

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /

Tezin Savunma Tarihi : / /

Tez Danışmanı :

Trabzon

ÖNSÖZ

Yapmış olduğum yüksek lisans tezinde beni çalışmalarımda yönlendiren bilgi ve fikirlerini esirgemeyen Sayın Hocam Dr.Öğr.Üyesi Erhan AKSU'ya ve Arş.Gör. Mehmet Zeki ŞENER'e teşekkür eder, saygılarımı sunarım. Ayrıca mezun olduğum Karadeniz Teknik Üniversitesi'ndeki Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliğinde bulunan tüm hocalar ve araştırma görevlilerine şükran ve saygılarımı sunarım.

Eğitim ve öğretim hayatım süresi içerisinde maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürler.

Osman OSMANOV
Trabzon 2023

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Katamaran Teknelerde Tünel K1ç Formu Uygulamasının Hidrodinamik Analizi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Dr.Öğr.Üyesi ERHAN AKSU’nın sorumluluğunda tamamladığımı,verileri kendim topladığımı, analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.15/03/2023

Osman OSMANOV

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ	XII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Çift Gövdeli Tekneler Üzerinde Yapılan Çalışmalar	2
1.3. Katamaranın Direnci	4
1.3.1. Direnç Bileşenleri	4
1.3.2. Direnç Optimizasyonu Üzerinde Yapılan Çalışmalar	6
1.4. Amaç ve Kapsam.....	9
1.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	10
1.5.1 HAD'ın Temel Aşamaları	11
1.5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yönteminin Matematik Altyapısı	12
1.5.2.1. Reynolds Transport Teoremi	12
1.5.2.2. Kütleinin Korunumu Denklemi	13
1.5.2.3. Momentumun Korunumu Denklemi	14
1.5.2.4. Navier-Stokes Denklemleri	15
1.5.3. Türbülanslı Akış Ve Türbülans Akış Modelleri	16
1.5.4. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Denklemleri.....	16
1.5.5. Realizable (Gerçekleştirilebilir) k-e Modeli	17
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	19
2.1. Geometrik Modelleme	19
2.2. Ağ Yapısı	22

2.3.	Sınır Koşulları ve Nümerik Çözüm	25
2.4.	Ağ Bağımsızlığı	28
2.5.	Nümerik Sonuçların Doğrulanması	31
2.6.	Analiz Sonuçları	32
3.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	47
4.	KAYNAKLAR.....	49
ÖZGEÇMİŞ		



Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

KATAMARAN TEKNELERDE TÜNEL KİÇ FORMU UYGULAMASININ
HİDRODİNAMİK ANALİZİ

Osman Osmanov
Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr.Üyesi Erhan AKSU
2023, 50 Sayfa

Dünyada deniz yolcu ve ticari trafik hacminin artması, rekabetçi gemilerin tasarım için yeni yöntem ve modellerin geliştirilmesini zorunlu kılmaktadır. Katamaranlar yolcu ve kargo taşımacılığı alanında oldukça fazla kullanılmaktadır. Tasarım ve hidrodinamik özellikleri onları diğer gemi türlerine kıyasla farklı kılmaktadır. Hidrodinamiğin temel kavramlarından biri olan gemi direncinin belirlenmesi, dizayn aşamasında makine gücü seçimi açısından oldukça önemlidir. Çift gövdeli teknenin suda ilerlerken oluşturduğu direnç teknenin baş ve kıç formu, tekneler arasındaki uzaklık, oluşturduğu dalga sistemi gibi çok sayıda farklı etkenlere bağlıdır. Bu faktörlerin belirlenmesi ve hesaplanabilmesi analitik olarak neredeyse imkansızdır. Bundan dolayı günümüzde direnç tahmini için model deneyi veya hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılmaktadır.

Bu tez çalışmasında çift gövdeli teknenin kıç tasarımı ve dirence etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle ele alınacaktır. Büyük boy pervane kullanımı ve ses ve titreşim azaltılması için kullanılan tünel kıç uygulaması bu çalışmada direnç açısından çift gövdeli tekneler üzerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile incelenecektir.

Anahtar Kelimeler: Katamaran, Direnç, Tünel Kıç, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.

Master Thesis

SUMMARY

HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF TUNNEL STERN FORM APPLICATION IN
CATAMARAN VESSELS

Osman Osmanov

Karadeniz Technical University

The Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Erhan AKSU

2023, 50 Pages

The increase in marine passenger and commercial traffic volume in the world necessitates the development of new methods and models for the design of competitive ships. Catamarans are widely used in the field of passenger and cargo transportation. Their design and hydrodynamic characteristics make them different compared to other types of ships. Determination of ship resistance, which is one of the basic concepts of hydrodynamics, is very important in terms of machine power selection at the design stage. The resistance created by the ship while moving through the water depends on many different factors such as the bow and stern form of the hull, the distance between the hulls, and created wave system. Determining and calculating these factors is almost impossible analytically. Therefore, model test or computational fluid dynamics method are used for resistance prediction today.

In this thesis, the stern design of the double hull and its effect on the ship resistance will be discussed with the computational fluid dynamics method. In this study, the tunnel stern application, which is used for the use of large-size propellers for noise and vibration reduction, will be examined in terms of resistance by computational fluid dynamics method on double hull ships.

Keywords: Catamaran, Resistance, Tunnel Stern, Computational Fluid Dynamics.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	Polinezya katamaranı (P.First, 1977)	1
Şekil 1.2.	Deney havuzunda katamaran model testi (Broglia, 2014)	3
Şekil 1.3.	Direnç bileşenleri	4
Şekil 1.4.	Dalgaların karışması (Broglia, 2014)	6
Şekil 1.5.	Yumrubaş formlu gemi (Bray, 2005)	8
Şekil 1.6.	Tünel kık formlu tekne (Atlar, 2013)	9
Şekil 2.1.	NPL 4A modelinin baş (a), kık (b) $s/l=0.3$ katamaran (c)	19
Şekil 2.2.	Tünel kık formunun yan (a), alt (b) ve perspektif (c) görünüşü	21
Şekil 2.3.	Tünel kık formunun yan ve kık değişimleri $h/T=0,3$ (a), $h/T=0,35$ (b), $h/T=0,4$ (c)	22
Şekil 2.4.	Ağ elemanları (a) üçgen prizma, (b) üç yüzlü elemanlar	24
Şekil 2.5.	Ağ yapısı (a) yan kesit görünüşü, (b) ağ katmanları, (c) üst kesit görünüşü.	24
Şekil 2.6.	Akış alanı boyutları ve sınır koşulları	26
Şekil 2.7.	$k-\epsilon$ türbülans modellerin analizi	27
Şekil 2.8.	y^+ analizi	29
Şekil 2.9.	Eleman sayısına bağlı toplam direnç kuvveti değişimi	30
Şekil 2.10.	Doğrulama analiz sonuçları	31
Şekil 2.11.	Sabit h/T oranlarında b/B değişimlerine ait toplam direnç katsayıları	32
Şekil 2.12.	Sabit b/B oranlarında h/T değişimlerine ait toplam direnç katsayıları	33
Şekil 2.13.	Tüm modellerin toplam direnç katsayısı değerlerinin karşılaştırılması	34
Şekil 2.14.	Tüm modellerin deplasman bağımsız direnç değerlerinin karşılaştırması	35
Şekil 2.15.	NPL 4A ve T9 modelleri için basınç ve viskoz direnç katsayıları	36
Şekil 2.16.	NPL 4A ve T9 modelleri için dalga profilleri	37
Şekil 2.17.	NPL 4A ve T9 modelleri için serbest yüzey görünümü	38
Şekil 2.18.	NPL 4A ve T9 model gövdeler boyunca dinamik basınç dağılımı (Pa)	39
Şekil 2.19.	NPL 4A ve T9 model gövdeler etrafındaki hız dağılımı	40
Şekil 2.20.	Katamaran analiz sonuçları	41
Şekil 2.21.	NPL 4A ve T9 katamaran katamaran modelleri için basınç ve viskoz direnç katsayıları	42
Şekil 2.22.	NPL 4A ve T9 katamaran modellerin etrafındaki hız dağılımı	43

Şekil 2.23.	NPL 4A ve T9 katamaran modelleri için serbest yüzey görünümü	44
Şekil 2.24.	Dalga karışım faktörü.....	45
Şekil 2.25.	Katamaran modellerin dip kısmına etki eden dinamik basınç (Pa).....	46



TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 2.1 NPL 4A modelin ana değerleri.....	20
Tablo 2.2 Tünel boyutlarının tekne ana boyutlarına oranları.....	21
Tablo 2.3 Ağ eleman değişimi.....	30



SEMBOLLER DİZİNİ

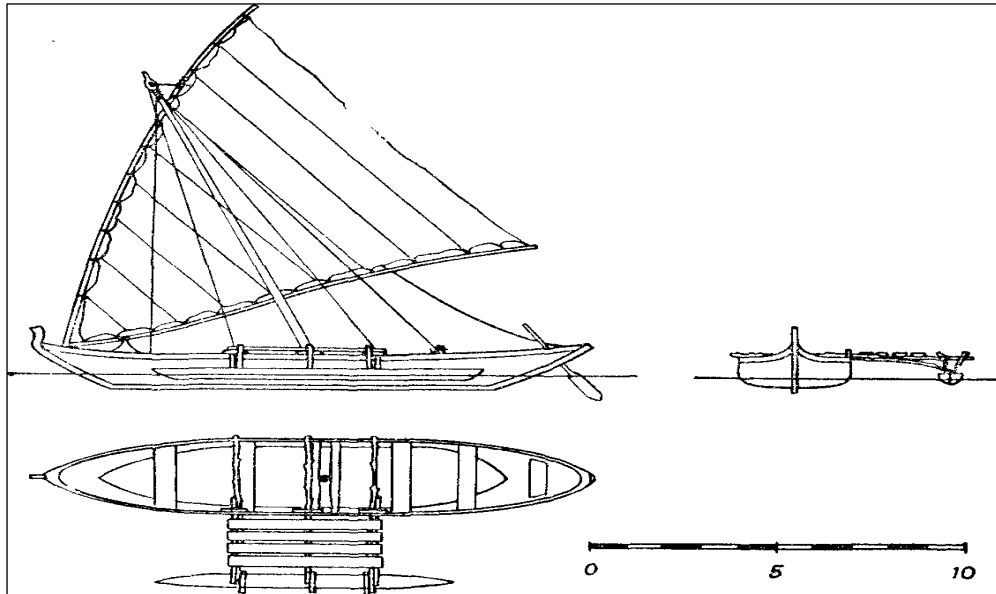
F	: Kuvvet
g	: Yerçekimi ivmesi
k	: Türbülans kinetik enerjisi
m	: Kütle
P	: Basınç
t	: Zaman
u, v, w	: Hız bileşenleri
u', v', w'	: Çalkantı hızları bileşenleri
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	: Ortalama hız bileşenleri
V	: Hız alanı
Φ	: Yaygın özellik
φ	: Yoğun özellik
ρ	: Yoğunluk
∇	: Gradyan operatörü
σ_{ij}	: Gerilme tensörü
τ_{ij}	: Viskoz gerilme tensörü
μ	: Dinamik viskozite
ν	: Kinematik viskozite
ε	: Türbülans yutulma oranı
μ_t	: Türbülans viskozitesi
h	: Tünel kık formun derinliği
b	: Tünel kık formun genişliği
l	: Tünel kık formun uzunluğu
L	: Geminin tam boy
B	: Geminin kalıp genişliği
T	: Geminin yüzdüğü su hattı yüksekliği (draft)

1. GENEL BİLGİLER

1.1 Giriş

Sanayi Devrimi'nden bu yana, katamaran çözümüne dayanan deniz taşımacılığı, kargo, yolcu ve ekipman için geniş alanları, iyi enine stabilite, manevra performansları ve gemide konfor, aynı zamanda işletme maliyetlerini düşürmek için geliştirildi. 20. yüzyılın sonunda, çok gövdeli gemiler uluslararası taşımacılıkta geniş bir gelişme göstermektedir. (Dubrovsky, 2001)

Katamaran birbirine bağlanmış iki tekneden oluşan bir deniz taşıtıdır. Klasik olarak katamaran eş boylarda, simetrik ortada birleştirilmiş iki gövdeden oluşmaktadır, ancak taşıma tipi direnç performansı stabilite gibi etkenleri iyileştirmek amacı ile farklı uygulamalar yapılabilmektedir. Tarihi olarak ilk katamaranların kullanımı M.Ö. II. yüzyılda Polinezya denizlerinde kaydedilmektedir. İlk katamaranlar asimetrik idiler ve büyük uzun bir tekneden ve dengeleyici pontondan oluşan bu tip tekneler Polinezya kabilelerinde hala kullanılmaktadır (Şekil 1.1.).



Şekil 1.1. Polinezya katamaranı (P.First, 1977)

Günümüzde çift gövdeli tekneler büyük güverte alanı ve hidrodinamik performansı, yüksek stabilite ve konfor, düşük su çekimi ve yüksek manevra kabiliyeti gibi avantajlara sahip oldukları için her geçen gün yaygınlaşmaktadırlar. Fakat iki tekneyi birleştiren güvertenin mukavemet problemleri ve hidrodinamik açıdan deneyim ve bilgi eksikliği katamaranların yaygınlaşmasına 19. yüzyıla kadar engel olmuştur. Sanayi Devrimi'nden sonra teknoloji, tasarım ve üretim yöntemlerinin gelişmesiyle katamaran taşımacılığı yolcu ve kargo sektöründe kullanımı önemli bir şekilde yer almaktadır.

Çift gövdeli teknenin tasarımında diğer gemi tiplerinde olduğu gibi hidrodinamik performansı önem arz etmektedir. Direnç, bir teknenin en önemli hidrodinamik özelliklerinden biridir, makine seçimi ve gövde verimi gibi tasarımın ana unsurları belirleyici bir faktördür. Tasarım aşamasında direncin hesabı çok fazla sayıda farklı etkenlere bağlı olduğundan analitik olarak çözümü çok zordur ve bundan dolayı farklı yöntemler kullanılmaktadır.

1.2. Çift Gövdeli Tekneler Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Çift gövdeli teknelerin tasarım, optimizasyon ve modernizasyon süreçlerinde farklı yöntemler uygulanmaktadır. Deneysel yaklaşım, ampirik hesaplar ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli sayısal yöntemler bu yöntemler arasında yer almaktadır. Söz konusu mühendislik yaklaşımlar farklı avantaj ve dezavantajlarına sahip oldukları için tasarımın farklı aşamalarında kullanımı söz konusudur.

Ampirik yaklaşımlarla gemi direncinin tahmini, dizaynın ilk aşamasında hala çok yaygın ve kullanışlı yöntemdir. Benzer teknenin deneysel verilerinin istatistiksel analizinin sonucunda elde edilen yaklaşımlara dayanan bu yöntem, tasarlanacak olan teknenin direnç ölçütlerine dair yaklaşık olarak bilgi vermektedir. Fakat hidrodinamik performans ölçütleri detaylı sonuçlandırmadığı için bu yöntem hassas çalışmalarda güvenilir değildir. Bu yüzden diğer yöntemlerin kullanımı gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

Deneysel yaklaşımlarla gemi direncinin tahmini için tam ölçekli geminin belirli oranlarda küçültülmüş ahşap veya kompozit malzemeli modeli üretilmektedir. Daha sonra

bu model belirli hızlarda ve şartlarda havuzun içinde çekilir ve kuvvet ölçümleri yapılır (Şekil 1.2.). Broglia (2014) yaptığı çalışmada, Delft 372 katamaran modeli üzerinde direnç ölçümünü deneysel olarak yapmıştır. Deney havuzunda çekilen modele etki eden direnç hacim merkezinden bağlanan dinamometre ile ölçülmüştür. Deneysel direnç tahmin yöntemi gemi modelleri ve özellikle çift gövdeli modeller için yakınsak sonuçlar vermektedir. Ancak elde edilen sonuçların asıl teknelerle extrapolasyon konusu hala bilim adamları ve mühendisler tarafından incelenmektedir. Deneysel yöntemin diğer dezavantajlarından biri de maliyet ve deney hazırlığı için harcanan zamandır.



Şekil 1.2. Deney havuzunda katamaran model testi (Broglia, 2014)

Zaman ve maliyetten kazanç sağlayan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi yeni tasarım ve modernizasyon çalışmalarında özellikle teknolojinin ve bilgi işlem güçlerinin gelişmesiyle yaygınlaşmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) veya hidrodinamikte sayısal simülasyon, bir dizi teorik, deneysel ve sayısal yöntemlerdir, sıvıların ve gazların akışını, ısı ve kütle transfer işlemlerini, reaksiyona giren akışları vb. simüle etmek için tasarlanmıştır. HAD yöntemin avantajları arasında yer alan diğer bir faktör ise geminin tam ölçekte modellenmiş simülasyonunun yapılabilmesidir. Tam ölçek çalışmaları bilgisayar gücü ve zaman açısından maliyetli olmasına rağmen geminin direnç performansı hakkında teknenin güçlü ve zayıf noktaları hakkında çok detaylı bilgi vermektedir.

Haase (2016) yaptığı çalışmada katamaran üzerinde yapılan model deney ve HAD yöntemleri arasında %5 hata payı görmüştür. HAD verilerinin çoğu %10'luk hata aralığı içinde iyi bir şekilde tahmin vermektedir. Bu durum HAD kodunun hidrodinamik

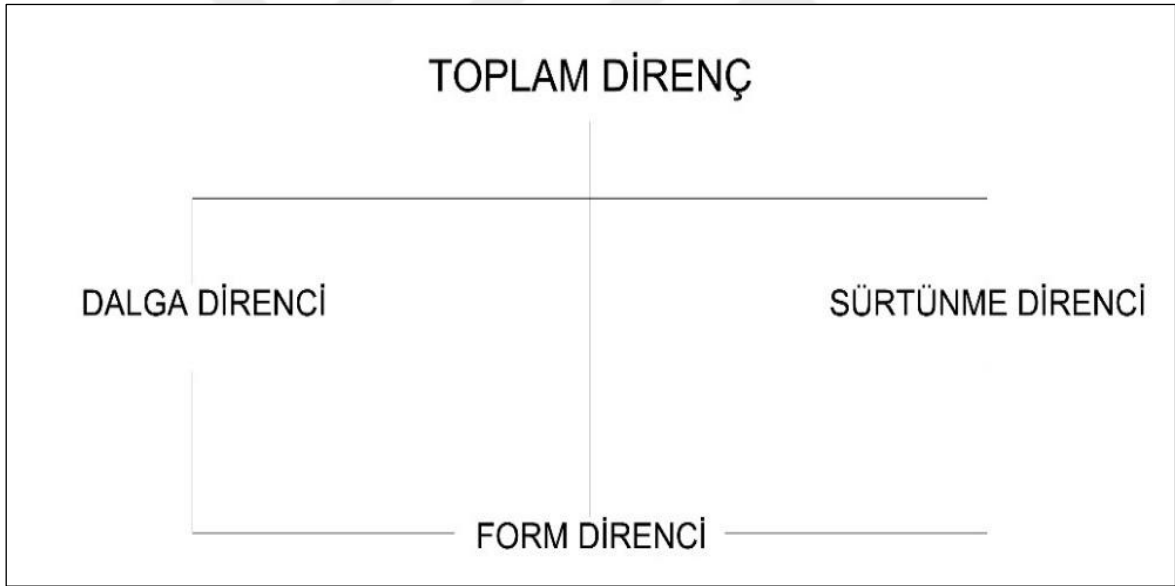
özelliklerin ve katamaran formları etrafındaki akış modellerinin tahmini için kolayca kullanılabileceğinin bir teyididir (Zlatev, 2009).

Sonuç olarak deneysel veriler ile sayısal modelleme arasındaki bir fark olmasına rağmen, sayısal modelleme bir katamaranın direncini tahmin etmek için uygun bir yöntemdir.

1.3. Katamaranın Direnci

1.3.1.Direnç Bileşenleri

Direnç, oluşumlarının doğası gereği üç ana kısma ayrılır (Şekil 1.3.).



Şekil 1.3 Direnç bileşenleri

Sürtünme direnci, gövdenin dış yüzeyine doğrudan bitişik olan nispeten dar bir su tabakasında etki eder. Doğrudan tekne yüzeyini ıslatan su parçacıkları bu yüzeyle birlikte hareket halindedir ve sırayla komşu parçacıkları hareketli hale getirir. En büyük hız, tekne yüzeyine en yakın parçacıklara bildirilir ve diğer parçacıklar katı yüzeyden uzaklaştıkça azalan bir hıza sahiptir. Tekneden belli bir mesafe uzaklıktaki su parçacıklarının hareketi durur. Gövde yüzeyinin sürtünmesinden kaynaklanan su parçacıklarının hareketinin

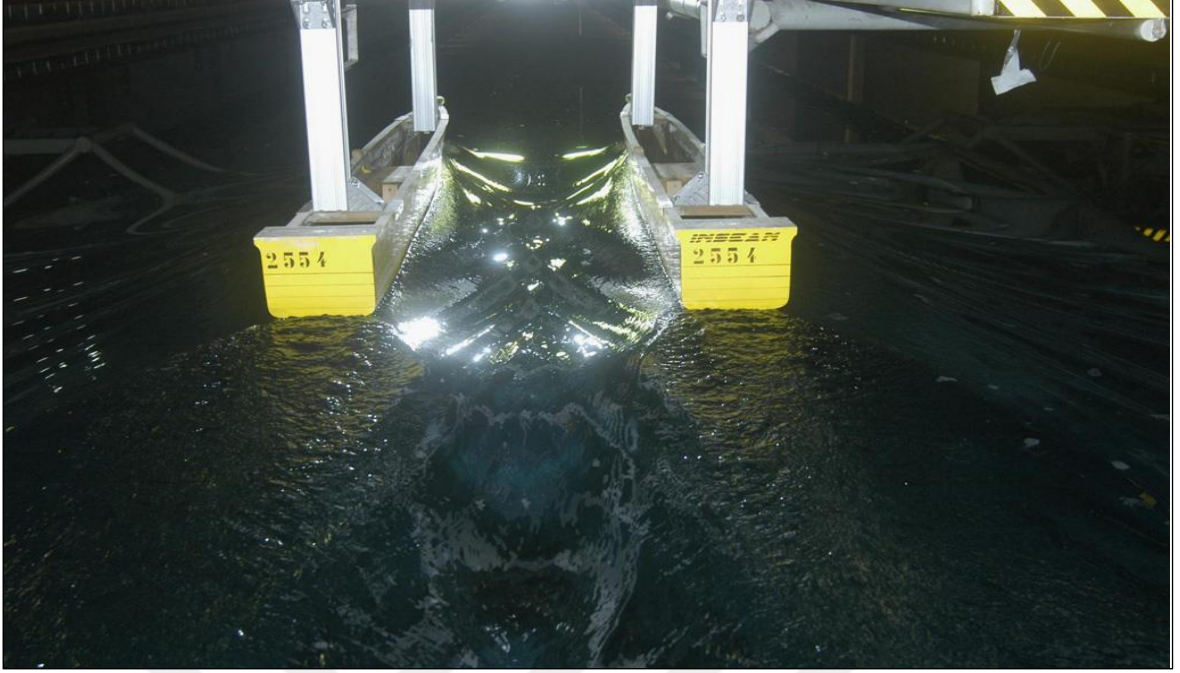
gözlemlendiği su tabakasına sınır tabakası denir. Viskoz kuvvetlerin etkisi altında ve hızlardaki farktan dolayı, bu katmanda tekne kabuğuna iletilen teğetsel gerilmeler ortaya çıkar. Bu gerilmelerinin sonucunun yatay izdüşümüne sürtünme direnci denir.

Geminin kıçında, geminin hareket yönü ile çakışan ve yoğun girdap oluşumunun eşlik ettiği su hareketi gözlemlenir. Bu su bölgesine girdap akımı denir. Girdapla ilişkili akış, kaynağında sıvının viskozitesi ile ilişkilidir ve kıçta keskin bir daralma yerine ulaşan, gövdeden ayrılan sınır tabakasının bir tür devamıdır. Ayırma bölgesinin oluşumu, ilgili akış içindeki basınç düşmesi ile ilişkilidir. Kıçtaki basınçtaki bir azalma, ortaya çıkan basıncın yatay izdüşümünde bir artışa, kıç tarafına yönlendirilmesine ve toplam direncin ikinci bileşeninin, girdap direnci olarak da adlandırılan form direncinin ortaya çıkmasına neden olur. Direncin bu kısmı esas olarak kıç ucunun şekline, daralmasının ne kadar dik olduğuna bağlıdır. Hidrodinamik performansı zayıf olan bir kıç formunda, sınır tabakasının çok erken ayrılması ve geniş ve yoğun bir kuyruk akımı oluşumu meydana gelir.

Dalga direnci, hareket eden bir gemi tarafından bir dalga sisteminin oluşması nedeniyle ortaya çıkar. Dalgaların oluşumu, tekne boyunca basıncın yeniden dağılımına yol açar. Bu basınçların geminin hareket yönüne yansması dalga direncidir.

Direncin bileşenleri toplam dirençte farklı bir orana sahiptir ve geminin boyutuna, formuna ve hızına bağlıdır. Hareket hızındaki bir artışla, direncin üç bileşenin her biri artar, ancak eşit olarak değildir. Sürtünme direnci, neredeyse hızın karesi ile doğru orantılı olarak artar; form direnci, hızın karesi ile yaklaşık olarak orantılıdır; dalga direnci ise karmaşık bir ilişki ile hız ile ilişkilidir, hızın yaklaşık olarak dördüncü kuvveti ile orantılı olarak artar.

Çift gövdeli teknenin direnci için diğer önemli husus dalga karışması (interference) etkisidir. Her iki gövdenin oluşturduğu dalga sistemin girişimine dalga karışması etkisi denir (Şekil 1.4).



Şekil 1.4. Dalgaların karışması (Broglia, 2014)

Katamaran modeli için gövdeler arasındaki mesafeye bağlı olarak dalga karışması çalışmaları (Souto-Iglesias, 2007) tarafından yapılmıştır. Yaptıkları çalışmada dalga girişim faktörünün 0,3'e yakın Froude sayılarında negatif bir değere sahip olabileceğini göstermişlerdir. Yazarlara göre, dalgaların olumlu bir girişimi dirençte bir azalmaya sebep olacaktır.

1.3.2. Direnç Optimizasyonu Üzerine Yapılan Çalışmalar

Bilimsel literatürün analizinden, bir katamaranın hidrodinamik özelliklerinin aşağıdaki değişkenlere bağlı olduğu sonucuna varılabilir:

- boy/deplasman oranı
- gövdeler arasındaki mesafe ve dalga girişim faktörü
- teknenin baş ve kış formu

Boy/deplasman (L/∇) oranı katamaran direncinde önemli yer almaktadır. Direnç ile ters orantılı olan L/∇ oranı Molland (1994) tarafından yapılan deneysel çalışmada incelenmiştir. Yazara göre boy/deplasman oranı baskın bir tekne parametresidir ve bu oranın artması dirençte azalmaya neden olmaktadır. HAD yöntemi ile yapılan çalışmaların sonucunda aynı fikir ortaya çıkmaktadır. Direnç üzerinde en fazla etkiye sahip olduğu ortaya çıkan ana değişken, deplasman hacim oranıdır (L/∇) (Sahoo,2007).

Gövdeler arasındaki mesafe bir değişken olarak teknenin oluşturduğu dalga sistemine etki etmektedir ve dolayısıyla direnci de etkilemektedir. Gövdeler arasındaki mesafenin (s) tekne boyuna oranı (s/L) sabit boya sahip bir tekne üzerinde sistematik olarak incelendiği zaman katamaranın trim açılarına ve oluşan dalga sistemine ağırlıklı olarak bir etki ettiği görülür. Molland'a göre katamaran, tek gövdeli tekneden (monohull) önemli ölçüde daha yüksek seyir trim açıları gösterir ve ancak genellikle s/L oranı arttıkça tek gövdeli teknenin açısına yaklaşır.

Çift gövdeli teknenin suda ilerlerken oluşturduğu dalga sistemi katamaran direncinin bir göstergesidir. Teknenin oluşturduğu dalgalar baş ve kık olarak ikiye ayrılabilir. Baş ve kık dalgası deneysel olarak tek bir sistem halinde gözlemlenmektedir fakat dirence etkileri ayrılabilir. Baş ve kık formun tasarımı dirence ağırlıklı etki yaratmaktadır. Baş optimizasyonu bağlamında tek gövdeli teknelerdeki gibi olduğu gibi katamaran teknelerde en yaygın yapılan yumru baş (bulbous bow) formu uygulamasıdır.

Gemilerin baş bodoslamalarının su altındaki kısmında ileri doğru uzanan şişkin kısmına yumru baş (bulbous bow) denir (Şekil 1.5.). Yumru baş, suyun gövde etrafında yeni bir dalga sistemi oluşturarak dalga direncini ve dolayısıyla toplam direnci azaltır. Yumru baş tipine sahip büyük gemiler, genel olarak, yumru baş olmayan benzer gemilere göre yüzde on iki ile on beş daha iyi yakıt verimliliğine sahiptir (Bray,2005). Katamaran teknelerde yumru baş uygulaması yapıldığında direnç azalması beklenmektedir. Kim'in (2018) çalışmasına göre yumru baş formun uygulaması dirençte %10'a kadar tasarruf sağlamaktadır. Düşük hızlarda, yumru başın önemli bir etkisi yoktur. Ancak yüksek hızda etkisi olumludur ve maksimum değere kadar yükseldiğini vurgulamıştır. Atlar (2013) katamaranda yumru baş uygulamasının dalga direncinde %20'ye kadar varan azalmaya neden olduğunu tespit etmiştir. Böylece optimum hızlarda katamaranda yumru baş uygulaması dirençte somut bir etki yaratmaktadır.



Şekil 1.5. Yumrubaş formlu gemi (Bray, 2005)

Direnci etkileyen bir diğer önemli husus ise teknenin kıç formudur. Geminin kıç kısmında oldukça karışık viskoz akış oluşmaktadır ve bu akışın kalitesi doğrudan geminin sevk sistemin verimine etki etmektedir Doi, Kajitani, Miyata ve Kuzumi (1981) ve Rotteveel, Hekkenberg ve Ploeg (2017) belirledikleri gibi ayrılma noktası da doğrudan kıç formuna bağlıdır. HAD yöntemine dayalı kıç form tasarımı Kostas, Ginnis, Politis ve Kalkis (2015); Suzuki, Kai ve Kashiwabara (2005); Percival, Hendrix ve Noblesse (2001); Duy, Hino ve Suzuki (2017) ve (Tahara, Tohyama ve Katsui (2006) yaptıkları çalışmalarda incelenebilir. Hem tek gövdeli hem de çift gövdeli tekneler için kıç formun tasarımı tekne etrafındaki akış açısından oldukça önemlidir.

Düşük su çekimine sahip olan yüksek hızlı tekneler için büyük çapta pervaneler kullanılması ve sevk sisteminin veriminin ayrıca direnç performansını artırılması için "tünel kıç" uygulaması önerilebilir. Katamaranda da kıç formunun optimizasyonu tünel-kıç uygulaması ile gerçekleştirilebilir. Bir kıç tünelin veya pervaneli tünelin yerleştirilmesi, geminin su hattının altında kalan kıç tarafın değiştirilmesini içerir. Bu, hidrodinamik özelliklerin iyileştirmesinin yanı sıra sevk sisteminin verimliliğini artırmak için içine bir pervanenin yerleştirildiği elips şeklinde uzun bir girintidir (Şekil 1.6.).



Şekil 1.6. Tünel kık formu tekne (Atlar, 2013)

Blount'a (1997) göre gövdelerin kık kısmına tünel yapısının uygulanması tasarımcıya birçok avantaj sağlamaktadır. Şaft yardımcı ekipmanlarının azalması, düşük su çekimi ve makinelerin yerleştirilmesinde kolaylık avantajların arasında yer almaktadır. Atlar v.d., (2013) yaptıkları araştırmada tünel kık uygulamasında sadece dört model üzerinde çalışmıştır. Optimum model seçimi tek gövde direnç analizi ile gerçekleşmiştir ve daha sonra en iyi performans gösteren tek gövde çift gövdeli tekneye uygulanmıştır. Kim, Gyeon-Woo ve Seo (2018) araştırmalarında tek model üzerinde normal ve tünel kık uygulamaların karşılaştırmasında direnç performansı açısından tünel kık uygulamasının daha iyi sonuçlar verdiğini görmüştür. Yapılmış olan çalışmalarda söz konusu uygulama tek veya rastgele birkaç model üzerinde incelenmiştir ve ayrıca tünel kık formun gövdelerin oluşturduğu dalga sistemlerin etkileşimine etkisi incelenmemiştir.

1.4. Amaç ve Kapsam

Tünel kık uygulamasının sistematik analizi yapılmış olan çalışmalarda rastlanmadığı için bu çalışma kapsamında tünel kık uygulamasını sistematik olarak tünel boyutu-direnç ilişkileri ve geminin kıkında tünel kık uygulaması ile akım değişimlerinin incelemesini

amaçlamaktadır. Tünel kış uygulamasında boy, genişlik ve derinlik gibi boyutların kombinasyonlarının katamaran modelinin her iki gövdesine simetrik olarak uygulaması ve direnç analizi bu çalışma kapsamında yapılmış olacaktır.

Direnç performans açısından teknenin kış formu daha önce belirlediği gibi oldukça önemlidir. Optimum kış formunun seçilmesi yeni dizayn edilen tek ve çift gövdeli taşıtlar için büyük avantajlar sağlamaktadır. Bu çalışma kapsamında elde edilecek veri ve bulgular çift gövdeli teknelerin kış tasarımında fikir vermesi açısından ilgili alanına katkı sağlamış olacaktır.

Önceki çalışmaların genelinde tünel kış direnç performansını iyileştiren ek yapı olarak incelenmiştir. Detaylı kış tasarımı ve tünel uygulamasının direnç ile ilişkilerinin tespit edilme ve değerlendirmesi bu çalışmanın özgünlüğüdür.

Teknenin direnç değerlerinin elde edilmesinde farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada maliyet ve zaman açısından tasarruf sağladığı ve önceki çalışmalara göre doğru ve güvenilir sonuçlar verdiği için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi uygulanacaktır.

1.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) veya hidrodinamikte sayısal simülasyon, sıvıların ve gazların akışını, ısı ve kütle transfer işlemlerini, reaksiyona giren akışları simüle etmek için tasarlanmış bir dizi sayısal yöntemlerdir.

İşlemlerin ve cihazların tasarımında hesaplamalı akışkanlar dinamiği araçlarının kullanılması, rüzgar tünelleri ve havuzlardaki testler gibi deneysel yöntemlere göre çok sayıda avantaja sahiptir.

HAD yöntemin avantajları:

- Test süresinin ve maliyetinin azaltılması: Pahalı tam ölçekli (laboratuvar) modeller oluşturmaya gerek yoktur, enerji ve insan kaynaklarından tasarruf edilir.
- Artan bilgi içeriği: Birçok hız, basınç ve sıcaklık alanı deneysel olarak elde edilemez (yüksek sıcaklıklar, sensörlerin kurulmasının imkansızlığı, çok küçük veya büyük uzamsal ve zamansal ölçekler). Proses akışının çeşitli dış koşulları ve modları, sınır koşulları ayarlanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği aracılığıyla kolayca modellenir, ancak deneysel koşullar altında uygulanamaz.

- Matematiksel modellerin ve yöntemlerin geliştirilmesi: Hesaplama adımı, model parametreleri seçilir, fonksiyonel ilişkiler netleştirilir ve yeni teoriler üretilir. Örneğin, çoğu ampirik türbülans modelinin oluşturulması ve algoritmaların geliştirilmesi gösterilebilir.

Ancak, HAD yöntemi ile tek başına net sonuçlara varılamaz. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde herhangi bir modelin ve yöntemin parametreleri ve varsayımları vardır; matematiksel problemlerinin ağ oluşturma süreçlerinde ve sayısal çözümlerinde hata oranı vardır.

1.5.1 HAD'in Temel Aşamaları

HAD yöntemi üç aşamadan meydana gelmektedir. Bunlar:

1. Ön işlem; modelin geometrisinin, ağ yapısının ve sınır koşullarının belirlenmesini içerir

Ön işlem kapsamında cismin geometrik modeli oluşturulur. Hesap amaçlarına göre model gerçek boyutlarda veya ölçekli olarak türetilir. Model akış alanının içine konulur ve söz konusu hacim ile birlikte ağ parçalarına ayrıştırılır. Ağ yapısı, problemin çözüm yöntemine bağlıdır, ancak her durumda çözümün beklenen davranışı hesaba katılmalı ve yüksek gradyanlı alanlarda yoğunlaşmalıdır. Ağ oluşturma, karmaşık ve önemli bir süreçtir. Uygun ağ seçimi sayısal çözümün kalitesini büyük ölçüde belirler. Yapılacak olan çözümlerin bir başlangıç değerlerinin verilmesi için sınır koşulları belirlenir. Genellikle bu, bir koordinat ve zaman fonksiyonu olarak hızı, basıncı, sıcaklığı belirleyen kısmi türevli bir diferansiyel denklemler sistemi ve onlar için başlangıç ve sınır koşullarıdır.

2. Çözüm; problemin tipine göre çözüm yönteminin belirlenmesi ve hesaplanmasını içerir.

Çözümün nihai sonucuna varılması için çözümün ayrıştırılması yapılır. Diferansiyel denklemler ve sınır koşulları, ağ eşdeğerleriyle değiştirilir. Bu işlem, sonlu farklar, sonlu elemanlar veya sonlu hacimler yönteminin yardımı ile yapılır. Sonuç olarak, düğüm değerleri için bir cebirsel denklem sistemi oluşturulur. Ağ yapısı genellikle birçok düğüm noktası içerdiğinden, sistem aynı sayıda denklem içerir. Genellikle doğrusal olmayan diferansiyel denklemler doğrusal olmayan cebirsel denklemleri oluşturmaktadır. Bu nedenle doğrusallaştırma ya da diferansiyel ya da cebirsel

düzeyde uygulanır. Sonuçta bir doğrusal cebirsel denklem sistemi elde edilir. Oluşturulan denklemlerin çözümü, doğrudan veya iteratif yöntem ile genellikle bilgisayar tabanlı çok işlemcili sistemlerde gerçekleştirilir.

3. Son işlem, elde edilen sonuçların değerlendirilmesini ve irdelemesini içerir.

Akış çizgilerinin, basıncın, hızın ve diğer özelliklerin dağılımının görselleştirilmesine dönüştürülebilen bir veri paketini içerir.

Sayısal modelin, problemin bazı özel durumlarda bilinen kesin çözümleri veya özel olarak seçilmiş deney verileri üzerinde test edilir. Bu veriler, başka programlar ve algoritmalar kullanılarak yapılan hesaplamaların sonuçları olabilir veya bir deneyden alınabilir.

1.5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yönteminin Matematik Altyapısı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminin çözüm aşamasında yer alan hesaplar bir akışkanın hareketini tanımlayan denklemlerin sayısal yöntemler ile yaklaşık olarak sonuçlar üretmesini kapsar. Reynolds Transport Teoremi, kütle korunumu denklemi, momentumun korunumu denklemi, Navier-Stokes denklemleri bunların arasında yer almaktadır. Bu denklemlerden aşağıda kısaca bahsedilecektir.

1.5.2.1 Reynolds Transport Teoremi

Reynolds transport teoremi, belirli bir sistemin herhangi bir özelliğinin herhangi bir toplam değişim hızının, kontrol hacmi içindeki değişim hızına eşit olduğu şeklinde tanımlanabilir. Reynolds transport teoremi sabit bir kontrol hacmine uygulanırsa,

$$\frac{d\Phi_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho \beta dV + \int_A \rho \beta \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.1)$$

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

$$\frac{d\Phi_{sis}}{dt} = \int_V \frac{d}{dt}(\rho\beta) dV + \int_A \rho\beta \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.2)$$

1.5.2.2 Kütlenin Korunumu Denklemi

Reynolds transport teoreminin yardımı ile ($\Phi = m$ için) kontrol hacmi için kütlenin korunumu denklemi yazılırsa,

$$0 = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_A \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.3)$$

olur. Diverjans teoremi (1.3) denkleminde uygulanması ile

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{V}) \right] dV = 0 \quad (1.4)$$

elde edilir. Yukarıdaki denklem köşeli parantezin değerin sıfır olması ile sağlanır. Buna göre kütlenin korunumu denklemi,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{V}) dV = 0 \quad (1.5)$$

elde edilir. Bu denklemi Kartezyen koordinat sistemi için yazılırsa aşağıdaki şekli alır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (1.6)$$

1.5.2.3 Momentumun Korunumu Denklemi

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

$$\Sigma \vec{F} = \int_V \rho \vec{g} dV + \int_A \sigma_{ij} \vec{n} dA = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int_A (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.7)$$

yazılabilir. Denklem (1.7) için diverjans teoremi uygulanırsa

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \sigma_y \right] dV = 0 \quad (1.8)$$

elde edilir. Yukarıdaki denklem köşeli parantezin değerin sıfır olması ile sağlanır. Buna göre doğrusal momentumun korunumu denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \sigma_y = 0 \quad (1.9)$$

elde edilir. (1.9) nolu denklemin diğer formu yazılırsa,

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (1.10)$$

olur. Bu denklemin Kartezyen koordinatlarda açık şekli aşağıdaki gibidir:

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} \quad (1.11)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \rho g_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial z} \quad (1.12)$$

$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \rho g_z + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (1.13)$$

1.5.2.4 Navier-Stokes Denklemleri

Momentum denklemindeki gerilme tensörü,

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (1.14)$$

olarak yazılabilir. Burada yer alan viskoz gerilme tensörü τ_{ij} Newton tipi akışkanlar için hız alanı ve viskozite gibi ölçülebilir akışkan özellikleri cinsinden yazılırsa,

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (1.15)$$

denklem elde edilir. Bu bünye eşitlikleri momentumun korunumu denkleminde yerine yazılıp düzenlenirse sabit viskoziteli sıkıştırılamaz bir akış için Navier-Stokes denklemi elde edilir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (1.16)$$

Navier-Stokes denkleminin Kartezyen koordinatlarda açılması ile elde edilen denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (1.17)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (1.18)$$

$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (1.19)$$

1.5.3 Türbülanslı Akış ve Türbülans Akış Modelleri

Türbülanslı akış, bir sıvı (veya gaz) akışının hızındaki artışla doğrusal olmayan çalkantılı dalgaların oluştuğu bir olgudur. Dalgalar, sıradan, doğrusal, çeşitli boyutlarda, dış kuvvetlerin varlığı olmadan ve /veya ortamı bozan kuvvetlerin varlığında oluşur. Bu tür akışları hesaplamak için çeşitli türbülans modelleri oluşturulmuştur. Dalgalar rastgele ortaya çıkar ve genlikleri belirli bir aralıkta rastgele değişir. En sık olarak ya sınırda, duvarda ve/veya dalga kırıldığında veya hareket yön değiştirdiğinde meydana gelirler. Türbülans, olağan anlamıyla, düşük viskoziteli sıvıların veya gazların duvara yakın katmanlarında veya cisimler tarafından belirli bir mesafede ortaya çıkar.

Navier Stokes denkleminin türbülanslı akışı tanımlamak için kullanılabileceğine inanılmaktadır. Ancak Navier-Stokes denklemlerinin analitik çözümü sadece bazı basit durumlar ve düşük Reynolds sayıları için mümkündür. Bunun nedeni, modern bilgisayarların türbülansla ilişkili çok büyük uzunluk ve zaman ölçeklerinin çözünürlüğüne izin vermemesidir. Bundan dolayı mühendislik uygulamalarında genellikle türbülanslı hareketin tüm detaylarından ziyade akış özellikleri üzerindeki etkiler üstünde durulur. Uygulamaların çoğu için türbülanslı dalgalanmaların ayrıntılarını çözmek gerekli değildir. Anlık değişkenlerin değişimi yerine tüm değişkenlerin ortalama değeri değerlendirilir.

RANS denklemleri, Reynolds üzerinden ortalaması alınan Navier-Stokes denklemleridir. 1895 yılında Reynolds tarafından geliştirilmiştir. Türbülanslı akışları tanımlamak için kullanılır. Reynolds ortalama alma yöntemi, rastgele değişen akış özelliklerinin (hız, basınç, yoğunluk) ortalama ve çalkantı bileşenlerinin toplamı ile değiştirilmesinden oluşur. Türbülans modelleri, ortalamadan kaynaklanan türbülans korelasyonlarını belirlemek için gereken ilişkiler ve denklemler seti olarak da tanımlanabilir.

1.5.4 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Denklemleri

Kartezyen koordinat sisteminde sıkıştırılamaz akış için kütle ve momentum denklemi (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Denklemi) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (1.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (1.21)$$

Bu eşitliklerde u_i, u_j terimleri ortalama hızları, u_i', u_j' terimleri çalkantı hızlarını, ρ akışkan yoğunluğunu, μ dinamik viskozitesi, δ_{ij} terimi Kronecker delta fonksiyonunu, P terimi akışkan basıncını göstermektedir. Altı adet bilinmeyi barındıran $(-\overline{\rho u_i' u_j'})$ terimi Reynolds gerilmesi olarak isimlendirilir ve türbülans etkisini temsil eder.

Bu durum denklemleri tamamlamak için bir modelleme metodolojisinin gerekliliğini ortaya koyar. Yaygın olarak kullanılan Boussinesq (1877) hipotezinde türbülans gerilmeleri aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (1.22)$$

Türbülanslı akışlarda Reynolds gerilmesinin üzerindeki kesin matematiksel kısıtlamaları karşılamak için gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli uygulanabilir.

1.5.5. Realizable (Gerçekleştirilebilir) k-ε Modeli

Gerçekleştirilebilir k-ε modeli standart k-ε modelin geliştirmesi ile elde edilmiştir ve ona kıyasla iki önemli farkı taşımaktadır: Türbülanslı viskozite için alternatif bir formülasyon içerir. Aynı zamanda, türbülansın kinetik enerjisi denklemi değişmeden kalır. Türbülans enerji dağılım oranı ε için modifiye edilmiş taşıma denklemi, ortalama karekök girdap salınımlarının taşınması için tam denklemden elde edilmiştir.

Taşıma denklemleri k ve ε şu şekildedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - p\varepsilon - Y_m + S_k \quad (1.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\Sigma - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + \\ &C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (1.24)$$

burada

$$C_1 = \max\left(0,43;\frac{\eta}{\eta+5}\right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (1.25)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (1.26)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}; \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (1.27)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}; \tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k; \Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k; \quad (1.28)$$

$$A_0 = 4.04; A_s = \sqrt{6}\cos\phi \quad (1.29)$$

$$\phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W); W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}; \quad (1.30)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{jj}}; S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \quad (1.31)$$

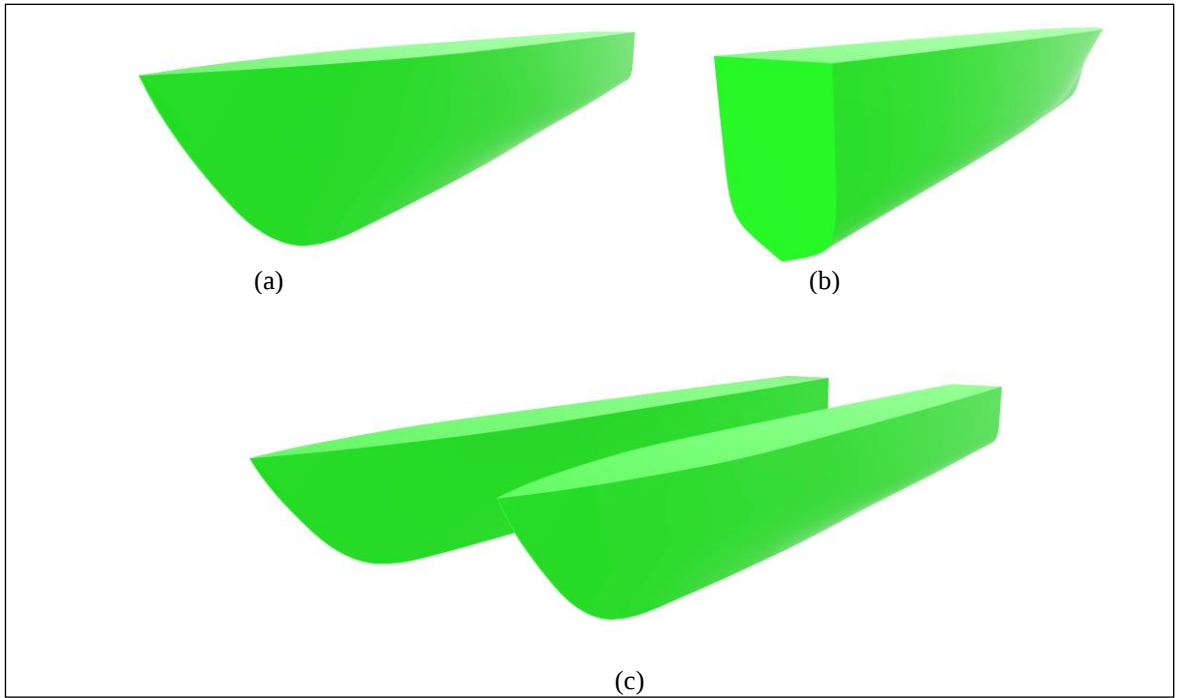
$$C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.9; C_{3\varepsilon} = 1.3; \sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.2; \quad (1.32)$$

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde NPL katamaran modeli esas alınarak tünel kıç form optimizasyonunun sayısal analizlerine yer verilmiştir. Bu hesaplar daha önce de belirlediği gibi hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminin temelli olan ANSYS FLUENT 19.2 yazılımı yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Akış bölgesi ve geometrilerin ağ yapılarının oluşturulması ise ANSYS ICEMCFD 19.2 yazılımı yardımıyla elde edilmiştir.

2.1. Geometrik Modelleme

Tünel kıç uygulamasının sistematik olarak analizini gerçekleştirmek için NPL 4A katamaran modeli esas alınmıştır (Şekil 2.1.). Söz konusu modelin deney havuzunda yapılan test ve deney sonuçları Molland v.d., (1994) ve Molland, v.d., (2003) çalışmalarında rapor edilmiştir.



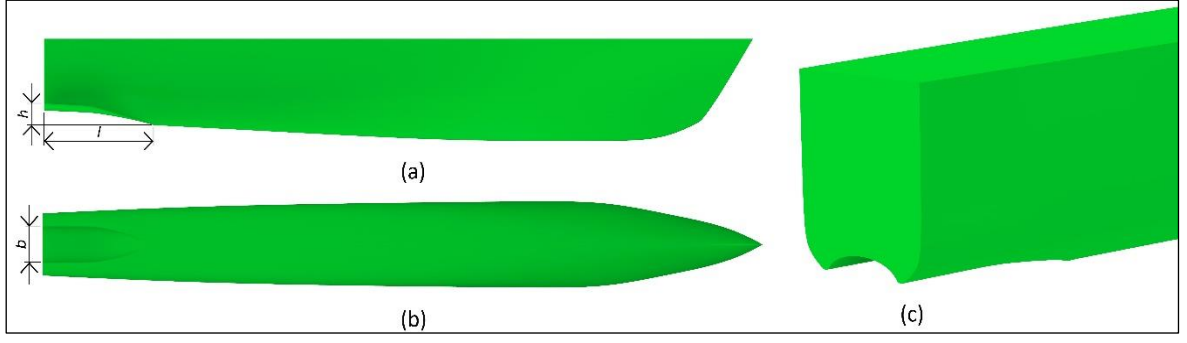
Şekil 2.1. NPL 4A modelinin baş (a), kıç (b) $s/l=0.3$ katamaran (c)

NPL yüksek hızlı deplasman katamaran gövdesi 1969 Birleşik Krallık Ulusal Fizik Laboratuvarında (National Physical Laboratory of UK) tasarlanmıştır. Katamaran serisi ince düz baş kısmı, yuvarlak sintineli yükselen kık formu ve düz batoklar gibi özelliğe sahip olup Fn 0.3 ile 1,19 aralığındaki seyir hızları için modellenmiştir. NPL 4A modelinin ana değerleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. NPL 4A modelinin ana değerleri

Parametre	Büyükölük	Birim
L (tam boy)	1,6	m
B (kalıp genişliğı)	0,153	m
T (draft)	0,1025	m
∇ (deplasman hacmi)	0,0101	m ³
C_B (blok katsayısı)	0,397	-
C_M (ortak kesit katsayısı)	0,693	-
C_P (prizmatik katsayısı)	0,565	-
A (ıslak alanı)	0,340	m ²

Tünel kık uygulamasının katamaran tekne direncine ve tekne kıkında oluşan akışa etkisini sistematik olarak incelemek amacı ile dokuz adet tekne modeli oluşturulmuştur. Yeni modellerde kık tünel formu NPL 4A tekne modeli üzerinde üç parametreye bağılı olarak yeniden tasarlanmıştır. Bu modellerde tünelin uzunluğı, derinliğı ve genişliğı tasarım parametresi olarak NPL 4A modelinin ana boyutlarına bağılı bir şekilde belirlenmiştir (Şekil 2.2.).

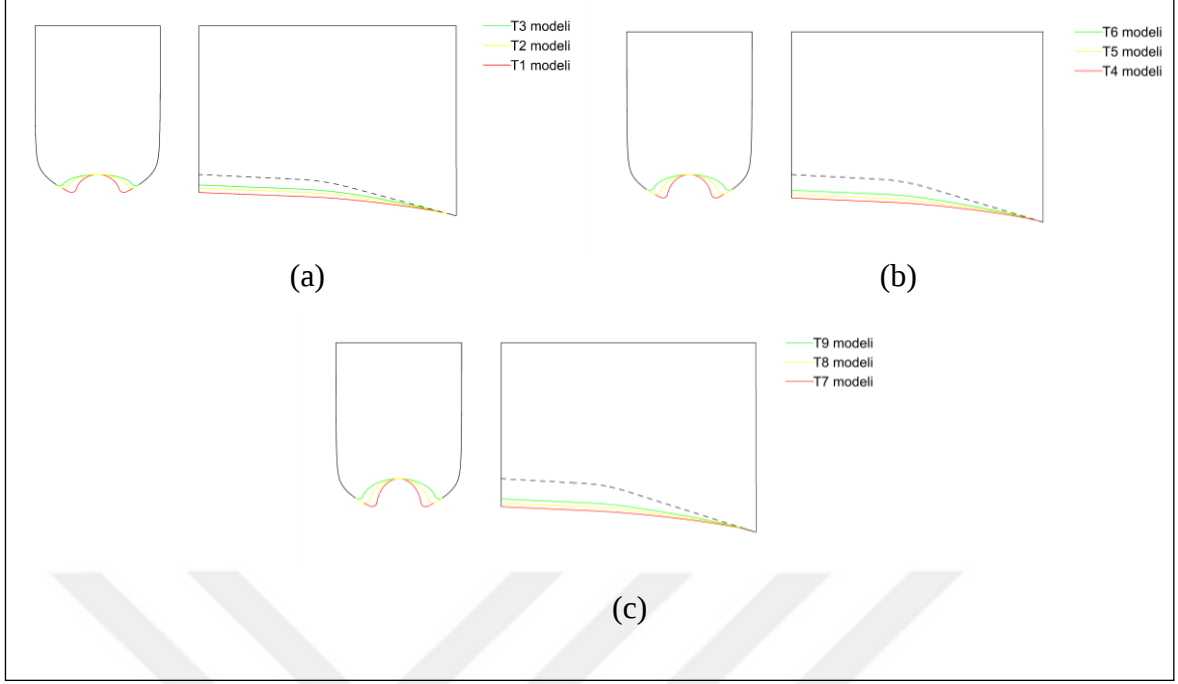


Şekil 2.2. Tünel kık formunun yan (a), alt (b) ve perspektif (c) görünüşü

Kık form boyutlarını belirlemek için öncelikle tünel uzunluğunu gösteren l -uzunluk parametresinin tekne model uzunluğuna oranı (l/L) bütün modellerde sabit olmak üzere 0,2 seçilmiştir. Daha sonra tünel genişlik parametresi b tekne modelinin genişliğine bağlı olarak b/B oranı 0,3-0,5 değerler arasında olmak üzere belirlenmiştir. Son olarak tünel kık formunun derilik parametresi h model teknenin draftına bağlı olarak h/T oranı 0,3-0,4 değerler arasında seçilmiştir. Şekil 2.3’de üretilmiş tekne formlarının profil ve kık formu değişimleri Tablo 2.2’de ise tünel boyutlarının tekne ana boyutlarına oranları verilmektedir.

Tablo 2.2. Tünel boyutlarının tekne ana boyutlarına oranları

Model No	h/T	b/B	l/L
T1	0.3	0.3	0.2
T2	0.3	0.4	0.2
T3	0.3	0.5	0.2
T4	0.35	0.3	0.2
T5	0.35	0.4	0.2
T6	0.35	0.5	0.2
T7	0.4	0.3	0.2
T8	0.4	0.4	0.2
T9	0.4	0.5	0.2



Şekil 2.3 Tünel kıç formunun yan ve kıç değişimleri $h/T=0,3$ (a), $h/T=0,35$ (b), $h/T=0,4$ (c)

2.2 Ağ Yapısı

HAD yönteminde ön işlem süreçleri arasında yer alan ağ üretimi, akış alanının çok küçük alt hesap alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesi işlemidir. Ağ yapısı; gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu ağların düğüm noktalarında ayrı ayrı yapılarak elde edilen verilerin değerlendirilmesi yoluyla bütün hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için kullanılır. Ağ yapısı simülasyonun doğruluğu, yakınsaması ve hızı üzerinde önemli etkiye sahip olduğundan HAD analizlerinde dikkate alınması gereken faktörler arasında yer alır. Sınır tabaka bölgelerini modellemek için duvar yüzeyi boyunca katmanlı bir ağ yapısı kullanmak gerekmektedir. Duvar yakınındaki ilk ağ elemanının yüksekliği aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\tau_w = \frac{c_f \rho U_\infty^2}{2} \quad (2.1)$$

$$U_{fric} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.2)$$

$$\Delta_S = \frac{y^+ \mu}{U_{fric} \rho} \quad (2.3)$$

Denklem 2.1’de yer alan boyutsuz duvar mesafesini elde etmek için çok önemli bir parametre olan yüzey sürtünme katsayısı (C_f) Prandtl–Schlichting (Schlichting,2000) formülasyonuna göre aşağıdaki gibidir:

$$C_f = [2 \log_{10}(Re_x) - 0.65]^{-2.3} \quad Re_x < 10^9 \quad (2.4)$$

Bu denklemde karakteristik uzunluk (L) ve serbest akım hızının (U_∞) fonksiyonu olan yerel Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

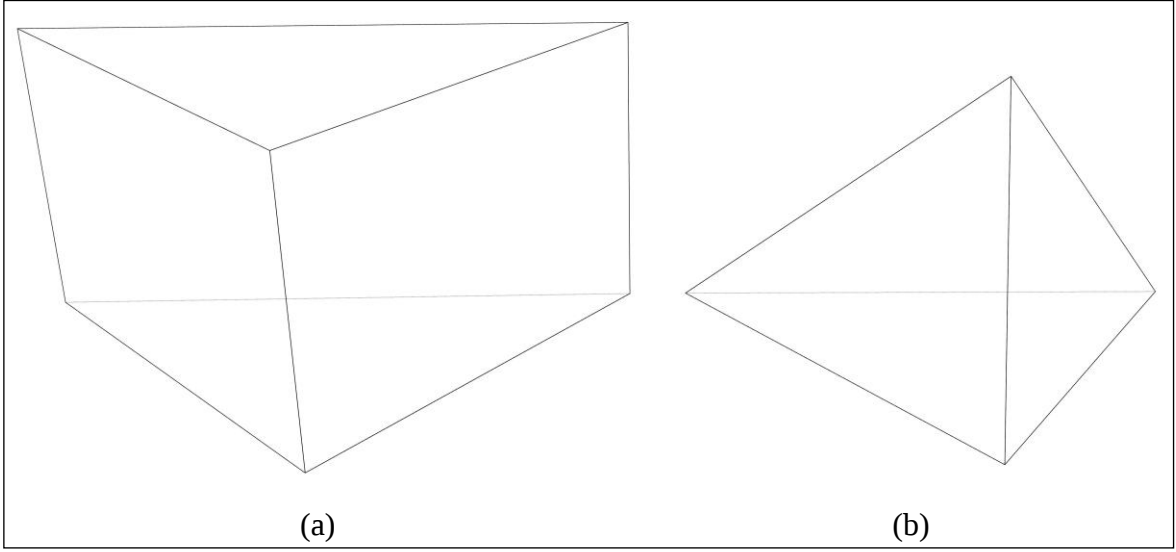
$$Re_x = \frac{\rho U_\infty L}{\mu} \quad (2.5)$$

Sınır tabakası bölgesinde sayısal çözümün doğruluğu için ilk ağ elemanının yüksekliği belirlendikten sonra söz konusu bölgede belirli sayıda ve büyüme oranı ile ağ katmanları oluşturulur. Bu çalışmada ağ katman sayısı 10 ve büyüme oranı 1.2 olarak seçilmiştir.

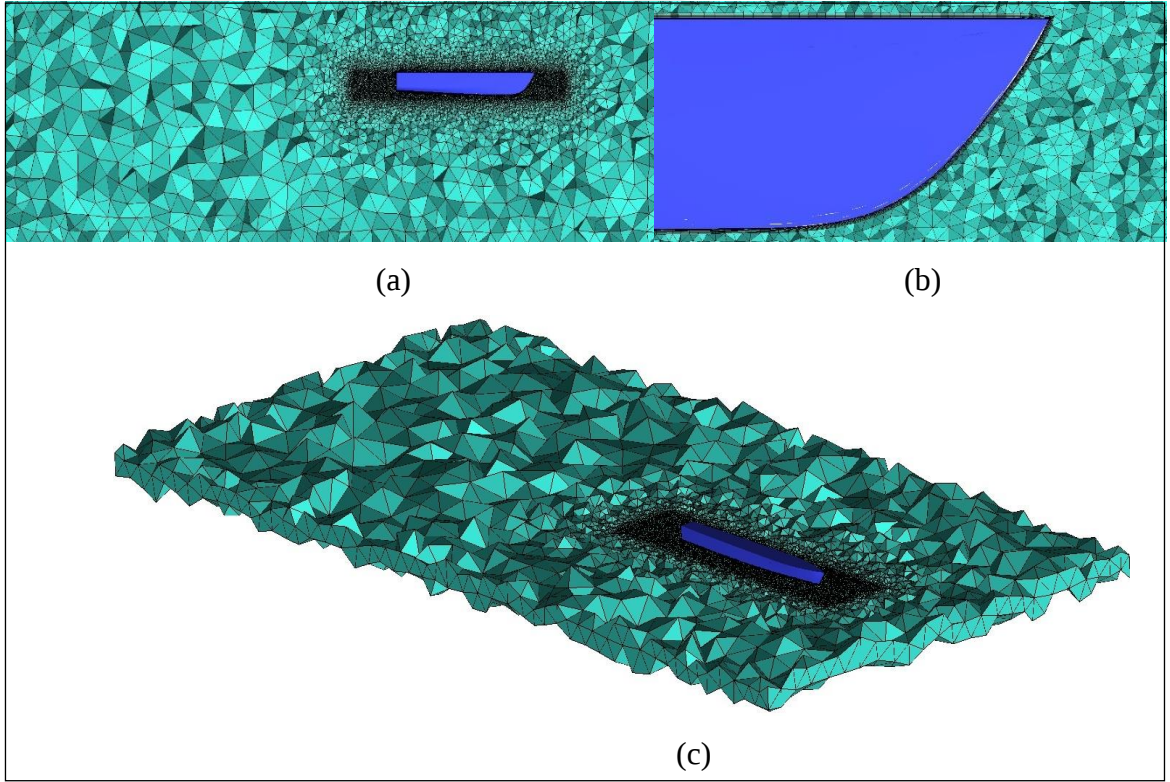
Eğrisel bir üç boyutlu bir geometriye sahip katamaran teknenin direnci ve etrafındaki akış, hava ve su olmak üzere iki farklı akışkan ile analizi edileceğinden dolayı uygun bir ağ yapısının geliştirilmesi sonuçların doğruluğu ve kısa sürede elde edilmesi için gereklidir. Bu bağlamda serbest su yüzeyindeki deformasyonların gerçekleştiği su hattı düzleminde, tekne yüzeyi etrafında ve eğriliklerin ani olarak değiştiği akım ayrılmaların gerçekleştiği bölgelerde daha yoğun ağ yapıları kullanılır.

Ağ oluşturma sürecinde bir başka konu ise akış alanında yapısal, yapısal olmayan ya da hibrit ağ yapılarının kullanılmasıdır. Bu çalışma kapsamında yapısal olmayan ağ yapısı seçilmiştir ve akış bölgesinde Şekil 2.4’te görüleceği üzere üçgen prizma ve dört yüzlü elemanlar kullanılmıştır.

Çalışma kapsamında ağ elemanlarını boyutlandırmak üzere dört grup belirlenmiştir: Sınır koşullarındaki elemanlar, gövde model elemanları, model etrafındaki yoğunluk bölgesi ve uzak bölgedeki elemanlar. Şekil 2.5’te görüleceği üzere tekne etrafında bir blok yapısı oluşturularak küçük boyutta elemanlar kullanmak suretiyle yoğun bir ağ yapısı oluşturulurken tekneden uzaklaştıkça daha büyük elemanlar kullanılarak toplamda ağ eleman sayısı düşürülmeye ve çözüm süresinin kısaltılmasına çalışılmıştır.



Şekil 2.4. Ağ elemanları (a) üçgen prizma, (b) üç yüzlü elemanlar



Şekil 2.5. Ağ yapısı (a) yan kesit görünüşü, (b) ağ katmanları, (c) üst kesit görünüşü

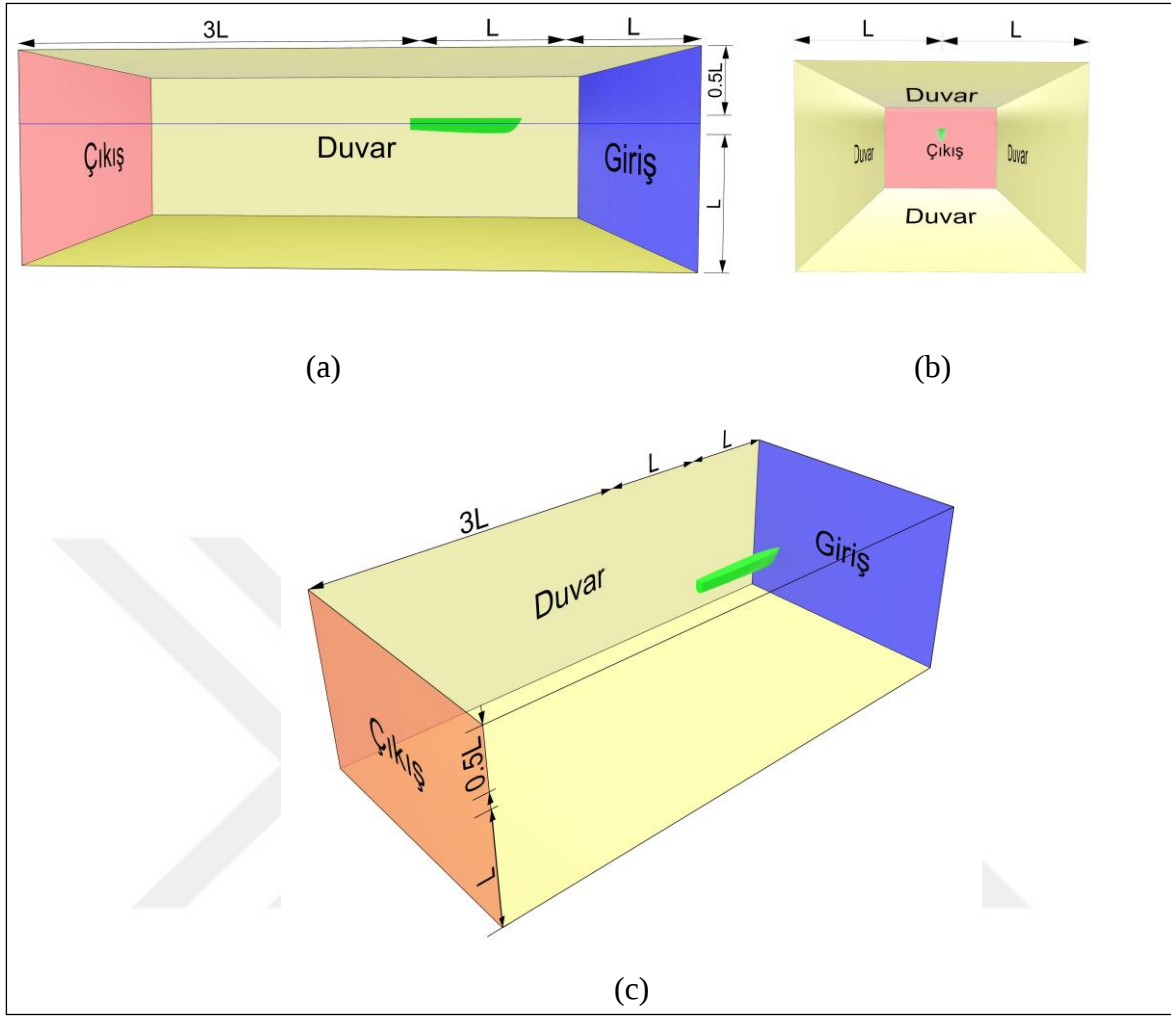
2.3 Sınır Koşulları ve Nümerik Çözüm

Öncelikli olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi ile katamaran teknesinin tünel kış uygulamasının analiz edileceği NPL 4A katamaran teknenin tek gövdesi modellenmiştir. Asıl modeli deney sonuçları ile doğrulamak ve yeni üretilmiş teknelerdeki değişimleri incelemek amacı ile tekne formları ön işleme alınmıştır. Tekne etrafında akış bir dış akış olacağından analiz yapmak için öncelikle tekne etrafında akış alanı geometrisinin oluşturulması gerekmektedir. Bu akış alanında sınırların konumunun çözüm üzerindeki etkisini en aza indirmek için sınırlar gemiden yeterince uzağa yerleştirilmelidir (ITTC,2011). ITTC (2014) gemi direnci için HAD tavsiyelerinde nümerik alanın boyutlandırırken teknenin boy cinsinden olmak üzere model başından, yanlardan ve dibinden L model kışından ise 2L seçildiğini ayrıca üst duvarın mesafesinin omurgadan itibaren 0.5L~1L aralığında kullanıldığını belirtmiştir. Ayrıca sayısal ve deneysel çalışmalarda duvar sınırları ile bir cismin arasındaki etkileşim blokaj etkisi ile açıklanmıştır. Katamaran ve tek tekne modeller için sayısal çalışmalar Molland v.d.'nin (1994) deneysel verileri karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmaların yapıldığı Southampton Yüksek Teknoloji Enstitüsünde çekme tankı 60 m uzunluğunda, 3.7 m genişliğinde ve 1.85m derinliktedir. (Molland v.d., 1994). Sonuç olarak bu bilgiler ışığında bu çalışmada ağ eleman sayısını optimum sınırlarında tutulması akışın yeterli gelişmesi ve blokaj etkisini minimum değerlerinde tutulması göz önüne alınmış ve Şekil 2.5'teki çözüm alanı elde edilmiştir.

Şekil 2.6'da görüleceği üzere giriş sınırında hız girişi, çıkışta basın çıkışı, üst duvardan açıklık, tekne ve yan yüzeylerde ise duvar sınır şartı tanımlanmıştır. Girişte akışkan hızı, belirtilen Fn sayısı aralığında hesap edilerek akış alanına akışkanın farklı hızlarda girmesi sağlanmıştır. Froude sayısı model uzunluğuna (L) ve serbest akım hızına (U_{∞}) bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanır:

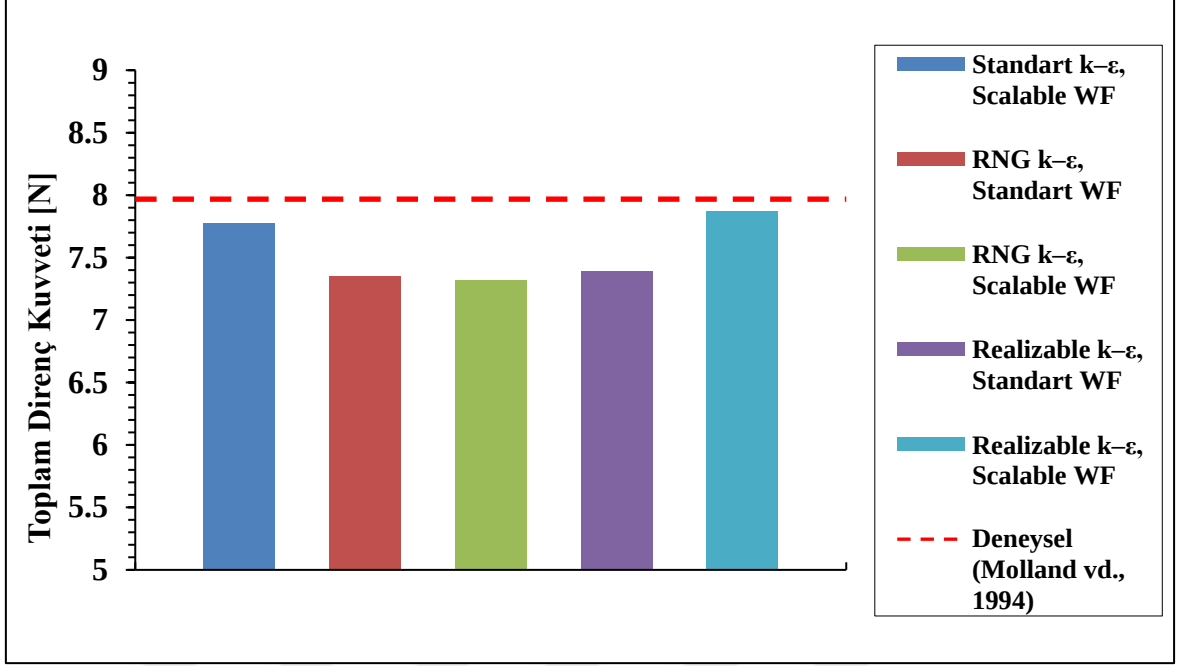
$$Fn = \frac{U_{\infty}}{\sqrt{gL}} \quad (2.6)$$

Bu boyutsuz katsayıda g yer çekimi ivmesini temsil etmektedir.



Şekil 2.6. Akış alanı boyutları ve sınır koşulları

Oluşturulmuş modelin çözülmesi için daha önce belirlendiği gibi $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılacaktır. Ancak sonuçların türbülans model tipinden bağımsız olması için ve deneysel verilere daha yakın olması için farklı $k-\epsilon$ modelleri test edildi. Yapılan analize göre ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonlu (SWF) realizable (gerçekleştirilebilir) $k-\epsilon$ modeli en yakınsak sonuç göstermiştir (Şekil 2.6.). Serbest yüzey değişimlerini yakalamak için akışkan hacmi metodu (Volume of Fluid) kullanılmıştır



Şekil 2.7. k-ε türbülans modellerin analizi

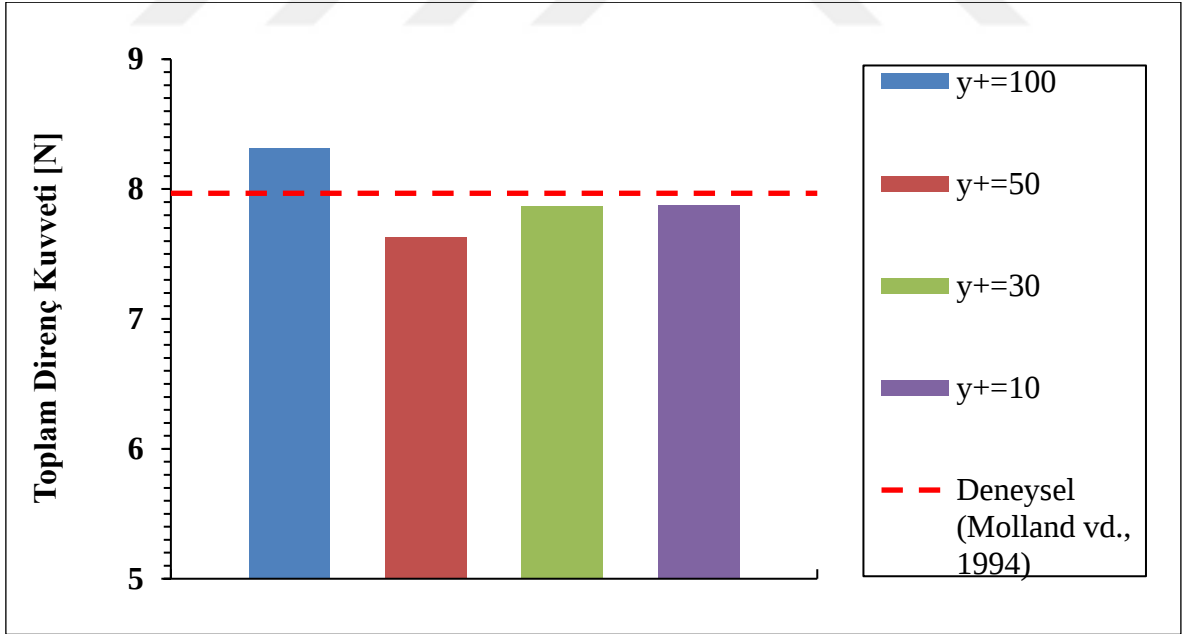
Hesap sonuçlarına varılması için Navier-Stokes ve süreklilik kısmi diferansiyel denklemlerinin çözümü için Sonlu Hacimler Yöntemi kullanılacaktır. İlk olarak akış bölgesi sınırlı sayıda kontrol hacmine bölünür. Daha sonra kontrol hacminin merkez noktalarında ayrıklaştırılmış denklemler elde edilmesi için akış denklemleri kontrol hacmi üzerinden entegre edilir. Kontrol hacmi sınırlarındaki ilgili büyüklükler enterpolasyon yardımı ile kontrol hacminin merkezindeki değerleri kullanılarak hesaplanır ve bunun için bu çalışmada

Second Order Upwind yaklaşımı kullanılmıştır. Son olarak sınır koşullarının oluşan doğrusal denklemlerin içine dahil edilmesi ve iteratif olarak çözülmelidir. Bu çalışma kapsamında iteratif çözümleri gerçekleştirmesi için Simple algoritması seçilmiştir. Ayrıca çözüm zaman bağımlı olup zaman adımların aralığı Courant sayısının birden küçük olması koşulu dikkate alınarak belirlenmiştir. Değerlendirmeye alınan sayısal sonuçlar analizlerin son zamanlarındaki ortalama değerleri alınmıştır.

2.4 Ağ Bağımsızlığı

Bir ağ yapısı, güvenilir sayısal analiz sonuçlar elde etmek için son derece önemlidir. Doğru tanımlanmış ağ parametreleri, çözüm süresini, sayısal kararlılığı, sonuçların gerçeğe yakınlığını etkiler.

Akışkan viskozitesinden kaynaklanan hız gradyanlarının önemli olduğu katı ve akışkan arasındaki etkileşimin gerçekleştiği çepere yakın akış bölgesi sınır tabaka olarak adlandırılır. Güvenilir çözümler elde etmek için akış değişkenlerinin değiştiği bu bölgede çok ince bir ağa ihtiyaç vardır. Fakat bu durum toplam hücre sayısı arttıkça simülasyonlarımızın hesaplama gereksinimleri hızla artıracaktır. Ayrıca çok sayıdaki ince hücreyi duvara yakın bir şekilde oluşturmak geometrinin şekline bağlı olarak mümkün olmayabilir. Duvara yakın viskoz etkilerin etkili olduğu bu akış bölgesinde çok sık ağ elemanları kullanımına gerek kalmadan duvar fonksiyonları yardımıyla çözüm aramak mümkündür. Bu bağlamda duvar fonksiyonları, duvarla türbülans bölgesi arasında köprü kurarak viskozite etkileri ortaya çıkarmak amacıyla kullanılırlar. Çalışma kapsamında kullanılan ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonda (SWF) duvardan ölçülen boyutsuz mesafe ile toplam direnç arasındaki ilişki Şekil 2.8’de görülmektedir. Yapılan analiz sonucunda $y^+=10$ ve $y^+=30$ için toplam direnç değeri oldukça yakın çıkmaktadır. Sonuç olarak sayısal toplam direnç değerinin deney sonucuna yakın olması ve sonuçlar arası bağıl hatanın düşük olması nedeniyle $y^+=30$ değeri analizler için yeterli görülmüş ve seçilmiştir.



Şekil 2.8. y^+ analizi

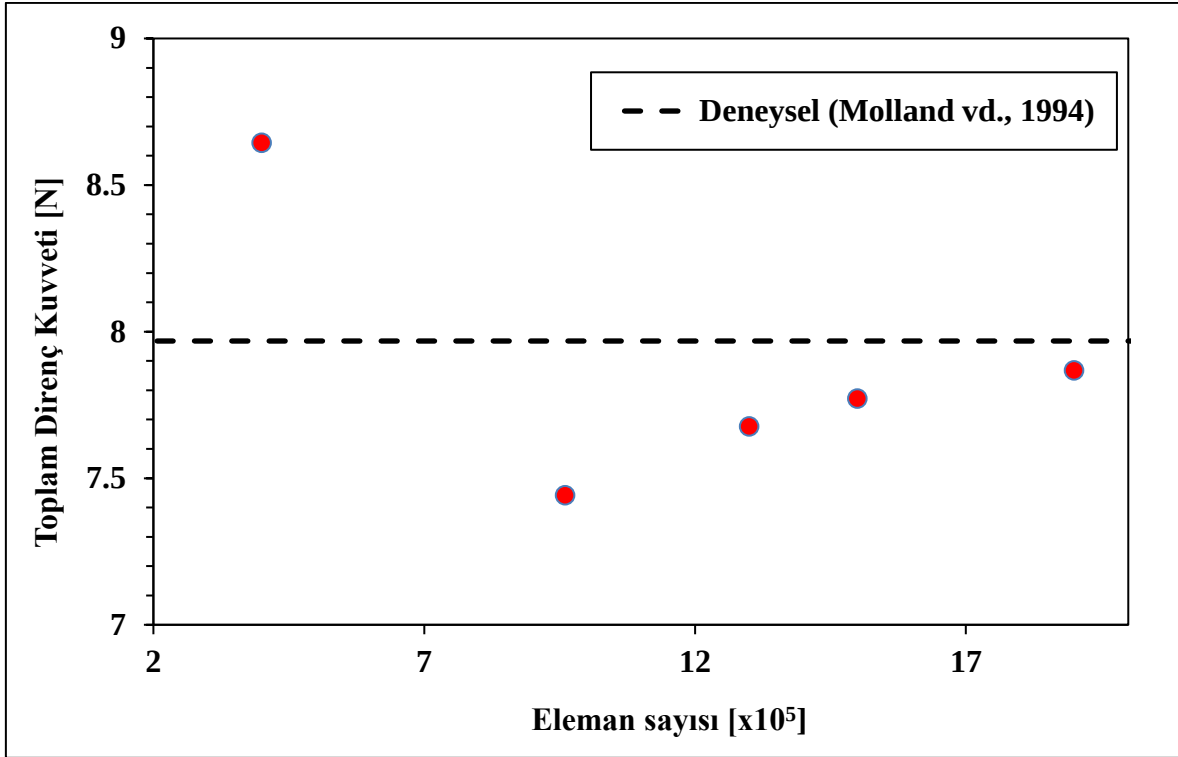
Ayrıca ağ bağımsızlığı çalışmasında ağ elemanlarının boyutları değişmesi ile optimum eleman sayısı belirlenmiştir (Şekil 2.9.). Ağ bağımsızlığı çalışmasında ilk olarak daha

önceden bahsedildiği gibi dört eleman grubu belirlenmiştir. Sınır koşullarındaki elemanlar, gövde model elemanları, model etrafındaki yoğunluk bölgesi ve uzak bölgedeki elemanlar. İlk etapta ağ çalışması boyunca gövde model elemanlarının boyutları ve uzak bölgelerdeki elemanların maksimum boyutları belirlenmiştir. Gövde modeli yüzeyindeki elemanların boyutları tekne model boyunun yaklaşık olarak %5'i kadar seçilmiştir. Uzak bölgelerdeki akış elemanlarının maksimum boyutu ise tekne model boyunun yaklaşık %10' u kadar seçilmiştir. Ağ çalışması boyunca boyutları değişecek olan eleman gruplarının boyutları seçilmiştir. Sınır koşullarındaki elemanların boyutları 0,1 m adımlarla en yoğun ağda 0,1 m, en kaba ağda ise 0,5 m olarak seçilmiştir. Benzer şekilde yoğunluk bölgesi ise 0,02 m adımlarla en yoğun ağda 0,02 m, en kaba ağda ise 0,1 m olarak seçilmiştir. (Tablo 2.3).

Tablo 2.3 Ağ eleman değişimi

Eleman grubu Ağ sayısı $\times 10^6$	Maksimum m eleman	Gövde e model	Sınır koşulları	Yoğunluk bölgesi
4	0,2	0,01	0,5	0,1
9,6	0,2	0,01	0,4	0,08
13	0,2	0,01	0,3	0,06
15	0,2	0,01	0,2	0,04
19	0,2	0,01	0,1	0,02

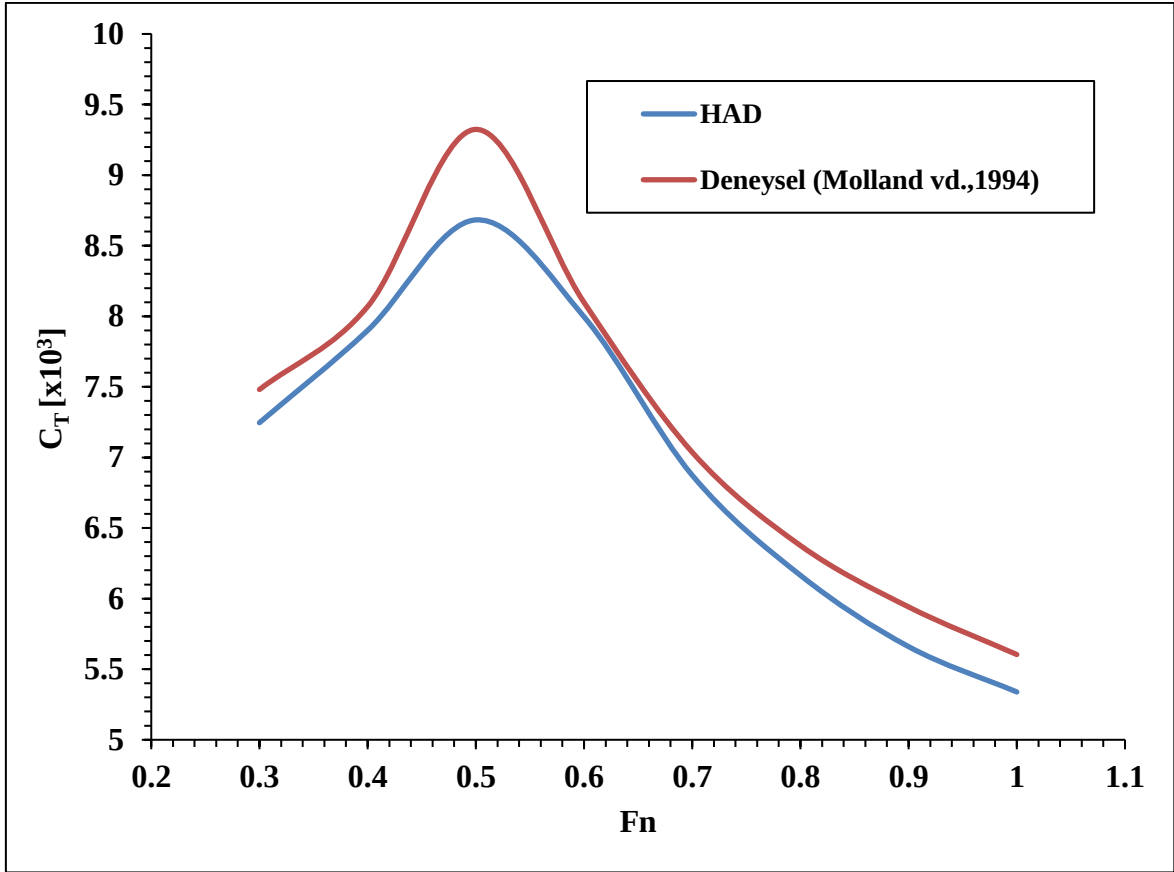
Ağ çalışması neticesinde Şekil 2.9'da görüldüğü gibi eleman sayısı artması ile sonuçlar arasındaki fark azalmakta ve deneysel sonuca yaklaşmaktadır. Sonuç olarak analizlerde $1,9 \times 10^6$ elemanlı model seçilmiştir.



Şekil 2.9. Eleman sayısına bağlı toplam direnç kuvveti değişimi

2.5. Nümerik Sonuçların Doğrulanması

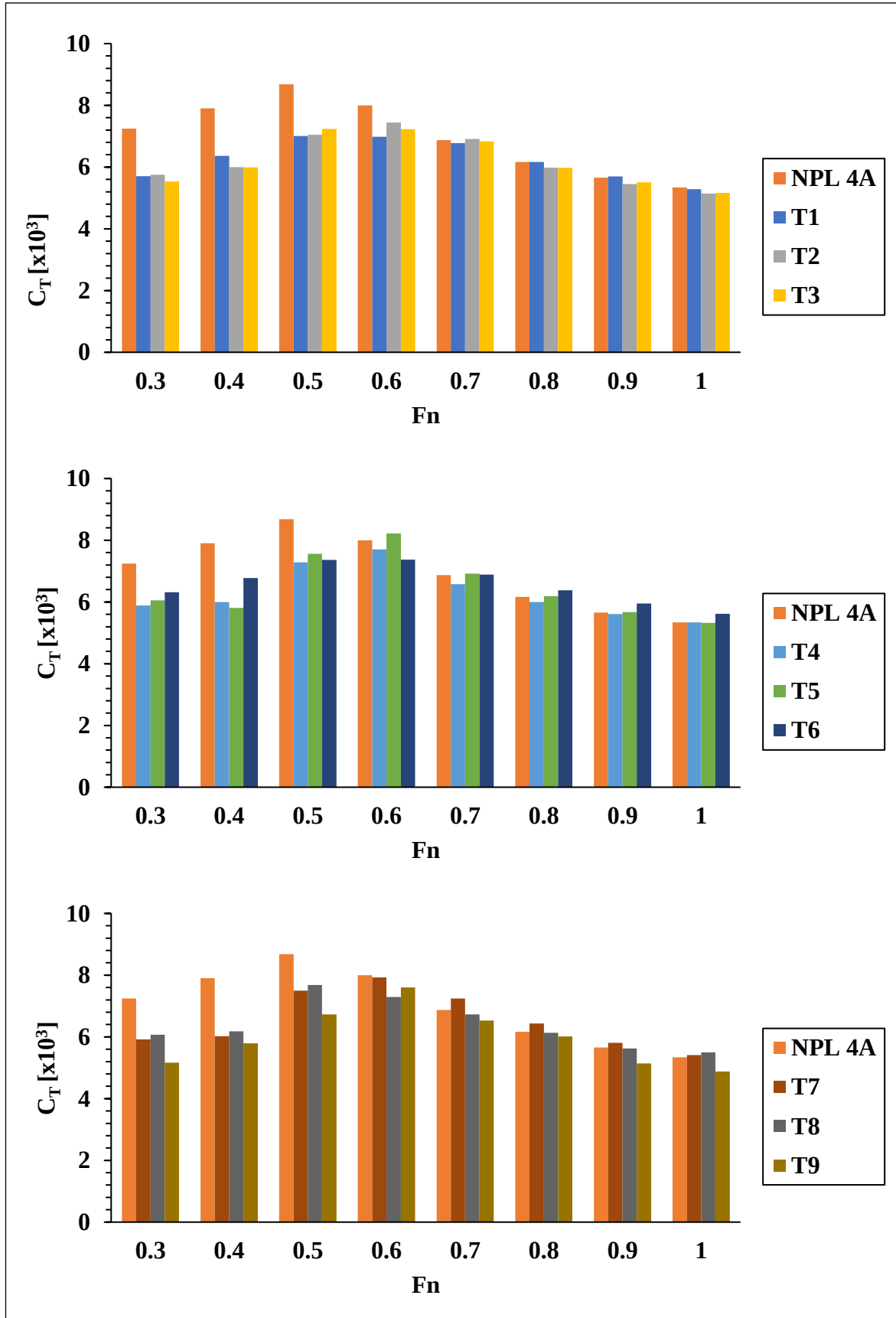
Doğrulama değerlendirmesi, sayısal analizlerin deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak simülasyon sonuçlarının fiziksel gerçeklikle uygunluğunu, gerçek sonuçları doğru bir şekilde temsil edilmesini tespit etmek için yapılır. Bu bağlamda elde edilen nümerik analiz sonuçlarını deneysel sonuçları ile doğrulamak için belirlenen ağ yapısı ve seçilen türbülans modeli ile Froude 0.3-1.0 aralığında NPL 4A katamaran tek gövde için doğrulama analizi yapılmıştır (Şekil 2.10.). Şekilde görüldüğü gibi deneysel verilerle analiz sonuçlarının toplam direnç katsayısı eğrileri daha yakınlaşmıştır ve aralarındaki hata yaklaşık olarak minimum %1.2, maksimum %6.8 ve ortalama % 3.5 değerlerindedir.



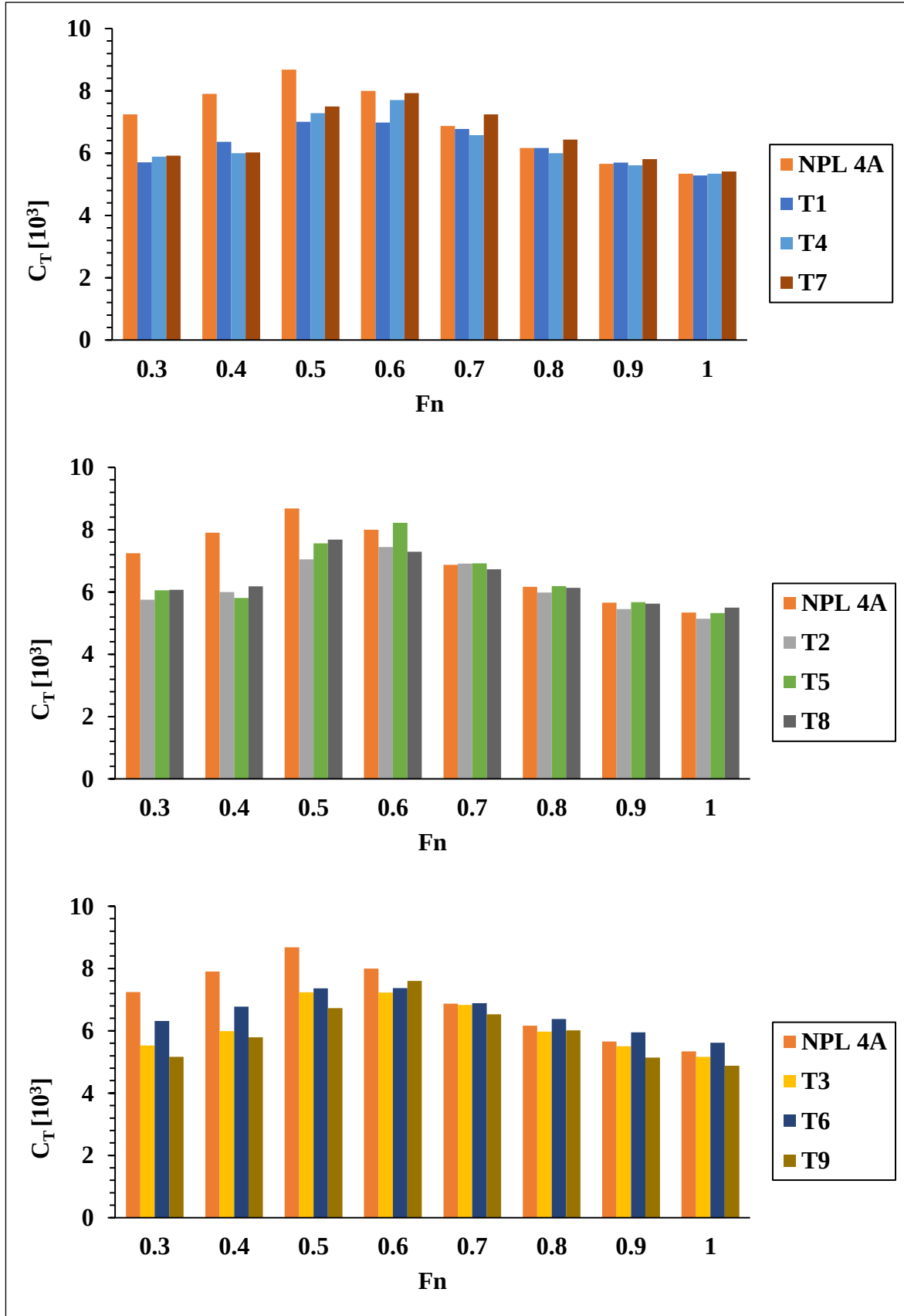
Şekil 2.10. Doğrulama analiz sonuçları

2.6 Analiz Sonuçları

Bu çalışmada tünel kıç uygulamasının teknenin direnç ve akış karakteristikleri üzerine etkileri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi yardımıyla incelenmiştir. Öncelikli olarak tünel kıç formun model tekne direncine etkisini incelemek için farklı parametrelere sahip olan 9 adet model oluşturulmuştur. Bu modeller oluşturulurken tünel uzunluğu sabit kalacak şekilde tünelin genişliği tekne genişliğine, tünelin yüksekliği ise teknenin su çekimine bağlı olarak değiştirilmiştir. Çalışmada boyutsuz Froude sayısının 0,3 ile 1 aralığında akışkan hızı belirlenmiştir. 3 boyutlu bir akış alanında sıkıştırılamaz Reynolds ortalamalı Navier Stokes denklemlerinin zamandan bağımsız nümerik çözülmesiyle tünel kıç formunun tekne etrafındaki akış üzerindeki etkisi incelenmiştir.



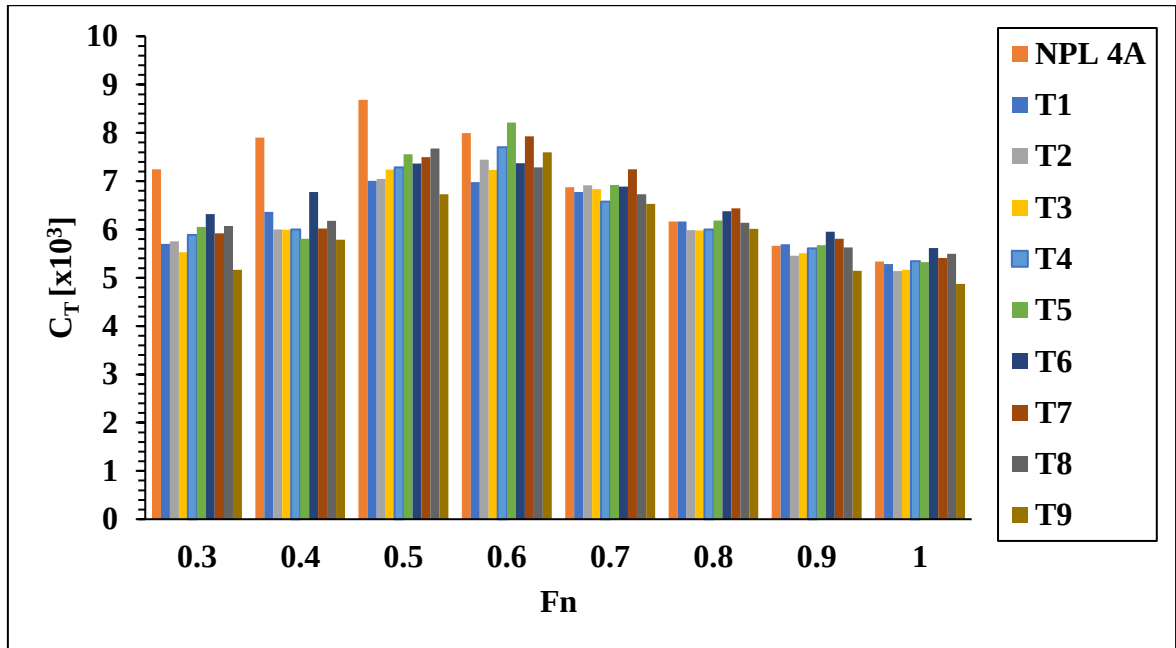
Şekil 2.11. Sabit h/T oranlarında b/B değişimlerine ait toplam direnç katsayıları



Şekil 2.12. Sabit b/B oranlarında h/T değişimlerine ait toplam direnç katsayıları

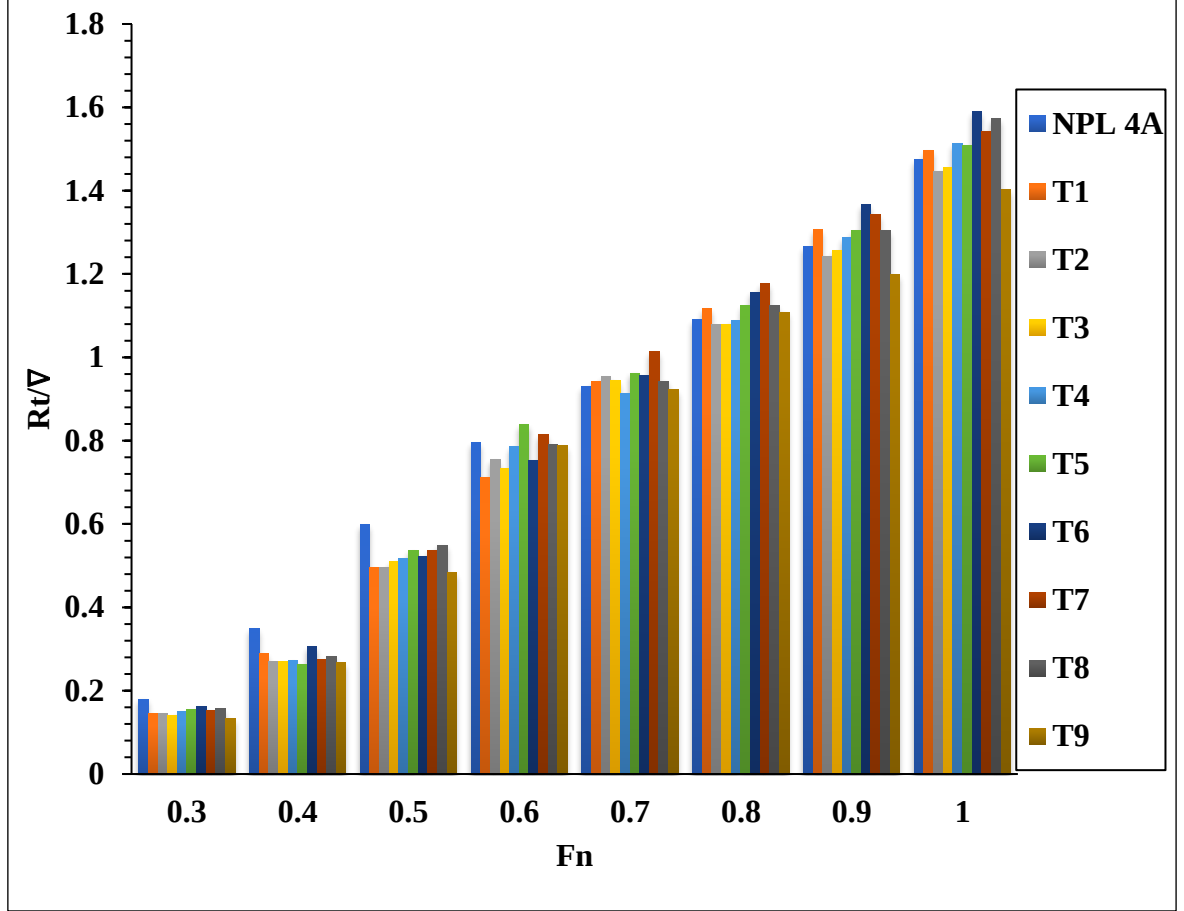
Şekil 2.11.'de tünel yüksekliğinin tekne su çekimine oranı (h/T) sırasıyla 0.3, 0.35 ve 0.4 değerlerinde, tünel genişliğinin tekne genişliğine oranı (b/B) değiştirildiği modellerdeki toplam direnç katsayıları gösterilmiştir. $h/T=0.3$ modelleri için orta hızlarda ($Fn=0,5-0,7$) b/B oranının artması ile toplam direnç katsayısının artışı, düşük ve yüksek hızlarda ($Fn=0,3-0,4$ ve $Fn=0,80-1,0$) ise tersine olarak b/B 'nin artması ile direnç azalması gözlenmektedir. $h/T=0.35$ modelleri için genellikle b/B oranının artması ile toplam direnç katsayısının artışı görülmüştür. $h/T=0.4$ modellerinin incelenen bütün hız aralığında ($Fn=0,3-1,0$) b/B oranının artması ile genel olarak toplam direnç katsayısında azalış gözlemlenmiştir. Şekil 2.12.'de tünel genişliğinin tekne genişliğine oranı (b/B) 0.3, 0.4 ve 0.5 sabit tünel yüksekliğinin tekne su çekimine oranı (h/T) değiştirildiği modellerdeki toplam direnç katsayıları gösterilmiştir. $b/B=0.3$ ve $b/B=0.4$ modellerinin bütün hız aralığında h/T oranının artması ile toplam direnç katsayısında genel olarak artış gözlenmektedir. $b/B=0,5$ modellerde h/T oranının 0.35 değerinde toplam direnç katsayısında artış ve diğer h/T oranlarında azalış gözlenmektedir.

Şekil 2.13'te görüleceği üzere tüm modellerin bir arada karşılaştırılmasında genel olarak tünel kış uygulamasının toplam direnç katsayısı açısından özellikle düşük hızlarda avantaj sağladığı yüksek hızlarda ise uygun seçilmiş tünel boyutlarında bu avantajın sağlanabileceği sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca tüm modeller arasında T9 modeli tüm hızlar için toplam direnç katsayısı açısından en avantajlı model olduğu görülmektedir.



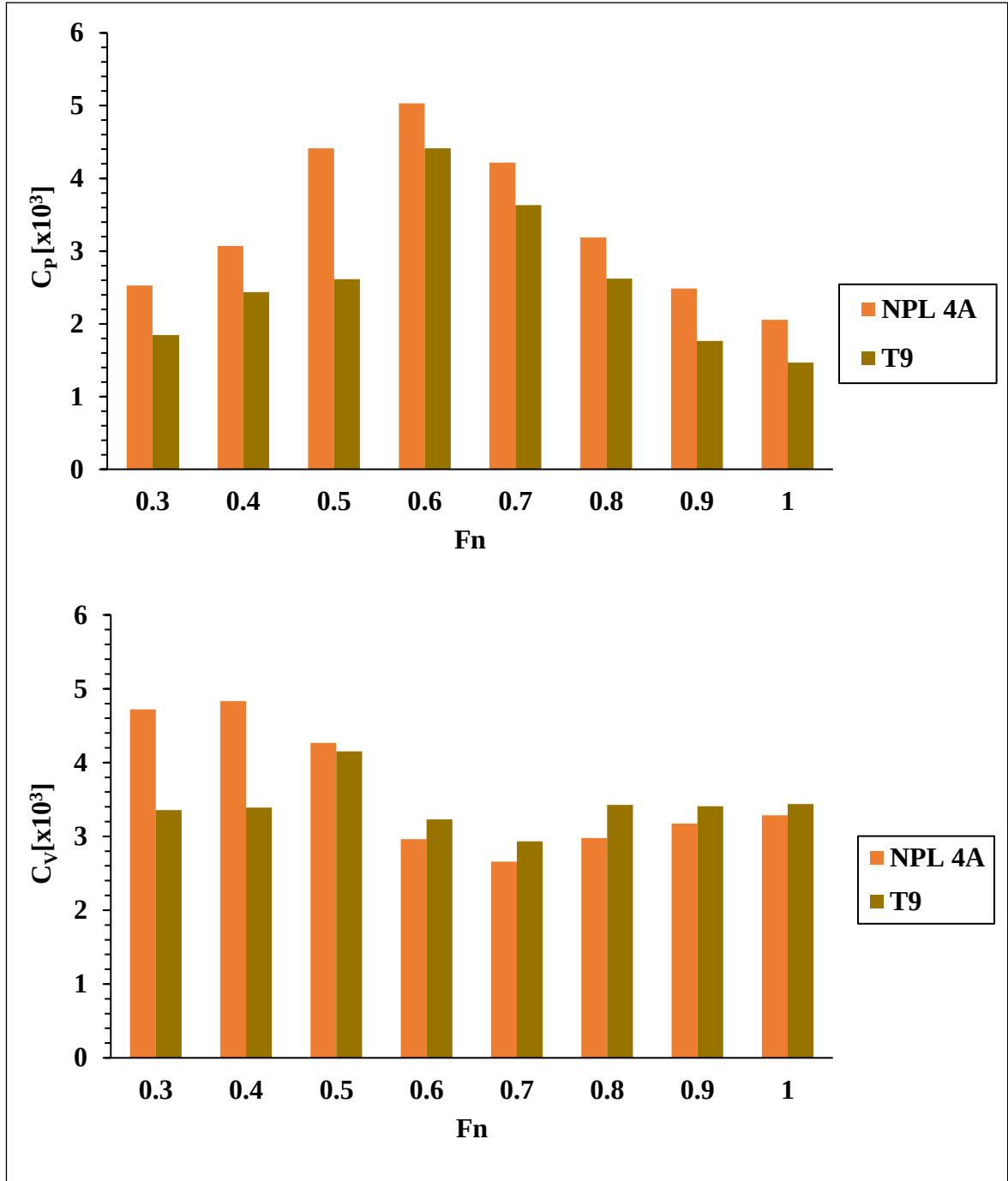
Şekil 2.13. Tüm modellerin toplam direnç katsayısı değerlerinin karşılaştırılması

Modellerde tunel kık form uygulaması ile maksimum %4 olacak şekilde deplasman kaybı görülmektedir. Bundan dolayı sonuçları doğrulamak amacı ile tüm modeller için deplasman bağımsız direnç sonuçlarına bakılmıştır. Şekil 2.14'te görüldüğü gibi tüm modellerde esas modele göre düşüş sergilenmektedir ve en iyi sonuç T9 modelinde görülmektedir.



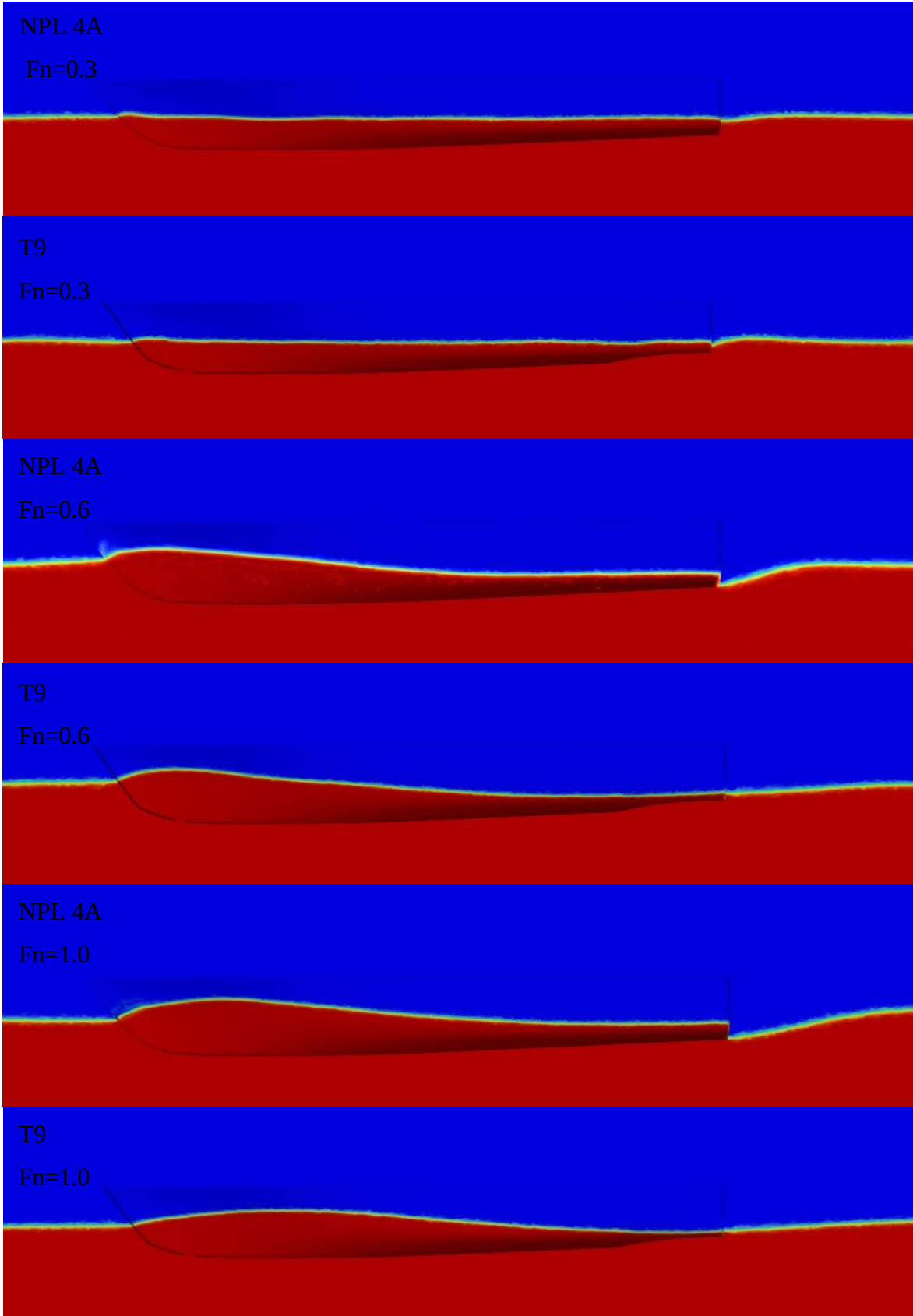
Şekil 2.14. Tüm modellerin deplasman bağımsız direnç değerlerinin karşılaştırması

Şekil 2.15'te görüleceği üzere orijinal NPL 4A modeliyle toplam basınç katsayısı açısından en iyi sonucu veren T9 modelinin basınç ve viskoz direnç katsayılarını karşılaştırdığımızda tüm hızlarda basınç katsayılarının daha düşük değerde çıktığı vizkoz direnç katsayısı açısından ise düşüşün düşük hızlarda ortaya çıktığı yüksek hızlarda orijinal forma göre artış olduğu sonucuna varılmıştır.



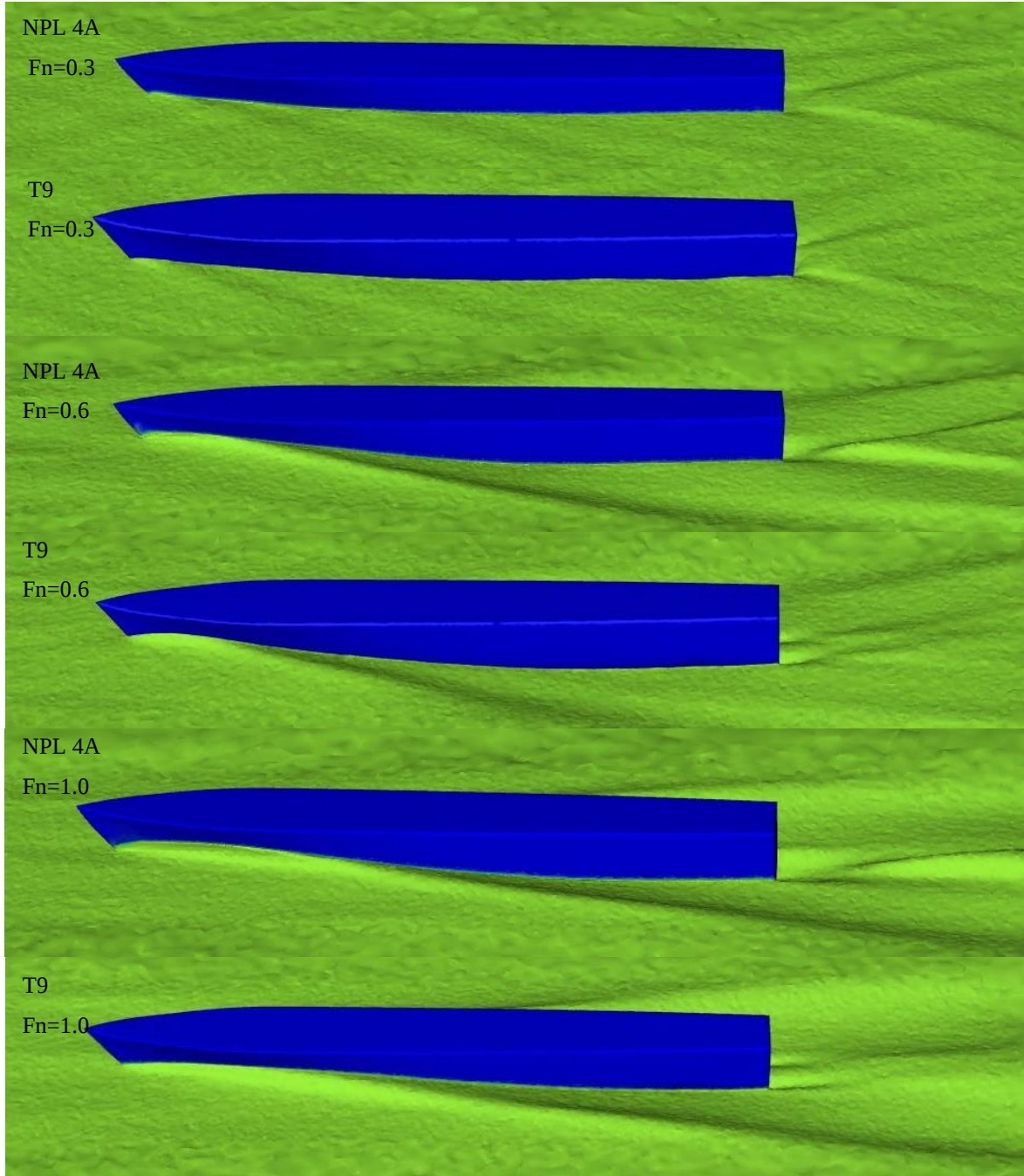
Şekil 2.15. NPL 4A ve T9 modelleri için basınç ve viskoz direnç katsayıları

Şekil 2.16.'da görüleceği üzere NPL 4A ve T9 modellerin sırası ile $Fn = 0,3; 0,6; 1,0$ Froude sayılarında tekne modelinin orta hat üzerinde dalga profilleri incelenmiştir. Düşük hızda dalga profilinde modeller arasında etkili bir fark görülmemiştir. Fakat orta ve yüksek hızlarda kıçta oluşan dalga çukurunun önemli ölçüde azalması görülmüştür.



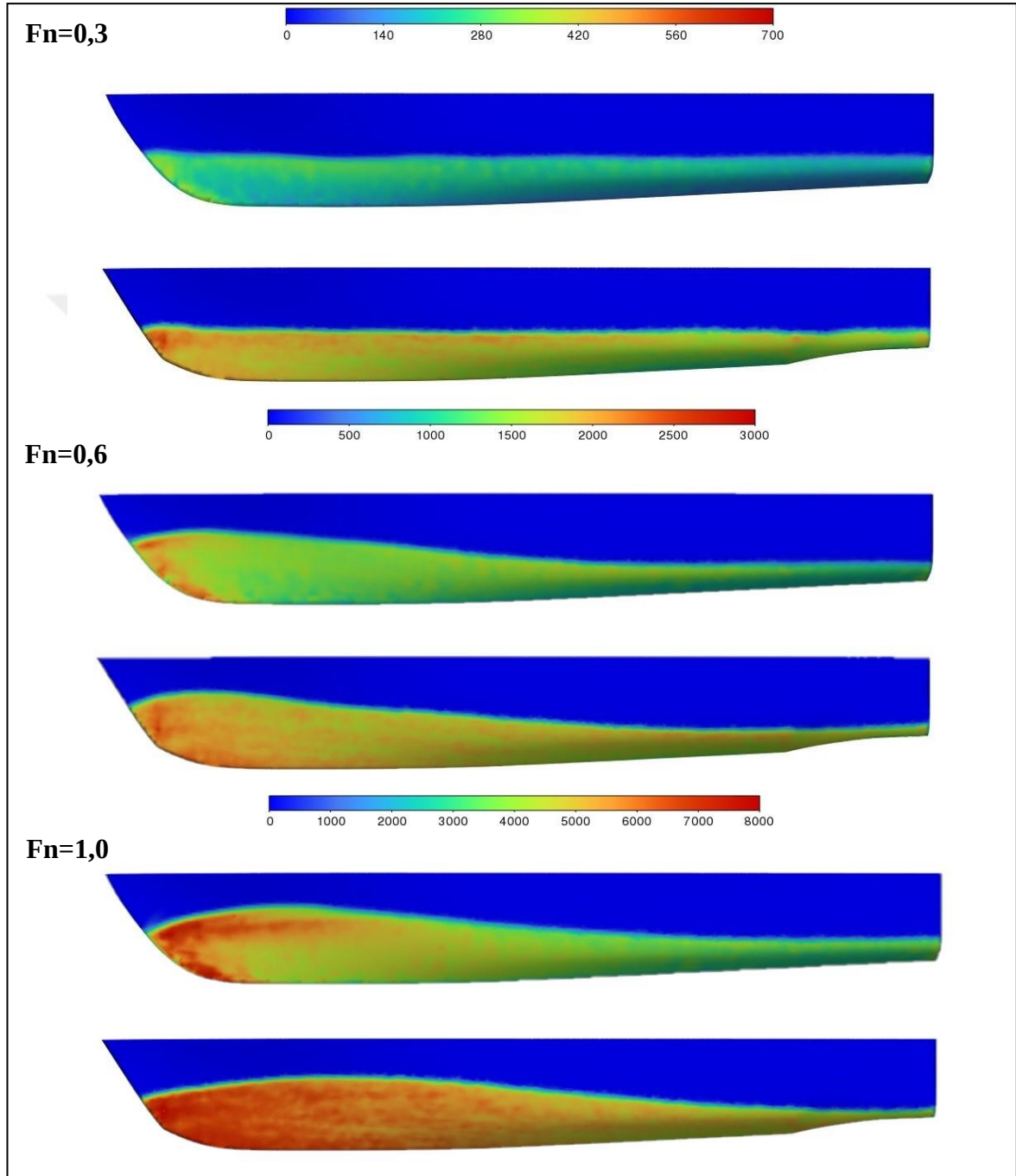
Şekil 2.16. NPL 4A ve T9 modelleri için dalga profilleri

Ayrıca dalga profillerinin değişimini incelemek için perspektif olarak serbest yüzey üzerinde dalga değişimine bakılmıştır. Şekil 2.17.'de görüldüğü gibi orta ($F_n=0,6$) ve yüksek ($F_n=1,0$) hızlarda kıçta oluşan dalga çukurundaki azalmalar belirgin olarak görülmektedir.



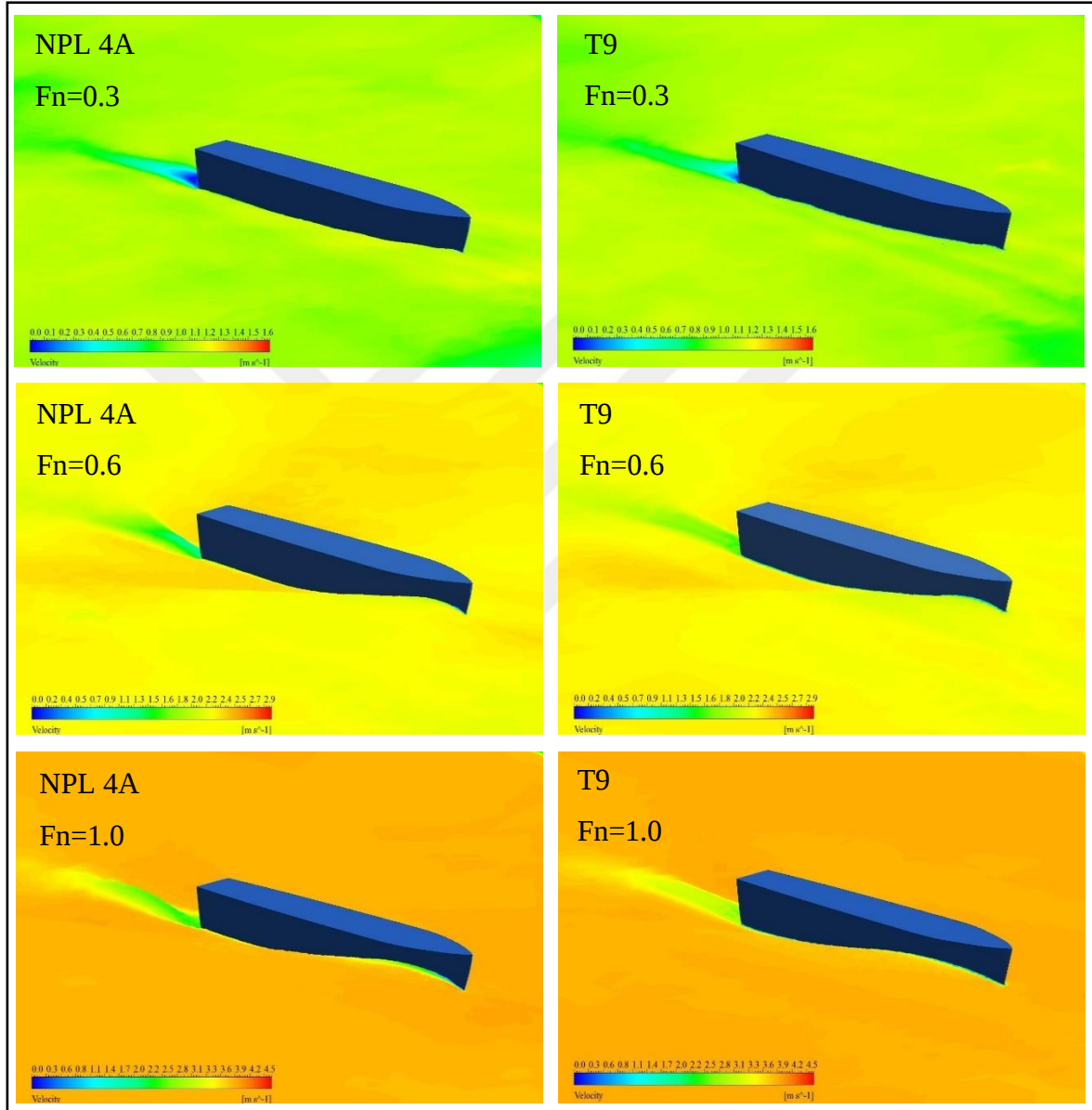
Şekil 2.17. NPL 4A ve T9 modelleri için serbest yüzey görünümü

Şekil 2.18’de görüleceği üzere T9 ve NPL 4A modelin gövdesi boyunca dinamik basınç dağılımı gösterilmiştir. Tünel kış form uygulamasının dinamik basınç dağılımını değiştirdiğini ve basıncın artışı şekilden açıkça görülmektedir.



Şekil 2.18. NPL 4A ve T9 model gövdeler boyunca dinamik basınç dağılımı (Pa)

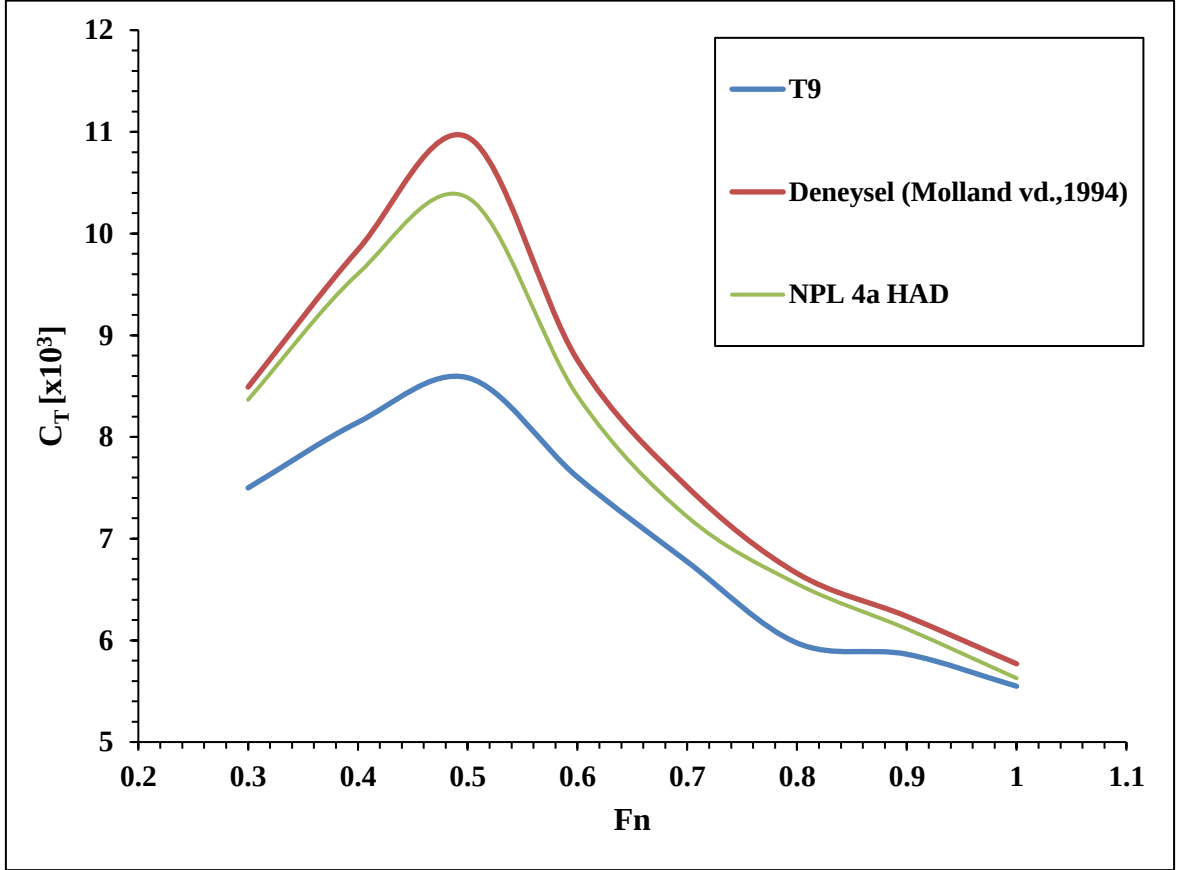
T9 gövde modelin etrafındaki hız dağılımının değişimi yukarıda belirlendiği gibi dinamik basınç artışına neden olmuştur. Gövde etrfindaki hız değişimi aşağıdaki Şekil 2.19’da gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi tünel kış formu kışta oluşan düşük hız bölgesini küçülmesine ve bölgedeki hız artışına neden olmuştur.



Şekil 2.19. NPL 4A ve T9 model gövdeler etrafındaki hız dağılımı

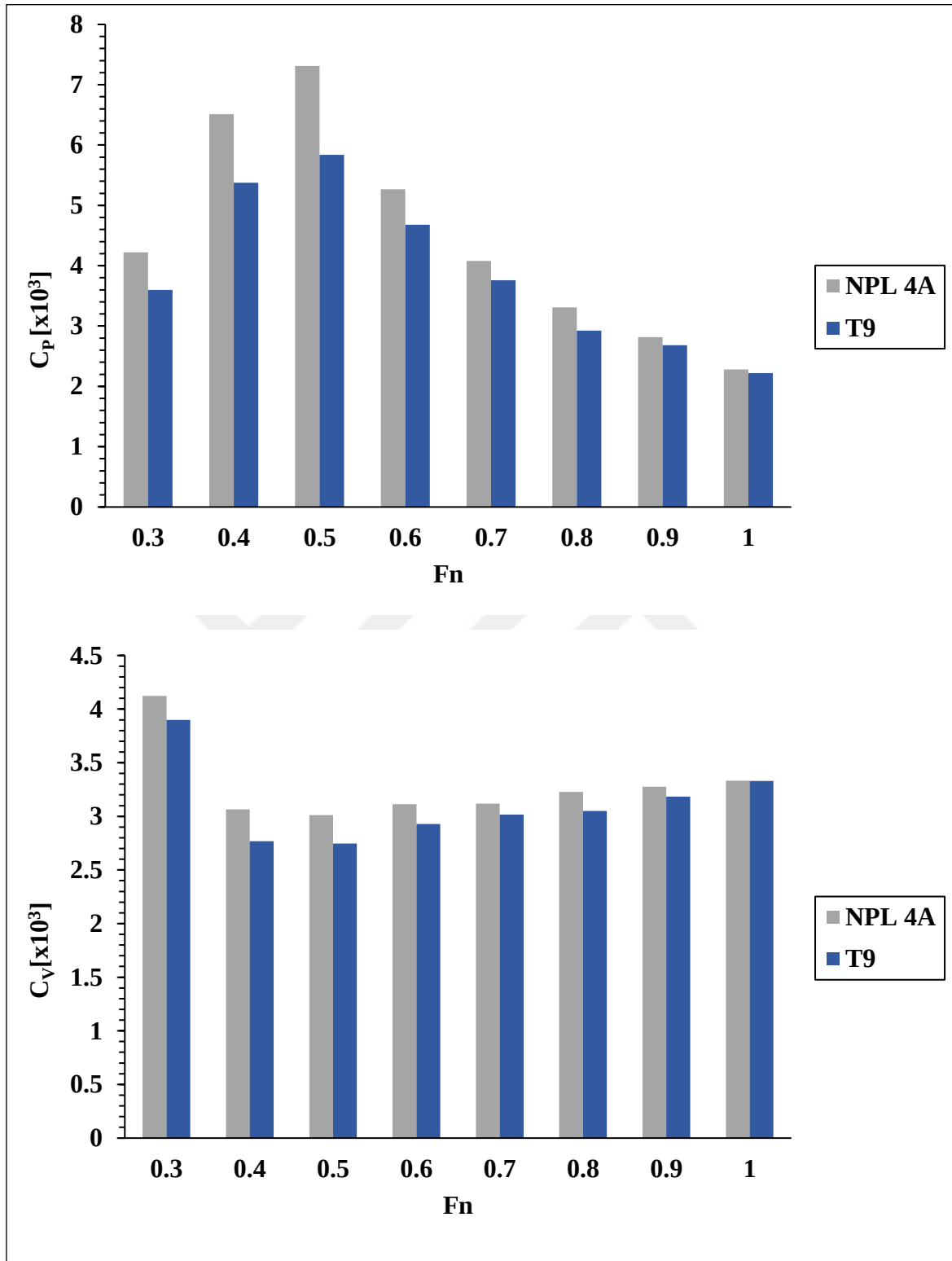
Tek gövde model deneyinde en iyi sonuç gösteren T9 modeli NPL 4A model ile karşılaştırmak üzere çift gövde olarak ele alınmıştır.

Şekil 2.20’de katamaran modellerin toplam direnç katsayıların değişimi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi HAD yöntemi ile elde edilen katamaran teknesinin direnç sonuçları deneysel sonuçlara oldukça yakınsaktır ve sonuçlar arasındaki maksimum hata %6’dır. T9 katamaran model teknenin sonuçlarının ise NPL 4A sonuçlarından bütün hızlarda daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



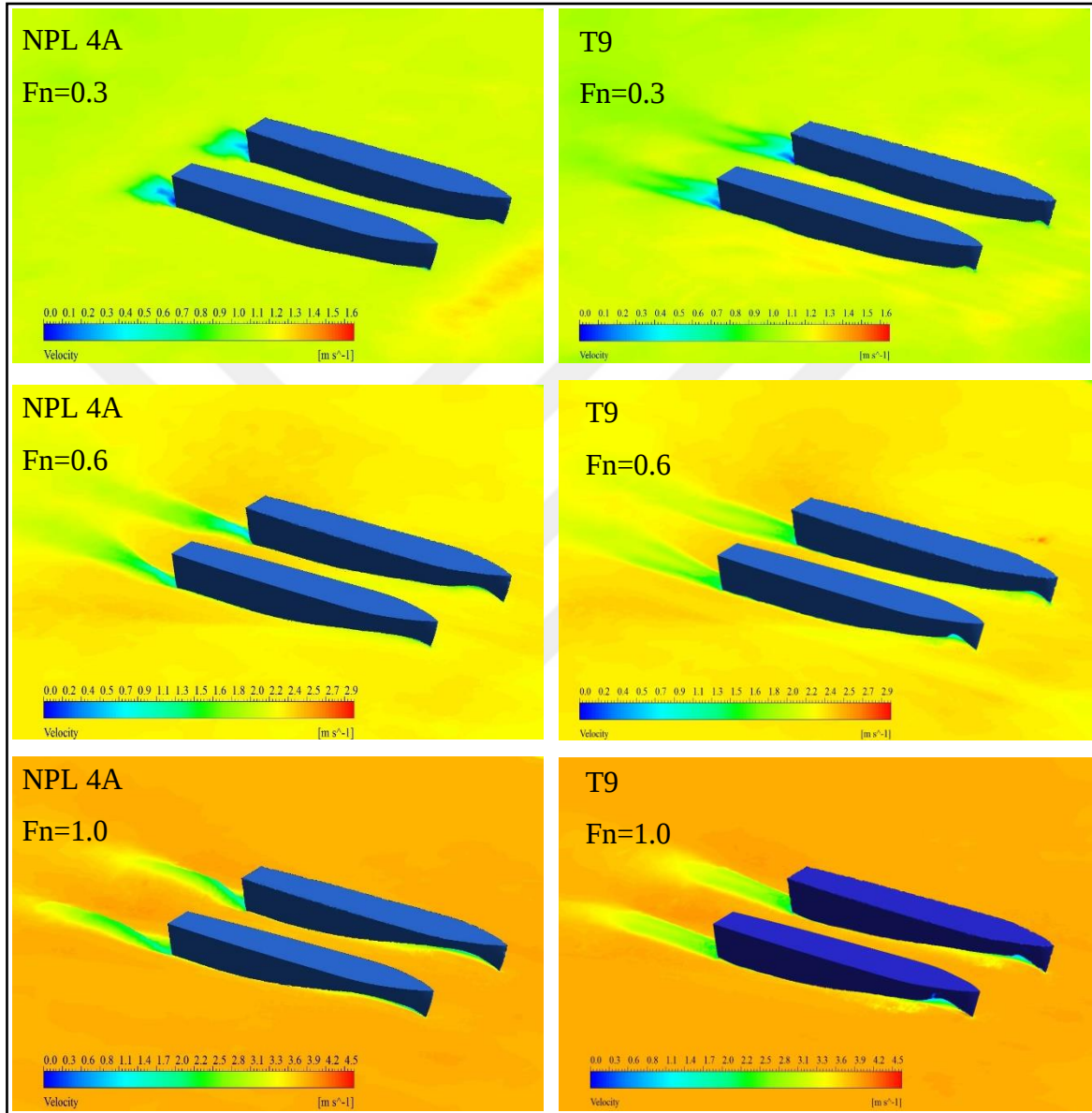
Şekil 2.20. Katamaran analiz sonuçları

Şekil 2.21’de görüleceği üzere basınç ve viskoz direnç katsayılarında tünel kış formunun dirence etkisi artmaktadır, bütün hız aralığında direnç katsayılarında düşüş olduğu görülmüştür.



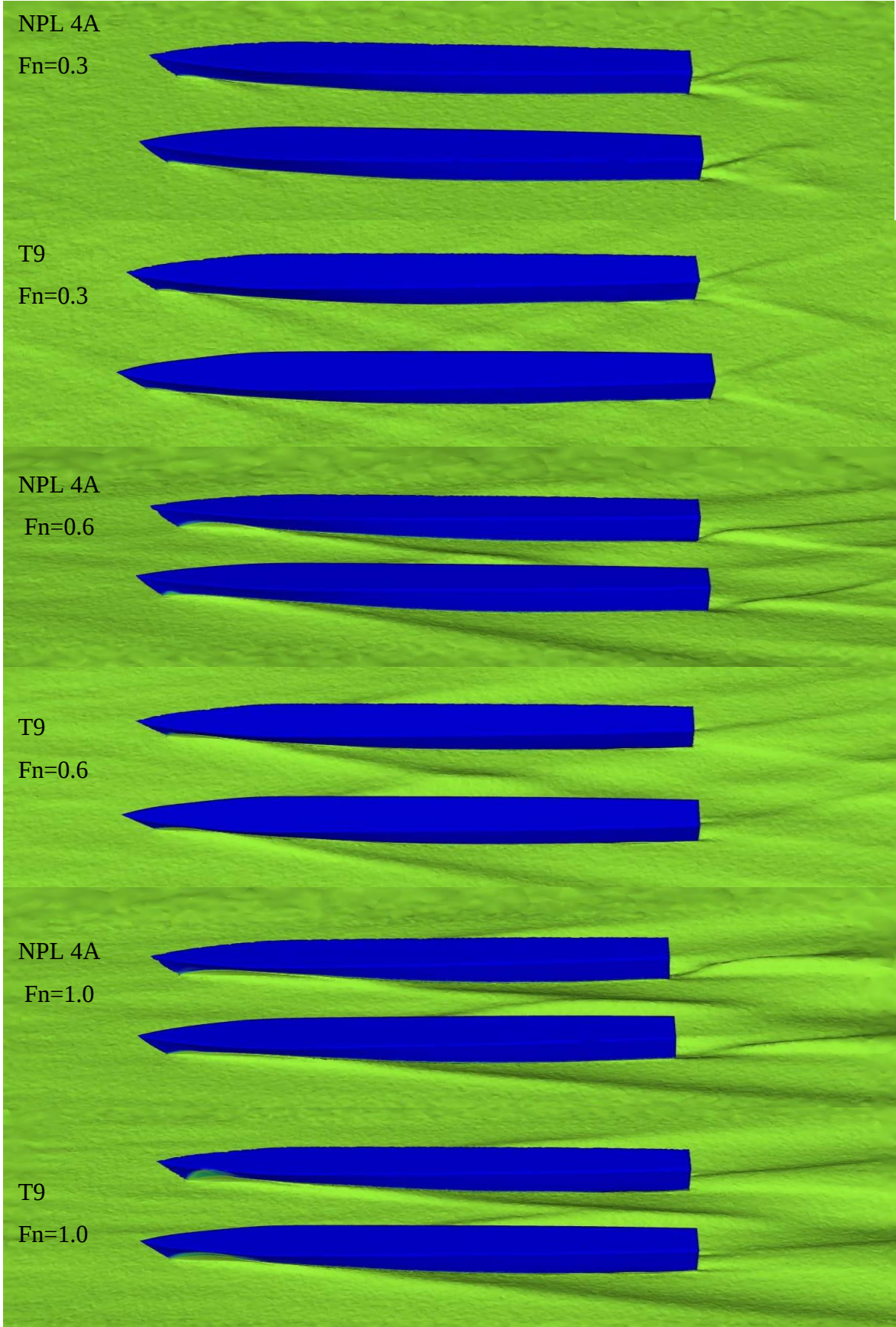
Şekil 2.21. NPL 4A ve T9 katamaran katamaran modelleri için basınç ve viskoz direnç katsayıları

Şekil 2.22’de anlaşılabacağı üzere kıç formunun değışimi katamaran modelinin etrafındaki hız dağılımına etki etmektedir. Şekilde görüldüğü gibi kıçta oluşan düşük hız bölgesinin boyutları T9 modelinde düşmektedir. Ayrıca gövdeler arasında hız artışı gözlenmektedir.



Şekil 2.22. NPL 4A ve T9 katamaran modellerin etrafındaki hız dağılımı

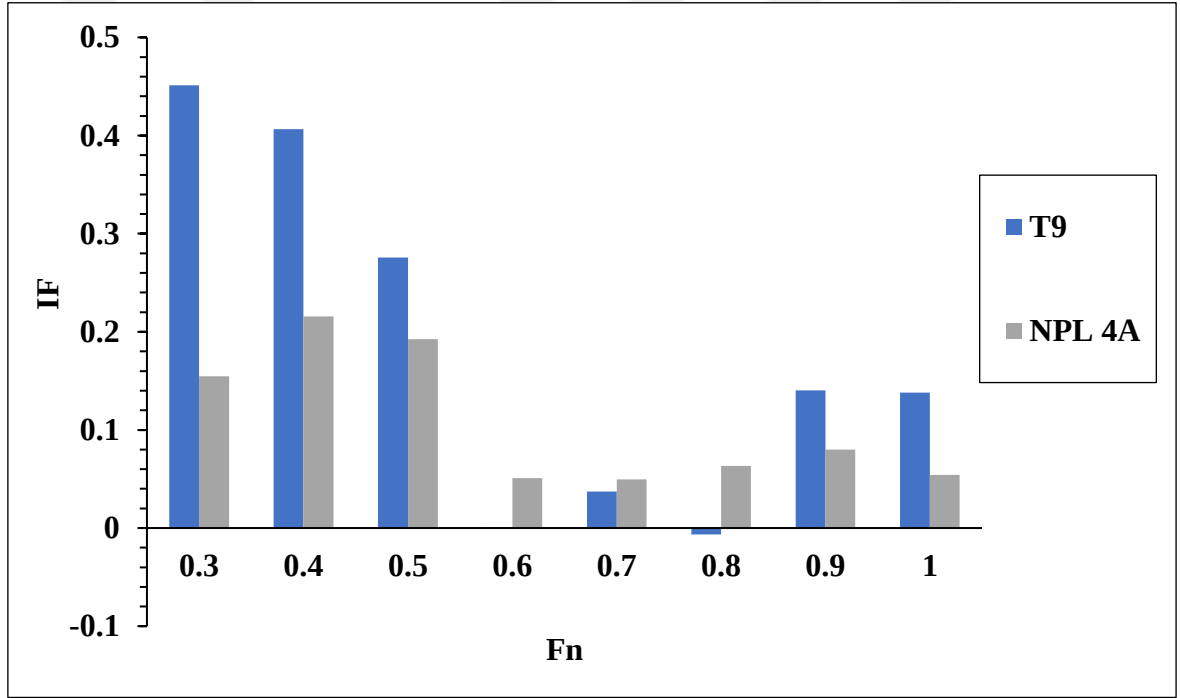
T9 modelin kıç form şeklinin kıç dalganın oluşturmaya ve dalga karışmasına olan etkisi incelenmiştir. Şekil 2.23’de görüldüğü gibi fazla belirleyici orta ($Fn=0,6$) ve yüksek ($Fn=1,0$) hızlarda olmak üzere T9 katamaran modelin oluşturduğu kıç dalga profilinde NPL 4A modeline göre düzeltme tespit edilmektedir.



Şekil 2.23. NPL 4A ve T9 katamaran modelleri için serbest yüzey görünümü

Dalga karışım faktörü (DKF) teknenin tek gövde ve katamaran modellerin arasındaki direnç ilişkisini belirlemektedir. Toplam direnç veya diğer direnç bileşenleri ya da katsayıları ile elde edilen DKF katamaran modelin tek gövde modele göre direnç açısından ne kadar etkili olduğunu göstermektedir. Broglia (2014) yaptığı çalışmada DKF'yi toplam direnç katsayılarının oranı olarak belirlemiştir. Yapılan çalışmada DKF aşağıdaki formül yardımı ile hesaplanmıştır.

$$IF = \frac{Ct_{kat} - Ct}{Ct} \quad (2.9)$$

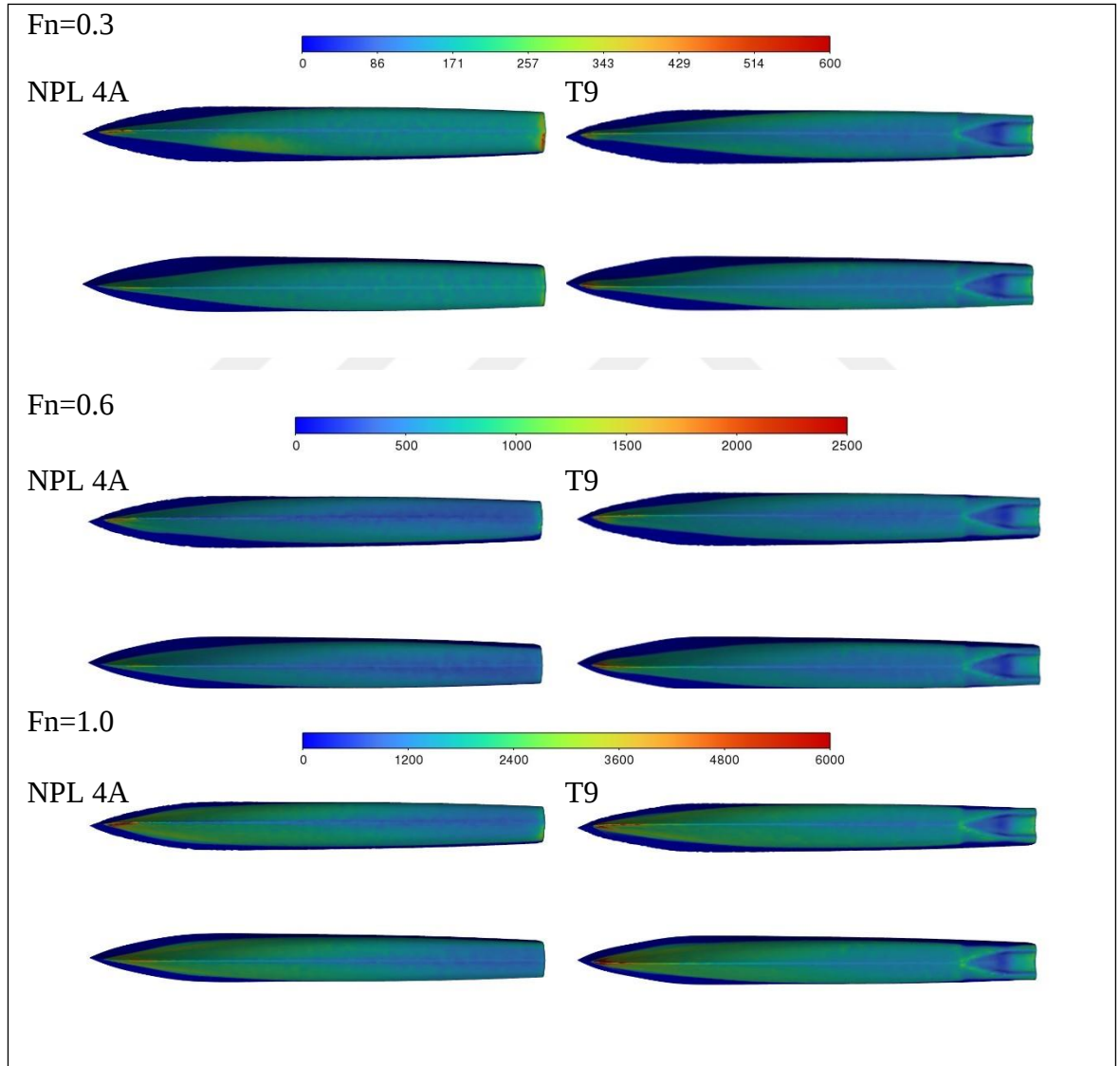


Şekil 2.24. Dalga karışım faktörü

Şekil 2.24'te görüldüğü gibi dalga karışım faktörü her iki modelde hızların çoğunda pozitif değerleri almaktadır. T9 modelin sonuçları esas modele göre düşük ve yüksek hızlarda daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ancak orta hızlarda T9 modelin dalga karışım faktörü NPL 4A modele göre daha düşük olup sıfıra yakın ve eksi değerleri almaktadır. Şekil 2.15 ve 2.21'deki tek gövde ve katamaran direnç katsayıları karşılaştırıldığında düşük ve yüksek hızlardaki fark DKF'ün etkisinden kaynaklanmaktadır.

Böylece dalga karışım faktörün incelenmesinde tünel kık formunun kazandırdığı dirençte azalmanın nedeninin formun kendisine bağlı olduğu ve hatta DKF'nin seçilen T9 model katamaran formülasyonda negatif bir etki yarattığı görülmüştür.

Şekil 2.25'te görüleceği üzere katamaran modelinde tünel kık uygulaması tek gövde modeline benzer şeklinde gövde üzerindeki basınç dağılımının değişimine neden olmaktadır. Tünelin başlangıçta ve sonunda yüksek basınç, ortasında ise düşük basınç bölgesi tespit edilmiştir.



Şekil 2.25 Katamaran modellerin dip kısmına etki eden dinamik basınç (Pa)

3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında kık formunun çift gövdeli teknenin direncine olan etkisi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi ile model üzerinde incelenmiştir.

HAD analizi direnç tahmin yöntemi olarak çok etkin sonuçlar göstermiştir. Yapılan doğrulama analizinde optimum ağ yapısı, türbülans modeli ve sınır koşulları belirlenmesi ile direnç sonuçları deney sonuçlarına göre maksimum %7 fark göstermiştir. Ortalama hata oranı ise %3-%4 arasındadır.

Tünel kık formunun model direncine etkisini incelemek için farklı parametrelere sahip olan 9 adet model oluşturulmuş ve direnç analizi yapılmıştır. İncelenen tüm modellerde orijinal modele göre direnç tasarrufu sağlanmaktadır.

Tek gövde analizlerden elde edilen sonuçlar:

- R_t/∇ analizinden elde edilen değerleri modellerin düşük ve orta hızlarda NPL 4A model sonuçlarına göre daha düşük olduğunu yüksek hızlarda ise aynı davrandığını göstermektedir.
- Boyutsuz direnç katsayılarından ve deplasmandan bağımsız direnç sonuçlarından elde edilen en yüksek performanslı model T9 modeli olmuştur ($b/B=0,5$; $h/T=0,4$; $l/L=0,2$).
- Tünel kık uygulaması ıslak yüzey alanının çok az miktarda ($>\%1$) değişimine neden olmaktadır. Buna rağmen direnç sonuçlarının karşılaştırmasında sonuçları objektif olarak değerlendirmek amacı ile ıslak yüzey alanından bağımsız olan C_T toplam direnç katsayısının değişimine bakılmıştır ve T9 modeli ortalama %16 ve maksimum %39 NPL 4A orijinal formuna göre az olduğu tespit edilmiştir.
- Oluşturulan modellerde aynı zamanda %2-%4 aralığında deplasman kaybı hesap edilmiştir. Bundan dolayı R_t/∇ sonuçlarına bakılmıştır ve T9 modelinin sonuçları NPL 4A modelinin sonuçlarına göre maksimum %25 ve ortalama %10 direnç azalması tespit edilmiştir.
- T9 modelinin dirençten tasarrufu sağlayan sebeplerini incelemek amacı ile basınç ve viskoz katsayıların değişimine bakılmıştır. Direncin azalması ağırlıklı olarak beklenildiği gibi tekne şekline bağlı olan C_p basınç katsayısının ve kısmen C_v viskoz katsayısının azalmasından kaynaklı olduğu anlaşılmıştır.

- Kıç tüneli uygulaması daha önce belirlendiği gibi kıç dalgasının yüksekliğini azaltmaktadır. Bununla birlikte kıçtan ayrılan akışkan hızı artmaktadır ve bunun sonucu olarak basınç düşmesi kaydedilmektedir.
- Kıç bölgesindeki oluşan düşük basınçlı bölge model tekne boyunca basınç değişimine neden olmaktadır.
- T9 ve NPL 4A tekneler üzerindeki dinamik basınç incelediğinde T9 tekne yüzeyindeki basıncın daha yüksek değerlerde ve kıça doğru yayılmış olduğunu görülür.

Böylece tek gövde analizlerde T9 modeli tüm parametrelerde orijinal modele göre daha verimli olduğunu tespit edilmiş olup katamaran analizlerinin sonuçları incelemeye geçilmiştir.

Katamaran analizlerinin sonuçları ele alınırsa:

- Ct toplam direnç katsayısı değişimlerinde T9 modelinin sonuçları NPL 4A'ya göre tüm hız aralığında düşük çıkmakta olup maksimum fark %15 ve ortalama %9 değerlerindedir.
- Hız değişimleri ve dinamik basınç konturları tek gövde analizlerine benzer olarak kıçta hızın artışı ile değişmektedirler.
- Cp basınç ve Cv viskoz katsayıların değerleri tek gövde analizine benzer olarak tüm hız aralığında daha düşük çıkmaktadır. Katsayıların değişimlerinde düşük hızlarda tek gövde model sonuçlara göre farklılık tespit edilmektedir ve bu farkın oluşma sebebi dalga karışım faktörüdür.
- DKF'ün değişimi hem orijinal modelde hem de tünel kıç uygulamalı modelde pozitif çıkmaktadır. T9 modelinin katamaran ve tek modelini karşılaştırmak için değerlendirilen DKF değerinin T9 modelinde daha yüksek olduğu hesaplanmıştır.

Bu durumda direnç azalmasının DKF'den bağımsız olduğu sonucuna varılmıştır.

İleriki çalışmalarda tünel kıç formunun dirence etkisinin daha derin incelenmesi için farklı katamaranın gövdeler arası mesafelerin incelenmesi önerilebilir. Ayrıca tünel kıç formun baş-kıç vurmasına etkisi, daha yüksek hızlarda ve kayıcı modellerde oluşturduğu etkenleri, tünel kıç ve farklı baş form konfigürasyonları incelenebilir konular arasındadır.

4.KAYNAKLAR

1. Atlar, M., Seo, K., Sampson, R., ve Danisman, D. B., Anti-slamming bulbous bow and tunnel stern applications on a novel Deep-V catamaran for improved performance. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 5,2 (2013) 302-312.
2. Blount, D. L., Design of propeller tunnels for high-speed craft. Paper presented at the Proceedings of 4th FAST Conference., (1997).
3. Boussinesq, J., Theorie de l'ecoulement tourbillant. Mem. Acad. Sci., 23, (1877) 46.
4. Bray, P. J., Bulbous bows., (2005).
5. Broglia, R., Jacob, B., Zaghi, S., Stern, F., ve Olivieri, A., Experimental investigation of interference effects for high-speed catamarans. Ocean Engineering, 76, (2014) 75-85.
6. Doi, Y., Kajitani, H., Miyata, H., ve Kuzumi, S., Characteristics of Stern Waves Generated by Ships of Simple Hull Form. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 150 (1981) 30-39.
7. Dubrovsky, V., ve Lyakhovitsky, A., Multi-hull ships, (2001).
8. Duy, T.-N., Hino, T., ve Suzuki, K. Numerical study on stern flow fields of ship hulls with different transom configurations. Ocean Engineering, 129 (2017) 401-414.
9. Fung, S. C., Resistance predictions and parametric studies for high-speed displacement hulls. Naval Engineers Journal, 99(2) (1987) 64-80.
10. International Towing Tank Conference, I., ITTC–Recommended Procedures and Guidelines Practical Guidelines for Ship CFD Applications. Rio de Janeiro, 26th International Towing Tank Conference, (2011).
11. International Towing Tank Conference, I., ITTC – Recommended Procedures and Guidelines ITTC Quality System Manual Recommended Procedures and Guidelines Practical Guidelines for Ship CFD Applications ITTC – Recommended Procedures and Guidelines, (2014).
12. Kim, D.-J., Iqbal, M., Bahatmaka, A., ve Prabowo, A. R., Bulbous bow applications on a catamaran fishing vessel for improving performance, Paper presented at the MATEC Web of Conferences, (2018).

13. Kim, S.-W., Lee, G.-W., ve Seo, K.-C., The comparison on resistance performance and running attitude of asymmetric catamaran changing shape of tunnel stern exit region. Paper presented at the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, (2018).
14. Kostas, K., Ginnis, A., Politis, C., ve Kaklis, P., Ship-hull shape optimization with a T-spline based BEM–isogeometric solver. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 284 (2015) 611-622.
15. Molland, A., Wellicome, J., ve Couser, P., Resistance experiments on a systematic series of high speed displacement catamaran forms: variation of length-displacement ratio and breadth-draught ratio (1994).
16. Percival, S., Hendrix, D., ve Noblesse, F., Hydrodynamic optimization of ship hull forms. Applied Ocean Research, 23(6) (2001) 337-355.
17. Rotteveel, E., Hekkenberg, R., ve van der Ploeg, A., Inland ship stern optimization in shallow water. Ocean Engineering, 141 (2017) 555-569.
18. Sahoo, P. K., Salas, M., ve Schwetz, A., Practical evaluation of resistance of high-speed catamaran hull forms—Part I. Ships and offshore structures, 2(4) (2007) 307-324.
19. Schlichting, H ve Gersten, K., Fundamentals of boundary-layer theory. Boundary-Layer Theory, 29-49 (2000).
20. Souto-Iglesias, A., Zamora-Rodríguez, R., Fernández-Gutiérrez, D., ve Pérez-Rojas, L., Analysis of the wave system of a catamaran for CFD validation. Experiments in fluids, 42(2) (2007) 321-332.
21. Suzuki, K., Kai, H., ve Kashiwabara, S., Studies on the optimization of stern hull form based on a potential flow solver. Journal of Marine Science and Technology, 10(2) (2005) 61-69.
22. Tahara, Y., Tohyama, S., ve Katsui, T., CFD-based multi-objective optimization method for ship design. International journal for numerical methods in fluids, 52(5) (2006) 499-527.
23. Zlatev, Z., Milanov, E., Chotukova, V., Sakamoto, N., ve Stern, F., Combined model-scale EFD-CFD investigation of the maneuvering characteristics of a high speed catamaran. Paper presented at the 10th International Conference on Fast Sea Transportation, (2009).

ÖZGEÇMİŞ

Lise öğrenimini Sudak Şehir Lisesi'nde tamamladı. 2014 yılında KTÜ Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2019 Haziran ayında Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi olarak mezun oldu. 2019–2020 Eğitim ve Öğretim Güz Yarıyılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladı. İyi seviyede İngilizce, Rusça ve Ukrayna dillerini bilmektedir.

