

2372
80

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ ETRAFINDAKİ AKIŞIN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ YÖNTEMİ KULLANILARAK İNCELENMESİ

Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Yavuz Hakan ÖZDEMİR

FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tamer YILMAZ

İSTANBUL, 2007

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
KÜTÜPHANE VE DOKÜMANTASYON
DAİRE BAŞKANLIĞI

Yer No (DDC): 2372-80

Kayıt No 4152
Geldiği Yer Fen Bil. Enst.
Tarih 27/10/08
Fiyat 2,62 -
Fatura No
Ayatlat No 42
Ek

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	1
1.1 HAD Çalışmaları	1
1.2 Gemi İnşaatında HAD Uygulamaları	2
1.3 Amaç	6
2. MATEMATİK ALTYAPI	7
2.1 Akışkanlar Mekaniğinin Temel Diferansiyel Denklemleri	7
2.1.1 Kütleinin Korunumunun Diferansiyel Denklemi	7
2.1.2 Momentumun Korunumunun Diferansiyel Denklemi	7
2.1.3 Newton Tipi Akışkan (Navier-Stokes Denklemleri)	8
2.1.4 Akışkanlar Mekaniğinin Temel Denklemlerinin Kapalı Formu	9
2.2 Kullanılan Hesaplamalı Analiz Yöntemi	9
2.2.1 Sonlu Hacimler Yöntemi	9
2.2.2 Reynolds Transport Teoremi	9
2.2.3 Çözüm Algoritması	11
2.2.4 Kullanılan Türbülans Modelleri	14
2.2.4.1 Standart k- ϵ Türbülans Modeli	15
2.2.4.2 Standart k- ω Türbülans Modeli	16
3. GEMİ ETRAFINDAKİ AKIŞ	19
3.1 Gemi Direncinin Bileşenleri	19
3.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yardımı ile Analiz	20
3.2.1 Geometrinin Modellenmesi	20
3.2.2 Ağ Yapısının Oluşturulması ve Sınır Şartlarının Tanımlanması	21
3.2.3 Viskoz Basınç Direnci ve Sürtünme Direncinin Bulunması	23
3.3 Dalga Direncinin Bulunması	24
3.4 Sonuçların Değerlendirilmesi	26
4. BAŞ İTİCİ PERVANENİN CFD ANALİZİ	30

4.1	Pervaneler İçin Boyut Analizi	30
4.2	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Yardımı ile Analiz.....	31
4.2.1	Geometrinin Ağ Yapısının Oluşturulması ve Sınır Şartlarının Tanımlanması	31
4.2.2	Sonuçların Değerlendirilmesi.....	33
5.	YELKEN ETRAFINDAKİ AKIŞIN CFD İLE İNCELENMESİ.....	38
5.1	Yelken Üzerine Gelen Kuvvet ve Momentler.....	38
5.2	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Yardımı ile Analiz.....	40
5.2.1	Geometrinin Modellenmesi.....	40
5.2.2	Geometrinin Izgara Yapısının Oluşturulması ve Sınır Şartlarının Tanımlanması	41
5.2.3	Sonuçların Değerlendirilmesi.....	42
SONUÇ		47
KAYNAKLAR.....		48
ÖZGEÇMİŞ		51

SİMGE LİSTESİ

ρ	Yoğunluk
t	zaman
u, v, w	Hız vektör bileşenleri
τ	Kayma gerilmesi
μ	Viskozite
ϕ	Genel değişken
A	Alan
V	Hız alanı
p'	Düzeltilme basınç alanı
p^*	Başlangıç basınç alanı
u', v', w'	Düzeltilme hız alanları
u^*, v^*, w^*	Başlangıç hız alanları
S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz}	Kütle kuvvetleri
k	Türbülans kinetik enerjisi
ε	Türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı
ω	Türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı
R_T	Toplam direnç
R_W	Dalga direnci
R_F	Sürtünme direnci
R_{VP}	Viskoz basınç direnci
B	Genişlik
T	Su çekimi
D	Yükseklik
∇	Deplasman hacmi
C_B	Blok katsayısı
C_n	n. hücredeki fazın hacim oranı
T	İtme
n	Devir sayısı
D	Pervane çapı
K_T	İtme Katsayısı
V_A	Suyun pervaneye giriş hızı

KISALTMA LİSTESİ

HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	Sayfa
FDM	Sonlu Farklar Yöntemi	10
FEM	Sonlu Elemanlar Yöntemi	12
FVM	Sonlu Hacimler Yöntemi	13
BEM	Sınır Elemanları Yöntemi	13
SIMPLE	Basınç Bağlantılı Denklemler İçin Yarı Kapalı Yöntem	21
Sekil 3.2	Akışkan için oluşturulan ağ yapısı	22
Sekil 3.3	Analiz hacmi için oluşturulan ağ yapısı	23
Sekil 3.4	Tekne üzerinde oluşturulan ağ yapısı	23
Sekil 3.5	$k-\epsilon$ Türbülans modeli ile elde edilen tekne üzerindeki basınç (Pascal) dağılımları ($t=60s$)	24
Sekil 3.6	Akışkan hacmi tekne boyu yönündeki bileşeninin değişik kesitlerden görünümü ($t=60s$)	24
Sekil 3.7	17 knot hız için tekne üzerindeki dalga deformasyonu ($t=650s$)	25
Sekil 3.8	Akışkan parçacıklarını genel kütünde takip ettiği yörünge ($t=630s$)	26
Sekil 3.9	$k-\epsilon$ Türbülans modeli ile elde edilen akım hatları	27
Sekil 3.11	$k-\omega$ ve $k-\epsilon$ türbülans modellerinden elde edilen dalga deformasyonları ($t=630s$)	28
Sekil 3.12	$k-\omega$ Türbülans modeli ile elde edilen tekne simetri eksenindeki basınç dağılımı	29
Sekil 4.1	Sayısal analiz yapılacak olan pervanenin genel görünüşü	31
Sekil 4.2	Buğ itici pervane ve hesaplama hacmi	32
Sekil 4.3	Ağ yapısı a) Hesaplama hacmi b) Pervane yüzeyi	33
Sekil 4.4	Devir sayısına bağlı olarak elde edilen a) Hız b) Kütlesel debi c) Güç değeri	34
Sekil 4.5	Pervane üzerinde keşif olabilecek yüzeylerin gösterimi	35
Sekil 4.6	Pervane düzlemi üzerindeki basınç (Pascal) dağılımları	36
Sekil 4.7	100, 200, 300 dev/dak için elde edilen akım hatları ve iz dağılımı (m/s)	37
Sekil 5.1	Yelkenli bir yat üzerine etkileyen kuvvetler (Yıldırım 2007)	39
Sekil 5.2	Hız değeri (Yıldırım 2007)	39
Sekil 5.3	Yelken kesitleri	40
Sekil 5.4	Yüzey olarak hazırlanan yelkenin gösterimi	41
Sekil 5.5	Yelken ve hesaplama hacmi için oluşturulan ağ yapısı	42
Sekil 5.7	$\alpha = 45^\circ$ derece hacim açısında yelken üzerindeki basınç (Pascal) dağılımlarının üç farklı hız için dağılımı	44
Sekil 5.8	5 Knot iletken hızı için değişik hacim açılarında elde edilmiş basınç dağılımları (Pascal) ve akım hatları a) $\alpha = 15^\circ$ b) $\alpha = 30^\circ$ c) $\alpha = 45^\circ$ d) $\alpha = 60^\circ$ e) $\alpha = 75^\circ$ f) $\alpha = 90^\circ$	46

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Bir boyutlu uniform grid	10
Şekil 2.2 Kaydırılmış ızgara yapısı	12
Şekil 2.3 Basınç noktaları ve sınır şartları	12
Şekil 2.4 u hız noktaları	13
Şekil 2.5 v hız noktaları	13
Şekil 3.1 Geminin perspektif görünümü	21
Şekil 3.2 Analiz için kullanılacak hacim	22
Şekil 3.3 Analiz hacmi için oluşturulan ağ yapısı	22
Şekil 3.4 Tekne üzerinde oluşturulan ağ yapısı	23
Şekil 3.5 $k - \omega$ Türbülans modeli ile elde edilen tekne üzerindeki basınç (Pascal) dağılımları ($t=650s$)	24
Şekil 3.6 Akışkan hızının tekne boyu yönündeki bileşeninin değişik istasyonlardan görünümü ($t=650s$)	24
Şekil 3.7 12 knot hız için tekne üzerindeki dalga deformasyonu ($t=650s$)	25
Şekil 3.8 Akışkan partiküllerinin gemi kışında takip ettiği yörünge ($t=650s$)	26
Şekil 3.9 $k - \varepsilon$ Türbülans modeli ile elde edilen akım hatları	27
Şekil 3.11 $k - \omega$ ve $k - \varepsilon$ türbülans modellerinden elde edilen dalga deformasyonları ($t=650s$)	28
Şekil 3.12 $k - \omega$ Türbülans modeli ile elde edilen tekne simetri eksenindeki basınç dağılımı	29
Şekil 4.1 Sayısal analizi yapılacak olan pervanenin genel görünüşü	31
Şekil 4.2 Baş itici pervane ve hesaplama hacmi	32
Şekil 4.3 Ağ yapısı a) Hesaplama hacmi b) Pervane yüzeyi	33
Şekil 4.4 Devir sayısına bağlı olarak elde edilen a) İtme b) Kütlesel debi c) Güç değerleri ...	34
Şekil 4.5 Pervane üzerinde kesit alınacak yüzeylerin gösterimi	35
Şekil 4.6 Pervane düzlemi üzerindeki basınç (Pascal) dağılımları	36
Şekil 4.7 100, 200, 300 dev/dak için elde edilen akım hatları ve iz dağılımı (m/s)	37
Şekil 5.1 Yelkenli bir yat üzerine etkiyen kuvvetler (Yılmaz 2007)	39
Şekil 5.2 Hız üçgeni (Yılmaz 2007)	39
Şekil 5.3 Yelken kesitleri	40
Şekil 5.4 Yüzey olarak hazırlanan yelkenin görünümü	41
Şekil 5.5 Yelken ve hesaplama hacmi için hazırlanan ağ yapısı	42
Şekil 5.7 $\alpha = 45^\circ$ derece hucum açısında yelken üzerindeki basınç (Pascal) dağılımlarının üç farklı hız için değişimi	44
Şekil 5.8 5 Knot rüzgar hızı için değişik hucum açılarında elde edilmiş basınç dağılımları (Pascal) ve akım hatları a) $\alpha = 15^\circ$ b) $\alpha = 30^\circ$ c) $\alpha = 45^\circ$ d) $\alpha = 60^\circ$ e) $\alpha = 75^\circ$ f) $\alpha = 90^\circ$	46

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
ÖNSÖZ	
Çizelge 1 Toplam ve viskoz direncin karşılaştırılması ($V=12$ knot)	26

ÖZET

Gemi inşaat sektöründeki hızlı gelişmeye paralel olarak, gemi model deneylerine olan talep hızla artmaktadır. Gemi tasarımını tespit etme ve diğer hidrodinamik özellikleri hakkında bilgi sahibi olmak amacıyla deneysel çalışmalar yapılmaktadır.

ÖNSÖZ

Hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, bana huzurlu bir çalışma ortamı sağlayan ve bana uzun süre sabreden sayın hocam Prof. Dr. Tamer YILMAZ Bey'e, öğrenciliğimden beri benimle ilgilenen hocam Arş. Gör. Seyfettin BAYRAKTAR Bey'e ve mesai arkadaşım Arş. Gör. Özgür DEMİR'e teşekkür ederim.

Bu çalışmada gemilerde kullanılan beyinli parçaların HAD analizi ve bir yelken etrafındaki akışın akış hızı gerçekleştirilmiştir.

Gemi etrafındaki akışın türbülanslı akışlarda elde edilen deneysel sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma iki değişik türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Visköz laminar akış için $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin deney sonuçları ile uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca $k-\epsilon$ modelinin daha başarılı olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Deneysel akışkanlar dinamiği, parçalar, gemi türbülans modelleri

ÖZET

Gemi inşaa sanayindeki hızlı gelişmeye paralel olarak, gemi model deneylerine olan talep hızla artmaktadır. Gemi direncini tespit etme ve diğer hidrodinamik özellikleri hakkında bilgi sahibi olmak amacıyla deneysel çalışmalar yapılmaktadır.

Günümüzde HAD teknikleri deneysel çalışmalara alternatif olarak ve/veya deneysel çalışmaları destekleyen yöntemler olarak gemi ve yat sanayinde sıkça kullanılır olmuştur.

Sunulan bu çalışmada gemi etrafındaki akış hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Gemi etrafındaki akış serbest su yüzeyi modeli kullanılarak incelenmeye çalışılmış ve elde edilen direnç değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada gemilerde kullanılan baş itici pervanesinin HAD analizi ve bir yelken etrafındaki akışın analizi gerçekleştirilmiştir.

Gemi etrafındaki akımın çözülmesi sonucunda elde edilen direnç sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma iki değişik türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Viskoz basınç direnci için $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin deney sonuçları ile uyumlu olduğu toplam direnci tahmin etmede ise $k-\omega$ modelinin daha başarılı olduğu görülmüştür.

Keywords: Computational fluid dynamics, propeller, hull, turbulence model

Anahtar kelimeler: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, pervane, gemi, türbülans modelleri

ABSTRACT

Besides the progress in the ship building industry, the demand to the ship basic experiments have been raising. The experimental studies have been conducted for getting realistic information to determine the ship resistance and other hydrodynamics characteristic

Computational fluid dynamics (CFD) has been used commonly as an alternative and/or promoting tool in the ship and yacht industries

In this study, the flow around a ship has been investigated by using CFD. Flow around the ship is showed by using free surface method and obtained ship resistance are then compared with experimental results. A CFD analysis of a bow thruster and flow around a sail have been carried out.

Based on the solution of the flow around the ship, obtained resistance values are compared with experimental result. The comparison is made by using two different turbulence model. Although $k-\varepsilon$ and $k-\omega$ turbulence models are in good agreement with experimental results of viscous pressure resistance, the $k-\omega$ model are more consistent with experimental results of total resistance

Keywords: Computational fluid dynamics, propeller, hull, turbulence model

1. GİRİŞ

1.1 HAD Çalışmaları

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) iç ve dış akışların modellenmesi ve akış özelliklerinin tahmin edilmesinde kullanımı hızla artan bir yöntemdir. Akış analizleri, ısı transferi ve bunlarla ilgili fiziksel olaylar HAD'nin konuları arasına girer. Bu teknik çok güçlü olup endüstride ve endüstriyel olmayan sahalarda geniş uygulama alanına sahiptir.

- Uçakların ve hava taşıtlarının aerodinamiği,
- Gemilerin ve deniz taşıtlarının hidrodinamiği,
- Güç üreten sistemler ve yanma olayları,
- Elektrik ve Elektronik mühendisliğinde kullanılan devrelerin ve ekipmanların soğutma sistemlerinin incelenmesi,
- Çevre mühendisliğinde çevre kirliliğinin incelenmesi,
- Meteorolojide hava tahmin raporlarının hazırlanması,
- Biomedikal mühendisliğinde kan akışının incelenmesi,

CFD'nin uygulama alanları içerisine girmektedir.

Modern CFD'nin gelişmesi 1950'li yıllarda digital bilgisayarların ortaya çıkması ile başlamaktadır. CFD'nin temelini oluşturan Sonlu Farklar (FDM) ve Sonlu Elemanlar Yöntemleri (FEM) kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan farklı orjin noktalarına sahip iki metoddur. 1910 yılında İngilterede Ricardson tarafından yayınlanan makalede FDM metodu taş duvarların gerilme analizi için kullanmıştır. Turner (1956) tarafından yayınlanan makalede FEM metodunun ilk uygulama örneği verilmiş olup burada FEM metodu uçak kanatlarının gerilme analizinin gerçekleştirilmesi için kullanılmıştır. Bundan sonra iki metodun akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve ilgili alanlara uygulanması paralel şekilde artmıştır.

FDM metodunun HAD'ye uygulanmasını ilk örnekleri Courant, Friedrichs ve Lewy (1928), Evans ve Harlow (1957), Goudunov (1959), Lax ve Wendroff (1960), MacCormack (1969) tarafından verilmiş olup literatürde FDM'nin HAD'ye uygulanması ile ilgili benzer çalışmalar görülmektedir.

FEM metodunun CFD'ye uygulanmasının ilk örnekleri ise Zienkiewicz ve Chung (1965), Oden (1972), Chung (1978) tarafından verilmektedir.

CFD'nin temelini oluşturan bu iki metod dışında Sınır Elemanları Yöntemi (BEM), Sonlu Hacimler Yöntemi (FVM) gibi değişik teknikler geliştirilmiş olup FDM formülasyonundan türetilen FVM son zamanlarda HAD'de en çok kullanılan sayısal yöntem olup Sergei K.Gurdunov (1959) tarafından yılında geliştirilmiştir. Yapısal çözüm ağlarında olduğu kadar yapısal olmayan çözüm ağlarında da başarılı sonuçlar vermesi bu yöntemin avantajıdır.

1.2 Gemi İnşaatında HAD Uygulamaları

Mühendislik hizmeti almış bir sanayi yapısının rekabet gücünün olabilmesi için emniyetli, ergonomik, ekonomik olması gerekmektedir. Sanayi kuruluşlarının ihtiyaçlara cevap verebilmesi ancak bu hususları göz önünde bulundurmasıyla mümkün olur. Günümüzde ekonomik dizayn yapabilmek için sayısal yöntemleri ve deneysel verileri kullanmak kaçınılmaz hale gelmiştir. Gemi inşaatı sanayinde de diğer sanayi dallarında olduğu gibi HAD uygulamalarının birçok örneği görülebilir. Gemi inşaatı sanayinde bugüne kadar gerçekleştirilmiş olan HAD uygulamaları aşağıda sıralanmıştır ;

- a) Form optimizasyonu
- b) Baş ve kık formunun optimizasyonu
- c) Gemi etrafındaki dalga formunun ve deformasyonlarının tespiti
- d) Geminin direnç bileşenlerinin bulunması
- e) Takıntıların uygun yerlerinin bulunması

- Yalpa omurgası
- Baş ve kık iticiler
- Kık kanatçıklar
- Skeg omurga
- Dümen ve topuk etrafındaki akış
- İz düzenleyici nozul
- Kort nozul

f) Pervane tasarımı

- Pervane etrafındaki akış
- Pervane, tekne, dümen etkileşimi
- Nozul pervane ilişkisi
- Kavitasyon
- İz dağılımı

g) Akış kaynaklı akustik analiz

- h) Yelken etrafındaki akışın analizi
- i) Yumru baş optimizasyonu
- j) Kayıcı tekneler üzerindeki dinamik kuvvetlerin hesabı
- k) Boru devrelerinde akışlar
- l) Baca gazı akışları
- m) Yatlarda ısısal konforun analizi

Bilgisayar teknolojisindeki yetersizliklerden dolayı, 1970'lerin başında Navier-Stokes denklemlerini, uygun sınır koşulları altında gemi için uygulayıp çözmek imkan dahilinde olmadığından, elde var olan imkanlar dahilinde, kabul edilebilir yaklaşımlar sureti ile, gemi etrafındaki akım problemi çözülmeye çalışılmıştır. Larsson (1974) gemi etrafındaki sınır tabakayı ince bir tabaka kabul ederek, bu bölgede ve iz bölgesinde sınır tabaka denklemlerini, bu bölgenin dışında ise ideal akım kabulü yaparak, akım problemini çözmüş ve SSPA 720 modeli için kapsamlı ölçüm deneyleri yapmıştır. Larsson'un bu çalışması, o tarihe kadar, gemiler için türbülanslı sınır tabakayı araştıran önemli ve kapsamlı çalışmalardan biridir. H.P.Hoffmann, HSVA tanker modeli için sınır tabaka deneylerini kapsamlı olarak yapmıştır.

1980'de, bu konudaki araştırmacıları bir araya toplamak ve kullanılan metodların geçerliliğini sınamak üzere SSPA ve ITTC tarafından Göteborg-İsveç'te bir toplantı düzenlenmiştir. Kullanılan metodların geçerliliği ise SSPA 720 ve HSVA tankeri deney sonuçlarına göre yapılmıştır. Elde edilen genel sonuçta, bir çok araştırmacı belirli bir yaklaşıklıkla, geminin büyük bir kısmı için sınır tabakayı doğru biçimde bulmuşlardır. Fakat gemi kıçında ve iz bölgesinde metodların birçoğu arzu edilen sonucu vermemiştir. Çıkan sonuçlara göre, bundan sonra araştırmalar, gemi kıç ve iz bölgesine üzerine odaklanmıştır. 1980'deki toplantıdan çıkan bir başka sonuç ise, gemi etrafındaki akımın hesaplanmasında kullanılan denklemlerin ve yaklaşımların, olayın tamamının düzgün ve doğru biçimde modellenmesi için yeterli olmadığıdır. Bu toplantıdan sonra araştırmacılar, hızla gelişmekte olan bilgisayar teknolojisinin verdiği cesaret ile, çalışmalarında RANS denklemlerini kullanmaya başlamışlardır.

Navier-Stokes çözüm metodlarında serbest su yüzeyi sınır koşulu, ilk defa Harlow ve Welch (1965) tarafından kapalı kaplarda su çalkantı problemlerinde kullanılmıştır. Bununla beraber, gemilerin dalga hesaplamalarında 1985'den sonra girmiştir. Serbest su yüzeyi koşulunu kullanan çalışmalardan bazıları şunlardır; Farmer ve diğerleri (1993), Miyata (1996), Kodama ve diğerleri (1994), Serbest su yüzeyi kullanıldığında karşılaşılan en büyük sorunlardan bir tanesi kullanılan grid yapısı ile dalgaların yeterince iyi modellenememesidir. Dalga paterni

hesaplamalarında, çalışmalar potansiyel teorisinin Navier-Stokes metodlarından çok daha üstün olduğunu ortaya koymaktadır. İkinci büyük sorun da, serbest su yüzeyi koşulu, her Dt zaman artımında kontrol edilmekte ve grid yapısı tekrardan oluşturulmaktadır, bu da hesap zamanı ve kapasite kullanımı bir yana, eğer problemde dalga kırılmaları, çatlamları ve benzer lineer olmayan olaylar var ise olayın modellenmesi çok zorlaştırmaktadır.

1985'te Göteborg'da yapılan 2. Uluslararası Gemi Viskoz Direnci Sempozyumu'nda, dikkati çeken noktalardan birisi, araştırmacıların kullandıkları denklemlerdir. Daha önceleri çoğunlukla kullanılan sınır tabaka denklemleri yerine, parabolik Navier-Stokes denklemleri veya RANS denklemleri kullanılmıştır. Kullanılan türbülans modelleri ise, basit cebrik türbülans modelleri yerine, daha evrensel cebrik türbülans modelleri ve iki denklemleri türbülans modelleridir. Daha önceki çalışmalarda kullanılan koordinat sistemleri, hesap süresini kısaltmayı ve olayı basite indirgemeyi amaçlayan koordinat sistemleridir. Genellikle kullanılan akım yönü doğrultusuna dik yönde iki boyutta ortogonal koordinat sistemleridir. Bu tip yaklaşımlarda, hareket belirleyici diferansiyel denklemler, kartezen koordinat sisteminden, akım doğrultusuna dik yönde iki koordinatta ortogonal olan bir koordinat sistemine dönüştürülmektedir. Bu tip uygulamalarda, gemi ve etrafındaki akım için oluşturulacak grid yapısında, akım doğrultusuna dik iki boyutta, grid eğrileri ortogonal olmak zorundadır. Odabaşı ve Şaylan (1980) tarafından yapılan çalışmada akım yönü doğrultusunda geminin boyuna eğriselliği küçük kabul edilerek grid yapısı oluşturulmuş ve problem çözülmüştür. Raven ve Hoekstra (1985) yaptığı çalışmada bu tip çözümlerde, gemi üzerindeki keskin köşelerde süreksizlik problemlerinin meydana geldiğini göstermişlerdir.

Hareket denklemleri her koordinat sisteminde geçerlidir. Sınır değer problemlerinin çözümünde, yeterli ve hatasız bir çözüm elde etmek için, hareket denklemleri probleme ait geometriye özel bir koordinat sisteminde yazılmalıdır. Örnek olarak, kartezyen koordinat sistemi, dikdörtgen kesitli düz borular için veya düz bir levha için en uygundur. Benzer şekilde, sabit yarıçaplı, dairesel kesitli düz borular için, silindirik koordinatlar en uygun seçimdir. Çünkü koordinat bileşenleri, ana akış yönüne ve problemin sınırlarına tam olarak uymaktadır. Pratik uygulamalarda ise, sınırlar ne sabit kesitlidir, ne sabit yarıçaplı, ne de düzdür. Gemi etrafındaki akımın modellenmesinde, kullanılan grid sistemine bağlı olarak, bir dizi koordinat sistemi kullanılmaktadır. Bunları şöyle sıralayabiliriz: 1970'lerde çok sıkça kullanılan bu koordinat sistemi, cisme ait akım ve eş potansiyel çizgilerine dayanmaktadır. Bu koordinat sistemi ortogonaldır. Böyle bir sistem kullanılıyorsa, oluşturulacak grid yapısının, cisme ait akım ve eşpotansiyel çizgilerinin kesişim noktasında olması gerekir, buna örnek

olarak Kerczek (1973) ve Larsson'un (1981) çalışmaları örnek verilebilir. Bir başka koordinat sistemi ise, kontravaryant koordinatlardır. Bu sistemde, gemi postaları konform dönüşüm teknikleri ile ifade edilirler. Sisteme ait grid yapısı oluşturulurken, akım yönüne dik yöndeki düzlemlerde, ifade edilirler. Sisteme ait grid yapısı oluşturulurken, akım yönüne dik yöndeki düzlemlerde, konform dönüşüm uygulanarak fiziksel düzlemde ortogonal gird yapısı elde edilir. Fakat bu ortogonallık, sadece akım yönüne dik düzlemlerdedir. Bu şekilde oluşturulan gird yapısı, gemi kıç civarında bozluma ve geometrik tekilliklere yol açabilmektedir. Bu çalışmalara örnek olarak Raven ve Hoekstra (1985) ve Tzabiras'ın (1985) çalışmalarını gösterebiliriz. Son yıllarda sıkça kullanılan bir başka koordinat sistemi de, ortogonal olmayan eğrisel koordinat sistemidir. Bu koordinat sisteminde formülasyon karmaşık olduğu için hesap zamanı biraz uzun ve programlama komplikedir. Fakat problemin genel yapısına uygundur. Ayrıca, yumuşak bir grid yapısı oluşturmak sureti ile, hesap zamanı çok ciddi bir biçimde azaltılabilmektedir. Problemin genel yapısına, uygunluğundan dolayı, son yıllarda araştırmacılar bu sistemi sıkça kullanmaktadırlar. Örnek olarak Deng ve diğerleri (1991), Majumdar ve diğerleri (1990), Sames (1996) ve Barlas'ın (1999) çalışmaları gösterilebilir. Bu üçünden farklı bir diğer sistem de, silindirik koordinat sistemidir. Bu sistemde, gemi yüzeyi silindirik koordinatlara uyacak şekilde dönüştürülür. Chen ve diğerleri (1990) ve Patel ve diğerleri (1990) çalışmaları bu konudaki önemli çalışmalardır. 1985 ve sonrasındaki çalışmalarda çoğunlukla kullanılan koordinat sistemleri, çözülerek problemin yapısına en uygun, cisme ait genel eğrisel koordinat sistemidir.

1990'da, aynen 1980'de olduğu gibi SSPA, CTH ve IIHR organizasyonlarının sayesinde Göteborg-İsveç'te benzer bir toplantı düzenlenmiştir. Amacı gemi etrafında yapılan tüm viskoz akış hesaplamalarının sonuçlarını ortaya çıkarmak ve değişik çözüm metodlarının ve teorilerinin bir karşılaştırmasını yaparak, en etkin çözüm yollarını bularak gelecekteki araştırmacılara yol göstermektedir. 1993'te Iowa'da, 1996'da Trondheim'de ve 1998'de Osaka'da yapılan konferanslarda viskoz akış konusunda çalışan araştırmacılar, RANS denklemleri ve çok sayıda türbülans modellerini, farklı grid yapılarında, gemi kıç ve izinde çözerek karşılaştırmışlardır.

Bilindiği gibi yelken, tekneyi sevk etmek için kullanılmaktadır. Bir yelkene ait hidrodinamik ve aerodinamik kuvvetlerin bilinmesi tekne ve yelken performansı için çok önemlidir. Tasarım aşamasında yelken ve tekne üzerine gelen hidrostatik ve aerodinamik kuvvetlerin bilinmesi gerekmektedir. Yelken üzerine gelen sürtünme ve direnç kuvvetlerinin tahmin edilmesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği tekniklerinden yararlanılabilir. Helvacıoğlu ve

Insel (1995) tarafından rüzgar tüneline gerçekleştirilen deneylerin sonucunda yelken üzerine etkiyen aerodinamik kuvvetler elde edilmiştir. Deneysel çalışma ile elde edilen dataların incelenmesi sonucunda tekne direnci üzerinde en etkili olan parametrenin yatırma momenti olduğu görülmüştür. Richards ve Mallinson (2000) tarafından ana ve yardımcı yelken etrafında gerçekleştirilen HAD analizi sonucunda değişik rüzgar hızları için yelken üzerinde gelen aerodinamik kuvvetler hesaplanmıştır. Gray (1986) sunduğu çalışmasında değişik yelken modelleri etrafındaki akışı ve yelkenlerin birbirleriyle olan etkileşimlerini incelemiştir.

1.3 Amaç

Bu çalışmada gemi etrafındaki akış hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak incelenmeye çalışılmıştır. Mühendisler tarafından endüstriyel araştırmalar ve tasarımlar için kullanılan çok sayıda ticari HAD yazılımı mevcuttur. Bu çalışmadaki analizler ticari bir HAD kodu olan, ısı ve akış ile ilgili problemlerin simülasyonunda yaygın olarak kullanılan FLUENT ile yapılmıştır. FLUENT, Sonlu Hacimler Metodunu kullanarak analiz gerçekleştiren bir programdır. Sayısal modelleme işlemlerinden önce problemin geometrisi, bir ön işlemci olan ve FLUENT paket programı içerisinde mevcut bulunan GAMBIT'de oluşturularak istenen hassasiyeti verecek şekilde uygun ağ yapıları oluşturulmuştur. Analiz sonucunda elde edilen sonuçların görsel ve sayısal olarak değerlendirilmesi için TECPLOT programı kullanılmıştır.

Bu çerçevede sunulan çalışmanın ikinci bölümü matematik temellere ayrılmış olup Akışkanlar Mekaniğinin Temel Diferansiyel Denklemleri verilmiş ve sayısal analiz için kullanılan yöntem incelenmiştir.

3. Bölümde bir yat hidrodinamiğinin HAD analizi, gerçekleştirilerek teknenin deney sonuçlarından elde edilmiş olan direnç bileşenleri analiz sonuçları ile karşılaştırılmış ve serbest yüzeyli akışlar için uygun olan türbülans modeli belirlenmiştir.

4. Bölümde gemilerde kullanılan bir baş itici pervanesinin HAD analizi, değişik devir sayılarında gerçekleştirilmiştir.

5. Bölümde bir yelken etrafındaki akış değişik rüzgar hızları ve hücum açıları için incelenmiştir. Bu bölümde yapılan analiz sonucunda yelken üzerine etkiyen aerodinamik kuvvetler hesaplanmış olup yelken üzerine gelen rüzgar için optimum hücum açısı belirlenmiştir.

2. MATEMATİK ALTYAPI

2.1 Akışkanlar Mekaniğinin Temel Diferansiyel Denklemleri

Hareketin diferansiyel denklemlerini çözmek çok zordur ve ayrıca bunların genel matematiksel özellikleri hakkında çok az şey bilinmektedir. Bununla beraber, büyük eğitsel değere sahip olan belirli bazı şeyler yapılabilir. İlk olarak denklemler çözülmemiş olsalar bile akışkanın hareketini düzenleyen temel boyutsuz parametreleri ortaya çıkarırlar. Daimi akış ve sıkıştırılamaz akış kabulleri yapılırsa önemli sayıda yararlı çözümler elde edilebilir. Üçüncü ve oldukça büyük bir basitleştirme sürtünmesiz akış kabulüdür ve Bernoulli denklemini geçerli kılar ve çok çeşitli idealleştirilmiş, yada ideal akışkan, muhtemel çözümleri sağlar. Bu bölümde akışkan hareketini analiz etmek için akışkanlar mekaniğinin temel diferansiyel denklemleri verilecektir.

2.1.1 Kütlenin Korunumunun Diferansiyel Denklemi

Tüm temel diferansiyel denklemler ya elemansal denetim hacmi yada elemansal sistem düşünülerek türetilir. Burada diferansiyel denklemin türetilmesi anlatılmadan doğrudan verilecektir. Kütlenin korunumunun diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

Sonsuz küçük bir denetim hacmi için kütlenin korunumu, yoğunluk ve hızın sürekli fonksiyonlar olması dışında başka bir kabul gerektirmediği için sıklıkla süreklilik denklemi olarak adlandırılır. Yani akış daimi yada daimi olmayan, sürtünmeli yada sürtünmesiz, sıkıştırılabilir yada sıkıştırılamaz olabilir. Süreklilik denklemini aşağıdaki şekilde daha açık bir formda yazabiliriz.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w) = 0 \quad (2.2)$$

2.1.2 Momentumun Korunumunun Diferansiyel Denklemi

Akışkanlar mekaniğinde diferansiyel momentum denklemi aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned}
\frac{Du}{dt} &= \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \\
\frac{Dv}{dt} &= \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \\
\frac{Dw}{dt} &= \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}
\end{aligned} \tag{2.4}$$

Momentum denkleminin tüm bileşenleri tam olarak yazılırsa:

$$\begin{aligned}
\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= S_{Mx} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \\
\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= S_{My} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \\
\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= S_{Mz} - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}
\end{aligned} \tag{2.5}$$

Yukarıdaki momentum denklemleri herhangi bir akışkanın genel hareketi için geçerli olup özel akışkanlar, özel viskoz gerilme terimleri ile karakterize edilirler.

2.1.3 Newton Tipi Akışkan (Navier-Stokes Denklemleri)

Newton tipi akışkan için, viskoz gerilmeler elemanın şekil değiştirme hızları ve katsayısı ile orantılıdır. Viskoz gerilmeler

$$\begin{aligned}
\tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \\
\tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\
\tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)
\end{aligned} \tag{2.6}$$

biçiminde olup, burada μ viskozite katsayısıdır. Bu ifadelerin denklem 2.5'e yerleştirilmesi, sabit yoğunluk ve viskoziteli Newton tipi bir akışkan için diferansiyel momentum denklemini verir. Burada S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz} kütle kuvvetleri olup (yerçekimi, manyetizma, elektrik potansiyel) gibi dış alanlar nedeniyle oluşur ve elemanın içindeki kütlenin tamamına etki ederler.

$$\begin{aligned}
S_{Mx} - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{du}{dt} \\
S_{My} - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dv}{dt} \\
S_{Mz} - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dw}{dt}
\end{aligned} \tag{2.7}$$

Bu denklemler, onları türeten C.L.M.H. NAVIER (1785-1836) ve Sir George G. STOKES (1819-1903)'a atfen, Navier-Stokes denklemleri olarak anılırlar.

2.1.4 Akışkanlar Mekaniğinin Temel Denklemlerinin Kapalı Formu

Elde ettiğimiz bütün denklemleri aşağıdaki gibi kapalı formda yazabiliriz.

Kütlenin korunumunun diferansiyel denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.8)$$

X yönünde momentumun korunumunun diferansiyel denklemi

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} u) + S_{Mx} \quad (2.9)$$

Y yönünde momentumun korunumunun diferansiyel denklemi

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} v) + S_{My} \quad (2.10)$$

Z yönünde momentumun korunumunun diferansiyel denklemi

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} w) + S_{Mz} \quad (2.11)$$

2.2 Kullanılan Hesaplamalı Analiz Yöntemi

2.2.1 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan sayısal bir yöntemdir. Çözüm sonucunda korunumlu değişkenlerin değerleri kontrol hacmi üzerinde hesaplanır. Sonlu hacimler yönteminde kısmi diferansiyel denklem kontrol hacmi üzerinde integre edilir. Bu hacim integrasyonundaki diverjans içeren terimler diverjans teoremi ile yüzey integrallerine dönüştürülür. Daha sonra bu terimler her bir sonlu hacmin yüzeyindeki akılar olarak değerlendirilir. Bir hacime giren akı miktarı ona komşu hacimden çıkan akı miktarına eşit olacağından yöntem korunumlu bir yöntemdir. Yapısal çözüm ağlarında olduğu kadar yapısal olmayan çözüm ağlarında da başarılı sonuçlar vermesi bu yöntemin bir avantajıdır.

2.2.2 Reynolds Transport Teoremi

Denklem (2.8)-(2.11) ile akışı yöneten temel denklemlerin kapalı formda yazılışı verilmiştir. Akışı yöneten denklemlere bakarsak, denklemler arasında birçok ortak yön görülür. Eğer genel bir değişken olan ϕ 'yi düşünür ve bu ortak yönlerden yola çıkarsak genel bir taşınım denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\vec{V}) = \text{div}(\lambda \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (2.12)$$

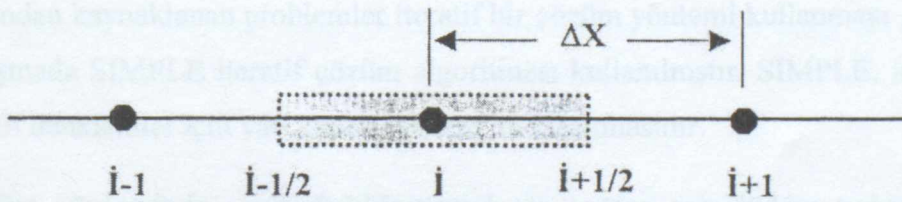
Yukarıdaki denklem sonlu hacimler yönteminde hesaplama işlemi için başlangıç noktasıdır. Denklemdeki ϕ yerine 1, u, v, w, γ için de uygun difüzyon katsayısı konarak çözüm yapılır. Sonlu hacimler yönteminde önemli bir işlem yukarıdaki denklemin kontrol hacmi üzerinde integrasyondur. Denklemin integre edilmiş şekli aşağıdaki biçimde ortaya çıkar ;

$$\int_V \text{div}(\rho\phi\vec{V}) dV = \int_V \text{div}(\lambda \text{grad}\phi) dV + \int_V f_\phi dV \quad (2.13)$$

Yukarıdaki hacim integrasyonu üzerinde diverjans teoremini kullanırsak elde edilen denklem bir kontrol hacmindeki akı dengesini göstermektedir. Sol taraftaki terim net taşınım akısını, sağ taraftaki terimler ise net difüzyon akısını ve hacimdeki ϕ kaynağını gösterirler. Daha sonra elde edilen bu denklem kullanılarak ayrıklaştırılmış ifadeler bulunur. Basit ve anlaşılır olması açısından problemi bir boyutlu düşünelim. Denklem kontrol hacmi üzerinde integre edilir ve diverjans teoremi uygulanırsa oluşan denklem aşağıdadır ;

$$\oint_A (\rho\phi\vec{V}) dA = \oint_A \left(\lambda \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) dA + \int_V f_\phi dV \quad (2.14)$$

Aşağıdaki şekilde bir boyutlu üniform grid ve “i” düğüm noktası etrafındaki kontrol hacmi görülmektedir.



Şekil 2.1 Bir boyutlu üniform grid

$$(\rho u A \phi)_{i+1/2} - (\rho u A \phi)_{i-1/2} = \left(\lambda A \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\lambda A \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_{i-1/2} + f \Delta V \quad (2.15)$$

$\frac{\partial\phi}{\partial x}$ için merkezi fark yaklaşımını kullanırsak ve $A_{i+1/2} = A_{i-1/2} = A$ olduğunu düşünürsek, yukarıdaki ayrıklaştırılmış denklem şu hale gelir:

$$(\rho u \phi)_{i+1/2} - (\rho u \phi)_{i-1/2} = \frac{\lambda}{\Delta x} (\phi_{i+1} - \phi_i) - \frac{\lambda}{\Delta x} (\phi_i - \phi_{i-1}) + f_\phi \quad (2.16)$$

Hücre kenarlarındaki değişken değerleri içinde aşağıda verildiği gibi lineer interpolasyonda kullanılabilir ;

$$\begin{aligned} \phi_{i+1/2} &= \frac{\phi_i + \phi_{i+1}}{2} \\ \phi_{i-1/2} &= \frac{\phi_{i-1/2} + \phi_i}{2} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Bu değerler yukarıdaki (2.13) eşitliğinde yerine koyulursa ayrıklaştırılmış ifade aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$\frac{\lambda}{\Delta x} \left[2 - p \left(\frac{u_{i-1/2} + u_{i+1/2}}{2} \right) \right] \phi_i = \left[\frac{\lambda}{\Delta x} + \frac{\rho u_{i-1/2}}{2} \right] \phi_{i+1} + \left[\frac{\lambda}{\Delta x} - \frac{\rho u_{i+1/2}}{2} \right] \phi_{i-1} + f_\phi \quad (2.18)$$

İki ve üç boyutlu problemler için ayrıklaştırılmış ifadeler bir boyutlu durumdakine benzer şekilde elde edilebilir. Yukarıda denklemin seriye açılımı sadece Taylor serisinin birinci terimi göz önüne alınarak yapılmıştır. İkinci terimler kullanılarak hesaplama işlemi daha ayrıntılı biçimde yapılabilir fakat ikinci ve daha yüksek terimlerin ilavesiyle hesap yükümüz artacaktır. Bu yüzden ikinci mertebeden yüksek terimler kullanılmaz.

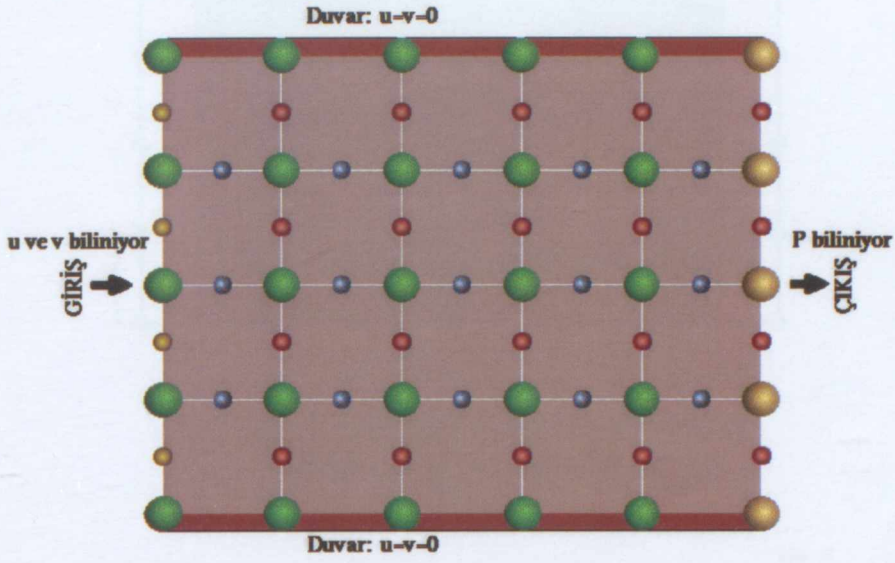
2.2.3 Çözüm Algoritması

Momentum denklemlerinin lineer olmaması ve denklemler arasındaki “coupling” durumundan kaynaklanan problemler iteratif bir çözüm yöntemi kullanmayı gerektirmektedir. Bu çalışmada SIMPLE iteratif çözüm algoritması kullanılmıştır. SIMPLE, İngilizce “ basınç bağlantılı denklemler için yarı kapalı yöntem”in kısaltmasıdır.

Bu çözüm yönteminde sonlu farklılaştırmalarda sadece ana düğüm noktaları ve bunların komşu noktaları değil, bu noktaların arasında yer alan noktalarda kullanılmıştır. Bu tür ızgara yapısının oluşturulması ve kullanılması literatürde kaydırılmış ızgara yapısı olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle hız dağılımlarını elde etmek için tüm değişkenleri aynı düğüm noktası üzerinde hesaplamak gerekmemektedir. Bu tip bir ızgara yapısı ilk kez 1965 yılında Harlow ve Welch tarafından kullanılmıştır.

SIMPLE metodunda kaydırılmış ızgara yapısı kullanılmaktadır. SIMPLE Patankar ve Spalding (1972) tarafında revize edilerek SIMPLER metodu olarak geliştirilmiştir. SIMPLE metodu Navier-Stokes denklemlerini geçici rejim problemi gibi çözerek sürekli rejim

çözümüne ulaşmayı amaçlamaktadır.

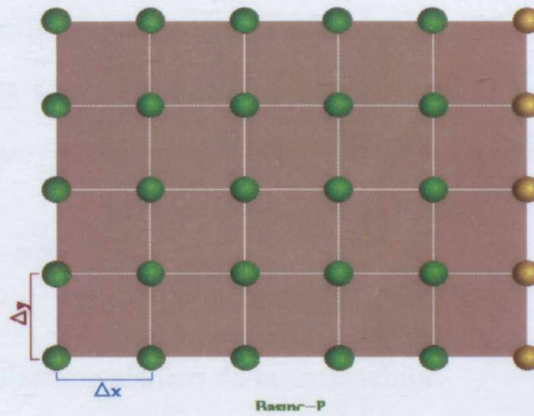


Şekil 2.2 Kaydırılmış ızgara yapısı

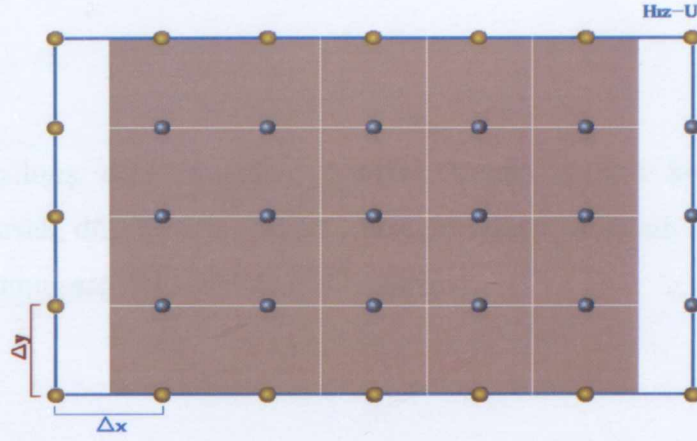
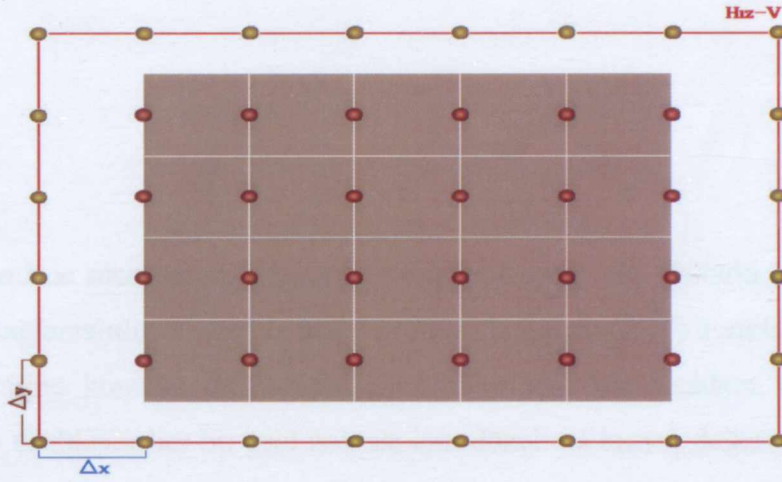
İki boyutlu bir akış için kaydırılmış ızgara yapısı Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Böyle bir sistemde iki boyutlu akış için girişte u ve v değerleri sabit olup, P basınç değerleri bilinmiyor kabul edilmiştir. Duvar civarında ise $u = 0$, $v = 0$ ’dır. Çıkış basınç değerinin P ise bilindiği kabul edilmiştir.

Kaydırılmış ızgara (staggered grid) yapısında; u hız bileşenlerine ait noktalar mavi küreler ile, v hız bileşenlerine ait noktalar kırmızı kürelerle ve basınçlara ait düğüm noktaları ise yeşil küreler ile gösterilmiştir.

Düğüm noktalarını ayrı ayrı incelemek gerekirse basınç noktaları Şekil 2.3, u hız vektörleri Şekil 2.4, v hız vektörleri ise Şekil 2.5’de verilmiştir.



Şekil 2.3 Basınç noktaları ve sınır şartları

Şekil 2.4 u hız noktalarıŞekil 2.5 v hız noktaları

SIMPLE algoritmasının başlangıcında, bir basınç alanı tahmin edilir (p^*), bu tahmin edilen basınç alanı ile ayrıklaştırılmış momentum denklemleri çözülür ve buna karşılık gelen hızlar bulunur (u^*, v^*, w^*). Daha sonra bir düzeltme basınç alanı (p') tanımlanır. Düzeltme basınç alanı doğru basınç alanıyla tahmini basınç alanı arasındaki farktır. İfadesi aşağıda gösterilmiştir.

$$p = p^* + p' \quad (2.19)$$

Buna benzer olarak hız düzeltme alanları da tanımlanabilir.

$$\begin{aligned}
u &= u^* + u' \\
v &= v^* + v' \\
w &= w^* + w'
\end{aligned} \tag{2.20}$$

Gerçek ayrıklaştırılmış denklemlerden, tahmini basınç alanını koyarak elde ettiğimiz denklemleri çıkarırsak, düzeltme hız alanını düzeltme basınç alanının fonksiyonu olarak elde edebiliriz. Bu durumu aşağıdaki şekilde gösterebiliriz.

$$\begin{aligned}
u' &= g(p') \\
v' &= h(p') \\
w' &= k(p')
\end{aligned} \tag{2.21}$$

Doğru hız alanı da, tahmini hız alanı ile düzeltme basınç alanına bağlı fonksiyonunun toplamı haline gelir.

$$\begin{aligned}
u &= u^* + u' \\
v &= v^* + v' \\
w &= w^* + w'
\end{aligned} \tag{2.22}$$

Buraya kadar sadece momentum denklemi ile işlemler yapıldı. Halbuki hız alanı süreklilik denklemini de sağlamalıdır. Yukarıda ulaşılan doğru hız alanı (2.19) ayrıklaştırılmış süreklilik denkleminde yerine konursa düzeltme basınç alanı için bir denklem takımı oluşur. Bu denklem takımı çözülerek her bir grid noktası için düzeltme basınç değerine ulaşılır. Bundan sonra artık iterasyonun bir sonraki adımında kullanılacak basınç ve hız değerleri (2.8) ve (2.11) denklemleri yardımıyla bulunabilir. İterasyonlar sonucunda bulunan doğru değerler eşit ise yakınsama gerçekleşmiş doğru değerlere ulaşılmış demektir.

2.2.4 Kullanılan Türbülans Modelleri

İncelediğimiz problemlerde Reynolds sayısı yüksek olduğundan türbülans modellerinin kullanılması uygun görülmüştür. Yüksek Reynolds sayılarında, akışın atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere göre daha baskın bir hal alır. Bunun sonucunda akışkan hareketi kararsız olmaya başlar. Hız ve diğer tüm akış özellikleri rastgele ve kaotik bir şekilde değişmeye başlar ve akış üç boyutlu olur. Akışkanın bu durumuna türbülans adı denir. Türbülanslı bir problemin çözümü de doğası gibi karmaşılaşır. Türbülanslı problemlerin çözümünde kullanılmak üzere çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller genel olarak aşağıdaki gibi sınıflandırılır.

1) Cebirsel Modeller :

Örnek olarak ; Baldwin-Lomax, Cebeci Smith

2) Tek Denklem Modelleri:

Örnek olarak ; Spart-Allmaras, Baldwin-Barth

3) İki-Denklem Modelleri:

Örnek olarak ; $k - \varepsilon$, $k - \omega$

4) Stres Taşınım Modelleri :

Örnek olarak ; Launder-Reece-Rodi, Wilcox-Stress - ω

Bu çalışmada İki denklem modelleri olan $k - \varepsilon$ ve $k - \omega$ türbülans modelleri kullanılmıştır.

2.2.4.1 Standart k- ε Türbülans Modeli

Standart k- ε türbülans modeli iki ayrı taşınım denkleminin çözümüne imkan vermek suretiyle türbülans hız ve uzunluk ölçeğini saptamaya izin veren en basit ve temel iki-denklemlilik türbülans modelidir. Launder ve Spalding (1972) tarafından teklif edildiği günden itibaren özellikle pratik mühendislik ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. standart k- ε türbülans modelinde akış tümüyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkisi ihmal edilir. Bu nedenle standart k- ε türbülans modeli yalnızca tam türbülanslı akışlar için geçerlidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ε) için ilgili taşınım denklemleri aşağıda sırasıyla verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.24)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerji üretimini, G_b sıcaklık farklarından dolayı oluşan yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimini göstermektedir. Standart k- ε türbülans modelinde türbülans veya eddy viskozitesi μ_t , k ve ε 'nin beraber göz önüne alınmasıyla aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.25)$$

Burada C_μ bir katsayıdır. Bu ve denklemlerdeki katsayılar deneysel çalışmalardan elde edilmiş olup değerleri Tablo 1'deki verilmiştir.

Tablo 1

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.26)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.27)$$

Bu denklemde Pr_t enerji için türbülans Prandtl sayısı, g_i i-yönündeki yerçekimi vektör bileşenidir. Standart k- ε ve Realizable k- ε türbülans modellerinde Prandtl sayısının değeri sabit olup 0.85'tir. RNG k- ε türbülans modelinde Pr_t sabit alınmayıp aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Pr_t = \frac{1}{\alpha} \quad (2.28)$$

Termal genişleme katsayısı β :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (2.29)$$

2.2.4.2 Standart k- ω Türbülans Modeli

Standart k- ω türbülans modeli D.C. Wilcox, (1998) tarafından geliştirilmiş bir türbülans modeli olup düşük Reynolds sayısı etkisini, sıkıştırılabilirliği ve kayma yayılmalarını göz önüne alır. Standart k- ω türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ω) için taşınım denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (2.31)$$

Bu denklemlerde görülen G_k ortalama hız gradyenlerinden dolayı kinetik enerjinin üretimini, G_ω ise ω 'nın üretimini ifade eder. Γ_k ve Γ_ω ise k ve ω 'nın difüzyon katsayılarını gösterir. Y_k ve Y_ω türbülansstan dolayı k ve ω için kaybı gösterir.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.32)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.33)$$

σ_k ve σ_ω türbülans Prandtl sayıları olup (k ve ω için) türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (2.34)$$

α^* düşük-Reynolds sayısı düzeltilmesine sebep olan bir katasayıdır.

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad (2.35)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$$

$$R_k = 6 \quad (2.36)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta}{3_i}$$

$$\beta_i = 0.072$$

Yüksek Re sayılı akışlarda k - ω modelinde $\alpha^* = \alpha_0^* = 1$ 'dir.

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.37)$$

Boussinesq yaklaşımı bağlamında G_k 'yı değerlendirmek gerekirse;

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2.38)$$

S ise ortalama rate-of-strain tensörüdür.

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (2.39)$$

3. GEMİ ETRAFINDAKİ AKIŞ

Hidrodinamik kuvvet ve momentler çekme deneyi ile kolayca elde edilebilir fakat akış özellikleri olan basınç ve hız değerlerinin deney ile elde edilmesi pahalı ve zordur. Bu sebepten dolayı akış özelliklerinin elde edilebilmesi için HAD teknikleri kullanılmaktadır.

Bu bölümde bir yat etrafındaki viskoz akışın HAD analizi anlatılacaktır. Bu analiz için, FLUENT hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılmıştır. Geminin etrafındaki akış ve serbest yüzey etkisi $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modelleri için incelenmiş ve elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile karşılaştırılarak uygun olan türbülans modeli elde edilmiştir.

3.1 Gemi Direncinin Bileşenleri

Gemi direnci basitçe, geminin ilerlemesine karşı suyun gösterdiği tepki olarak tanımlanabilir. Gerek deneysel gerek hesaplamalı direnç analizleri metodolojisine bakıldığında gemi direncinin üç bileşeni olduğu söylenebilir.

- Dalga direnci
- Sürtünme direnci
- Viskoz basınç direnci

$$R_T = R_w + R_F + R_{VP} \quad (3.1)$$

Dalga direnci, geminin hareketi esnasında oluşturduğu dalgalar için harcadığı enerji olarak tarif edilir. Yerçekimi sebeplidir. Oluşmasında viskozitenin etkisi yoktur. Ancak gemi etrafında özellikle kıç bölgedeki viskoz akış potansiyel akış şartlarını bozduğundan dalga direnci bu anlamda viskoziteden etkilenmektedir. Teorik olarak gemi dalga direncini hesaplamak için gemi etrafındaki potansiyel akımı uygun sınır şartları ile çözmek yeterlidir. Ancak serbest su yüzeyi, olayı nonlinear hale getirmekte ve çözümü zorlaştırmaktadır. Günümüzde dalga direncinin hesaplanması ve dalga direncinin optimizasyonu için potansiyel teoriye dayalı çeşitli kodlar kullanılmaktadır ancak bu yöntem ile yapılan hesaplamalarda viskozite etkisi ihmal edildiğinden dalga direncinin kesin tespiti açısından deney vazgeçilmez olmaktadır.

Sürtünme direnci, suyun viskozitesinden dolayı gemi yüzeyinde oluşan teğetsel kuvvetler (kayma gerilmeleri) olarak tarif edilebilir. Oluşumun sebebi viskozite ve yüzey pürüzlülüğüdür.

Viskoz basınç direnci, serbest su yüzeysiz yani tamamen batmış ve ideal bir akışkan

içerisinde hareket eden bir cismin direnci sıfırdır. Yani cisim üzerindeki basınç dağılımının ilerleme yönündeki bileşenleri toplamı sıfırdan farklı çıkmaktadır. Bu farka viskoz basınç direnci, bu direncin sürtünme direncine oranına ise form faktörü adı verilir.

3.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yardımı ile Analiz

Çoğu mühendislik problemi geometri karmaşıklığı nedeniyle, analitik olarak çözülememekte ancak geometrinin sonlu sayıda alt hacimlere bölünmesiyle çözülebilmektedir. Gemi formu, hidrodinamik akış ve direnç karakteristikleri açısından hesaplamalı akışkanlar dinamiği tekniklerinden sonlu hacimler yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Gemi direncinin tüm bileşenleri hesaplanmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sayısal hesaplama işleminde karşılaştırma yapılabilmesi ve direnç değerlerinin ayrı ayrı elde edilebilmesi için aşağıdaki sıra izlenmiştir.

1. Geometrinin modellenmesi ve ağ sınır şartlarının tanımlanması
2. Viskoz basınç direnci (form faktörü) ve sürtünme direncinin bulunması
3. Dalga direncinin bulunması

Fluent HAD yazılımı Navier-Stokes denklemlerini çözerek cisim üzerinde oluşan kuvvetleri hesaplayabilmektedir. Bu çalışmada teknenin seyir hızı olarak verilen 12 knot için çözüm yapılmıştır.

3.2.1 Geometrinin Modellenmesi

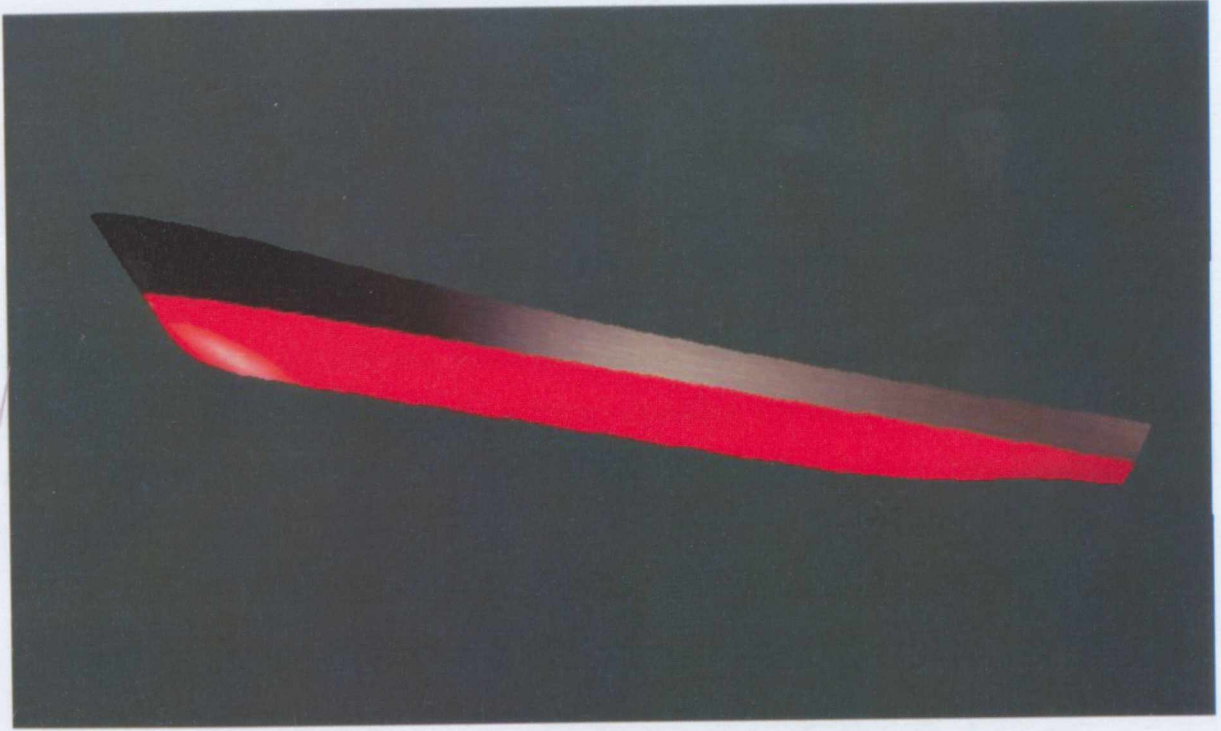
CFD analizi yapılacak olan tekneye ait ana boyutların ve geometrik özelliklerin belirlenmesinden sonra teknenin kabuğunu oluşturan yüzey meydana getirilmiştir. Yüzey modellemesi GAMBIT üzerinde yapılabileceği gibi başka bir CAD programı da kullanılabilir. Burada yüzey modelleme işlemi MAXSURF üzerinde yapılmıştır. Elde edilen bu yüzeyin analizinin yapılabilmesi için uygun ağ yapısı GAMBIT üzerinde meydana getirilmiştir. Modelleme için kullanılan teknenin ana boyutları ve form planı aşağıda verilmiştir.

Su hattı boyu (L_{WL})	: 45 m
Dikeyler arası mesafe	: 43 m
Genişlik (B)	: 7.08 m
Draft (T)	: 2.3 m
Yükseklik (D)	: 7.43 m

Deplasman hacmi (∇) : 310.4 m^3

Blok katsayısı (C_B) : 0.336

Endaze planı ve ana boyutları verilmiş olan bu tekne CAD programı kullanılarak yüzey haline getirilmiştir. Yüzey haline getirilmiş olan bu teknenin perspektif görünüşü Şekil 3.1'de gösterilmiştir.

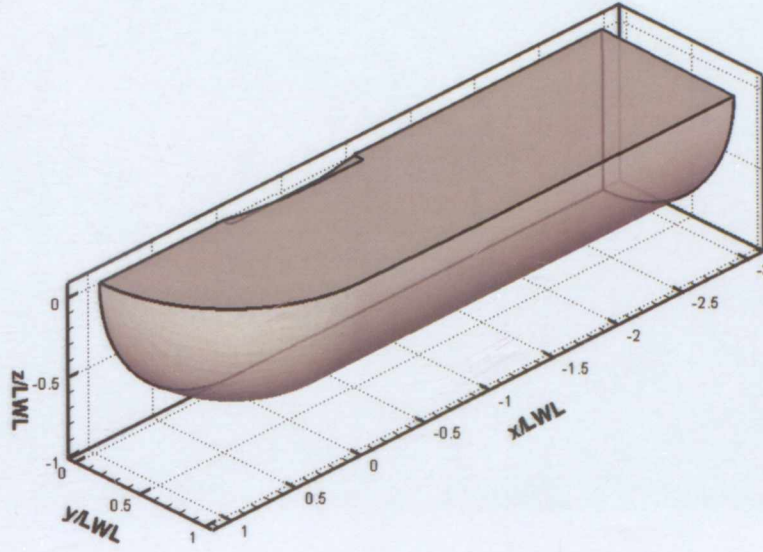


Şekil 3.1 Geminin perspektif görünümü

Yüzey olarak hazırlanmış olan bu geometri hesaplama hacminin ve ağ yapısının oluşturulabilmesi amacıyla GAMBIT programına transfer edilmiştir.

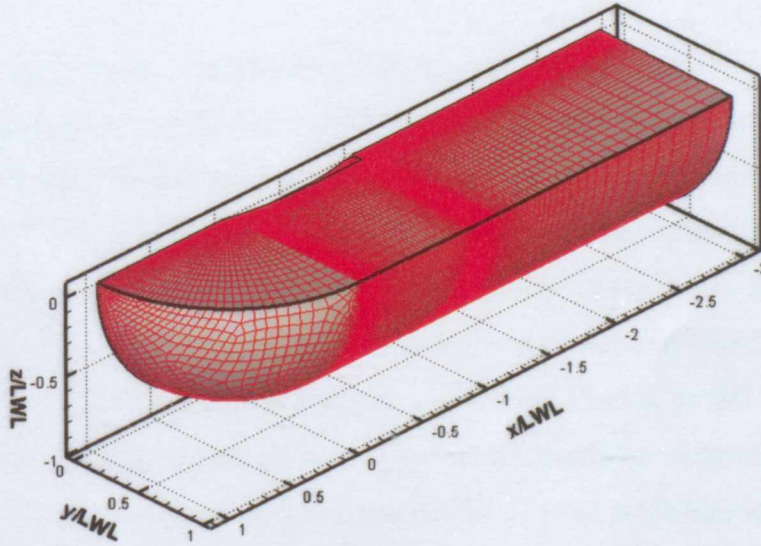
3.2.2 Ağ Yapısının Oluşturulması ve Sınır Şartlarının Tanımlanması

Yüzey olarak hazırlanan bu geometri GAMBIT'e transfer edilerek hesaplama hacmi ve ağ yapısı oluşturulmuştur. GAMBIT yapısal (structured) ve yapısal olmayan (unstructured) sonlu hacimler üreterek temel denklemlerin çözülmesini sağlar. Serbest su yüzeyli akışlarda dikdörtgenler prizması (hexahedral) ızgara yapısı diğer ızgara yapılarına oranla iyi sonuç verdiğinden tercih edilmiştir. Analiz sonuçlarının istenen hassasiyeti vermesi ve serbest su yüzeyinin program tarafından hesaplanabilmesi için teknenin etrafında ve yüklü su hattında daha sık bir ızgara yapısı kullanılmaya çalışılmıştır.



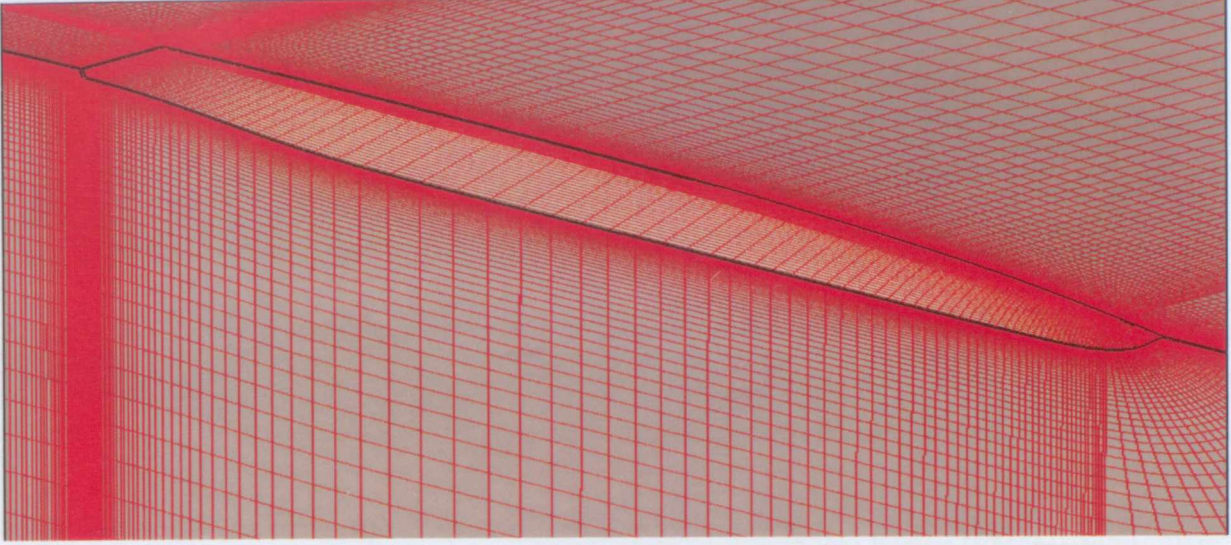
Şekil 3.2 Analiz için kullanılacak hacim

Hesaplama hacminin boyutlarının tasarımı analizin en önemli adımlarındandır. Yeterince büyük hacim seçilmemesi durumunda problem yakınsama sorunu çekecek gerekenden büyük hacim oluşturulması durumunda ise ızgara sayısı artacağından bilgisayarın hesap yükü ve çözüm süresi artacaktır.



Şekil 3.3 Analiz hacmi için oluşturulan ağ yapısı

Şekil 3.2 ve 3.3’de analiz için oluşturulmuş olan hacim ve ağ yapısı görülmektedir. Ağ yapısının oluşturulması sırasında 1.250.000 hacim elemanı kullanılmıştır.

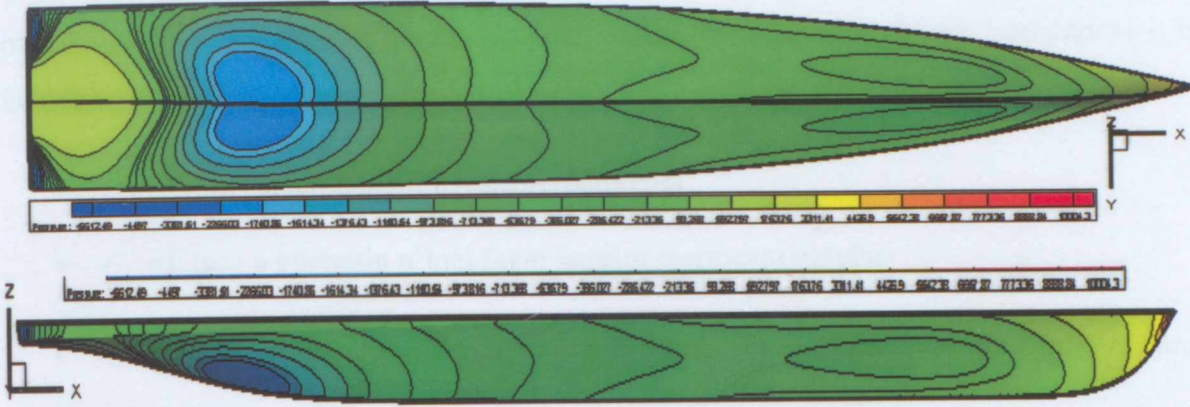


Şekil 3.4 Tekne üzerinde oluşturulan ağ yapısı

Tekne üzerinde ve serbest su yüzeyinde kullanılan sık ızgara yapısı Şekil 3.4’de tekne üzerinde verilmiştir. Şekil 3.3’den de görüldüğü gibi teknenin simetri özelliğinden faydalanılmıştır Sınır şartları olarak giriş sınır şartı hem hava hem de su için hız girişi (velocity inlet), çıkış sınır şartı ise her ikisi içinde basınç çıkışı (pressure outlet) olarak tanımlanmıştır.

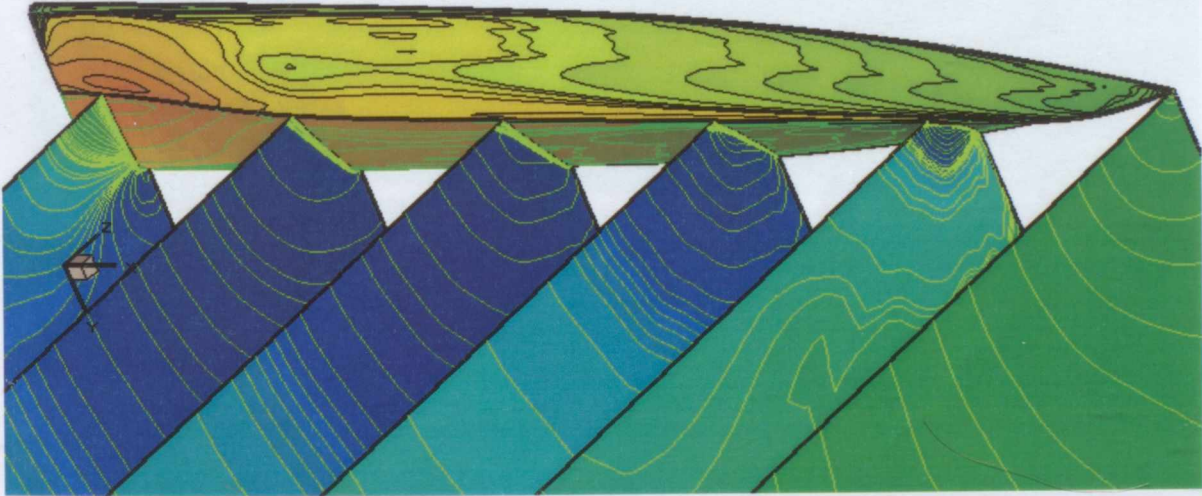
3.2.3 Viskoz Basınç Direnci ve Sürtünme Direncinin Bulunması

Fluent çözümü sonucunda cismin üzerindeki kuvvetlerin hesaplanması istendiğinde iki türlü kuvvet hesaplamaktadır. Basınç kuvveti ve sürtünme kuvveti, viskoz basınç direnci ve dalga direncinin her ikisi basınç kaynaklıdır. Ancak basınç kuvveti hesaplanırken bunları ayırmak mümkün olmamaktadır. Viskoz basınç direncini dalga direncinden (potansiyel basınç direnci)’nden ayırabilmek için çözümü double-model olarak yapmak yeterlidir. Bu da serbest su yüzeyine simetri şartını vermekle kolayca yapılabilir. Double-model çözümünden elde edilen basınç viskoz basınç direncini ve bu kuvvetin sürtünme direncine oranı ise form faktörünü verecektir. Double-model çözüm yapılırken 12 knot seyir hızı için $k-\varepsilon$ ve $k-w$ türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu türbülans modellerinin kullanılması sonucunda tekne üzerindeki hız ve basınç dağılımları Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5 $k-\omega$ Türbülans modeli ile elde edilen tekne üzerindeki basınç (Pascal) dağılımları ($t=650s$)

Şekil 3.5'e bakıldığında gemi başında basınç değerinin yüksek olduğu gemi kışında ise basınç değerlerinin düşük olduğu görülmektedir. Şekil 3.6'da ise akışkan hızının tekne boyunca değişimi verilmektedir.



Şekil 3.6 Akışkan hızının tekne boyu yönündeki bileşeninin değişik istasyonlardan görünümü ($t=650s$)

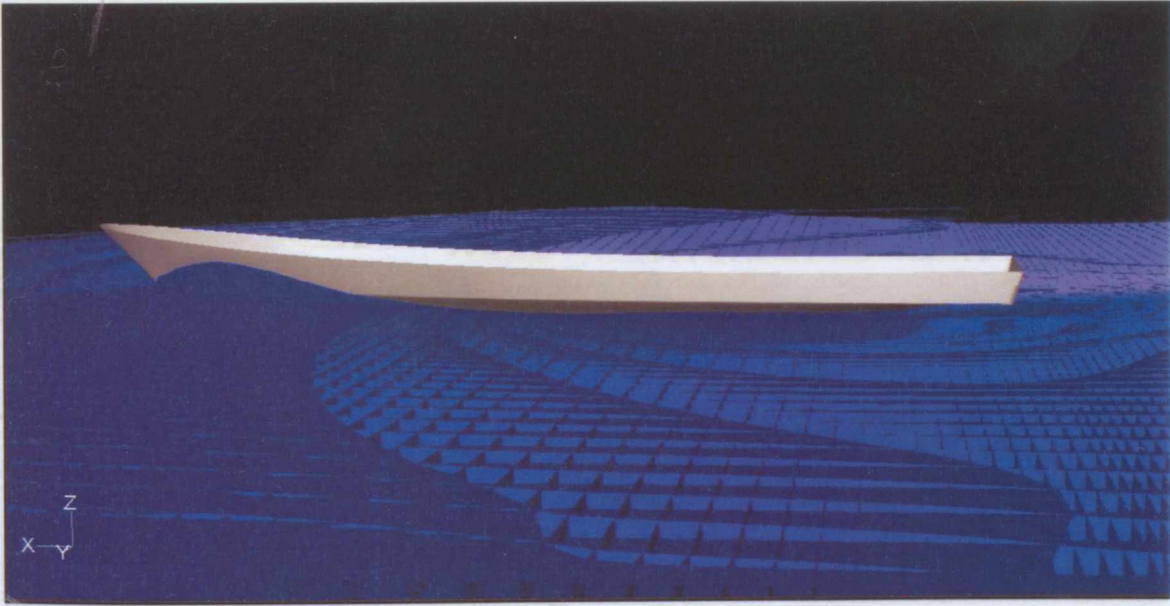
3.3 Dalga Direncinin Bulunması

Viskoz basınç direnci hesaplanırken serbest su yüzeyinin sabit kaldığı kabul edilmiş, problem tek fazlı çözülmüştü (sadece su fazı). Fluent programında serbest su yüzeyini hesaba katabilmek için çok fazlı akışlar için hazırlanmış olan VOF (Volume Of Fluid) modelini kullanmak gerekir. VOF model birbiri içerisine nüfuz etmeyen iki veya daha fazla akışlar için

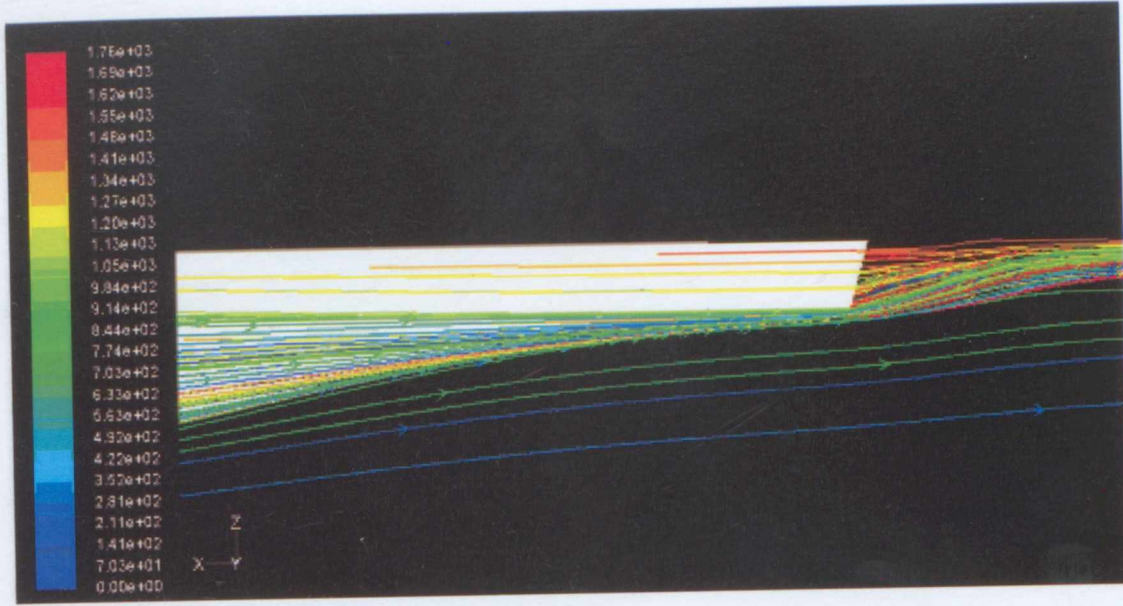
geçerlidir. Bu modelde; bir hücre (cell) içerisindeki tüm fazların hacim oranları toplamı 1 olacak şekilde hesaplamalar yapılmaktadır. Başka bir deyişle bir hücre içerisindeki n 'inci fazın hacim oranı C_n olarak tanımlanırsa

- $C_n = 0$ ise ; o hücrede n 'inci fazın olmadığı
- $C_n = 1$ ise ; o hücrenin n 'inci fazın hepsini içermekte olduğu
- $0 < C_n < 1$ ise ; o hücrede n 'inci fazdan başka diğer fazlarında bulunduğu anlamına gelmektedir.

VOF modeli kullanılarak elde edilen çözümde hücrelerdeki fazların son halini almasıyla dalga deformasyonları elde edilmekte ve bu deformasyona bağlı olarak gemi yüzeyindeki basınç dağılışı değişmektedir. Viskoz akım çözüldüğünden bu basınç dağılışı viskoz basınç etkisini de içermektedir. Bu etkiyi çıkarıp sadece dalga direncini bulmak için double-model çözümünden elde edilen viskoz basınç direnci ya da form faktörü kullanılmaktadır.



Şekil 3.7 12 knot hız için tekne üzerindeki dalga deformasyonu ($t=650s$)



Şekil 3.8 Akışkan partiküllerinin gemi kıçında takip ettiği yörünge ($t=650s$)

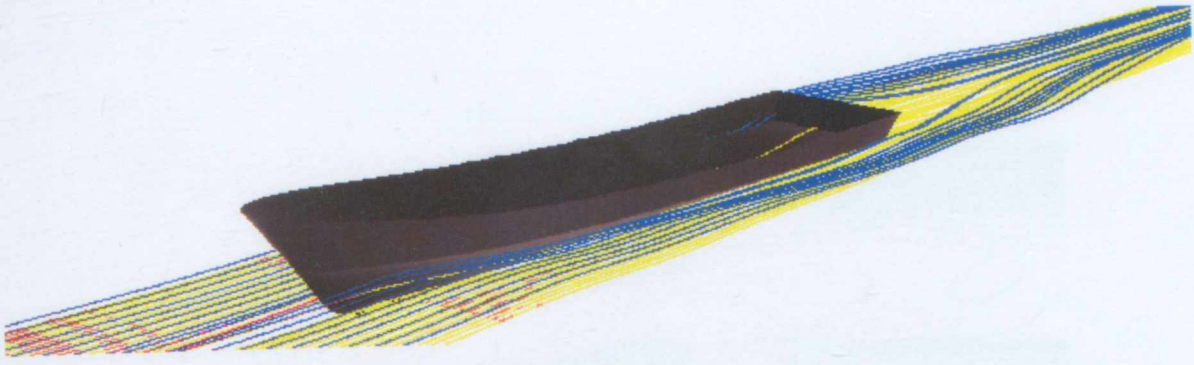
Serbest su yüzeyi göz önüne alınarak gerçekleştirilen analiz sonucu tekne üzerinde elde edilen dalga formu Şekil 3.7’de verilmiştir. Tekne üzerindeki akım hatları ise Şekil 3.8 ve 3.9’da verilmiştir.

3.4 Sonuçların Değerlendirilmesi

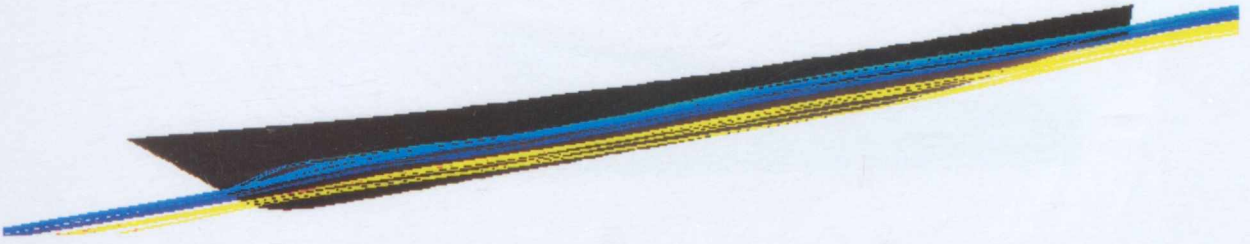
Sayısal hesapla elde edilen sonuçlarla, deneyden elde edilen sonuçlar Çizelge 1’de verilmiştir

Çizelge 1 Toplam ve viskoz direncin karşılaştırılması ($V=12$ knot)		
	Viskoz Direnç (N)	Toplam Direnç (kN)
DENEY	13.50	24.3
$k-\varepsilon$	14.6	18.0
$k-\omega$	13.78	26.1

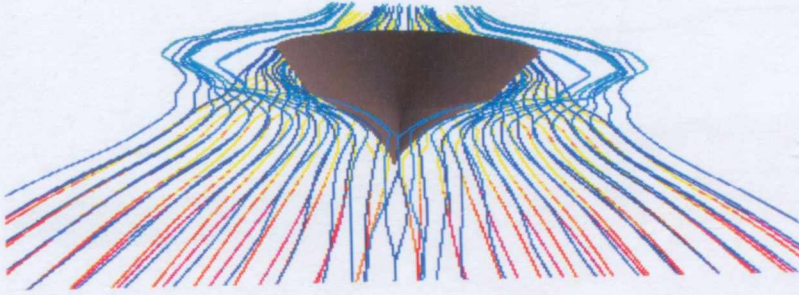
Viskoz basınç direnci için $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin deney sonuçları ile uyumlu olduğu yani viskoz basınç direncinin türbülans modeline fazla bağımlı olmadığı görülmüştür. Toplam direnci tahmin etmede $k-\omega$ modelinin daha başarılı olduğu görülmüştür.



a)

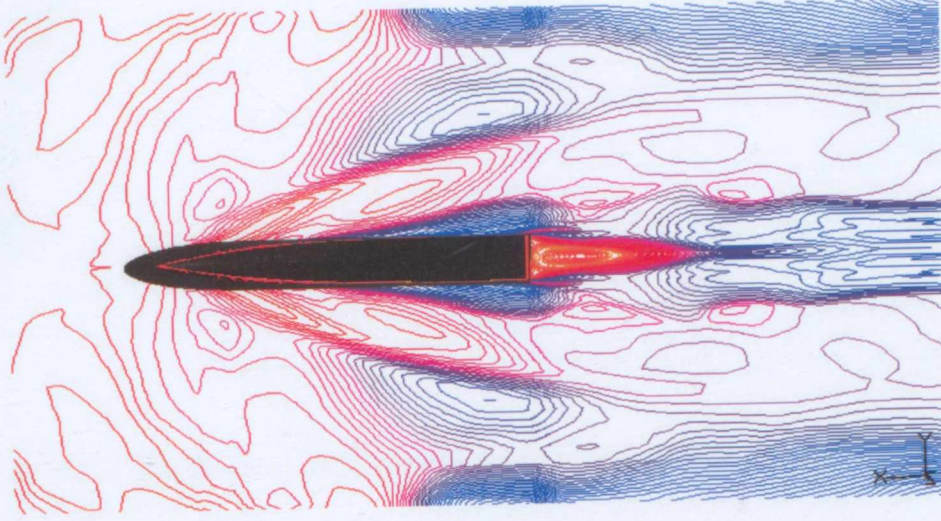


b)

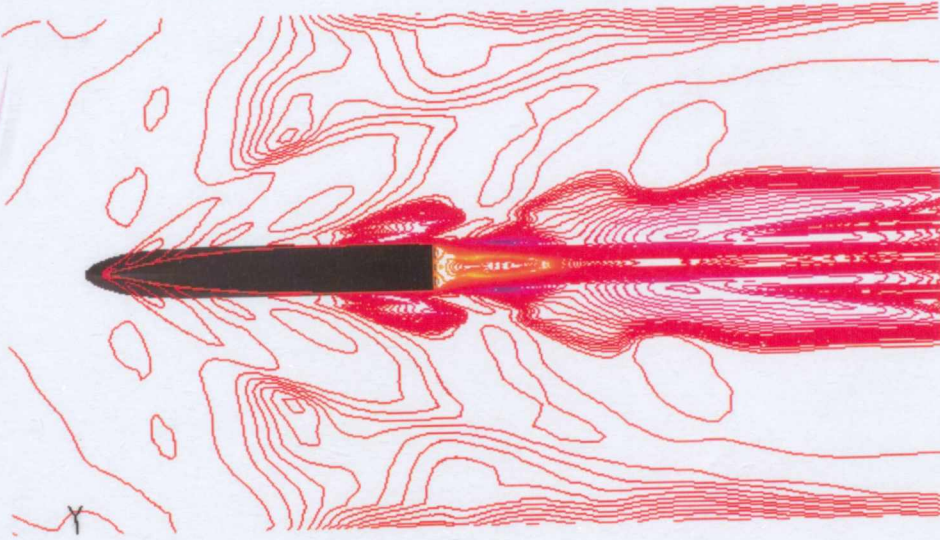


c)

Şekil 3.9 $k-\varepsilon$ Türbülans modeli ile elde edilen akım hatları



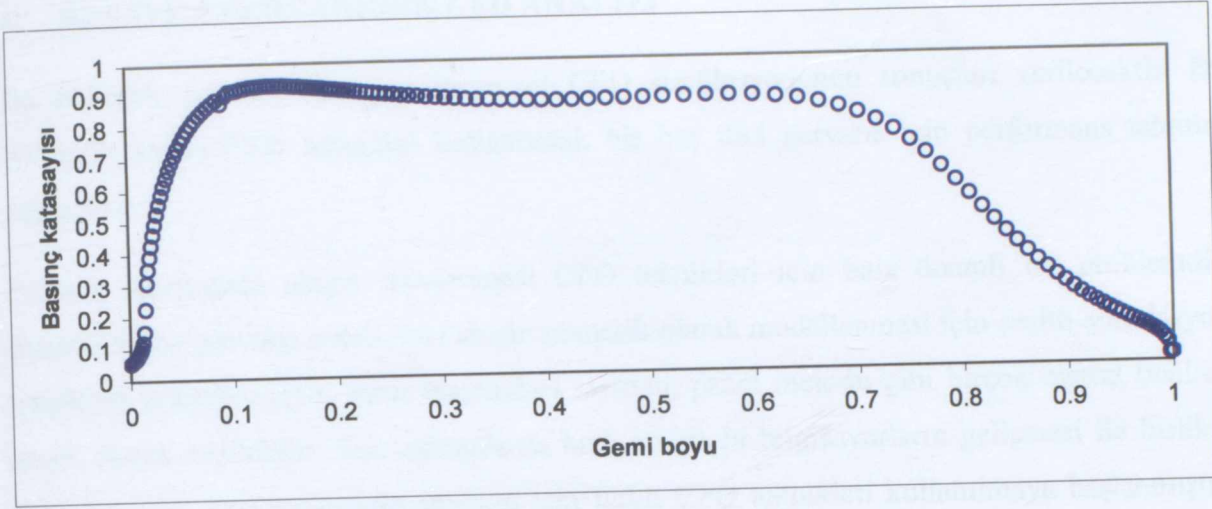
a)



b)

Şekil 3.11 $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ türbülans modellerinden elde edilen dalga deformasyonları
($t=650s$)

Şekil 3.11'e bakıldığında $k-\omega$ türbülans modelinden elde edilen dalga deformasyonları $k-\epsilon$ türbülans modelinden farklılık göstermektedir. Buna bağlı olarak $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilen dalga direnci $k-\epsilon$ türbülans modeli ile elde edilen dalga direncinden farklılık göstermiştir.



Şekil 3.12 $k-\omega$ Türbülans modeli ile elde edilen tekne simetri eksenindeki basınç dağılımı

Şekil 3.12'de $k-\omega$ Türbülans modeli kullanılarak elde edilen toplam basıncın tekne boyunca değişimi boyutsuz olarak gösterilmiştir.

4. BAŞ İTİCİ PERVANENİN CFD ANALİZİ

Bu bölümde bir baş itici pervaneye ait CFD simülasyonunun sonuçları verilecektir. Bu bölümün amacı CFD tekniğini kullanılarak bir baş itici pervane için performans tahmini yapmaktır.

Pervane etrafındaki akışın incelenmesi CFD teknikleri için hala önemli bir problemdir. Bugüne kadar pervane etrafındaki akışın nümerik olarak modellenmesi için çeşitli simülasyon teknikleri geliştirilmiştir. Sınır elemanları metodu, panel metodu gibi birçok metod bunlara örnek olarak verilebilir. Son zamanlarda hızlı ve güçlü bilgisayarların gelişmesi ile birlikte Navier-Stokes denklemlerinin çözümü için farklı CFD teknikleri kullanılmaya başlanmıştır. Geliştirilen bu yeni yöntemler sayesinde pervane etrafındaki akış üç boyutlu viskoz ve türbülanslı olarak modellenenbilmektedir.

Çalışmanın bu bölümünde sonlu hacimler yöntemi kullanılarak bir baş itici pervane etrafındaki akışın analizi gerçekleştirilmiştir.

4.1 Pervaneler İçin Boyut Analizi

Geometrik benzer pervanelere boyut analizi uygulanmak suretiyle boyutsuz parametreler belirlenebilir. Serbest su yüzeyinden, serbest yüzeyde herhangi bir deformasyon yaratmayacak kadar derinde çalışan pervanenin yaratacağı itme şu parametrelere bağlıdır.

- Pervane çapı
- Pervane ilerleme hızı
- Devir sayısı
- Pervanenin içerisinde çalıştığı akışkanın yoğunluğu
- Pervanenin içerisinde çalıştığı akışkanın viskozitesi
- Statik akışkan basıncı

Boyutsuzlaştırma işlemleri yapıldıktan sonra pervaneler için boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

İtme Katsayısı

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (4.1)$$

İlerleme Katsayısı

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (4.2)$$

Burada ;

ρ = Pervanenin içerisinde çalıştığı akışkanın yoğunluğu

D = Pervanenin çapı

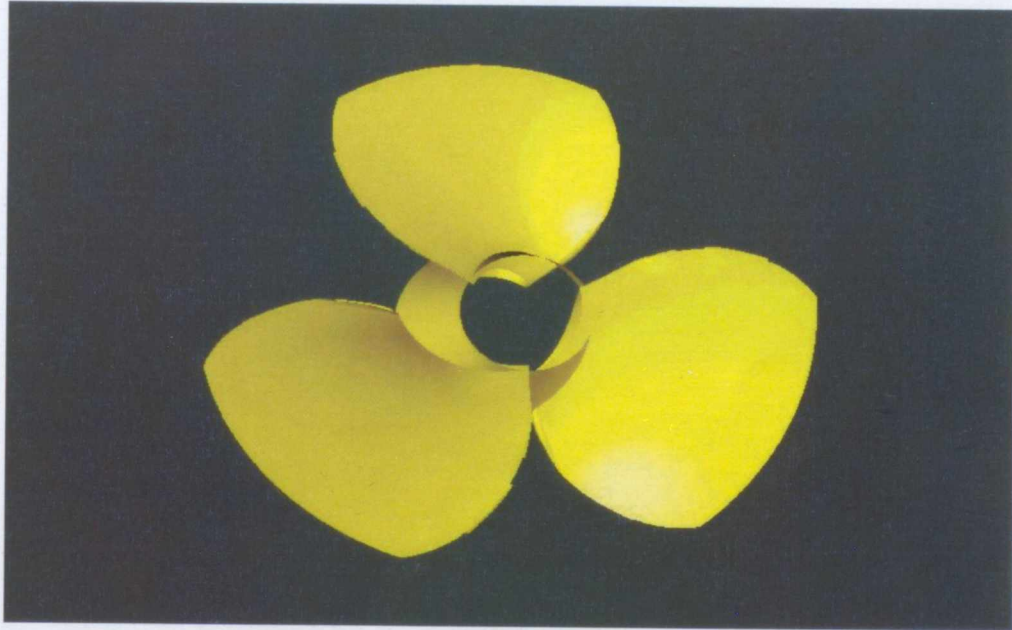
n = Pervanenin devir sayısı

T = Pervanenin meydana getirdiği itme değeri

V_A = Pervane üzerine gelen akışkanın hızını ifade etmektedir.

4.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Yardımı ile Analiz

Bu çalışmada gerçekleştirilen simülasyon için üç kanatlı bir pervane kullanılmıştır. Kullanılan pervanenin kanatları simetrik olup pervanenin genel görünüşü Şekil 4.1’de verilmiştir.

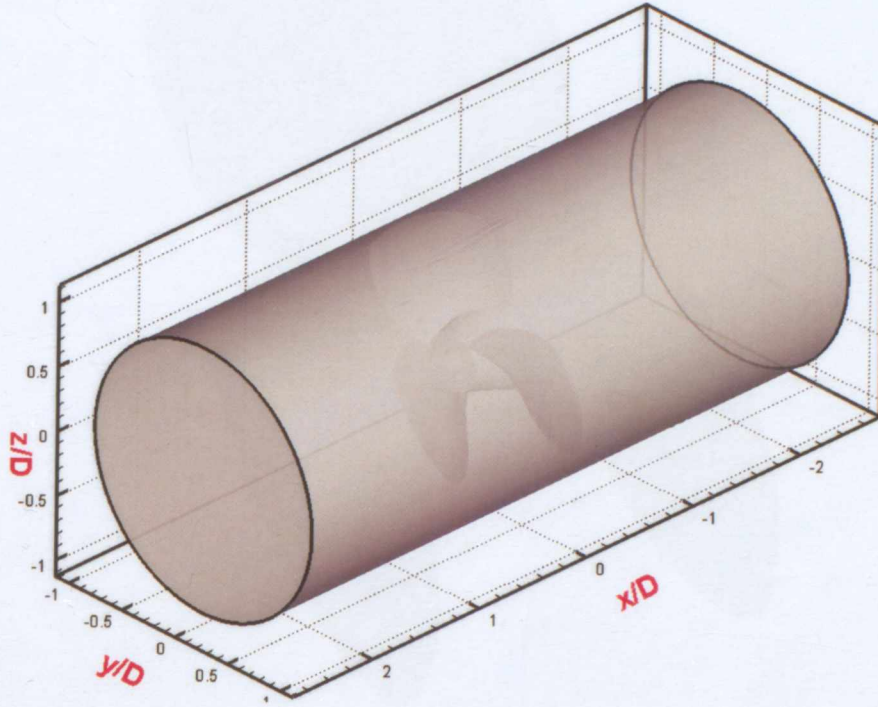


Şekil 4.1 Sayısal analizi yapılacak olan pervanenin genel görünüşü

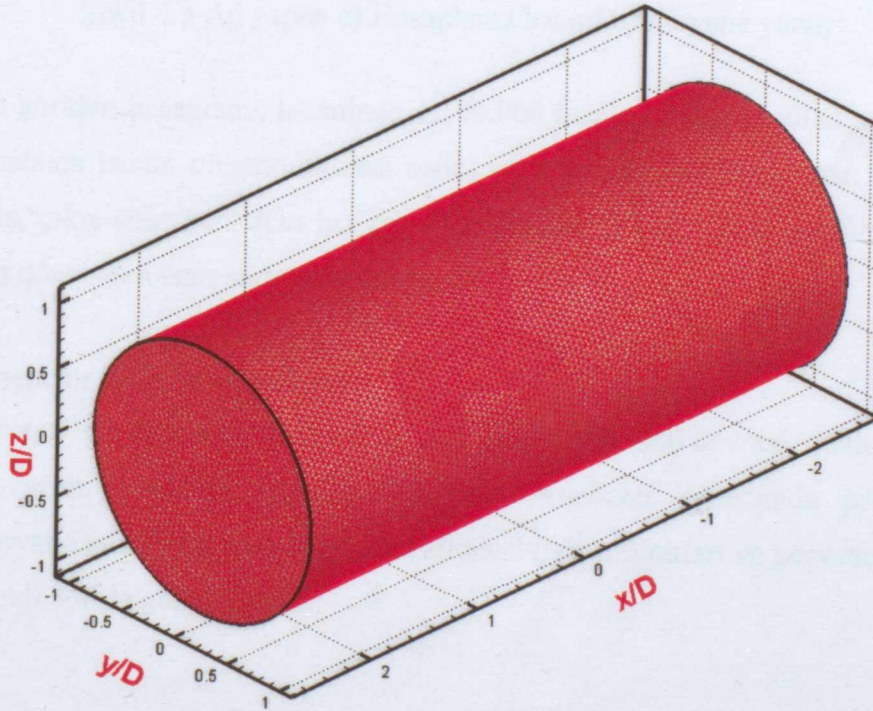
4.2.1 Geometrinin Ağ Yapısının Oluşturulması ve Sınır Şartlarının Tanımlanması

Şekil 4.2’de baş itici pervaneye ait hesaplama hacmi ve pervane, boyutsuz olarak verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi hesaplama için yeterli büyüklükte hacim seçilmiştir. GAMBIT üzerinde yapısal ve yapısal olmayan ağlar oluşturulabilir. Pervane geometrisi sebebiyle

yapısal ağların kullanımı mümkün olmamıştır. Şekil 4.3’de kullanılan pervane ve hesaplama hacmi için kullanılan ağ yapısı gösterilmiştir.

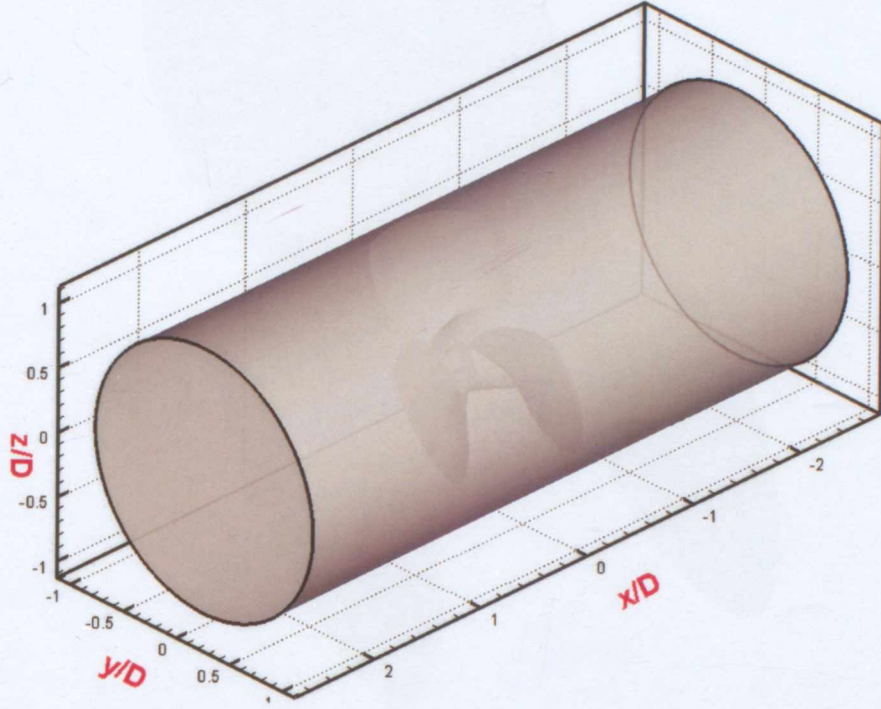


Şekil 4.2 Baş itici pervane ve hesaplama hacmi

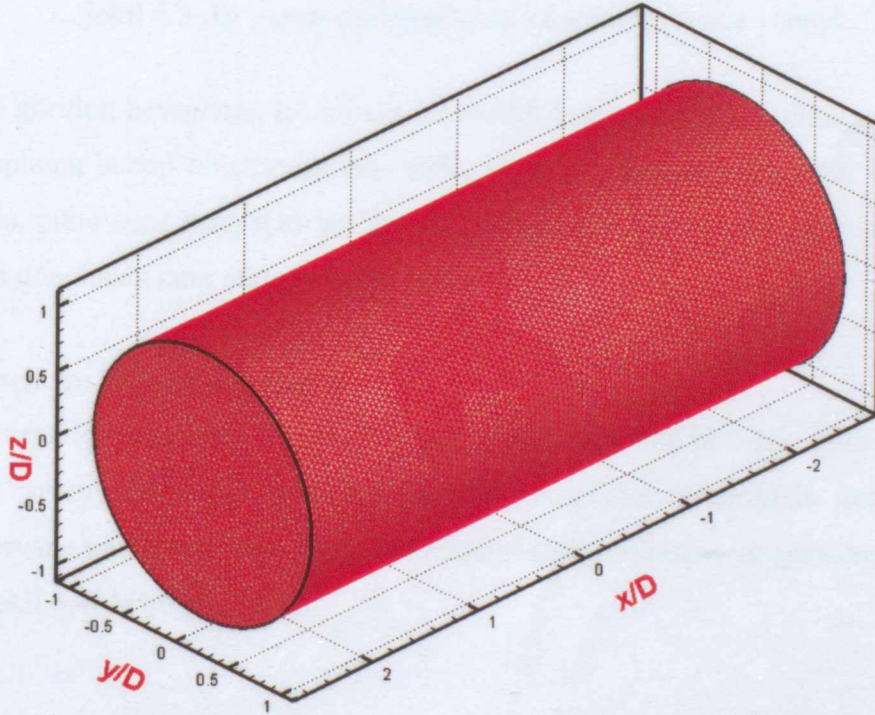


a)

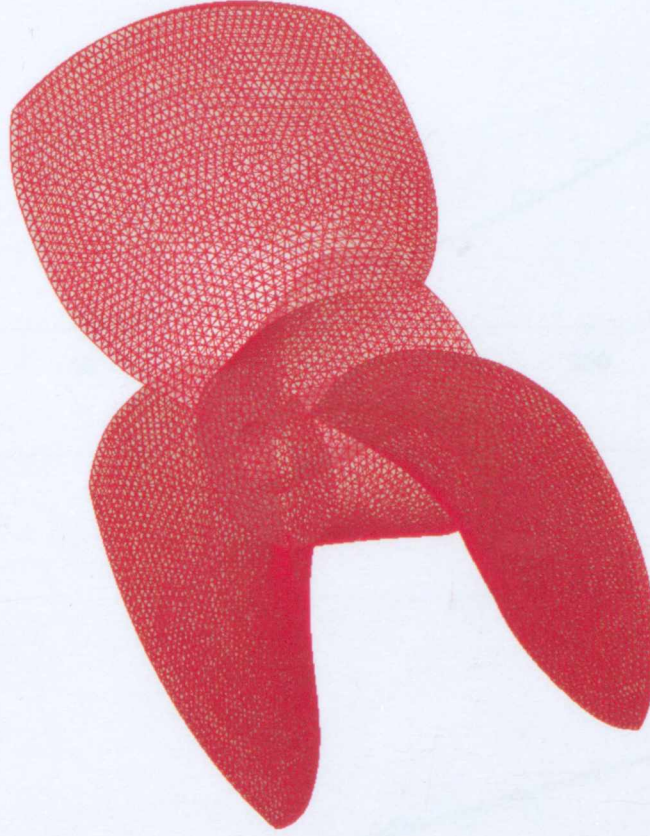
yapısal ağların kullanımı mümkün olmamıştır. Şekil 4.3’de kullanılan pervane ve hesaplama hacmi için kullanılan ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Baş itici pervane ve hesaplama hacmi



a)



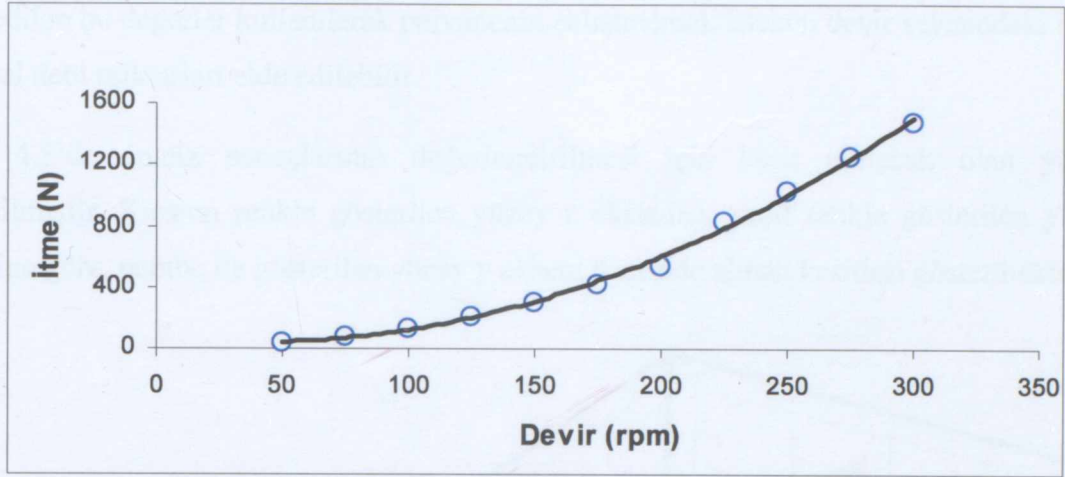
b)

Şekil 4.3 Ağ yapısı a) Hesaplama hacmi b) Pervane yüzeyi

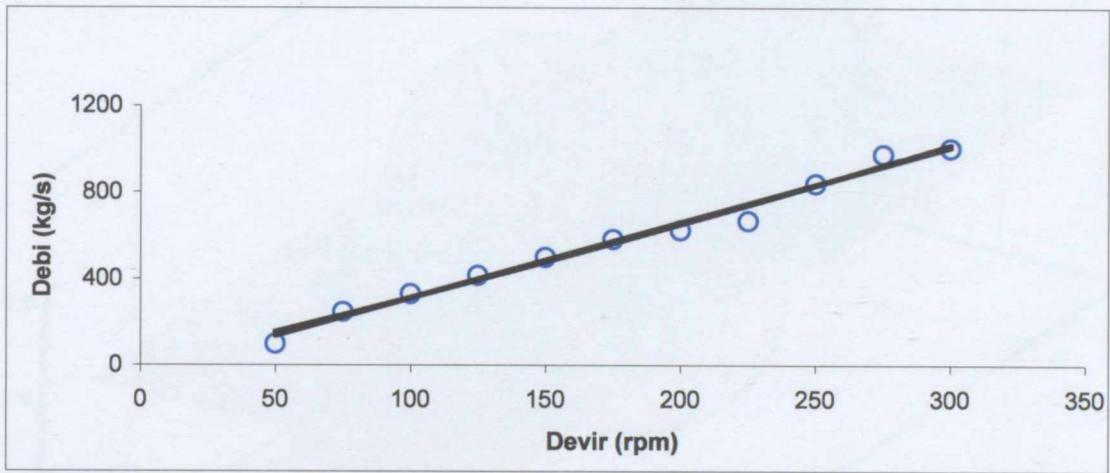
Şekil 4.3’de görülen hesaplama hacminde 1.150.000 hacim elemanı kullanılmıştır. Yukarıda verilen hesaplama hacmi oluşturulduktan sonra sınır şartları tanımlanmıştır. Giriş sınır şartı için hız giriş, çıkış sınır şartı için hız çıkış ve akışkan hacmi içinde pervanenin hareketini verecek olan dönel alan sınır şartı tanımlanmıştır.

4.2.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

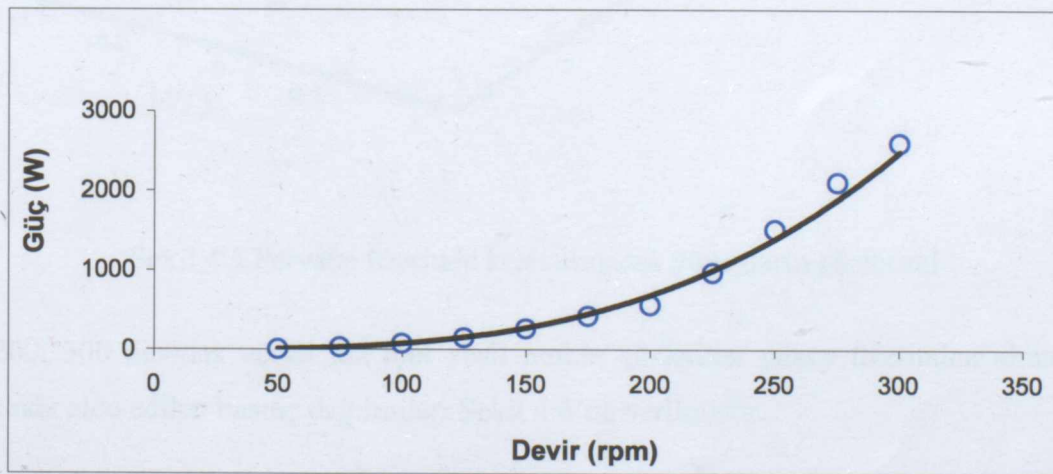
Baş itici pervane için analizler 50 dev/dak ‘dan başlayarak 300 dev/dak devir sayısına kadar 25 dev/dak artım verilerek gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda pervanenin itme değerleri, pervane tarafından transfer edilen kütleli debi miktarları ve pervaneden alınan güç miktarları Şekil 4.4’de gösterilmiştir.



a)



b)

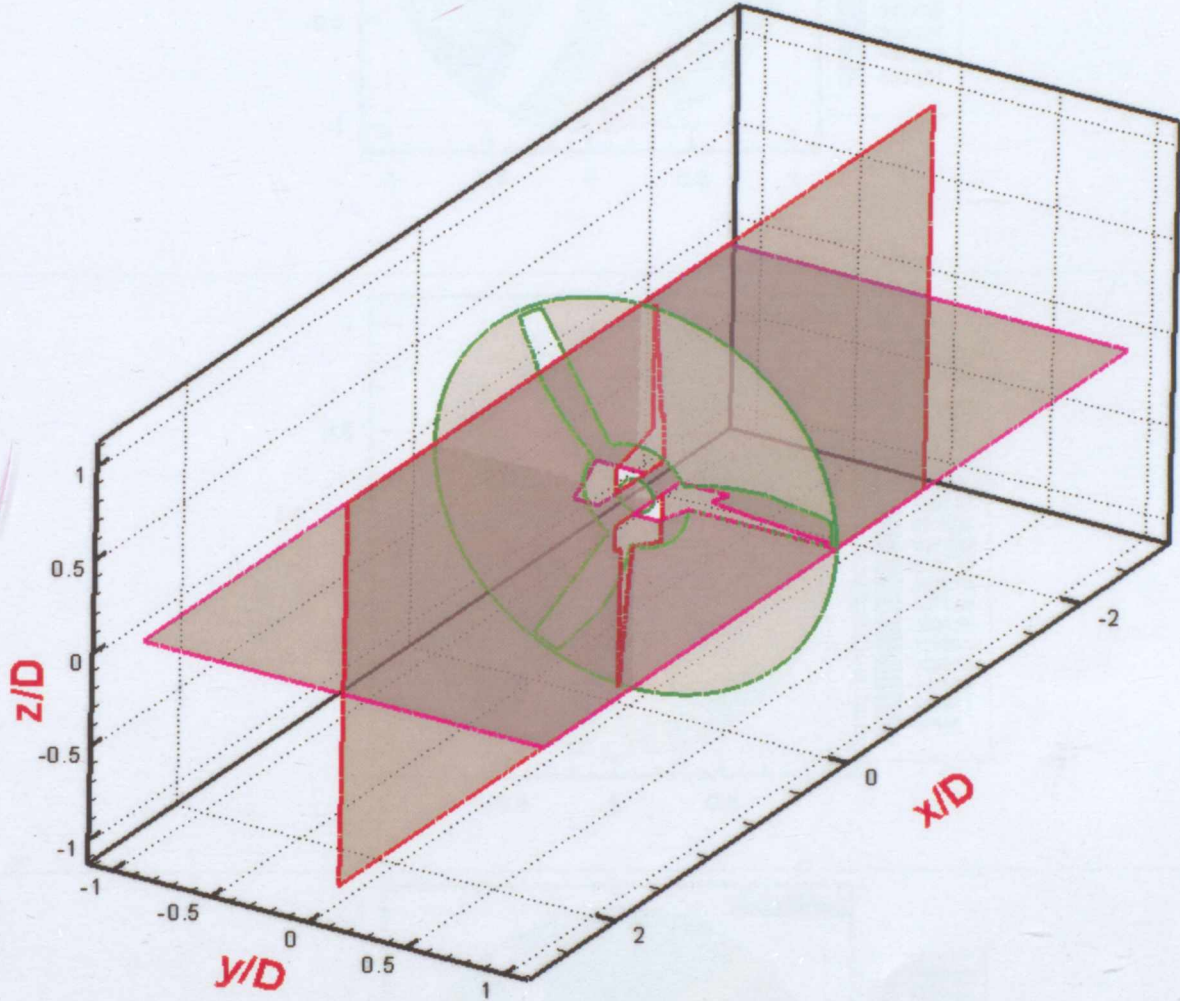


c)

Şekil 4.4 Devir sayısına bağlı olarak elde edilen a) İtme b) Kütlesel debi c) Güç değerleri

Elde edilen bu değerler kullanılarak pervanenin çalıştırılmak istenen devir sayısındaki itme ve kütleli debi miktarları elde edilebilir.

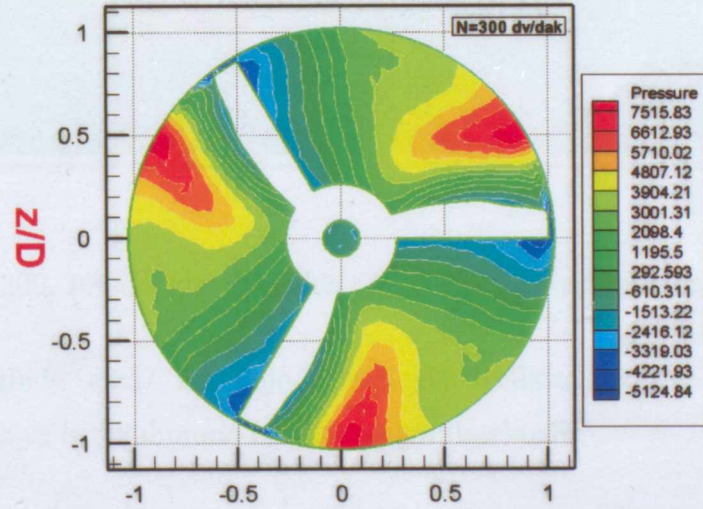
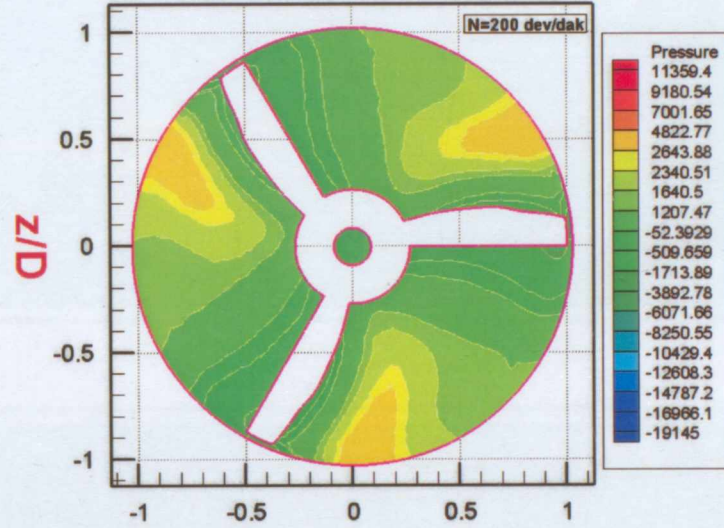
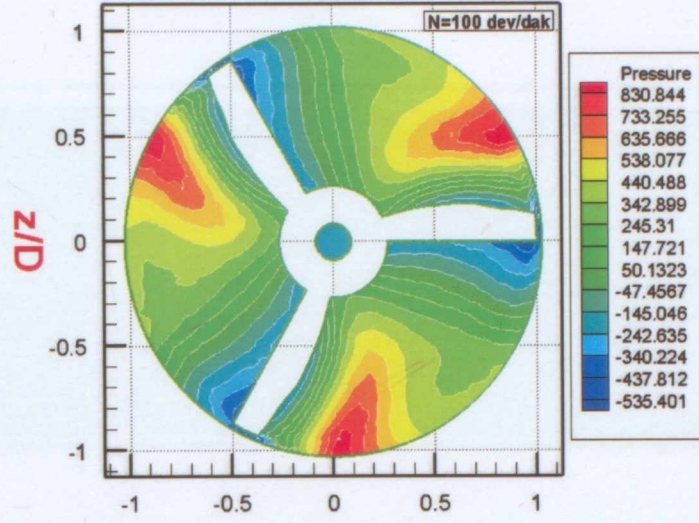
Şekil 4.5’de analiz sonuçlarının değerlendirilmesi için kesit alınacak olan yüzeyler gösterilmiştir. Kırmızı renkle gösterilen yüzey z eksenine, yeşil renkle gösterilen yüzey x eksenine göre, pembe ile gösterilen yüzey y ekseninde alınan kesitleri göstermektedir.



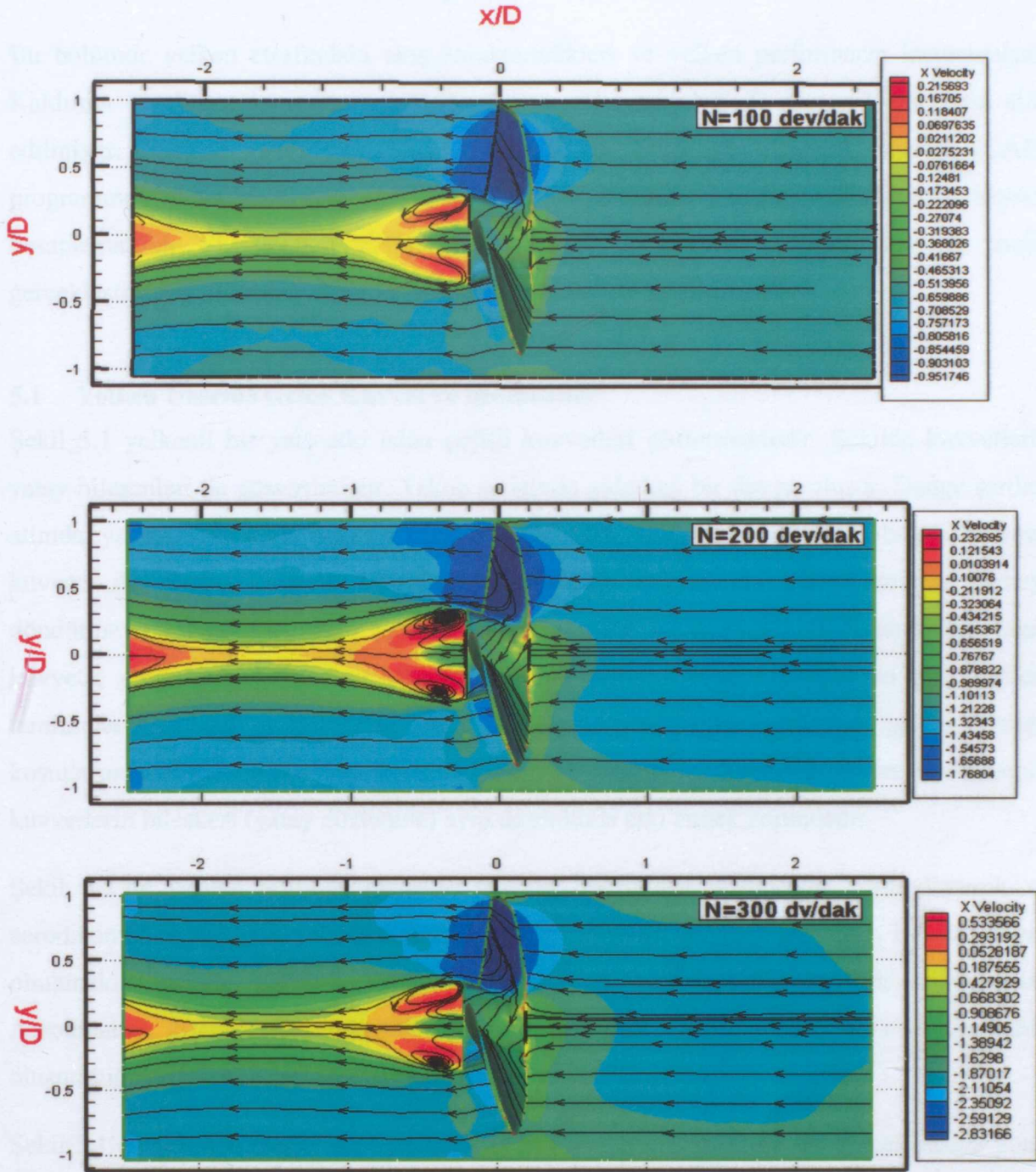
Şekil 4.5 Pervane üzerinde kesit alınacak yüzeylerin gösterimi

100, 200, 300 dev/dak açısal hız için yeşil renkle gösterilen yüzey üzerinden alınan kesit sonucunda elde edilen basınç dağılımları Şekil 4.6’da verilmiştir.

Şekil 4.6 incelendiğinde pervanenin devir sayısı arttıkça kanatların emme ve basma taraflarındaki basınç farklarının arttığı görülmektedir.



Şekil 4.6 Pervane düzlemi üzerindeki basınç (Pascal) dağılımları



Şekil 4.7 100, 200, 300 dev/dak için elde edilen akım hatları ve iz dağılımı (m/s)

Şekil 4.7 incelendiğinde devir sayısının artmasıyla birlikte pervane arkasında oluşan girdapların fazlalaştığı ve iz dağılımının bozulduğu görülmektedir.

5. YELKEN ETRAFINDAKİ AKIŞIN CFD İLE İNCELENMESİ

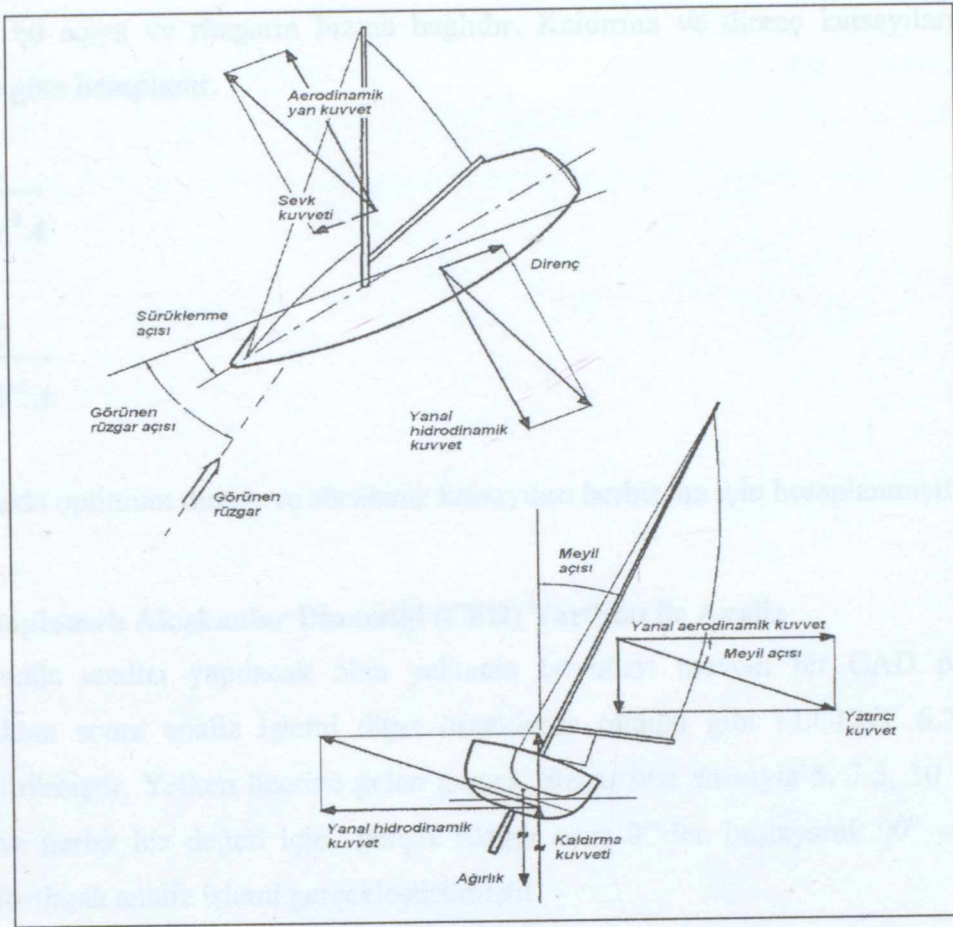
Bu bölümde yelken etrafındaki akış karakteristikleri ve yelken performansı incelenmiştir. Kaldırma ve direnç katsayıları değişik rüzgar açıları ve değişik rüzgar hızları için elde edilmiştir. Yelken geometrisi SAILCUT adlı bir bilgisayar destekli tasarım (CAD) programında oluşturulmuş ve ağ yapısı GAMBIT üzerinde meydana getirilmiştir. Sayısal hesaplama için FLUENT programı kullanılmıştır. Üç boyutlu geometri üzerinde analiz gerçekleştirilmiş olup akış tamamen türbülanslı kabul edilmiştir.

5.1 Yelken Üzerine Gelen Kuvvet ve Momentler

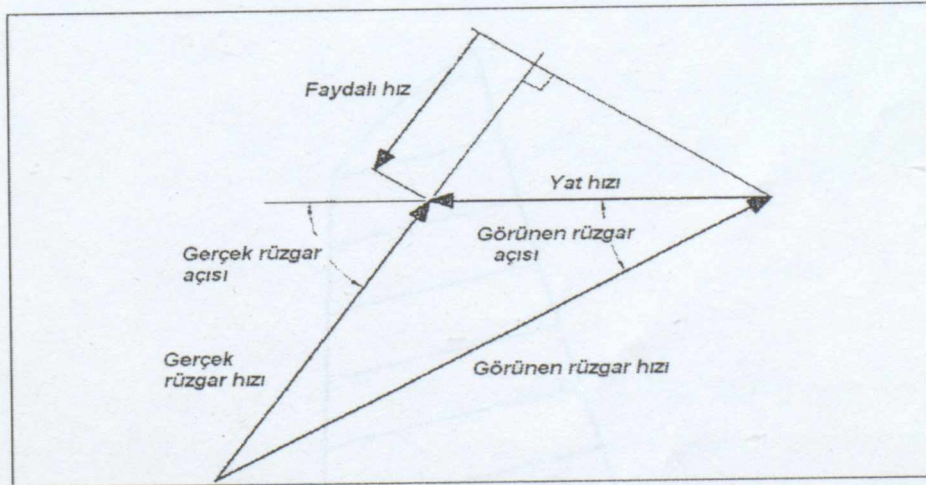
Şekil 5.1 yelkenli bir yata etki eden çeşitli kuvvetleri göstermektedir. Şekilde kuvvetlerin yatay bileşenleri de gösterilmiştir. Tekne su içinde giderken bir direnç oluşur. Denge şartları altında, yat sabit bir hızla belli bir yönde seyrederken, yelkenler tarafından oluşturulan sevk kuvveti ile direnç kuvveti dengelenir. Bu denge durumunda aynı zamanda tekneyi döndürmeye çalışan bir yanal kuvvet meydana gelir, bu kuvvet hidrodinamik bir yanal kuvvetle dengelenmelidir. İkinci kuvvet, tekne yavaşça yana kayarken su altı gövdesi tarafından meydana getirilir yani tekne bir sürüklenme açısına sahipken gelişir. Denge koşullarında döndürme momentinin sıfır olması gerektiğinden, hidrodinamik ve aerodinamik kuvvetlerin bileşkesi (yatay düzlemde) aynı doğrultuda etki etmek zorundadır.

Şekil 5.2’de verilen görünüş teknenin hareket doğrultusu boyuncadır. Hidrodinamik ve aerodinamik kuvvetlerin yelken direği ile dik açı oluşturduğu görülmektedir. Bu tam doğru olmamakla birlikte yelkenli tekne teorisinde her zaman kullanılan bir yaklaşımdır. Aerodinamik kuvvetlerin oluşturduğu yatırma momenti, ağırlık ve kaldırma kuvvetlerinin oluşturduğu doğrultma momenti ile dengelenir.

Şekil 5.1’de görünen rüzgar yönü kalın ok işareti ile gösterilmektedir. Bu gerçek rüzgar yönü değildir, çünkü yatta hissedilen rüzgar yatın seyir hızından etkilenmektedir. Şekil 5.2, hız üçgeni olarak isimlendirilen, gerçek ve görünen rüzgar hızları ve yönleri arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Şekilde yat tarafından oluşturulan rüzgarın (rüzgar vektörleri toplanırken dahil edilmeli), yatın ilerleme hızını temsil eden ok yönünün tersi istikametinde olduğuna dikkat edilmelidir.



Şekil 5.1 Yelkenli bir yat üzerine etkiyen kuvvetler (Yılmaz 2007)



Şekil 5.2 Hız üçgeni (Yılmaz 2007)

Literatürde gerçek rüzgar açısı hücum açısı olarak adlandırılır. Kaldırma (lift) ve direnç (drag) kuvvetleri bu açıya ve rüzgarın hızına bağlıdır. Kaldırma ve direnç katsayıları aşağıdaki formüllere göre hesaplanır.

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (5.1)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (5.2)$$

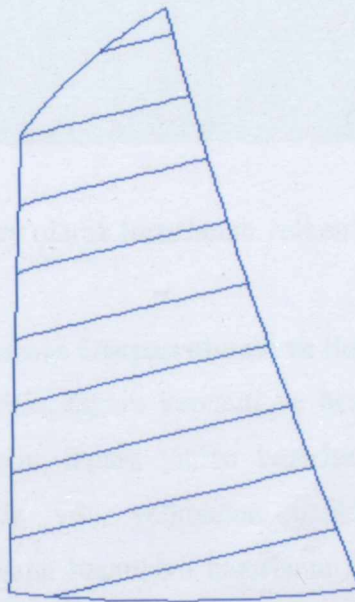
Bu çalışmada optimum direnç ve sürtünme katsayıları herbir hız için hesaplanmıştır.

5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Yardımı ile Analiz

Bu çalışmada analizi yapılacak olan yelkenin boyutları mevcut bir CAD programında tasarlandıktan sonra analiz işlemi diğer örneklerde olduğu gibi FLUENT 6.21 üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yelken üzerine gelen gerçek rüzgar hızı sırasıyla 5, 7.5, 10 knot olarak seçilmiş ve herbir hız değeri için gerçek rüzgar açısı 0°'den başlayarak 90° ye kadar 7.5 derece arttırılarak analiz işlemi gerçekleştirilmiştir.

5.2.1 Geometrinin Modellenmesi

Analizi yapılacak olan yelkene ait ana boyutlar SAILCUT programından elde edilmiştir.



Şekil 5.3 Yelken kesitleri

SAILCUT yelken tasarımı için NACA profillerini kullanmaktadır. Analiz için kullanılacak olan yelkenin kesitleri Şekil 5.3 üzerinde gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde yelken tasarımı için dokuz adet NACA profilinin kullanıldığı görülmektedir. Yelkenin ana boyutları aşağıda verilmiştir ;

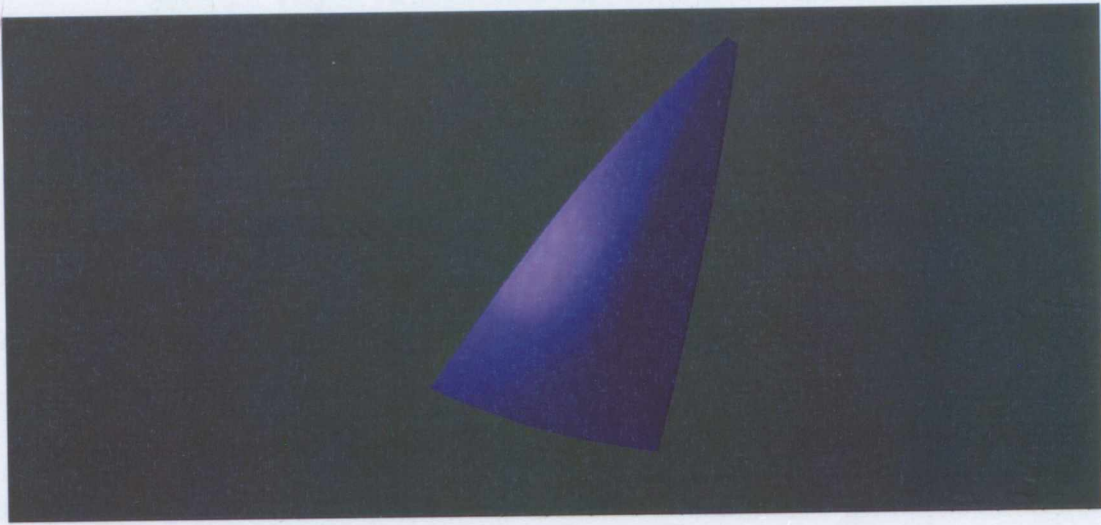
Orsa uzunluğu : 8.00 m

Yaka uzunluğu : 8.41 m

Ayak uzunluğu : 3.935 m

Yelken alanı : 18.63 m²

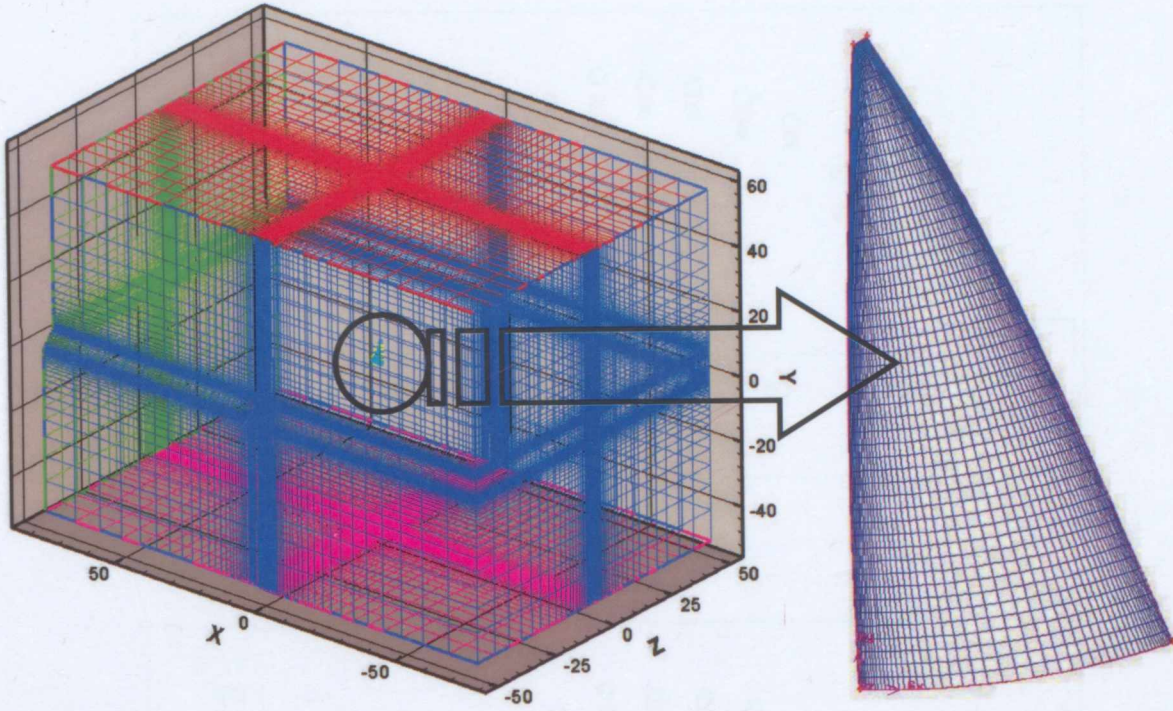
SAILCUT üzerinde meydana getirilen bu yelken geometrisi MAXSURF kullanılarak yüzey haline getirilmiştir. Aşağıda yelkene ait analiz için hazırlanan yüzeyin görünümü verilmiştir.



Şekil 5.4 Yüzey olarak hazırlanan yelkenin görünümü

5.2.2 Geometrinin Izgara Yapısının Oluşturulması ve Sınır Şartlarının Tanımlanması

Yüzey olarak hazırlanan geometrinin ızgara yapısını ve hesaplama hacmini oluşturabilmek için GAMBIT'e transfer edilmiştir. Izgara yapısı hazırlanırken yelken üzerinde ve akış ayrılmalarının olduğu noktalarda sık, yelkenden uzaklaştıkça seyrek ızgara yapısı kullanılmıştır. Oluşturulan hesaplama hacmi ve hazırlanan ızgara yapısı Şekil 5.5 üzerinde verilmiştir

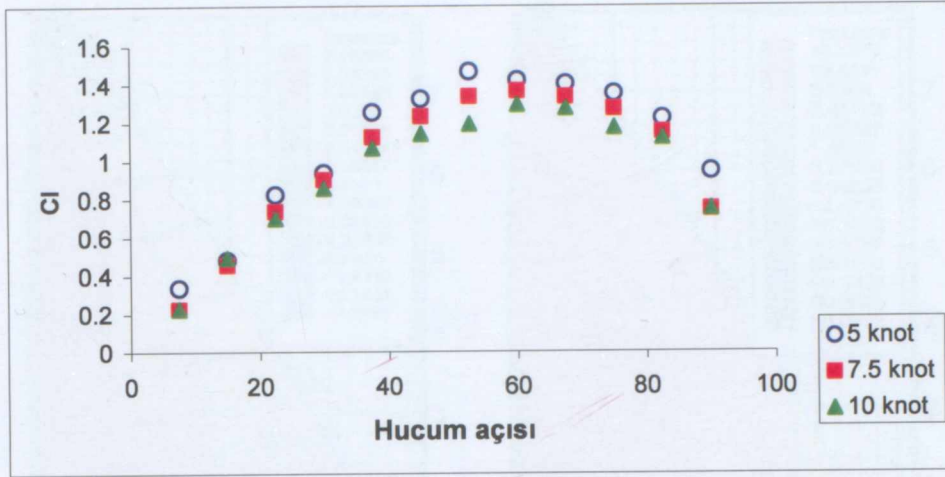


Şekil 5.5 Yelken ve hesaplama hacmi için hazırlanan ağ yapısı

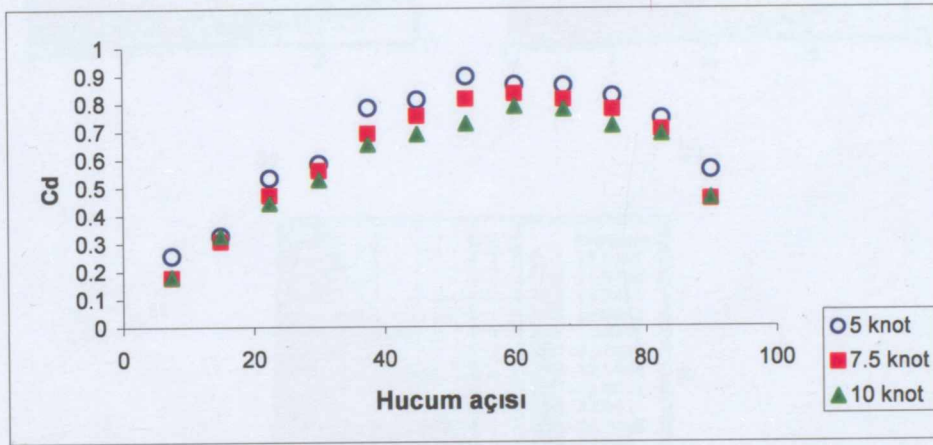
5.2.3 Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu çalışmanın genel amacı yelken üzerine gelen optimum rüzgar açısının ve hızının belirlenmesidir. Analizler 9 gün boyunca 1.6 Ghz hız ve 2.256 GB ram'e sahip bilgisayar sisteminde gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda elde direnç katasyısı, kaldırma katsayısı ve bunların birbirine olan oranları aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Rüzgar hızının ve açısının direnç ve kaldırma kuvvetlerine olan etkisi Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi direnç ve kaldırma kuvvetlerinin her ikside yakalaşık olarak 53^0 'ye kadar artmaktadır. Bu noktadan sonra hem direnç hemde kaldırma kuvveti azalmaktadır. Bütün hız değerleri için bu olay görülmektedir.

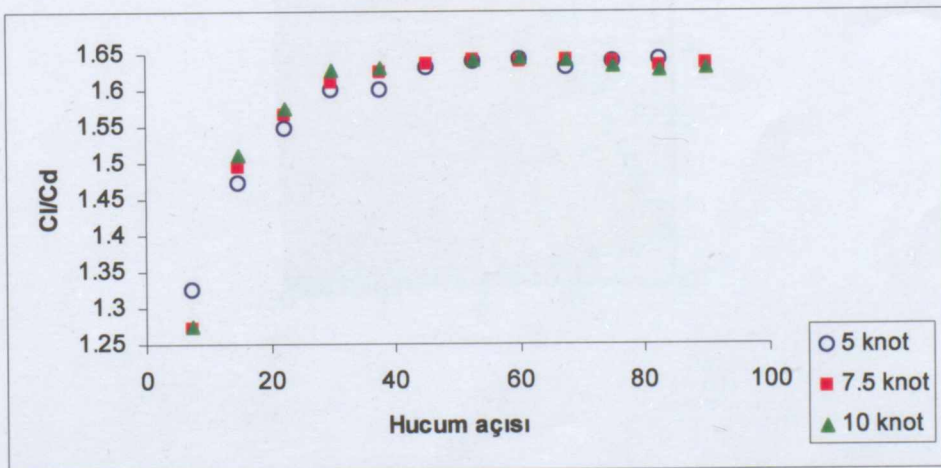
Kaldırma katsayısının direnç katsayısına oranı yine bu şekilde verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi bu oran 53^0 'ye kadar artmakta ve bu noktadan sonra çok fazla bir değişim göstermemektedir



a)

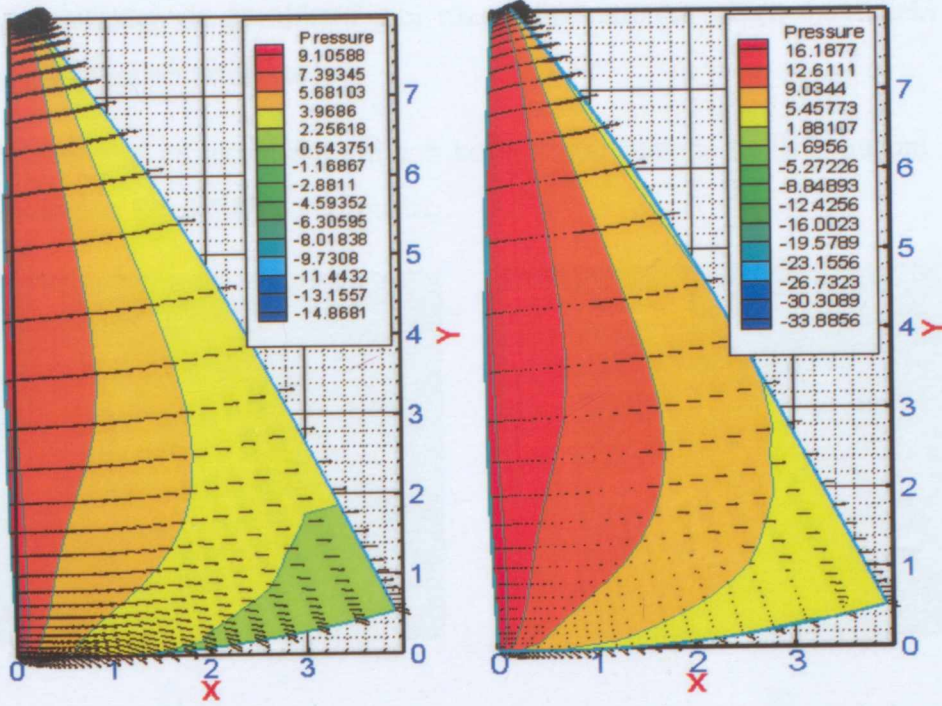


b)



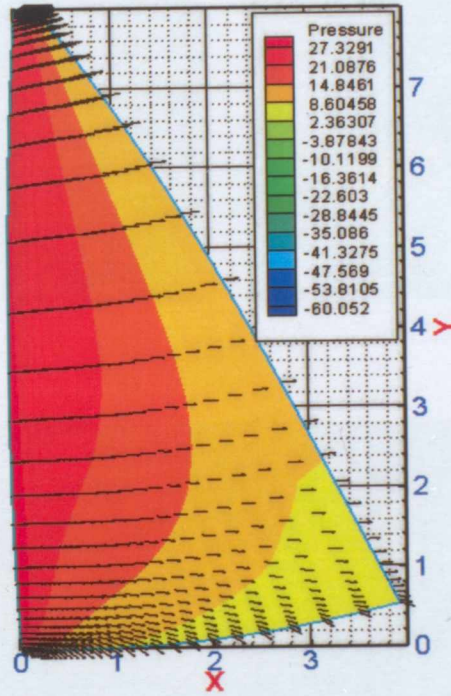
c)

Şekil 5.6 Rüzgar hızının ve açısının a) kaldırma katsayısı b) direnç katsayısı c) kaldırma katsayısının direnç katsayısına oranı



a)

b)



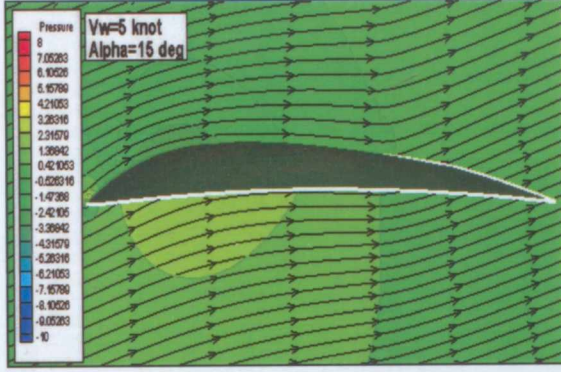
c)

Şekil 5.7 $\alpha = 45^\circ$ derece hucum açısında yelken üzerindeki basınç (Pascal) dağılımlarının üç farklı hız için değişimi

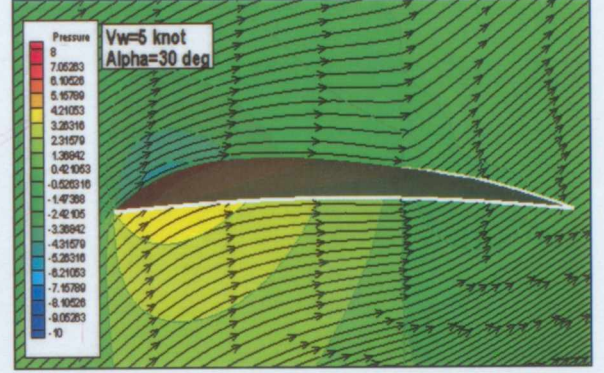
Şekil 5.7'de $\alpha = 45^\circ$ hucum açısı altında 5, 7.5, 10 knot rüzgar hızı için basınç dağılımları

gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi rüzgar hızı attıkça yelken üzerindeki negatif ve pozitif basınç dağılımları artmaktadır.

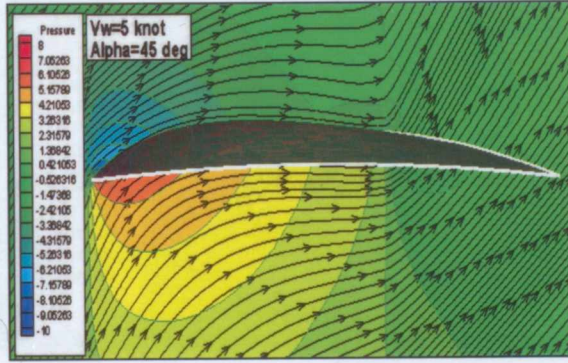
Basınç dağılımlarının ve akım hatlarının 5 knot rüzgar hızında değişik hucum açıları için alınmış görüntüleri Şekil 5.8'de verilmiştir.



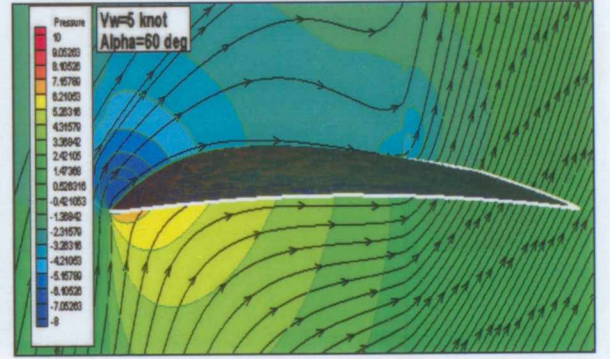
a)



b)



c)



d)



e)

SONUÇ

Sunulan bu çalışmada gemi etrafındaki akış, gemilerde kullanılan baş itici pervane etrafındaki akış ve yelken etrafındaki akışın simülasyonu, ticari bir CFD kodu olan FLUENT kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlarda kullanılacak olan modellere ait geometriler CAD programlarında hazırlanmış ve ağ yapısı GAMBIT üzerinde meydana getirilmiştir.

Gemi etrafındaki akışın analizi için serbest su yüzeyi iki farklı türbülans modeli kullanılarak modellenmiş ve geminin direnç bileşenleri elde edilmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılması sonucunda serbest yüzeyli akışlar için $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilen sonuçların deney ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Baş itici bir pervanenin CFD analizi 50 dev/dak'dan başlayarak 300 dev/dak devir sayısına kadar 25 dev/dak artım verilerek gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda devir sayısına bağlı olarak güç, itme ve pervane tarafından transfer edilen kütleli debi miktarları elde edilmiştir. Devir sayısı attıkça pervane arkasındaki iz dağılımının bozulduğu ve kanatların emme ve basma taraflarındaki basınç farklarının arttığı görülmüştür. Değişik devir sayılarında elde edilen bu değerler pervanenin çalıştırılmak istenen devir sayısının belirlenmesi için kullanılabilir.

Rüzgar hızının ve hücum açısının yelken üzerine olan etkisi çalışmanın son bölümünde incelenmiştir. Analizler üç farklı rüzgar hızı için gerçek rüzgar açısı 0° 'den başlayarak 90° 'ye kadar 7.5° artım verilerek gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre direnç ve kaldırma kuvvetlerinin yaklaşık 53° 'ye kadar attığı ve bu noktadan sonra azalma gösterdiği görülmüştür.

- Kodama, Y., Takechi, H., Hinojosa, M., Hira, T., Ono, S., Hino, M., Murakami, S. Ed., (1994) "Proceedings of the CFD Workshop, Tokyo"
- Kozicki, C., (1973) "Calculations of the Turbulent Boundary Layer on a Ship Hull at Zero Froude Number, Journal of Ship Research, Vol. 17, No.2, pp. 106-120"
- Larsson, L., (1997) "CFD in Ship Design-Prospects and Limitations, Ship Technology Research, 44, 133-154"
- Larsson, L., "Small Cross-Flow and Fully Three-dimensional Boundary Layer Calculations for Two Ship Models, Proc. of SSPA-ITC Workshop on Ship Boundary Layers, Göteborg, pp. 238-247, 1981"
- Lawson, J., (1973) "Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, England"
- McCormack, R. W., (1969) "The effect of viscosity in hypervelocity impact calculations, AIAA Paper 69-354"

KAYNAKLAR

- Barlas, B., (1999) "Gemi Etrafindaki sınır Tabakanın İncelenmesi, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul "
- Chung, T.J. (1978), "Finite Element Analysis in Fluid Dynamics, McGraw-Hill, New York "
- Chen, H.C., Patel, V.C ve Ju, S., (1990) "Solution of Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations for Three-Dimensional Incompressible Flows, Journal of Computational Physics, Vol. 88, No. 2"
- Deng, G.B., Piquet, J., Queutey, P. ve Visonneau, M., (1991) "Three-Dimensional Full Navier-Stokes Solvers for Incompressible Flows Past Arbitrary Geometries, Int. J. for Numerical Methods in Eng., Vol. 31, pp. 1427-1451"
- D.C. Wilcox, (1998) "Turbulence modeling for CFD, DCW Industries Inc."
- Gray, R. P., (1986) "Investigation of the airflow around a sail, Pyh. Educ. 21"
- Harlow, F.H. ve Welch, J.E., (1993) "Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow with a Free Surface, 6th.Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, Iowa City"
- Harlow F., Welch J., (1965) "Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free-Surface Physics of Fluids 8, 2182"
- Helvacıoglu, S., Insel, M., (1995) "Sailing Yacht Performance: The Effects of Heel Angle and Leeway Angle of Resistance and Sideforce", 1. International Yachting Conference, October, Cesme, TURKIYE."
- Hoffman, H.P., (1976) "Untersuchung der 3-dimensionalen, turbulenten Grenzschicht an einem Schiffsdoppelmodell im Windkanal, IfS Report 343, University of Hamburg, Hamburg"
- J. T. Oden (1972), "Finite elements in nonlinear continua, McGraw-Hill, New York. 83"
- Kodama, Y., Takeshi, H., Hinatsu, M., Hino, T., Uto, S., Hirata, N., Murashige, S. Ed., (1994) "Proceedings of the CFD Workshop, Tokyo"
- Kerczek, C., (1973) "Calculationh of the Turbulent Boundry Layer on a Ship Hull at Zero Froude Number, Journal of Ship Research, Vol. 17, No.2, pp. 106-120"
- Larsson, L., (1997) "CFD in Ship Design-Prospects and Limitations, Ship Technology Research, 44, 133-154"
- Larsson, L., "Small Cross-Flow and Fully Three dimensional Boundry Layer Calculations for Two Ship Models, Proc. of SSPA-ITTC Workshop on Ship Boundry Layers, Göteborg, pp. 270-217, 1981"
- Launder, Spalding (1972) "Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Pres, London, England"
- MacCormack, R. W, (1969), "The effect of viscosity in hypervelocity impact catering. AIAA Paper 69-354"

- Michel, J.H., (1998) "The Wave Resistance of a Ship, Philosophical Magazine, 45, 39-58"
- Miyata, H., (1996) "Time Marching CFD Simulation for Moving Boundry Problems, 21st. Symp. Naval Hydrodynamics, Trondheim"
- M. J. Turner, Ray W. Clough, H. C. Martin, und L. J. Topp, (1956), "Stiffness and deflection analysis of complex structures. Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 23, No. 9, p. 805-823"
- Majumdar, S., Zhu, J. ve Rodi, W., (1990) "Calculation of Three Dimensional Turbulent Flow around Ship Structures, Proc. of 1990 SSPA-CTH-IIHR Work shop on Ship Viscous Flow, Göteborg"
- Odabaşı, A.Y. ve Şaylan, Ö., GEMAK (1980) "A Method for Calculating the Flow around Aft-End of Ships, Proc. 13th. Symp. Naval Hydrodynamics, Tokyo"
- Patankar, S. V. and Spalding, D. B., (1972) "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows", Int. Heat and Mass Transfer, Vol.115, pp.1787-1803"
- Patel, V.C., Ju, S. ve Lew, J.M., (1990) "Calculation of Viscous Flow around Ship Hulls for 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop, Proc. of 1990 SSPA-CTH -IIHR Workshop on Ship Viscous Flow Göteborg"
- Proceedings of 1980 (1980) "SSPA-ITTC Workshop on Ship Boundry Layers, SSPA Publication No. 90, Göteborg"
- P.D. Lax, B. Wendroff., (1960), "Systems of conservation laws, Comm. Pure Appl. Math., 13217-237"
- Proceedings of 1990 (1990) "SSPA-CTH-IIHR Workshop on Ship Viscous Flow, Göteborg, Norway"
- Proceeding of 1985 (1985) "2nd.Int. Symposium on Ship Viscous Resistance, Göteborg"
- Proceedings of 1993 (1993) "6th Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, Iowa City, USA"
- Piquet, J. ve Visonneau, M., (1991) "Computation of the Flow Past Shiplike Hulls, Computers and Fluids, Vol. 19, No. 2, pp. 183-215"
- Proceedings of 1996 (1996) "21st Symposium of Naval Hydrodynamics, Trondheim, Norway"
- Proceedings of 1998 (1998) "3rd Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design, Osaka, Japan"
- Raven, H.C ve Hoekstra, M., (1985) "A Parabolised Navier-Stokes Solution Method for Ship Stern Flow Calculations, Proc. of 2nd Int. Symp. on Ship Viscous Resistance, Göteborg"
- R. Courant, K. Friedrichs and H. Lewy, (1928), "On the partial difference equations of mathematical physics pages 32-74"
- Richard, P.J., Mallinson, G.D., (2000) "The Use of Computational Modeling in a Study of Downwind Sail", the PHONEIX Journal 13 (3), 225-242, 2000 and 8th Int. PHONEIX Users Conference, Luxemburg

Sames, P., (1996) "Ein Beitrag zur Berechnung turbulenter Schiffsumströmungen, Inst. Für Schiffbau der Univ. Hamburg, Bericht Nr. 560"

Sergei K. Godunov. (1959) "A Finite Difference Method for the Numerical Computation of discontinuous ... Matematicheskyy Sbornik 47, pages 271–290 "

Tzabiras, G.D., (1985) "On the Calculation of the 3-D Reybolds Stress Tensor by Two Algorithms, Proc. of 2nd Int. Symp. on Ship Viscous Resistance, Göteborg"

Yılmaz, T., (2006) "Yat Tasarımı", Birsen Yayınevi

W. Evans, F.H. Harlow, (1957), "The particle-in-cell method for hydrodynamic calculations, Los Alamos Scientific Laboratory report LA-2139"

Yıldız Teknik Üniversitesi

2005-2007

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Mak. Müh. Anabilim Dalı,

Yıldız Teknik Üniversitesi

Yıldız Teknik Üniversitesi 2006

YTÜ, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri
Mühendisliği Bölümü

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	05.09.1982	
Doğum yeri	Ağrı	
Lise	1996-1999	Erzurum İbrahim Hakkı Fen Lisesi
İngilizce Hazırlık	2000-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi İngilizce Hazırlık
Lisans	2001-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Gemi İnşaatı ve Mak. Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2005-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Mak. Müh. Anabilim Dalı,

Çalıştığı kurum

Araştırma Görevlisi	2006-	YTÜ, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü
---------------------	-------	---

