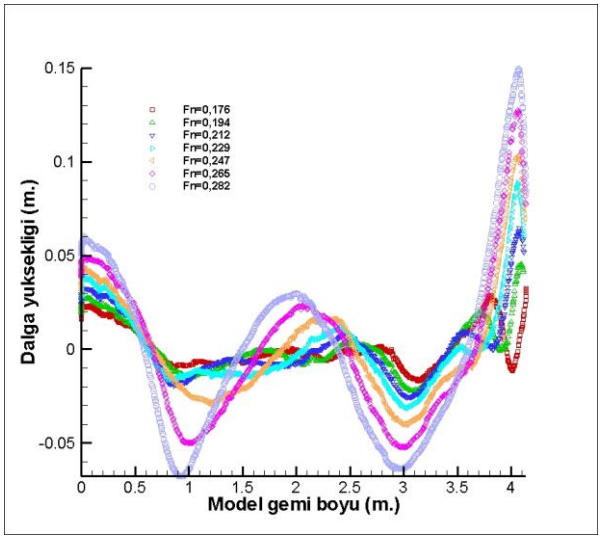
Şekil 5. 21 Fn=0.265 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması



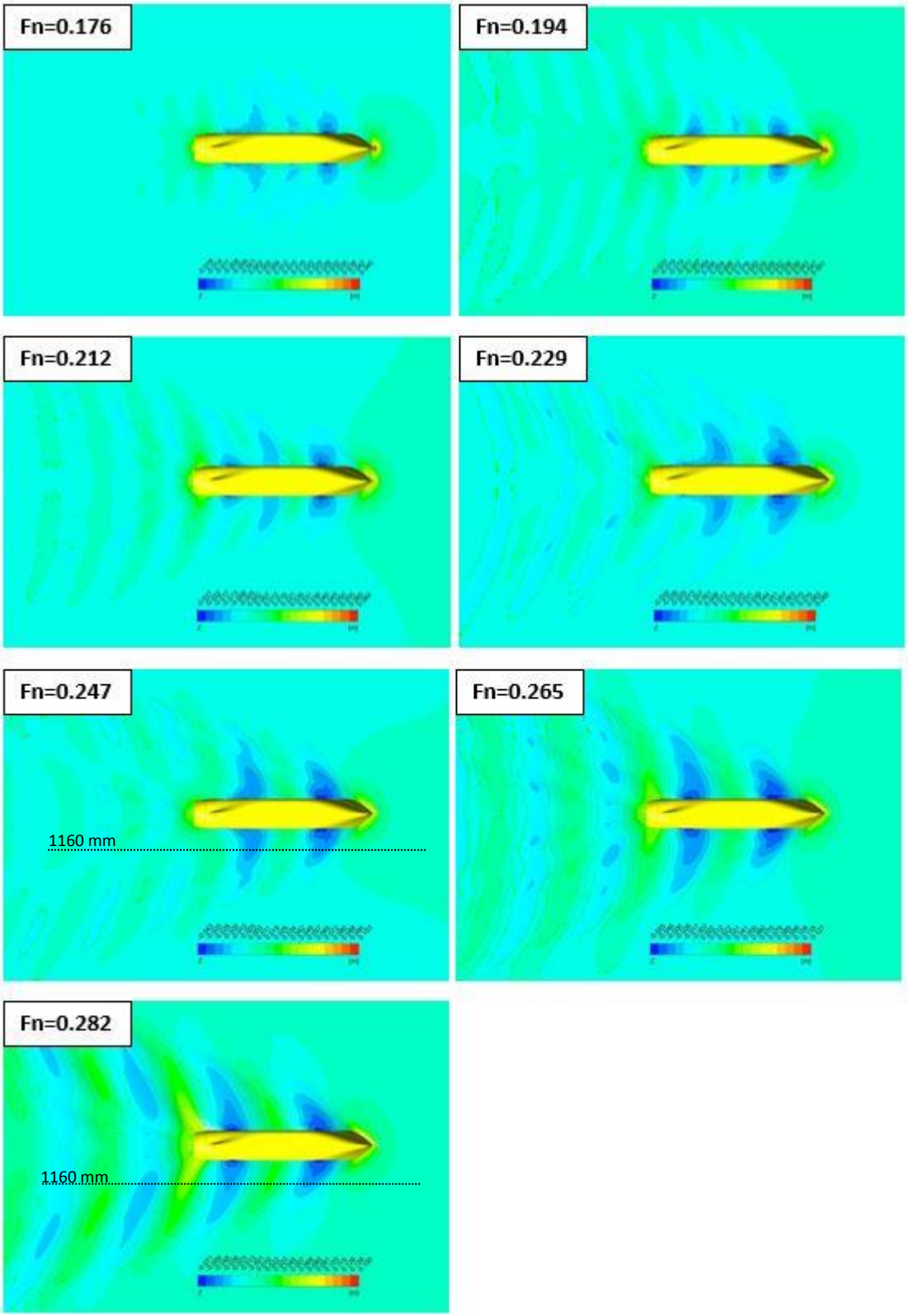
Şekil 5. 22 Fn=0.282 için serbest yüzey deformasyonlarının karşılaştırılması

Yukarıdaki şekillerden görülebileceği üzere Froude sayısı arttıkça yani gemi hızlandıkça gemi baş dalgasının yüksekliği de artmaktadır. Model gemi etrafındaki serbest yüzey deformasyonları açısından deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisindedir. Froude sayısına bağlı olarak gemi modeli üzerindeki serbest yüzey deformasyonunun değişimi Şekil 5.23'te verilmiştir.

Froude sayısı arttıkça baş dalgalarının yüksekliği artmakta ancak paralel gövde civarında oluşan dalga sistemi kıça doğru ilerlemektedir. Kıç dalga yükseklikleri de Froude sayısı ile artmaktadır.



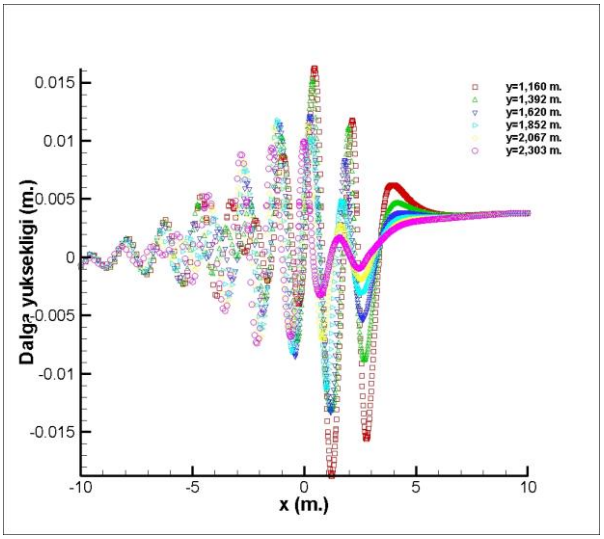
Şekil 5. 23 Farklı Fn sayılarında model gemi üzerindeki serbest yüzey deformasyonları (HAD)



Şekil 5. 24 C 2084 modeli etrafındaki serbest yüzey deformasyonları

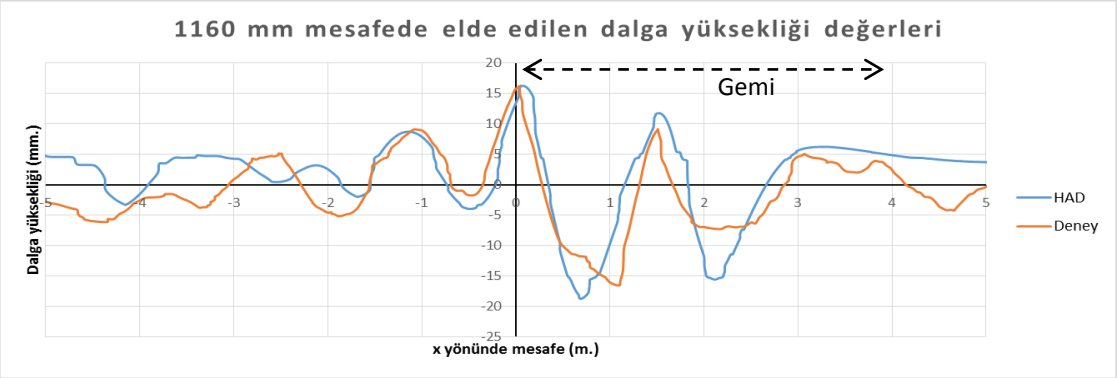
Yüksek hızlar için elde edilen tekne etrafındaki serbest su yüzeyinde meydana gelen deformasyon üstten görünüş olarak farklı Froude sayıları için yukarıda verilmiştir (Şekil

5.24). HAD analizleri kapsamında daha önceki bölümlerde bahsedilen dalga kesiti (wave-cut) uygulaması yardımıyla teknenin merkez hattına farklı mesafelerde bulunan çeşitli noktalar üzerindeki serbest yüzey deformasyonları da incelenmiş olup burada sadece geminin seyir hızı olan Fn=0.247 için grafik olarak aşağıda verilmiştir (Şekil 5.25).

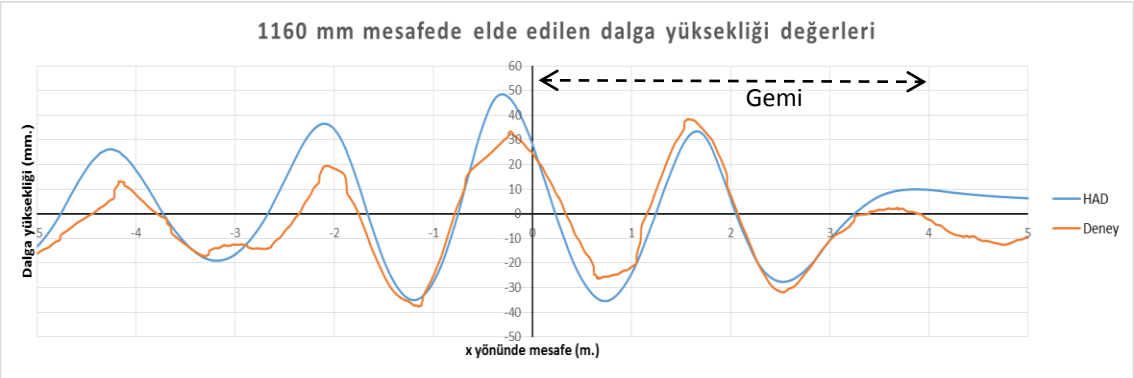


Şekil 5. 25 Fn=0.247 için model gemi üzerindeki serbest yüzey deformasyonları (HAD)

Ayrıca model geminin dizayn hızına karşılık gelen Froude sayısı (Fn=0.247) ve Fn=0.282 için modelden 1160 mm uzaklıkta deneysel ve sayısal olarak dalga kesitleri (wave-cut) alınarak elde edilen serbest yüzey deformasyonu karşılaştırmalı olarak Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de verilmiştir.



Şekil 5. 26 Fn=0.247 için model merkez hattından 1160 mm uzaklıktaki serbest yüzey deformasyonlarının deney ile karşılaştırması



Şekil 5. 27 Fn=0.282 için model merkez hattından 1160 mm uzaklıktaki serbest yüzey deformasyonlarının deney ile karşılaştırması

HAD analizleri için uygulanan ağ yapısı gereği tekneden uzaklaştıkça ağ yapısı seyrekleşmektedir. Dolayısıyla uzak noktalarda mevcut ağ yapısı yetersiz kalacağından diğer mesafeler için deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak serbest su yüzeyi deformasyonlarına bu tez çalışmasında yer verilmemiştir.

5.7 Gerçek Gemi Toplam Direncinin Hesaplanması

Bu bölümde HAD analizleri sonucu elde edilen sonuçlardan yararlanılarak Fn=0.247 için gerçek gemi direnç bileşenleri hesaplanmıştır. Bu hesaplama için model ve gerçek geminin form faktörlerinin aynı olduğu kabul edilmiş ve Hughes [68] yöntemi ile dalga direnci üzerinden gerçek gemi direnç bileşenleri tespit edilmiştir. Gerçek geminin incelendiği akışkan koşulları için tuzlu su kabulü yapılmıştır.

Çizelge 5. 12 Fn=0.247 için gerçek gemiye ait direnç değerleri (HAD)

Fn	0.247
V (m/s)	7.200
C_F*10^3	1.638
k	0.270
C_V*10^3	2.081
C_W*10^3	0.380
C_T*10^3	2.461
R_T (kN)	106.955
P_E (kW)	770.090

Çizelge 5.10'da gerçek gemi için hesaplanan boyutsuz direnç katsayıları, toplam direnç ve efektif güç verilmiştir. Gerçek gemi için deney ve HAD sonuçları arasındaki mutlak bağıl hata yaklaşık olarak % 8.68 olarak gerçekleşmiştir.

5.8 Değerlendirme

Bu tez çalışması kapsamında yüksek Froude sayılarında gerçekleştirilen deneyler HAD yöntemi ile analiz edilerek her iki sonuç birbiriyle karşılaştırılmıştır. Analizler sırasında akım türbülanslı, sıkıştırılamaz ve zamandan bağımsız kabul edilmiştir. k-ε türbülans modeli kullanılarak zamandan bağımsız olarak RANS denklemleri çözülerek model geminin toplam direnci hesaplanmıştır. Bahsedilen analizler çok fazlı olarak modellenmiş, serbest su yüzeyinde meydana gelen serbest yüzey deformasyonları da incelenmiştir. Yüksek Froude sayılarında ayrıca tek fazlı analizler yapılarak çift gövde yöntemi ile model geminin form faktörü hesaplanmıştır. HAD analizleri ışığında aşağıda özetlenen sonuçlar elde edilmiştir.

- Tez çalışması kapsamında kullanılan HAD yöntemini doğrulamak amacıyla literatürde mevcut ve doğrulama çalışmalarında yaygın olarak kullanılan KCS seçilerek Fn=0.26 için direnç analizi yapılmıştır. HAD analizi sonucu bulunan direnç sonucunun literatürde bulunan deney sonucuna göre bağıl hatası yaklaşık % 3 mertebesinde gerçekleşmiştir.
- Toplam 24 farklı hız için model deneyleri yapılmış olup farklı Froude tekne toplam direnci incelenmiştir.
- İlk 17 hız düşük Froude sayılarında yani Prohaska aralığında ($0.12<Fn<0.20$) alınarak model deneyleri gerçekleştirilmiştir. Düşük hızlarda dalga direnci çok az olduğu için direnç ölçümü sırasında hem mekanik Atwood sistemi hem de elektronik R 47 sistemi kullanılmıştır. Sonraki 7 hız yüksek Froude sayılarında alınarak direnç deneyleri yapılmıştır. Bu deneyler sırasında ise sadece R 47 sistemi kullanılmıştır.
- Prohaska aralığında gerçekleştirilen deneyler sonucu elde edilen direnç değerlerine Prohaska yöntemi uygulanarak model geminin form faktörü $1+k=1.255$ olarak hesaplanmıştır.

- HAD yöntemi ile yüksek Froude sayılarında tek fazlı analizler yapılarak çift gövde yöntemi ile model geminin form faktörü 1+k=1.270 olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla HAD analizi sonucu hesaplanan form faktörünün Prohaska yöntemiyle hesaplanan form faktörüne göre bağıl hatası yaklaşık % 1.2 olarak gerçekleşmiştir.
- Yapılan bütün HAD analizleri uygun ağ yapısı ve hesaplama hacmiyle zamandan bağımsız yapılarak deneysel sonuçlara uyumlu sonuçlar vermiştir. Özellikle $0.20<Fn<0.26$ aralığında HAD analizlerinin zamandan bağımsız modellenebileceği görülmüştür.
- Form faktörü hesaplanan teknenin deneysel ve HAD yöntemleriyle dalga direnç katsayısı da hesaplanmıştır. HAD analizi sonuçlarının özellikle yüksek Froude sayılarında deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.
- Mevcut analizlerde çıplak teknenin toplam direnci incelenmiştir. Takıntıların etkisini görebilmek için takıntılı tekne için HAD analizleri yapmak faydalı olacaktır.
- Form faktörünün model ölçeğinden ve hızdan bağımsız olduğu kabul edilmediği takdirde farklı Reynolds sayılarında ve farklı model ölçeklerinde HAD analizleri yapılarak form faktörünün Reynolds sayısına bağlılığı ortaya konularak daha doğru sonuçlar elde edilebilir.
- Teknenin dalga direncinin Fn=0.194 hızında inişe geçtiği daha sonra Froude sayısı ile birlikte arttığı görülmüştür.
- Tekne üzerindeki serbest yüzey deformasyonu beklenildiği üzere Froude sayısı ile beraber artmaktadır ancak Froude sayısı arttıkça tekne bordasında dalga tepesinin görüldüğü nokta tekne kıçına doğru kaymaktadır. Tekne baş bölgesinde serbest yüzey deformasyonu azami yüksekliğine çıkmaktadır. Buradan teknenin baş formunun iyi tasarlanmadığı sonucu çıkarılabilir.
- HAD analizleri sonucu tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonu incelendiğinde beklenildiği üzere tekneden uzaklaştıkça serbest yüzey deformasyonlarının azaldığı görülmüştür.

- Tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonları hesaplama hacminin sınırlarına doğru sönümlenmiştir. Bu da kurgulanan hesaplama hacminin HAD analizleri için uygun olduğunu göstermektedir.
- Tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonlarına tepeden bakıldığında tekne etrafında Kelvin dalga sistemi oluştuğu görülmüştür. Özellikle yüksek Froude sayılarında tekne etrafında belirgin bir şekilde baş ve kıç dalga sistemleri oluşmaktadır.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada gemi direnci ve tekne etrafındaki serbest yüzey deformasyonları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca serbest su yüzeyi altında sabit hızla hareket eden noktasal bir kaynağın meydana getirdiği serbest yüzey deformasyonu sınır elemanları yöntemi ile lineer ve yüksek mertebe olarak incelenmiştir. HAD ve deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar şöyle özetlenebilir:

- Tez çalışması kapsamında kullanılan HAD yönteminin doğruluğunu göstermek amacıyla KCS modeli için Fn=0.26 durumunda direnç analizi yapılmıştır. HAD yöntemi ile deneysel sonuç arasında yaklaşık % 3'lük bir bağıl hata vardır.
- Yapılan bütün HAD analizleri sonucunda özellikle 0.20<Fn<0.26 aralığında HAD analizlerinin zamandan bağımsız modellenebileceği görülmüştür.
- Form faktörü yardımıyla teknenin deneysel ve sayısal olarak dalga direnç katsayıları hesaplanmıştır. HAD analizi sonuçlarının özellikle yüksek Froude sayılarında deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.
- Mevcut analizlerde çıplak teknenin toplam direnci incelenmiştir. Takıntıların etkisi daha sonra viskoz direnç bileşenine dahil edilmiştir.
- Form faktörünün model ölçeğinden ve hızdan bağımsız olduğu kabul edilmediği takdirde farklı Reynolds sayılarında ve farklı model ölçeklerinde HAD analizleri yapılarak form faktörünün Reynolds sayısına bağlılığı ortaya konularak daha doğru sonuçlar elde edilebilir.
- HAD ile deneysel sonuçlar toplam direnç açısından uyumlu olmakla birlikte dalga direnci açısından Froude sayısına bağlı olarak bazı uyumsuzluklar

bulunmaktadır. Bunun sebebi olarak deney şartlarında model geminin paralel batma ve trim yapmaya karşı serbest olması, HAD analizlerinde ise teknenin bu iki harekete karşı sabit olarak modellenmesi olduğu düşünülmektedir.

- Toplam direnç açısından meydana gelen farklılığın bir kısmının teknenin takıntı direncinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Zira model tekne deneyde takıntılı iken HAD analizlerinde ağ yapısının kurgulanması zor olduğundan tekne takıntısız olarak modellenip analiz edilmiştir.

Potansiyel teoriye dayalı olarak gerçekleştirilen sayısal sonuçlar sonucunda elde edilen sonuçlar şöyle özetlenebilir:

- Boyutsuz derinlik katsayısı arttıkça ve derinlik Froude sayısının 0.7'den küçük olduğu durumlarda her üç mertebenin de uyumlu sonuçlar verildiği tespit edilmiştir.
- Dolayısıyla boyutsuz derinlik katsayısı büyüdükçe yüksek mertebeden yöntemlerin daha iyi sonuçlar verdiği söylenebilir. Bununla beraber boyutsuz derinlik katsayısı ile birlikte derinlik Froude sayısı arttıkça yüksek mertebe sonuçlar lineer sonuçlardan uzaklaşmaktadır.
- Serbest su yüzeyine yaklaşıldığında mevcut yüksek mertebe yöntemin serbest su yüzeyini iyi modelleyemediği sonucuna varılabilir.
- Çalışma kapsamında incelenen üç farklı derinlik Froude sayısı için elde edilen tüm sonuçlarda ikinci mertebe terimlerin lineer sonuçlara göre faz farkı oluşmasına neden olduğu görülmektedir.
- Yine tüm sonuçlardan görüldüğü üzere üçüncü mertebe terimler serbest yüzey deformasyonunu daha yüksek hesaplamaktadır. Bu durum daha yüksek dalga direnci hesaplanması anlamına gelmektedir.
- Tez çalışmasında kullanılan sınır elemanları yönteminin (BEM) yüksek mertebe serbest yüzey modellemesinde kullanıldığında pratik ve faydalı sonuçlar verebildiği görülmüştür.
- Mevcut yöntem üç boyutlu sayısal direnç hesabına da uygulanabilinecektir.

Deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda bu tez çalışmasında yer verilmeyip yapılması planlanan çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- HAD analizlerinde model tekne paralel batma ve trim hareketi yapabilecek şekilde serbest bırakılarak özellikle dalga direnci incelemesi yapılabilir.
- HAD analizlerinde model tekne takıntılı modellenerek deneysel sonuçlarla daha gerçekçi bir karşılaştırma yapılabilir.
- Potansiyel akış kabuluüyle yapılan sayısal çalışmalar üç boyutlu durumda gerçekleştirilerek iç boyutlu sayısal gemi direnci hesabı yapılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Dikili, A. C. ve Baykal, R., (2002). Gemilerin Direnci ve Makina Gücü. İstanbul: İTÜ Matbaası.

[2] Larsson, L. ve Raven, H. C., (2010). Principles of Naval Architecture: Ship Resistance & Flow. SNAME Publications, USA.

[3] Çelik, F., (2014). Gemi Direnci ve Sevki Ders Notları.

[4] Güner, M. ve Bal, Ş., (2008). Gemi Mühendisliği El Kitabı, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası (Ed. T. Yılmaz) 4. Bölüm: Gemi Direnci ve Sevki.

[5] Özdemir, Y. H., (2014). Gemi direncinin ve hareketlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak incelenmesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[6] Michell, J. H., (1893). "XLIV. The highest waves in water," Philos. Mag. Ser. 5, 36 (222): 430–437.

[7] Michell, J. H., (1898). "XI. The wave-resistance of a ship," Philos. Mag. Ser. 5, 45 (272): 106–123.

[8] Tuck, E. O., (1989). "The wave resistance formula of J.H. Michell (1898) and Its significance to recent research in ship hydrodynamics," ANZIAM J., 30 (04): 365–377.

[9] T Havelock, T. H., (1951). "Wave resistance theory and its applications to ship problems," SNAME Trans., 59: 13–24.

[10] Hess, J. L. ve Smith, A. M. O., (1967). "Calculation of potential flow about arbitrary bodies," Prog. Aerosp. Sci., 8: 1–138.

[11] Giesing, J. P. ve Smith, A. M. O., (1967). "Potential flow about two-dimensional hydrofoils," J. Fluid Mech., 28 (01): 113–129.

[12] Bal, S., (1998). "A potential based panel method for 2-D hydrofoils," Ocean Eng., 26 (4): 343–361.

[13] Wigley, W. C. S., (1934). "A comparison of experiment and calculated wave profiles and wave resistances for a form having parabolic waterlines," Proc. R. Soc. Math. Phys. Eng. Sci., 144: 144–159.

[14] Dawson, C. W., (1977). "A Practical Computer Method for Solving Ship-Wave Problems," Proc. 2nd Int. Conf. Numer. Ship Hydrodyn., 30–38.

[15] Tarafder, S., (2007). “Third order contribution to the wave-making resistance of a ship at finite depth of water,” Ocean Eng., 34 (1): 32–44.

[16] Rigby, S. G., Nicolaou, D., Sproston, J. L. ve Millward, A., (2001). “Numerical Modeling of the Water Flow Around Ship Hulls,” J. Ship Res., 45 (2): 85–94.

[17] Kara, F., Tang, C. Q. ve Vassalos, D., (2007). “Time domain three-dimensional fully nonlinear computations of steady body–wave interaction problem,” Ocean Eng., 34 (5–6): 776–789.

[18] Wehausen, J. V., (1973). “The Wave Resistance of Ships,” in Advances in Applied Mechanics, 13: 93–245.

[19] Raven, H. C., (1996). A solution method for the nonlinear ship wave resistance problem, Doktora Tezi, Technical University of Delft.

[20] Scullen, D. C., (1998). Accurate computation of steady nonlinear free-surface flows, Doktora Tezi, The University of Adelaide.

[21] Molland, A. F., Turnock, S. R. ve Hudson, D. A., (2011). Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power. Cambridge University Press.

[22] Wehausen, J. V. ve Laitone, E. V., (1960). “Surface Waves,” in Fluid Dynamics / Strömungsmechanik, 446–778.

[23] Forbes, L., (1985). “On the Effects of Non-Linearity in Free-Surface Flow About a Submerged Point Vortex,” J. Eng. Math., 19(2): 139–155.

[24] Forbes, L., (1985). “A Numerical-Method for Non-Linear Flow About a Submerged Hydrofoil,” J. Eng. Math., 19 (4): 329–339.

[25] Forbes, L., (1989). “An algorithm for 3-dimensional free-surface problems in hydrodynamics,” J. Comput. Phys., 82 (2): 330–347.

[26] Bal, S., Kinnas, S. A. ve Lee, H., (2001). “Numerical Analysis of 2-D and 3-D Cavitating Hydrofoils Under a Free Surface,” J. Ship Res., 45 (1): 34–49.

[27] Bal, S. ve Kinnas, S. A., (2002). “A BEM for the prediction of free surface effects on cavitating hydrofoils,” Comput. Mech., 28 (3–4): 260–274.

[28] Bal, S., (2008). “Prediction of wave pattern and wave resistance of surface piercing bodies by a boundary element method,” Int. J. Numer. Methods Fluids, 56 (3): 305–329.

[29] B. Barlas, (2000). “Gemi ön dizaynı ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği,” Deniz Harp Okulu Bülteni, 227 (36).

[30] Gorski, J. J., (2002). “Present State of Numerical Ship Hydrodynamics and Validation Experiments,” J. Offshore Mech. Arct. Eng., 124 (2): 74–80.

[31] Ahmed, Y. ve Guedes Soares, C., (2009). “Simulation of free surface flow around a VLCC hull using viscous and potential flow methods,” Ocean Eng., 36 (9–10): 691–696.

[32] Bulgarelli, U. P., Lugni, C. ve Landrini, M., (2003). “Numerical modelling of free-surface flows in ship hydrodynamics,” Int. J. Numer. Methods Fluids, 43 (5): 465–481.

[33] Sridhar, D., Bhanuprakash, T. V. K. ve Das, H. N., (2010). "Frictional Resistance Calculations on a Ship using CFD," Int. J. Comput. Appl., 11 (5): 24–31.

[34] Parolini, N. ve Quarteroni, A., (2005). "Mathematical models and numerical simulations for the America's Cup," Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 194(9–11): 1001–1026.

[35] Li, T., Matusiak, J. ve Lehtimäki, R., (2001). "Numerical simulation of viscous flows with free surface around realistic hull forms with transom," Int. J. Numer. Methods Fluids, 37 (5): 601–624.

[36] Wackers, J., Koren, B., Raven, H. C., van der Ploeg, A., Starke, A. R., Deng, G. B., Queutey, P., Visonneau, M., Hino, T. ve Ohashi, K., (2011). "Free-Surface Viscous Flow Solution Methods for Ship Hydrodynamics," Arch. Comput. Methods Eng., 18 (1): 1–41.

[37] Leroyer, A., Wackers, J., Queutey, P. ve Guilmineau, E., (2011). "Numerical strategies to speed up CFD computations with free surface—Application to the dynamic equilibrium of hulls," Ocean Eng., 38 (17–18): 2070–2076.

[38] Kandasamy, M., Ooi, S. K., Carrica, P., Stern, F., Campana, E. F., Peri, D., Osborne, P., Cote, J., Macdonald, N. ve de Waal, N., (2011). "CFD validation studies for a high-speed foil-assisted semi-planing catamaran," J. Mar. Sci. Technol., 16 (2): 157–167.

[39] Lazauskas, L. V., (2009). Resistance, wave-making and wave-decay of thin ships, with emphasis on the effects of viscosity, Doktora Tezi, The University of Adelaide.

[40] Marzi, J., (2003). "Use of CFD methods for hull form optimization in a model basin," MARNET-CFD Workshop.

[41] Banks, J., Phillips, A. B. ve Turnock, S., (2010). "Free surface CFD prediction of components of ship resistance for KCS," 13th Numerical Towing Tank Symposium.

[42] Pranzitelli, A., de Nicola, C. ve Miranda, S., (2011). "Steady state calculations of free surface flow around ship hulls and resistance prediction," High Speed Marine Vehicles (HSMV).

[43] Kınacı, Ö. K., Kükner, A. ve Bal, Ş., (2013). "On propeller performance of DTC post-panamax container ship," Int. J. Ocean Syst. Eng., 3 (2): 77–89.

[44] Kınacı, Ö. K., Sukas, Ö. F. ve Bal, Ş., (2014) "Computation of total resistance of ships and a submarine by a RANSE based CFD," presented at the International Symposium on Naval Architecture and Maritime (INT-NAM), 383–402.

[45] Kınacı, Ö. K., Sukas, Ö. F. ve Bal, Ş., (2015) "Prediction of wave resistance by a RANSE based CFD approach," Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ., (basım aşamasında).

[46] Prohaska, C. W., (1966). "A simple method for the evolution of the form factor and low speed wave resistance," Proceedings of 11th ITTC, Tokyo, Japan, 65–66.

[47] García-Gómez, A., (2000). "On the form factor scale effect," Ocean Eng., 27 (1): 97–109.

[48] Kouh, J. S., Chen, Y. J. ve Chau, S. W., (2009). “Numerical study on scale effect of form factor,” Ocean Eng., 36 (5): 403–413.

[49] Degiuli, N., Hadžić, N., Pedišić Buča, M. ve Semijalac, G., (2007). “Form Factor Determination of the Full, Large Breadth and Shallow Draught Ship Series,” Shipbuilding, 58 (4): 380–388.

[50] Min, K. S. ve Kang, S. H., (2010). “Study on the form factor and full-scale ship resistance prediction method,” J. Mar. Sci. Technol., 15 (2): 108–118.

[51] ITTC, (1978). “Report of Performance Committee,” Proceedings of 15th ITTC, Hague.

[52] Versteeg, H. ve Malalasekera, W., (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Harlow, England; New York: Prentice Hall.

[53] Uçar, G., (2005). Helikopter etrafındaki akışın sonlu hacimler yöntemiyle analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[54] Wilcox, D. C., (2006). Turbulence Modeling for CFD. La Cãnada, Calif.: D C W Industries.

[55] Kınacı, Ö. K., (2013). Gemi formu, dümen ve pervane etkileşiminin sayısal incelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[56] Tennekes, H. ve Lumley, J. L., (1972). A First Course in Turbulence. Cambridge, Mass.: The MIT Press.

[57] Launder, B. E. ve Spalding, D. B., (1974). “The numerical computation of turbulent flows,” Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 3 (2): 269–289.

[58] ANSYS FLUENT 14.0 Theory Guide.

[59] Panahi, R., Jahanbakhsh, E. ve Seif, M. S., (2009). “Towards simulation of 3D nonlinear high-speed vessels motion,” Ocean Eng., 36 (3–4): 256–265.

[60] Katz, J. ve Plotkin, A., (2001). Low-Speed Aerodynamics. Cambridge, UK; New York: Cambridge University Press.

[61] Dyke, M. V., (1964). Perturbation methods in fluid mechanics. Academic Press.

[62] Bal, S., Kinnas, S. A. ve Lee, H., (2001). “Numerical Analysis of 2-D and 3-D Cavitating Hydrofoils Under a Free Surface,” J. Ship Res., 45 (1): 34–49.

[63] De Luca, F., (2011). Experimental study on interceptor’s effectiveness, Doktora Tezi, Universita Degli Studi Di Napoli “Federico II,” Napoli.

[64] ITTC, (2008). Testing and Extrapolation Methods, General Guidelines for Uncertainty Analysis in Resistance Towing Tank Tests.

[65] ITTC, (2011). Fresh water and seawater properties. ITTC-Recommended Procedures.

[66] Froude, W., (1878). “The fundamental principles of the resistance of ships,” Proc. R. Inst. G. B., 8: 188–213.

[67] ITTC, (1957). “Report of Resistance Committee,” Proceedings of 8th ITTC, Madrid.

[68] Hughes, G., (1954). “Friction and form resistance in turbulent flow and a proposed formulation for use in model and ship correlation,” Q. Trans. RINA, 96 (4): 314–376.

[69] Özdemir, Y. H., Barlas, B., Yılmaz, T. ve Bayraktar, S., (2014). “Numerical and experimental study of turbulent free surface flow for a fast ship model,” Brodogradnja, 65 (1): 39–54.

[70] Delen, C., (2014). Gemi direncinin deneysel belirsizlik analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ali DOĞRUL

Doğum Tarihi ve Yeri : 21/10/1985 Nevşehir

Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca

E-posta : alidogrul@gmail.com, adogrul@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lisans	Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	Fen Bilimleri	Nevşehir Anadolu Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012-2013	Napoli Federico II Üniversitesi	Misafir Araştırmacı
2009-…	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2008-2009	Dearsan Tersanesi	Askeri Dizayn Müh.

YAYINLARI

Makale

1. Arıkan, Y., Doğrul, A., Çelik, F., "Performance Analysis and Investigation of the Slipstream Flow of Podded Propellers", Brodogradnja Shipbuilding, Vol 63, Issue 3, pp. 226-233, 2012.

2. Doğrul, A., Arıkan, Y., Çelik, F., "A Numerical Investigation of Multiphase Flow and Oil Spill in Istanbul Strait", The Online Journal of Science and Technology, Vol 1., Issue 2, 2011.

3. Arıkan, Y., Doğrul, A., Çelik, F., (2010), "Gemi Sevk Sistemleri Tarihine Bakış", Gemi ve Deniz Teknolojisi Dergisi, No. 186, 13-19.

4. Arıkan, Y., Doğrul, A., Çelik, F., (2010), "Podlu Sevk Sistemlerinin Çevreye Olan Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi", Gemi ve Deniz Teknolojisi Dergisi, No. 186, 4-12.

Bildiri

1. Çoşgun, T., Yurtseven, A., Doğrul, A., Vardar, N., "A RANS Based Numerical Study of Trubulent Flows in Rotating Annular Channels", International Conference on Advances in Mechanical Engineering (ICAME 2015), 13-15 Mayıs 2015, İstanbul, TÜRKİYE.

2. Bilir, A. Ç., Doğrul, A., Çoşgun, T., Yurtseven, A., Vardar, N., "A Numerical Investigation of the Flow in Water Jet Nozzles", International Conference on Advances in Mechanical Engineering (ICAME 2015), 13-15 Mayıs 2015, İstanbul, TÜRKİYE.

3. Ekinci, S., Çelik, F., Doğrul, A., "Numerical Investigation of Wake Field Effects on Propeller Performance for Different Ships", 2nd International Symposium on Naval Architecture and Maritime (INTNAM 2014), 23-24 Ekim 2014, İstanbul, TÜRKİYE.

4. Usta, O., Çakıcı, F., Doğrul, A., Bayraktar, S., "Investigation of the Effects of Different Keel Geometries on a Sailing Yacht", 19th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design (HYDRONAV 2012), 19-21 Eylül 2012, Ilawa, POLONYA

5. Doğrul, A., Çakıcı, F., Kınacı, Ö. K., Bayraktar, S., "Investigation of the Effects of Gurney Flap on the Lift OF NACA 0012 Airfoil in Varying Lengths", 19th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design (HYDRONAV 2012), 19-21 Eylül 2012, Ilawa, POLONYA

6. Arıkan, Y., Çelik, F., Doğrul, A., Bal, Ş., "Prediction of Cavitation on Two- and Three-Dimensional Hydrofoils by an Iterative BEM", 8th International Symposium on Cavitation (CAV 2012), 16-16 Ağustos 2012, SİNGAPUR

7. Arıkan, Y., Doğrul, A., Çelik, F., Alkan, A.D., "Energy Efficient Hull Form Design for A Pleasure Boat Powered By A Solar-Hydrogen Energy System", 9th Symposium on High Speed Marine Vehicles (HSMV 2011), 26-27 Mayıs 2011, Napoli, İTALYA.

8. Çelik, F., Doğrul, A., Arıkan, Y., “Investigation of Optimum Duct Geometry for A Passenger Ferry”, 9th Symposium On High Speed Marine Vehicles (HSMV 2011), 26-27 Mayıs 2011, Napoli, İTALYA.
9. Doğrul, A., Arıkan, Y., Çelik, F., “A Numerical Investigation of Multiphase Flow and Oil Spill in Istanbul Strait”, International Science & Technology Conference (ISTEC 2010), 27-29 Ekim 2010, Gazi Magosa, KKTC.
10. Doğrul, A., Arıkan, Y., Çelik, F., “A Numerical Investigation of Air Lubrication Effect on Ship Resistance”, International Conference on Ship Drag Reduction (SMOOTH-Ships), 20-21 Mayıs 2010, İstanbul, TÜRKİYE.
11. Doğrul, A., Özdemir, Y.H., Bayraktar, S., “Modeling of A HVAC Unit in a Room for Performance Analysis”, 10th Rehva World Congress on Sustainable Energy Use in Buildings (CLIMA 2010), 09-12 Mayıs 2010, Antalya, TÜRKİYE.

Proje

1. Kınacı, Ö.K., Doğrul, A., Çoşgun, T., Güzel, B., Güner, M., “Zemin etkisiyle çalışan yüksek hızlı bir prototip bir teknenin (WIG) dizaynı”, YTÜ BAP, Ekim 2013 / Ekim 2016.
2. Kınacı, Ö.K., Doğrul, A., Kükner, A., Güner, M., “Tandem hidrofoil etkileşimlerinin incelenmesi için parametrik bir çalışma”, YTÜ BAP, Nisan 2012 / Ekim 2013.
3. Arikan, Y., Doğrul, A., Çelik, F., Bal, Ş., “2 ve 3 boyutlu hidrofoiller üzerinde tabaka kavitasyonunun BEM'e dayalı iteratif bir yöntemle ile tahmini”, YTÜ BAP, Nisan 2012 / Ekim 2013.