

Değerli Meslektaşlar ve Okurlar,

Gemi ve Deniz Teknolojisi dergimizin 208. sayısında ilginizi çekeceğini umduğunuz beş makaleye yer verilmiştir. İlk makalede klasik bir tekne formunun toplam direncinin hızlı hesabını gerçekleştiren bir Hibrid Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (HAD) ampirik yaklaşımı önerilmiştir. Bir teknenin dönme dairesi ve zig-zag manevra test benzetimlerinin yapıldığı diğer makalede, zamana bağlı yatay düzlemdeki hareketler 4. derece Runge-Kutta yöntemi ile çözülmüştür. Artık stabilite yöntemi kullanılarak yat tipi teknelerin enine stabilite tahminlerinin gerçekleştirildiği makale ise kavram dizayn aşamasında kullanılacak pratik bağıntılar sunmaktadır. Gündemini koruyan konulardan olan balast suyu arıtım sistemlerinin seçiminde anahtar performans göstergeleri uygulamaları anlatan bir makaleyi inceleyebileceksiniz. Bu sayımızın son makalesinde denizaltı formlarının kıç koniklik açısı ve boy-en oranının tekne verimine etkisini araştıran sayısal bir inceleme yer almaktadır.

Bu fırsat ile Türk Deniz Kuvvetleri için tasarım ve üretimi yerli imkanlar kullanılarak inşa edilecek denizaltı çalışmalarının başlangıç toplantısı olan 15-16 Haziran 2017 günü İstanbul Tersanesi Komutanlığı'nda gerçekleştirilen MILDEN Çalıştay'ını kalpten tebrik eder başarılar dileriz.

Dergimiz yazar, hakemlik ve editörlük işlemlerini en erken bir sonraki sayımızda web tabanlı bir yazılım ile gerçekleştireceğimizi memnuniyetle bilgilerinize sunarız.

Saygılarımızla.

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN
Baş Editör

Distinguished Colleagues and Readers,

GMO Journal of Ship and Marine Technology presents five interesting articles in this issue. The first study aims to propose a fast calculation method to evaluate the total resistance of a traditional ship hull form via a Computational Fluid Dynamics (CFD) approach so-called as Hybrid CFD-empirical approach. Another article offers the turning circle and zig-zag test simulations for a hull form through the solution of the lateral plane motions in time domain 4th order Runge-Kutta Method. The third article deals with the determination of transversal ship stability of yacht hull forms by employing residual stability method. An article studying the application of the key performance indicators to the selection of Ballast Water Treatment Systems has been included in this issue. The third article deals with the determination of transversal ship stability of yacht hull forms by employing residual stability method. Another article presents a numerical investigation of the effects of aft cone angle and length-to-beam ratio on hull efficiency of submarine forms.

It is our nice opportunity to inaugurate the MILDEN Workshop from the heart, held on 15-16 June 2017 in Istanbul Shipyard Command, the first meeting of the indigenous development of a new class of submarines for Turkish Naval Forces.

Presented for your kind knowledge, at the earliest case in the next issue the journal will utilize a functional online web facility for author, reviewer and editor services.

Best regards,

Prof. Ahmet Dursun Alkan PhD
Editor-in-Chief



Sahibi / Publisher:
TMMOB GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI
UCTEA, The Turkish Chamber of Naval Architects & Marine Engineers

İmtiyaz Sahibi / Owner
İlker CİVELEK

Baş Editör / Editor-in-Chief
Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN

Yardımcı Editör / Associate Editor
Doç. Dr. Ömer Kemal KINACI

Yayın Komisyonu / Editing Committee

Salih BOSTANCI
Pelin YILMAZCOŞAR
Batuhan KARATAŞ
Çağrı Burak YILDIRIM
Ömer GÜL

Yönetim / Management

TMMOB GMO
Postane Mahallesi, Nil Sokak No: 39
34940 Tuzla, İstanbul, Türkiye
T : +90 216 447 40 30 - 31 -32
F : +90 216 447 40 33
E-Mail: gmo@gmo.org.tr,
GMOShipMar@gmo.org.tr
www.gmo.org.tr

Yayın Türü / Publication Type / Sayı / Number

Sürelili Yayın (3 Aylık) / Periodical, 3 months
Sayı / Number : 208

Basıldığı Yer ve Tarih / Printed in / Date

Cenkler Matbaacılık Amb. San. Tic. Ltd. Şti.
İ. Karaoğlanoğlu Cad. Civan Sok. No: 7
Seyrantepe, 4 Levent, İstanbul, Türkiye
T: +90 212 283 02 77 – 264 18 21
F: +90 212 264 05 31
www.cenkler.com

ISSN 1300-1973

Baskı Tarihi / Date of print : June 2017
Baskı Sayısı / Number of prints : 500



GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 3 ayda bir yayınlanan, üyelerinin meslekle ilgili bilgilerini geliştirmeyi, ulusal ve askeri deniz teknolojisine katkıda bulunmayı, özellikle sektörün ülke çıkarları yönünde gelişmesini ve teknolojik yeniliklerin duyurulmasını amaçlayan uluslararası hakemli bir bilimsel dergidir. Basın Ahlak Yasası'na ve Basın Konseyi ilkelerine kendiliğinden uyar. GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ'nde yayınlanan yazılardaki görüş ve düşünceler bunlara ilişkin yasal sorumluluk yazara aittir. Bu konuda GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ herhangi bir sorumluluk üstlenmez. Yayınlanmak üzere gönderilen yazılar ve fotoğraflar, yayınlansın ya da yayınlanmasın iade edilmez. GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ'nde yayınlanan yazılardan kaynak belirtmek koşulu ile tam ya da özet alıntı yapılabilir.

GMO Journal of Ship and Marine Technology is an open access journal. The readers have the right to read, download and print the articles free of charge. While using any part of this journal partially or fully, proper citation of the work is expected.

Editörler Kurulu / Editorial Board

- Prof. Dr. Karin ANDERSSON (Chalmers University, Gothenburg, Sweden)
- Prof. Dr. Mehmet ATLAR (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Prof. Dr. Şakir BAL (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Mehmet Ali BAYKAL (Gedik University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Serdar BEJİ (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Volker BERTRAM (DNV-GL, Hamburg, Germany)
- Prof. Dr. M.Sander ÇALIŞAL (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Fahri ÇELİK (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Bettar O. EL-MOCTAR (University of Duisburg-Essen, Duisburg, DE)
- Prof. Dr. Oral ERDOĞAN (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Odd M.FALTINSEN (NTNU, Trondheim, Norway)
- Prof. Alberto FRANCESCUTTO (University of Trieste, Trieste, Italy)
- Prof. Dr. Ömer GÖREN (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Atilla İNCECIK (Strathclyde University, UK)
- Prof. Dr. Nurhan KÂHYAOĞLU (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Rumen KISHEV (Varna Technical University, Varna, Bulgaria)
- Prof. Dr. Ercan KÖSE (Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey)
- Prof. Dr. Abdi KÜKNER (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Gökdeniz NEŞER (Dokuz Eylül Technical University, Izmir, Turkey)
- Prof. Dr. Aykut ÖLÇER (World Maritime University, Sweden)
- Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Ing.Claudio PENZA (University of Naples "Federico II", Naples, Italy)
- Prof. Dr. Philippe RIGO (University of Liege, Liege, Belgium)
- Prof. Dr. Oğuz S. SÖĞÜT (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Ahmet TAŞDEMİR (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Ing.Giorgio TRINCAS (University of Trieste, Trieste, Italy)
- Prof. Dr. Osman TURAN (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Prof. Dr. Omar YAAKOB (Universiti Teknologi Malaysia, Johor, Malaysia)
- Prof. Dr. Hüseyin YILMAZ (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Veysel ALANKAYA (National Defence University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Yiğit Kemal DEMİREL (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Dr.Fatih ERDEN (National Defence University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Emrah ERGİNER (Dokuz Eylül University, Izmir, Turkey)
- Dr. Güner ÖZMEN (Dokuz Eylül University, Izmir, Turkey)
- Dr. Emre PEŞMAN (Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey)
- Dr. Bekir ŞENER (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Tahsin TEZDOĞAN (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Dr. Serkan TÜRKMEN (Newcastle University, Newcastle, UK)
- Dr. Uğur Oral ÜNAL (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Ing. Markus Wolfgang HAAS (SICK AG, Düsseldorf, Germany)
- Mr. Klaus ANDREASEN (BAWAT A/S, Hørsholm, Denmark)

İÇİNDEKİLER / CONTENTS

- Application of Key Performance Indicators (KPI) to the Selection of Ballast Water Treatment Systems**
Balast Suyu Arıtım Sistemlerinin Seçiminde KPI
(Anahtar Performans Göstergeleri) Uygulamaları
Gülçin Vural, Fatma Yonsel 5
- An Adjoint Numerical / Empirical Approach to Predict the Total Resistance of Ships**
Hulya Sukas, Muhittin Kantaroglu, Omer Kemal Kinaci 31
- Determination of Transverse Stability Properties of Yachts between 20 and 60 m in Length during Concept Design Stage by Employing Residual Stability Method**
Kavram Dizayn Aşamasında 20 ile 60 m Arasındaki Yatların Enine Stabilite Özelliklerinin Artık Stabilite Yöntemi ile Belirlenmesi
Erdoğan Açık, Ahmet Dursun Alkan 45
- Turning Circle and Zig-Zag Test Simulation for a Fishing Vessel Form**
Bir Balıkçı Gemisi Formu için Dönme ve Zig-Zag Testi Simülasyonu
Ferdi Çakıcı, Emre Kahramanoğlu 62
- Numerical Investigation of the Effects of Underwater Aft Cone Angle and Length-to-Beam Ratio on Hull Efficiency**
Denizaltı Kış Koniklik Açısının ve Boy-Genişlik Oranının Tekne Verimi Üzerine Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi
Yasemin Arıkan Özden, Fahri Çelik 71



GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI
MEZUNİYET HATIRASI
Mesleğine Hoşgeldin



Application of Key Performance Indicators (KPI) to the Selection of Ballast Water Treatment Systems

Gülçin Vural^{*1}, Fatma Yonsel¹

fyonsel@itu.edu.tr, gulcinvural@outlook.com

¹ Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, İstanbul Technical University

Summary

Every day more than 7000 different marine species are transferred to different ecosystems via ballast water. The introduction of invasive species can cause problems to native species. After realizing these serious problems caused by the organisms carried in ballast water, national and international regulations were developed. In 2004, the IMO introduced the "International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments". With these regulations, the problems caused by ballast water have attracted attention and many companies have started to research and develop ballast water management technologies. Today, there are hundreds of different systems for ballast water treatment and the selection of the most suitable system for a specific vessel is an increasingly important issue as the Convention nears enforcement on 8 September 2017. The goal of this study is to demonstrate that Key Performance Indicator (KPI) application for Ballast Water Treatment (BWT) System selection is a very useful tool enabling shipyards to compare BWT systems to make better choices and to designate the most adequate system for their ships. In this study two types of vessels from a shipyard in Istanbul-Turkey with different ballast water capacities and equipment are examined and the most suitable systems are selected by using the KPI method.

Keywords: Ballast Water, Ballast Water Treatment Systems, KPI, Key Performance Indicators

Balast Suyu Arıtım Sistemlerinin Seçiminde KPI (Anahtar Performans Göstergeleri) Uygulamaları

Gülçin Vural^{*1}, Fatma Yonsel¹

fyonsel@itu.edu.tr, gulcinvural@outlook.com

¹ *Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği, İstanbul Teknik Üniversitesi*

Özet

Gemilerin balast tanklarına alınan balast suyu ile her gün yaklaşık 7.000 canlı farklı ekosistemlere taşınmaktadır. İstilacı türlerin yeni bir ekosisteme girmesi, o ekosistemdeki yerli türler için sorunlara neden olabilmektedir. Balast suyu ile taşınan organizmaların yarattığı ciddi problemlerin farkına varılması ile, ulusal ve uluslararası düzenlemeler geliştirilmiştir. 2004 yılında, IMO Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi'ni yayımlamıştır. Bu düzenlemeler ile balast suyu kaynaklı problemler dikkat çekmeye başlamış, pek çok üretici firma balast suyu yönetimi teknolojileri üzerinde araştırmalar yapmış ve sistemler geliştirmişlerdir. Günümüzde balast suyu arıtımı için geliştirilmiş ve büyük bir kısmı IMO onayı almış olan yüze yakın sistem vardır. 8 Eylül 2017 tarihi itibarıyla Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi'nin yürürlüğe girmesi ile, gemiler için en uygun balast suyu sistemini seçmek önemli bir problem olarak karşımıza çıkacaktır. Bu çalışmanın amacı Anahtar Performans Göstergeleri (KPI) metodunun farklı balast suyu arıtım sistemlerinin detaylı ve doğru seçiminde kullanılacak bir karar aracı olarak kullanılabileceğini göstermektir. Çalışmamızda Türkiye'de bir tersanede inşa edilen farklı balast suyu kapasitelerine sahip iki gemi incelenmiş ve Anahtar Performans Göstergeleri metodu kullanılarak gemiler için en uygun sistemler önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: balast suyu, balast suyu arıtım sistemleri, KPI, anahtar performans göstergeleri

1. Giriş

Genel anlam olarak balast, bir cismin dengesini sağlamak ya da onu ağırlaştırmak amacı ile kullanılan her türlü nesnedir. 1800'lü yılların başlarında gemilerde balast ağırlığı kuru balast alınarak sağlanmaktaydı. Kullanılan bu kuru balast, daha çok tersane ve limanlarda uygun alanlara boşaltılmakta ve daha sonra o bölgeye gelen diğer gemiler tarafından balast olarak tekrar kullanılmaktaydı. Bu yöntemin hem efektif bir yöntem olmayışı, hem de zaman kaybına yol açması nedeniyle 1800'lü yılların sonlarına doğru meydana gelen teknolojik gelişmeler sayesinde deniz suyu balast olarak kullanılmaya başlanmıştır. Gemilere balast suyu daha çok yüksüz konumlarında ve gemi taşıma kapasitesinin yaklaşık olarak % 30-35'i mertebesinde alınır. Ancak gemilerdeki balast

tanklarına alınan balast suyu; balık yumurtaları, larvaları, bakteriler ve bitkiler gibi pek çok farklı canlıların farklı ekolojik sistemlere taşınmasına neden olmaktadır. Farklı ekosistemlerden gelip başka bir ekosistemde yaşamaya başlayan bu canlılara *yerli olmayan* (non-native) organizmalar denir. Yerli olmayan bu organizma türleri kimi zaman girdikleri bu yeni ekosistemlerde *istilacı* canlı olabilirler. Deniz ekosistemin doğal dengesinin bozulmasında insan kaynaklı faktörler büyük önem taşımaktadır. Gemilerin balast suları ile yeni ekosistemlere taşınması, deniz ekosistemi üzerindeki en büyük dört tehditten biridir. İstilacı türlerin neden olduğu sorunlar ekoloji üzerindeki etkiler, ekonomi üzerindeki etkiler ve sağlık üzerindeki etkiler olmak üzere üç ana kategoride incelenebilir. Girdiği ortamda istilacı konumuna gelen canlılar, kimi zaman bu bölgede doğal olarak var olan canlı türlerini avlarlar ve o türlerin yok olmasına neden olabilirler. Bu durum o bölgede hakim olan doğal ekosistemin değişmesine neden olur. Biyoçeşitlilikte meydana gelen bu değişiklik, yerel türün yok olmasına neden olarak, geri dönüşü mümkün olmayan hasarlara yol açabilir.

İstilacı türlerin neden olduğu sorunlar ekoloji üzerinde bıraktığı hasarlarla sınırlı değildir. Bu istilacı türler aynı zamanda ekonomik zararlara da yol açabilmektedirler. Şöyleki, istilacı türler kimi zaman işgal ettikleri bölgelerde doğal olarak bulunan balık türleri ile beslenmektedirler, ya da bu balık türleri ile benzer beslenme alışkanlıklarından ötürü, avlanma rekabetine girip balık türlerinin beslenmesine engel olmaktadır. Bu durumda bölgede mevcut olan balık türleri sayıca azalmakta, bu da bölgede yapılan balıkçılık aktivitelerini olumsuz etkilemektedir. Kimi zaman istilacı tür olarak bölgeye yerleşen yosun türleri bölgede bulunan balık çiftliklerinin zarar görmesine ya da yok olmasına neden olabilmektedir. Bunun yanısıra kimi istilacı türler sert zeminlere yapışırlar. Bu sebeple kıyılarda bulunan inşaatlarda, tesislerde ve endüstriyel yapılar ile liman yapılarında hasar meydana getirirler. Ayrıca özellikle yosun gibi bitkisel canlıların plaj olarak kullanılan alanlarda istilacı olarak çoğalmaları turizm açısından da ekonomiye zarar vermektedir (Avrupa turizmine olan zarar yılda 2.2 milyar Euro civarındadır (Balaji ve Yaakob, 2011)). İstilacı türlerin neden olduğu en önemli sorunlardan bir diğeri de insan sağlığı üzerinde yarattıkları sorunlardır. Balast suyu zehirli organizma ve patojenler barındırabilir ve bunların bir kısmı midye ve istiridye gibi canlılar tarafından absorbe edilir. Etkilenen bu deniz besinlerinin tüketimi tehlikeli olabilir.

Dünya çapında balast suyunun neden olduğu istilalar ile ilgili kaydedilmiş en büyük sorunlardan biri Amerika Göller Bölgesi'nde görülen zebra midyesi istilasidir. Bu bölge son yıllarda 180'den fazla sitilacı tür tarafından tahrip edilmiştir. Zebra midyeleri, bofa balığı, tirsi balığı vb. Göller Bölgesi'ne taşınmış ve bu bölgede yayılmış, yerel türler ile rekabet etmiş ve besin zincirine zarar vermişlerdir. İstila aynı zamanda balıkçılık, fabrikalar ve sahil kıyıları üzerinde de etkili olmuştur. Zebra midyeleri Amerika sularının % 40'ından fazlasına yayılmış ve 1 milyar dolardan fazla zarara neden olmuştur (Carlton, 2001). Amerika, Balıkçılık ve Doğal Yaşam Birimi'nin (U.S. Fish and Wildlife Service) yaptığı çalışmalar bu zararın 2000-2010 yılları arasında 5 milyar dolar civarı olduğunu göstermektedir (Tímár, 2008).

Balast suyu ile taşınan organizmaların neden olduğu sorunların ciddiyetinin farkına varılması ile birlikte, ulusal ve uluslararası düzeyde adımlar atılmaya başlanmıştır. Dünyanın pek çok yerinde bölgesel ve yerel düzenlemeler olsa da, en çok bilinen ve en önemli olan iki regülasyon, IMO ve USCG (Amerika Birleşik Devletleri Sahil Güvenlik) regülasyonlarıdır. 8 Eylül 2017 tarihi itibarıyla IMO Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi yürürlüğe girecektir. Bu sözleşme gemilerin balast suyu ve sedimenti yönetimi ve kontrolü için standartlar ve prosedürler geliştirerek zararlı sucul organizmaların bir bölgeden diğer bölgeye yayılmasını önlemenin yollarını aramaktadır. 11 Ocak 2017 itibarıyla, dünya tonajının % 53,30'unu temsil eden 54 ülkenin sözleşmeyi kabul ettiği görülmektedir (IMO).

Sözleşmenin 8 Eylül 2017'de yürürlüğe girmesi ile, 400 gros tonaj dan daha büyük olan gemilerin tamamı gemilerin havuz tarihine göre uygun bir plan içerisinde Balast Suyu Arıtımı Performans Standartlarına uyum sağlamak zorundadırlar. Dolayısı ile, gemilere IMO tip onayı almış olan balast suyu arıtım sistemlerinin kurulması zorunlu olacak ve bu durum uluslararası denizcilik endüstrisinin 100 milyar dolarlık bir maliyet ile karşı karşıya kalmasına neden olacaktır. Amerika Birleşik Devletleri, Sözleşme'ye taraf ülke değildir. Bunun yerine Amerika Birleşik Devletlerinin kendi düzenlemeleri bulunmaktadır. USCG Kuralları, Amerika sularında çalışan ve balast suyu boşaltan gemilerin 1 Ocak 2016'dan sonraki planlı ilk kuru havuzlarında USCG'nin test standartlarını karşılayan ve USCG onayı almış olan balast suyu arıtım sistemlerinin kurulumunu gerektirmektedir (ICS, 2016).

Piyasada 100'den fazla balast suyu arıtım sistemi mevcuttur. Ancak bu sistemleri bir kısmının IMO tip onay ve kurulum süreci devam etmektedir. Balast suyu sistemlerinin karşılaştırılması ve seçimi günümüzün araştırmacıları için bir görev haline gelmiştir. Sonuçta, ülkemizin gemi inşaatı ve denizcilik sektörlerinin bu sürece adaptasyonuna katkıda bulunmak için farklı segmentler için kullanılan balast suyu arıtım sistemlerini belirlemek ve standartlaştırmak ve bir filoda bulunan tüm gemiler için en iyi çözümü bulmak çok önemlidir.

Balast suyu sistemlerinin karşılaştırılması ve seçimi üzerine pek çok çalışma vardır. Perakeis ve Yang, farklı balast suyu arıtma sistemlerinin toplam masrafları ve faydalarının belirlenmesinin ve operasyon giderleri ile yatırım masrafları açısından bunların karşılaştırılmasının imkansız olduğunu söylemiştir (Perakis ve Yang, 2003). Rigby (1999), mevsimlerin ve sefer parametrelerinin etkilerinin de balast suyu arıtma sistemini belirlemede dikkate alınması gerektiğini savunmuştur. Parsons (2003) balast suyu arıtma sistemlerinde birincil arıtma için en çok tercih edilen filtreleme yönteminde kullanılan filtrelerin seçilmesinin dahi birçok farklı kriterin optimizasyonunu gerektiren bir problem olduğunu belirtmiştir. Bu karar verme sürecinde faktörlerin hiyerarşik ilişkilerini düzenleyen Analitik Hiyerarşi Süreci (AHP) metodunu kullanmıştır. 2005'te Gomes (2005), karar vericileri değerlendirme ve seçme konusunda en iyi balast suyu arıtma sistemini desteklemek ve yönlendirmek üzere geliştirilen THOR adlı bir yazılım kullanmıştır. THOR yöntemi, üç balast suyu yönetimi yöntemi arasında karşılaştırma yapabilmekte ve modelin karşılaştırması sadece üç balast suyu yönetimi alternatifine dayanmaktaydı. Mamlook ve araştırma grubu, 2008 yılında optimum balast suyu arıtma sistemini seçme sorununu araştırmış ve sekiz balast suyu arıtma sistemi arasında bir karşılaştırma yapmak için fuzzy-bulanık kümeler metodolojisini kullanmışlardır. Çalışmalarında sekiz balast suyu arıtma sistemi, fayda-maliyet oranlarına göre karşılaştırılmışlardır (Mamlook ve diğerleri, 2008). Berntzen, sistemlerin teknik ve ekonomik yönlerini de dikkate alarak, balast suyu arıtma sistemleri için bir karar destek sistemi geliştirmiştir (Berntzen, 2010). Berntzen'in çalışmasında seçim sürecinin başlarında teknik değerlendirme adı verilen bir uyumluluk analizi ve KPI değerlendirmesi adı verilen bir KPI analizi ile bazı sistemlerin elenmesini sağlamak mümkündür. Hazırlanan model ile gemilere uygun olan 6-8 sistem tespit edilmiştir. Gemiye özgü kısıtlamaların uygulanması ve sistemlere ait ilave bilgiler sistemlerin elenmesinde yardımcı olduğu gözlemlenmiştir. 2015 yılında ALHababi, hem gemi hem de balast suyu sistemleri parametrelerini göz önünde bulunduran bir balast suyu arıtma sisteminin seçimi için bir araç olarak bir AHP (Analitik Hiyerarşi Süreci) modeli geliştirmiştir. Spesifik olarak, geminin uyumluluğu, belirli bir ticaret yolu altında çok büyük bir ham petrol taşıyıcısı (VLCC) için düşünülmüştür. Spesifik olarak gemi uyumluluğu belli bir rotada seyreden ham petrol gemisi için düşünülmüştür (ALHababi, 2015).

Bu çalışmanın amacı, balast suyu arıtma sistemlerinin seçimi için bir karar verme yönteminin kullanılmasıdır. Bu konu üzerinde pek çok çalışma yapılmış olup, KPI yöntemi pek çok tersanede bütçe

performansı, gemilerin kuru havuz performansları, kargo ile alakalı kazalar, operasyonel gereksinimler, yolcu kaza oranı, liman devleti tutuklamaları, gemilerin kullanılabilir olma durumları, güvenlik zafiyetleri gibi pek çok diğer konuda da karar aracı olarak kullanıldığı için daha anlaşılabilir ve uygulanabilir görülmektedir (Konsta ve Plomaritou, 2012). Bunun yanısıra, KPI'lar bir şirketin ballast suyu yönetimi ile ilgili geçerli kurallara ve düzenlemelere uyma becerisini ifade eder (MARINTEK, 2010). Bu çalışmada bir balıkçı gemisi ile kuruyük gemisi için balast suyu arıtma sistemi seçiminin KPI yöntemi ile desteklenerek yapılmasının detayları anlatılmıştır. Kullanılan balast suyu arıtma sistemlerinin firmaları ile gemi isimleri gizlilik gerekçesi ile saklı tutulmuştur.

2. IMO regülasyonu; balast suyu değişimi ve performans standartları

Son 20-30 yıllık bir süreçte deniz ticareti hacminin artması ile gemilerin balast olarak katı maddeler yerine deniz suyunu taşımaları deniz ekosistemi için istilacı tür tehlikesi problemini gündeme getirmiştir. İstilacı organizmalar deniz ekosistemi için büyük tehlike teşkil etmektedirler ve gemilerin balast suları bu istilacı türlerin yeni ekosistemlere taşınmasında en önemli etkenlerden biri olarak belirlenmiştir. 2004 yılında kabul edilen Balast Suyu Yönetimi Sözleşmesi, Ekim 2017'de yürürlüğe girecek olup, gemilerdeki balast suyu ve sedimanını yönetecek ve kontrol edecek standartlar ve prosedürler oluşturarak zararlı sucül organizmaların bir bölgeden diğer bölgeye yayılmasının önlenmesi amaçlanmaktadır. Sözleşme gereği, uluslararası deniz trafiği içerisinde bütün gemilerin gemi bazlı balast suyu yönetimi planlarında belirtilen standartlara göre balast sularını ve sedimentlerini kontrol etmeleri gerekmektedir. Ayrıca tüm gemiler balast suyu kayıt defteri ve balast suyu yönetimi sertifikası taşımak zorundadırlar. Balast suyu yönetimi standartları belirli bir süre zarfında aşamalı olarak uygulanacaktır. Ara çözüm olarak gemiler ancak açık denizlerde balast suyu değişimi yapabileceklerdir. Sözleşmenin uygulanmasını kolaylaştırmak için bir dizi rehber geliştirilmiştir. Sözleşme, bölümlere ayrılmış ve gemilerin balast suları ve sedimanlarının kontrolü ve yönetimi için Yönetmelikte teknik standartlar ve gereklilikler içeren bir Ek bölüm ilave edilmiştir (IMO, 2004).

D-1 kuralına göre balast suyu değişimi yapan gemiler, bu değişimi hacimsel olarak % 95 verimle gerçekleştirmelidirler. Balast suyu yönetimi yapan gemilerin deşarj edecekleri balast suyu için uyulması gereken standartlar ise D-2 kuralı ile belirlenmiştir. D-2 kuralı deşarj edilecek balast suyunun birim hacimde yaşayacak organizma sayısı ve organizmaların boyutuna göre düzenlenmiştir (Tablo1) (ABS, 2011). Balast suyu arıtma sistemlerinin bir müşteriye satılmadan önce Bayrak Devleti tarafından onaylanmış olmaları gerekmektedir. Aktif madde kullanan balast suyu arıtma sistemlerinin daha kapsamlı bir onay sürecinden geçmeleri ve IMO tarafından temel ve nihai onay almaları gerekmektedir (David ve diğerleri, 2014). Karada kabul testleri yapılan bütün balast suyu arıtma sistemleri, minimum on defa IMO D-2 standartını karşıladığını göstermeleri ile onay alırlar.

Tablo 1. IMO Balast Suyu D2 Düzenlemesi (ABS, 2011)

Mikroorganizma Kategorisi	Regülasyon
Plankton, boyu > 50 µm	< 10 adet/m ³
Plankton, boyu 10-50 µm	<10 adet/ml
Toxicogenic Vibrio Cholerae	< 1 cfu/100ml
Escherichia Coli	<250 cfu/100ml
Intestinal Enterococci	< 100 cfu/100ml

3. Amerika Birleşik Devletleri Sahil Güvenlik (USCG) düzenlemeleri

IMO Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi'ne ek olarak, Amerika Birleşik Devletleri Sahil Güvenlik'i (USCG) Kuzey Amerika Göller Bölgesi'nde meydana gelen zebra midyesi istilasının yarattığı ekonomik ve ekolojik zararlara cevaben kendi regülasyonlarını ve rehber dökümanları geliştirmiştir. 23 Mart 2012'de USCG, istilacı türlerin ABD sularına girmesini ve yayılmasını önemek amacı ile, balast suyu yönetimine ilişkin son düzenlemelerini "ABD Sularında Boşaltılan Gemi Balast Sularında Yaşayan Organizmalar İçin Standartlar" başlığı ile yayınlamıştır. Son kural Haziran 2012'de yayınlanmıştır ve balast taşıyan tüm gemiler için geçerlidir. USCG, diğer ülkelerdeki yetkililerin onayladıkları balast suyu arıtım sistemlerinin en az balast suyu değişim metodu kadar etkili olduklarını göstermeleri durumunda, bu sistemlerin onaylarının geçici olarak kabul edilmesine izin veren bir düzenleme eklemiştir. USCG'nin balast suyu boşaltma standardı IMO standardı ile aynıdır. 2009'da USCG, IMO D2 standartlarından daha sıkı bir ikinci faz standardı daha önermiştir. Bazı eyaletlerde (California, New York) daha katı şartları olan balast suyu yönetimi standartları veya gereklilikleri vardır (David ve diğerleri, 2014).

4. Balast suyu arıtma teknolojileri

IMO D2 standartlarını karşılayan pek çok balast suyu arıtım metodu ve sistemi mevcuttur. Bu yöntemler temel olarak mekanik yöntemler, fiziksel yöntemler ve kimyasal yöntemler olarak üç ana başlık altında incelenebilir. Giriş kısmında bahsedildiği üzere, piyasada mevcut 100'ün üzerinde balast suyu arıtım sistemi olmasına karşın, bunların 69'u IMO tip onayına sahiptir (IMO, 2017). Ekipmanların onay süreçleri ile kurulumları devam etmektedir.

Tablo 2. Balast Suyu Arıtım Yöntemleri (Bilgin ve Yonsel, 2008)

<u>Mekanik Yöntemler</u>	<u>Fiziksel Yöntemler</u>	<u>Kimyasal Yöntemler</u>
Filtreleme	Isı	Biyositler
Siklonik Ayrıştırma	Ultrason	Hidroksil Radikalleri
	Oksijensizleştirme	pH Ayarlama
	Ultra Viyole	
	Koagülasyon	

4.1. Mekanik yöntemler

Mekanik yöntemlerin temelinde, balast tankına alınacak olan deniz suyunun tanka girmeden önce mekanik bir işlemle geçip, tanka ulaşacak olan organizma ve sediment miktarını azaltmak yatmaktadır. Böylelikle pek çok organizma ve partikülün balast tankına girişi başta engellenmiş olur ve organizmalar kendi doğal habitatlarında kalırlar. Mekanik yöntemler denildiğinde akla gelen yöntemler siklonik ayrıştırma ve filtrasyon yöntemleridir.

4.1.1. Filtreleme Yöntemi

Filtreleme sisteminde membran veya disk filtreler kullanılmaktadır. Gemi balast alırken 40-50 mikrondan büyük olan organizma ve sedimentlerin bu filtreler sayesinde tanka girişi engellenmiş olunur. Filtreleme yöntemi hem çevresel bir yöntemdir hem de çabuk sonuç alınır. Filtreleme işlemi gemi balast alırken ya da balast boşaltırken yapılabilir.

Filtreleme balast suyunu çoğu plankton, zooplankton ve sedimentlerden arındırmada etkili bir yöntemdir. Cangelosi ve diğerleri (2007), 50 µm'lik membran filtre ile balast suyunda bulunan mikrozooplanktonların arıtılmasında % 71-81 oranında verim elde edildiğini göstermiştir. Ayrıca balast suyundaki dinoflagellatların arıtılma verimliliği de %91 civarındadır. 50 µm membran filtre ve 55µm disk filtre verimlilikleri karşılaştırıldığında da 50µm'den büyük partüküllerin arıtılması konusunda membran filtreden % 91,9 'luk bir verim alındığı gözlenirken, bu oranın disk filtrelerde % 80'de kaldığı görülmektedir.

4.1.2. Siklonik Ayırıştırma Yöntem

Siklonik ayırıştırma yöntemi katı parçacıkların santrifuj kuvvetler yardımı ile su ortamından ayırıştırılması anlamındadır. Bu yöntem ile yalnızca yoğunluğu deniz suyunun yoğunluğundan fazla olan partiküller ayırıştırılabilir. Jelmert ve arkadaşlarının yaptıkları araştırmalar göstermiştir ki, düşük yoğunluğa ya da deniz suyunun yoğunluğuna yakın bir yoğunluk değerine sahip olan organizmaların, yani pek çok virüs, bakteri, fitoplankton, denizanası vs, ayırıştırılmasında siklonik yöntem yetersiz kalmaktadır. Yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre siklonik yöntem ile yapılan arıtma disk ve membran filtrelere göre yetersiz kalmaktadır (Jelmert, 1999).

Jelmert ve arkadaşlarının *Prorocentrum minimum* ve *Tetraselmis* ile yaptığı deneylerde, siklonik ayırıştırma ile % 10-30 arasında bir verimlilik elde edilmişti (Jelmert, 1999). Her ne kadar büyük partikülleri ayırıştırıp ikincil arıtma sisteminde kullanılacak olan cihazları koruyor olsa da, sistem pek çok zooplankton, mikroalg ve bakterileri ayırıştırma yeterli verimliliğe sahip değildir.

4.2. Fiziksel Yöntemler

Balast suyu arıtmasında kullanılan fiziksel yöntemler ısı, ultrason, oksijensizleştirme, koagülasyon ve ultra viole gibi balast suyundaki organizmaları kimyasal bir madde kullanmadan arındıran yöntemleri kapsamaktadır.

4.2.1. Isı ile arıtma yöntemi

Belli bir ısı değerinin üzerinde canlıların hücre yapısı değişeceğinden mikroorganizmalar ölmektedir.

Bu yöntemde balast suyunu ısıtmak için farklı metodlar kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi ana makinanın ortaya çıkardığı ısıyı balast suyunu artırmak için kullanmaktır. Ancak bu durumda ek olarak gemide borulama maliyeti açığa çıkacaktır. Ayrıca ısıtılması gereken balast suyu miktarı ve gemi ana makinasından elde edilecek olan ısı miktarı yeterlilik açısından karşılaştırılmalıdır. Rigby ve Hallegraef'in yaptığı çalışmalar balast suyunu 38-45°C ısıtmak, tropik ve alt tropikal sularda zooplankton ve fitoplanktonları öldürerek başarılı bir sonuç elde edilmesini sağlamakta olduğunu göstermiştir (Rigby, 1999). Ancak bu düşük sıcaklığın çoğu patojeni arıtmakta yetersiz kalacağı

düşünülmektedir (Desmarchelier ve Wong, 1998). Ayrıca balast suyunu bu seviyelere kadar ısıtmak kolera gibi patojenik bakterilerin de üremesine yol açabilir. Bazı bitkisel bakteriler, fungi ve virüsler genellikle 60-100°C sıcaklığı arasında ölürlerken, koli basili ve kolera gibi bakterilerini öldürmek için 55-75 °C sıcaklık, bakteri sporlarını öldürmek için 100°C'nin üzerinde bir sıcaklık gerekmektedir (Gardner ve Peel, 1991).

Isı ile arıtma metodu kullanılmadan önce göz önüne alınması gereken bazı faktörler vardır. Sefer süresi balast suyunun mevcut ısı kaynakları ile gerekli ısıya ulaşabilmesi için yeterli olmalıdır. Tankın içerisinde bulunan balast suyu geminin seyir halinde bulunduğu suyun sıcaklığından etkileneneğinden, bu yöntem çok soğuk sularda efektif bir yöntem olmayabilir. Çünkü soğuk olan suyu gerekli sıcaklığa ulaştırmak için daha çok enerji kullanılması gerekeceği için, bu durum maliyeti de artırır. Bir diğer problem ise, yükselen balast suyu sıcaklığının balast tanklarında meydana getireceği korozyondur. Balast tanklarını korozyondan korumak için kullanılan koruyucu epoksi kaplaması 80 °C sıcaklığa kadar dayanıklıdır (Valenti, 1997).

4.2.2. Ultrason ile arıtma yöntemi

Yüksek güçteki ultrason dalgaları sıvı içerisinde kavitasyon yaratır. Meydana gelen bu kavitasyon kesme kuvveti ve basınç ortaya çıkarır. Sıvı içerisinde bu yoğun ultrason dalgaları bir araya geldiğinde yüksek basınç ve alçak basınç çevrimleri oluşur. Alçak basınç esnasında ultrason dalgaları küçük hava boşlukları/kabarcıkları meydana getirir. Bu hava kabarcıkları daha fazla enerji absorbe edemeyecek boyuta ulaştığı zaman patlarlar. Bu durum kavitasyon olarak adlandırılır. Bu içe doğru patlama esnasında yerel olarak çok yüksek ısı (~5000 °C) ve basınç (~2000 atm) açığa çıkar. Bu durum ayrıca 280 m/saniye hıza erişebilen sıvı akışına sebep olur. Bu yüksek enerjye sahip hava kabarcığı oluşumu ve patlamalar organizmaların hücre duvarında bozulmaya neden olan hidrodinamik kesme kuvvetlerine ve ultrasonik titreşimler meydana getirirler. Yapılan pek çok çalışma ultrason tekniğinin virüsler ve bakteriler üzerindeki etkisini kanıtlamışlardır (Hielscher, 2017).

4.2.3. Oksijensizleştirme ile arıtma yöntemi

Deniz suyunda bulunan çözülmüş oksijen deniz canlılarının hayatta kalabilmeleri için gereklidir. Balast tankında bulunan oksijen miktarının düşürülmesi balast suyu içerisinde bulunan organizmalarda oksijen yetersizliğine yol açmaktadır. Balast suyunda anoksik bir ortam oluşturmak için birden fazla yöntem vardır. Bunlar, balast suyuna inert gaz (nitrojen) ilave etmek, vakum pompası kullanarak vakum oluşturmak, balast suyuna besin maddesi eklemektir.

Oksijensizleştirme metodunu kullanarak balast suyu artıması yapan sistemlerden biri olan Venturi Oxygen Stripping™ sistemi 2007 yılında IMO'dan tip onayı almıştır. Bu yöntemde balast suyu tanka alınırken suya inert gaz ilave edilmekte ve böylelikle suda bulunan oksijenin giderilmesi sağlanmaktadır.

McCullin ve arkadaşları (2007) balast suyunda anoksik bir ortam yaratmak amacı ile deniz suyunda içinde glikoz, sakkaroz, amonyum, nitrat ve fosfat bulunan besin maddesi karışımı eklemiştir. Böylelikle suda bulunan mikroorganizmaların büyümesi hızlandırılmıştır. Artan canlı sayısı daha fazla oksijen tüketimini gerektirmiştir, bu sayede sudaki oksijen suda bulunan mikroorganizmalarca hızla tüketilmiş ve balast suyunda anoksik bir ortam oluşumu sağlanmıştır.

4.2.4. Ultraviyole ışık ile arıtma yöntemi

Dalga boyu 100-400 nm arasında olan ışınlar ultraviyole ışık olarak adlandırılır. UV ışınları UV-A (315-400 nm), UV-B (280-315 nm) ve UV-C (200-280 nm) olmak üzere üç kategoriye ayrılmaktadır ve her birinin canlılar üzerindeki etkisi birbirinden farklıdır. 253,7 nm dalga boyunda UV-C ışınının dezanfektan etkisi bulunmuştur (Downes ve Blunt, 1877). Geniş yelpazede canlıya etki ettiğinden ve çevre dostu karakteristiğe sahip olduğundan ötürü UV yöntemi balast suyu arıtmasında en sık kullanılan yöntemlerden biridir. 240 nm ile 280 nm arasındaki dalgaboyları dezinfekte etkisine sahiptir.

4.2.5. Koagülasyon yöntemi ile arıtma

Koagülasyon yöntemi ile balast suyu arıtımı, gemi balast tanklarına balast suyu alımı sırasında yapılır. İlk olarak balast suyu alınan karıştırma tankında manyetik toz ve pıhtılaştırıcı madde eklenir. Burada balast suyunda plankton, bakteri, çamur ve diğer materyallerin bir araya gelmesi ile oluşan yaklaşık 1 mm'lik manyetik topaklar meydana gelir. Balast suyunda manyetik topaklar elde etmek için Demir (III) tetraoksit, alüminyum klorür, akrilamid sodium akrilat kopolimer kullanılmaktadır. Bu maddeler çevreci etken maddeler olarak belirtilmektedir. Daha sonra bu su manyetik seperatörlere ulaşır ve manyetize olmuş organizma ve sediment manyetik disk tarafından tutulur ve sudan ayrıştırılır (Saho ve diğerleri, 2004).

Karada yapılan testler 50 m³/saat debi ile gerçekleştirilmiş olup, elde edilen sonuçların IMO D2 kriterlerini sağladığı gözlemlenmiştir. Sonuçlar, balast suyunun 10 µm çapından büyük olan organizmalardan arıtıldığını, suda bulunan E.coli yoğunluğunun 1100 cfu/100 ml'den 2 cfu/100ml'ye düştüğünü, ayrıca asılı partikül seviyesinin de tespit edilemeyen seviyelere indiğini göstermektedir (MEPC, 2007).

4.3. Kimyasal Yöntemler

IMO'nun balast suyu arıtımı konusunda zararlı organizmaları bertaraf etmek üzere belirlediği standartlara uygun olarak kullanılan yöntemler arasında kimyasal metotlar önemli bir yer almaktadırlar.

4.3.1. Biyositler

Biyositler; içme suyunun arıtılması, atık suyun arıtılması, yüzme havuzlarının suyunun arıtılması gibi pek alanda kullanılırlar. Biyositler organizmaların üremesine ve sinir sistemlerine etki ederler. İki çeşit biyosit vardır; oksitleyici biyositler ve oksitleyici olmayan biyositler. Oksitleyici biyositlere örnek olarak klor, klor dioksit, ozon, hidrojen peroksit, perasetik asit verilebilir. Oksitleyici olmayan biyositler ise gluteraldehit, SeaKleen ve Acrolen'dir.

Klor, içme suyu arıtımında oldukça yaygın kullanılan bir oksitleyici biyositir. Klor suya sıvılaştırılmış klor gazı, sodium hipoklorid, kalsiyum hipoklorid olarak ya da direkt olarak sudan elektriksel olarak elde edilerek pek çok farklı formda eklenebilir (Gardner ve Peel, 1991). Balast suyunda bulunan sucül organizmaları etkisiz hale getirmek için gerekli olan klor miktarı farklılık göstermektedir. Mikroyosunlar, zooplanktonlar, bakteri ve fitoplanktonlar için bu konsantrasyon 1-100 ppm arasında

değişirken, dinoflagellat kistleri, dinlenme evresindeki zooplanktonlar ya da *Bacillus subtilis* sporları için bu miktar 486-2500 ppm'e kadar çıkabilmektedir (Gray ve diğerleri, 2006).

Klor, deniz suyundan elektroliz yolu ile de elde edilebilir (Spring, 2011). Dang ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalar deniz suyundan elektroliz ile elde edilen 3 ppm konsantrasyonunda klor ile, bakteri oranında % 99.999, fitoplankton ve mezoplankton oranının da % 99 düşme olduğunu göstermişlerdir (Yonsel ve Bilgin, 2010). Elektroliz ile klor elde edilmesi yöntemi, filtreleme ve UV yöntemleri ile bir arada kullanıldığında, sistemden alınan verimde artış gözlemlenir (Yonsel ve Bilgin, 2010).

Klordioksit (ClO_2) kullanımı pahalı olmasına karşın organik maddeler ile tepkimeye girmiyor olması, klora göre daha geniş pH aralığında mikroorganizma öldürücü etkisinin olması ve serbest klor açığa çıkarmadığı için daha çevreci olması bir avantajdır. Laboratuvar testleri 5 ppm konsantrasyonunda ClO_2 'nin bakteri ve planktonik canlıları arındırmada etkili olduğunu göstermektedir (Swanson ve Perlich, 2006).

Balast suyu artımında kullanılan bir diğer biyosit ozondur. Gemi bünyesinde bulunan bir ozon jeneratörü ile balast suyu alınırken suya ozon ilave edilir. Bu yüzden ozon için ekstra bir depolama alanına ihtiyaç duyulmamaktadır. Ozon ile arıtma yöntemi dinoflagellatlar ile mikroflagellatlar üzerinde etkilidir. Ancak yengeçler ve karidesler üzerinde yapılan deneyler göstermektedir ki, balast suyunu bu tür canlılardan arıtmada ozon yetersiz kalmaktadır (Gregg ve diğerleri, 2009). Ayrıca, balast tankında korozyon korumasının düşük olduğu kısımlar ile yüksek miktarda organik madde içeren sedimentin bulunduğu kısımda ozon ile arıtma işleminin yeterli olmadığı gözlenmiştir (Oemcke ve van leeuwen, 2005). Ozon ile arıtma yöntemine yönelik yapılan çalışmalarda elde edilen bulgular bu yöntemin balast suyu artımında özellikle bakteri sporları, dinoflagellat kistleri ve pek çok zooplankton türünün çevreye zarar vermeyecek konsantrasyonda ozon uygulanan arıtma işleminden canlı olarak kurtulduğu düşünüldüğünde hem maliyet hem de verimlilik açısından uygun olmasına ilişkin endişeler doğurmuştur (Oemcke ve van leeuwen, 1998).

Hidrojen peroksit balast suyu arıtımı için kullanılan oksitleyici biyositlerdendir. Ayrıştığında oksijen ve su açığa çıkar. Kuzirian ve arkadaşlarının (2001) yaptıkları çalışma, balast suyunun pH'ını arttırmanın balast suyunda bulunan *Mnemiopsis leidyi*, *Pennaria*, polychaete, crustacean, chordate ve çift kabuklu yumuşakça gibi omurgasız canlıları öldürmek için gerekli olan hidrojen peroksit konsantrasyonunun 1 ppm'e kadar düştüğünü göstermiştir. Bakteri sporları ve dinoflagellatlar hidrojen peroksit karşısında oldukça direnç gösterirler. Balast suyunu bu tür canlılardan arındırmak için gerekli olan yüksek hidrojen peroksit konsantrasyonu maliyeti arttıracığından, balast suyu arıtımında hidrojen peroksit kullanılması çok efektif bir yöntem olarak görülmemektedir. Ayrıca yüksek miktardaki hidrojen peroksit gemi bünyesinde depolanması da yöntemin efektifliği açısından oldukça büyük bir sorundur.

Perasetik asit balast suyu artımında önerilen organik biyositlerden biridir. Perasetik asidin sucul ekosistemdeki canlılara etkisine ait veriler az olsa da, bazı araştırmacılar koliforma bakterileri etkisiz hale getirmek için 6-8 ppm, bakteri sporlarını etkisiz hale getirmek içinse 300 ppm perasetik asidin gerektiğini belirtmişlerdir (Sangripanti ve Bonifacio, 1996). Alman bir şirket olan Degussa AG perasetik asit ve hidrojen peroksit birleşimi ile Peracelan Ocean adında bir ürün geliştirmiştir. Sıvı formda bulunan bu ürün bakteriler, sporlar, fitoplanktonlar ve balık yumurtaları üzerinde etkilidir (Fuchs ve de Wilde, 2004).

Oksitleyici olmayan kimyasallardan biri olan glutaraldehit, pek çok organizmayı öldürebilen organik bir bileşendir. Endüstride özellikle medikal ekipmanların sterilizasyonunda kullanılmaktadır. Bir deniz bakterisi türü olan *Vibrio fischeri*yi etkisizleştirmek için 14 ppm konsantrasyonunda glutaraldehit yeterli olurken, *Bacillus subtilis* için bu oran 20.000 ppm'e kadar çıkmaktadır (Sano ve diğerleri,

2003). Gluteraldehitin etkili olabilmesi için balast suyunun sıcaklık ve pH değeri önemlidir. Gluteraldehit yüksek sıcaklık ile 7,5 ve daha üzeri pH değerlerinde daha etkilidir (Sangripanti ve Bonifacino, 1996). Balast suyunun pH'ı 4,2-8,6 arasında değişmesi gluteraldehitin uygulanabilirliğini kısıtlamaktadır. Balast suyunu arıtmak için kullanılan gluteraldehitin miktarının artması hem maliyeti, hem doğaya verebileceği potansiyel zararı arttıracığından; hem de gemi personelinin sağlığı için risk oluşturacağından pratikte kullanılması pek mümkün olmayan bir yöntemdir.

SeaKleen içeriğinde menedion (K3 vitamini) bulunan oksitleyici olmayan bir biyosit türüdür. Bu bileşen tatlı ve tuzlu su organizmaları üzerinde etkilidir. Buna karşın deniz memelileri, kuşlar ve diğer balık türleri için zehirli olmadığından ötürü üretici firma tarafından balast suyu arıtmasında kullanılmak üzere önerilmiştir. Ayrıca yarılanma ömrünün kısa olması, zararlı yan ürünler ortaya çıkarmaması ve korozyona sebebiyet vermemesi de SeaKleen'in balast suyu arıtılması konusunda kullanımının önünü açmıştır (Wright ve Dawson, 2001).

Acroelin daha çok petrol endüstrisinde üretilen ürünün içinde bulunan bakterileri azaltmaya yönelik kullanılan bir biyosittir. Bakteri ve algleri de içeren mikroorganizmaların yanısıra; yumuşakçalar, kabuklular, balık ve sucul bitkileri de içeren makroorganizmalar üzerinde de etkilidir (Penkala ve diğerleri, 2004)

4.3.2. Diğer Yöntemler

Biyositlerin yanı sıra balast suyu arıtımında kullanılan başka kimyasal yöntemler de vardır. Bunlardan hidroksil radikalleri hemen hemen her türlü organik yapıyı karbondioksit ve suya ayrıştırabilir. Hidroksil radikalının su içersinde nanosaniyeler içerisinde su, oksijen ve karbondioksit ayrışıyor olması yöntemi çevre dostu yapmaktadır. Yöntemin kullanımı için gerekli olan sistemin ebatının küçük olması ve operasyon giderlerinin de az olması yöntemi tercih edilebilir kılmaktadır. Ancak yüksek yatırım maliyeti ve yüksek güç gereksinimi yöntemin önündeki engellerdendir (Bai ve diğerleri, 2005).

Bir diğer yöntem ise pH ayarlamadır. Balast tankına alkali ya da kimyasal madde ekleyerek suyun pH değişimi sağlanabilir. Ancak balast tankında pH'ın düşmesi korozyona yol açar (Oemcke, 1999). Ayrıca pH'ın değiştirilmesi de kimyasal olarak kararsız bir su oluşumuna neden olur. Bunun yanısıra balast suyunun pH'ını değiştirmek için gerekli olan kimyasalların gemide depolanması da yer açısından sorun teşkil edeceği gibi, gemi personeli için gemide büyük miktarlarda kimyasalın bulunması da sağlık ve güvenlik açısından bir problemdir. Yapılan çalışmalar pH değişimi sonucu kistler, sporlar ve dinlenme evresindeki organizmaların etkilenmedikleri gözlemlenmiştir.

Balast suyunu arıtmak için kullanılan bir başka yöntem ise, tuzluluktur. Tatlı su organizmaları tuzlu suda yaşayamadıklarından ve okyanuslarda yaşayan canlılar tatlı suda yaşayamadıklarından dolayı, balast suyunun tuzluluk oranını değiştirerek balast suyunun arıtılması yoluna gidilmiştir. Balast suyunun tuzluluk oranı değişimi ya direkt olarak tankların içine tuz ilave edilmesi ile ya da gemi bünyesinde bir tuzdan arındırma cihazı kullanılması ile gerçekleştirilir ki bu cihazlar pahalı olduklarından ötürü tercih edilmemektedirler.

4.4. Karma Yöntemler

Balast suyu arıtımı için pek çok yöntem vardır. Ancak balast suyu içerisinde bulunan canlıların çeşitliliği göz önüne alındığında hiçbir yöntem tek başına IMO D2 kriterlerini karşılamaya yetmemektedir. İşte bu durum, gemilerde balast suyu arıtması için fiziksel, kimyasal ve mekanik yöntemlerin birlikte kullanıldığı karma sistemlerin tercih edilmesine yol açmıştır. Piyasada bulunan

çoğu balast suyu arıtma sistemi üreticisi karma sistemleri tercih etmektedirler. Birincil arıtmada balast suyu içerisinde bulunan büyük partikül ve organizmalar mekanik bir yöntem ile balast suyundan ayrılırlar. İkincil arıtmada ise küçük partiküllerin ve organizmaların arıtımı gerçekleştirilir.

5. Karar aracı olarak KPI yöntemi: sonuçlar ve değerlendirme

Anahtar Performans Göstergeleri (KPI-Key Performance Indicators), performans ölçmek için kullanılan terimin genel adıdır. KPI iki şekilde ifade edilebilir; birincisi ilgili performans göstergelerinin matematiksel bir kombinasyonu olarak KPI değeri, ikincisi ise KPI değerinin 0 ile100 arasında bir derecelendirmesinin yapıldığı ve 100'ün en iyi performans göstergesi olduğu KPI derecelendirmesidir (MARINTEK, 2010). KPI ölçülebilir hedefler doğrultusunda yapılan ilerlemeyi değerlendirme imkanı sağlar. KPI yönteminde başarılı bir sonuç elde edebilmek için hedefe yönelik adımların ve ölçme kriterlerinin doğru seçilmesi gerekmektedir.

Günümüz teknolojisinde piyasada mevcut pek çok balast suyu arıtma sistemi üreten firma bulunmaktadır. Ayrıca daha önce de bahsedildiği gibi balast suyu arıtma sistemlerinin karşılaştırılması ve seçimine yönelik de pek çok çalışma mevcuttur. Bilindiği üzere KPI denizcilik endüstrisinde pek çok alanda karar verme ya da performans ölçme metodu olarak kullanıldığından, belirli bir gemi ya da filo için en uygun olan balast suyu arıtma sistemini seçmek için kullanılan etkili yöntemlerden biridir. Excel'de yaratılan model ile gemiden gelen parametreleri ölçülür, farklı üretici firmalardan elde ettiği bilgiler ile bu veriler karşılaştırılır ve her bir gemi için sistemin uygun olup olmadığı yönünde sonuç elde edilir. Excel, kullanım kolaylığı açısından hem model oluşturma hem de hesaplamalarda kullanılmıştır (Berntzen, 2010).

Bu çalışmada Bölüm 5.3'te teknik detayları verilen balıkçı ve kuruyük gemileri için KPI yöntemi kullanılarak gemi için balast suyu arıtma sistemi seçiminin nasıl gerçekleştiği anlatılmıştır.

5.1. Örnek durum: Balıkçı ve kuruyük gemileri için anahtar veriler

KPI analizinin yapılabilmesi için öncelikle önemli olan kriterlerin yani “anahtar” verilerin belirlenmesi gerekmektedir. Daha sonra ise her bir anahtar veri için belli limitlerin koyulması gerekmektedir.

Anahtar olan faktörlerin önem dereceleri birbirinden farklıdır. Analiz yapılırken de bu farklılıklar belirleyici noktalar olacaktır (Vural, 2015). Aşağıda Tablo 3'te KPI analizi yapılan iki gemi için anahtar faktörler ve bu faktörlerin belirlenen önem dereceleri, yani ağırlıkları verilmiştir.

Tablo 3. KPI anahtar faktörleri ve önem dereceleri.

KPI	Ağırlık
Basınç Düşüşü*	%20
Sistemin Taban Alanı	%15
Yatırım Fiyatı	%50
Yıllık İşletim Maliyeti	%15

*Filtreleme yönteminde filtrelerin temizliği için geri yıkama yapılmasından dolayı meydana gelen basınç düşüşleri balast alma süresinin uzamasına neden olmaktadır. Bu nedenle system seçiminde filtrelerde meydana gelen basınç düşüşü değeri önemlidir.

Yukarıdaki verilere ek olarak sistemler için teknik ve maliyet açısından yapılacak olan bir karşılaştırma, sonucun daha doğru olmasına katkıda bulunur. Ancak kurulum ve operasyona yönelik veriler tahmine yönelik yapılacağından, bu veriler KPI analizinin ilk bölümü olan sistemin uygunluğunun belirlenmesi için kullanılmıştır. Kurulum ve operasyona yönelik kriterler Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Kurulum ve operasyona yönelik kriterler.

Madde	Önem Derecesi
Kimyasal Madde Kullanımı	Birincil
USCG kuralları	Birincil
Aritma Zamanı	Birincil
Kurulum Maliyeti	İkincil
Toplam Yatırım Maliyeti	İkincil
Yakıt Maliyeti	İkincil
Bakım/Tutum Maliyeti	İkincil

Anahtar veriler ile sistemlerden elde edilen veriler karşılaştırılır ve model 1x11'lik bir matris üretir. Ortaya çıkan matriste 1 olarak görülen değerler "evet" yani sistem kriterleri karşılıyor, 0 olarak görülen değerler "hayır" yani sistem kriterleri karşılamıyor anlamına gelmektedir. Oluşturulan model tüm anahtar ve birincil faktörler olumlu ve ikincil faktörlerin en az iki tanesi olumlu olarak tespit edildi ise sistem "UYUMLU" olarak değerlendirilecektir. Bunun yanında eğer tüm anahtar ve birincil faktörler olumlu iken, ikincil faktörlerden ikiden daha azı olumlu tespit edilirse sistem "KISMEN UYUMLU" olarak değerlendirilecektir. Anahtar faktörlerden herhangi birinin olumsuz tespit edilmesi durumunda ise, model sistemi "UYUMSUZ" olarak tespit edip reddedecektir.

5.2. Balıkçı ve kuruyük gemileri için KPI değerlendirmesi hesaplamaları

Anahtar faktörlerin birbirleri ile karşılaştırılabilmesi için eldeki verileri derecelendirme yoluna gidilmiştir. Her bir anahtar faktör, en iyi derece 1, en kötü derece 6 olacak şekilde 1 ile 6 arasında derecelendirilmiştir. Derecelendirme her bir kategorideki en iyi değer baz alınarak yapılmıştır. Derecelendirme yapılırken kullanılan (1) ve (2) numaralı denklemler Berntzen'in (2010) çalışmasından uyarlanmıştır;

$$C_i = \frac{n_i}{n_{min}} \quad (1)$$

$$C_{D_{max}} = D \times \frac{C_{max}-1}{6} + 1 \quad (2)$$

1 numaralı denklemde n_i derecelendirilmesi yapılacak sistemin gerçek değeri, n_{min} ise o kategorideki en küçük değerdir. Bu denklem ile her bir sistemin belirlenen anahtarlar için katsayıları elde edilir. İkinci denklemde her derece için maksimum katsayı hesabı yapılır. 2 numaralı denklemde D değeri 1 ile 6 arasında dereceyi, C_{max} ise hesap yapılan kategorideki maksimum katsayıyı ifade etmektedir. Bu iki denklem ile her sistem için belirlenen kategorilerin derecesi hesaplanır.

5.3. Balıkçı gemisi ve kuruyük gemisinin teknik özellikleri

Çalışmada kullanılan balıkçı gemisinin temel özellikleri aşağıdaki gibidir.

LOA:	72,4 m
B:	15,2 m
D:	9,20 m
T:	7,8 m
Gros Ton:	2720
Klaslama:	DnV, +1A1, Fishing Vessel, Ice C, E0
Balast Suyu Kapasitesi:	350 m ³
Balast Suyu Pompası Kapasitesi:	1 x 50m ³ /saat @2,5 bar

Çalışmada kullanılan kuruyük gemisinin temel özellikleri aşağıdaki gibidir.

LOA:	68 m
B:	12,5 m
D:	6,8 m
T:	5,7 m
Gros Ton:	1550 ton
Klaslama:	BV I +HULL+MACH, General Cargo, Heavy Load [10 kN/m ²], Occasional Dry Bulk Cargo, Navigation)
Balast Suyu Kapasitesi:	870 m ³
Balast Suyu Pompası Kapasitesi:	2 x 125 m ³ /saat @2,5 bar

5.4. Balıkçı gemisi için balast suyu arıtma sistemi seçiminin kpi ile değerlendirilmesi

Her bir gemi için üç farklı üretici firmaya ait balast suyu arıtma sistemi değerlendirilmiştir. Balıkçı gemisi için değerlendirilen balast suyu arıtma sistemlerinin teknik özellikleri Tablo 5'te verilmiştir. Gizlilik gereği üretici firma isimleri saklı tutulmaktadır.

Tablo 5. Balıkçı gemisi için değerlendirilen balast suyu arıtma sistemlerinin teknik özellikleri

		Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Arıtma Yöntemi		Filtreleme + UV	Ön Filtreleme + Filtreleme + UV	Filtreleme + UV
Arıtma	Balast Suyu Alınırken	Filtreleme + UV	Ön Filtreleme + Filtreleme + UV	Filtreleme + UV
	Balast Suyu Boşaltılırken	UV	UV	UV
Filtreler		55 mikron	200 mikron ön filtre 50 mikron filtre	40 mikron
Basınç Düşüşü		0,7 bar	0,9 bar	0,3 bar
UV kapasitesi		85 m ³ /saat	50 m ³ / saat	50 m ³ / saat
Güç Tüketimi		10-15 kW	16 kW	19 kW

Excel'de hazırlanan modelde kullanılan sistem kriterleri Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 6. KPI analizi sistem kriterleri.

KPI	Kriter
Basınç Düşüşü	1 bar
Alan	4 m ²
Sistem Fiyatı	200.000 \$
Yıllık İşletim Maliyeti	2.500 \$
Kimyasal Madde Kullanımı	Hayır
USCG Kuralları	Hayır
Arıtma Zamanı	Balast Alımında
Kurulum Maliyeti	Sistem fiyatının %5'i
Toplam Yatırım Maliyeti	210.000 \$
Yakıt Maliyeti	500 \$
Bakım/Tutum Maliyeti	2.000\$

Tablo 7'de her bir sisteme ait değerler belirtilmiştir. Tablo 6 ve Tablo 7 deki değerlerin karşılaştırılması ile oluşturulan model sonuçları ise Tablo 8 de görülmektedir. Model [1x11]'lik bir matris üretmekte olup ortaya çıkan matriste '1'olarak görülen değerler "evet" yani sistem kriterleri karşılıyor, '0' olarak görülen değerler "hayır" yani sistem kriterleri karşılamıyor anlamına gelmektedir (Vural, 2015).

Tablo 7. KPI analizi sistem verileri.

	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	0,7 bar	0,9 bar	0,3 bar
Alan	2,17 m ²	5,62 m ²	3,57 m ²
Sistem Fiyatı	185.000 \$	203.000 \$	200.000 \$
Yıllık İşletim Maliyeti	1.240 \$	14.650 \$	2.100 \$
Kimyasal Madde	Hayır	Hayır	Hayır
USCG kuralları	Hayır	Hayır	Hayır
Aritma Zamanı	Balast Alımında	Balast Alımında	Balast Alımında
Kurulum Maliyeti	7.100 \$	11.150 \$	6.900 \$
Toplam Yatırım Maliyeti	192.100 \$	214.150 \$	206.900 \$
Yakıt Maliyeti	280 \$	450 \$	500 \$
Bakım/Tutum Maliyeti	1.240 \$	16.000 \$	1.600 \$

Tablo 8. KPI analizi sistem uygunluğu değerlendirmesi.

	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	1	1	1
Alan	1	0	1
Sistem Fiyatı	1	0	1
Yıllık İşletim Maliyeti	1	0	1
Kimyasal Madde	1	1	1
USCG kuralları	1	1	1
Aritma Zamanı	1	1	1
Kurulum Maliyeti	1	0	1
Toplam Yatırım Maliyeti	1	0	1
Yakıt Maliyeti	1	1	1
Bakım/Tutum Maliyeti	1	0	1
Sistem Uygunluğu	UYUMLU	UYUMSUZ	UYUMLU

Analizin ilk aşaması belirlenen anahtarlar doğrultusunda gemi için uyumlu olan balast suyu arıtma sistemlerinin belirlenmesine yönelik yapılmıştır. Bu durumda, istenilenler doğrultusunda iki numaralı sistem gemi için uygun bulunmamıştır.

Analizin ikinci aşamasında, anahtar faktörler için katsayılar hesaplanarak her bir sistemin farklı kategorileri için derece belirlemesi yapılmıştır. İlk aşamada yapılan analiz ile 2 numaralı sistem uygun olmadığı halde, analizin ikinci aşamasının nasıl çalıştığı anlatmak adına değerlendirmeye iki numaralı sistem de dahil edilmiştir.

Denklem 1 kullanılarak sistemlerin her bir kategori için C_i değerlerinin belirlenebilmesi için gerekli olan n_{min} değeri Tablo 9'da yer almaktadır.

Tablo 9. KPI analizi sistemlerin minimum değerleri.

KPI	n_{min}
Basınç Düşüşü	0,3
Alan	2,17
Sistem Fiyatı	185.000 \$
Yıllık İşletim Maliyeti	1.240

n_i değeri kullanılarak her sistemin belirlenen kategorileri için C_i katsayısı hesaplanmıştır. Tablo 10'da C_i değerleri yer almaktadır. Denklem 1 ile elde edilen katsayılar, denklem 2'de yerlerine koyulup, her bir derece ve kategori için Tablo 11'de verilen C_{Dmax} değerleri hesaplanmıştır.

Tablo 10. KPI analizi sistemlerin C_i değerleri

KPI	C_i		
	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	2,333	3,000	1,000
Alan	1,000	2,597	1,648
Sistem Fiyatı	1,000	1,097	1,081
Yıllık İşletim Maliyeti	1,000	11,815	1,694

Tablo 11. KPI analizi C_{Dmax} değerleri

D	C_{Dmax}			
	Basınç Düşüşü	Alan	Sistem Fiyatı	Yıllık İşletim Maliyeti
1	1,333	1,266	1,016	2,802
2	1,667	1,532	1,032	4,605
3	2,000	1,798	1,049	6,407
4	2,333	2,065	1,065	8,210
5	2,667	2,331	1,081	10,012
6	3,000	2,597	1,097	11,815

Tablo 10'da her bir sistem için bulunan katsayılar Tablo 11'de her bir derece için belirlenmiş olan katsayılar ile karşılaştırılıp kategorilere göre sistemin derecelendirilmesi gerçekleştirilir. Örneğin Sistem 1 için basınç düşüşü C_i değeri 2,333 bulunmuştur. Tablo 11'de basınç düşüşü için 2,333 değeri Derece 3 C_{Dmax} değerinden büyük, Derece 4 C_{Dmax} değerine eşittir. Bu durumda Sistem 1 için basınç düşüşü derecesi 4'tür.

Excel'de hazırlanan model ile hesaplanan derecelere ait bilgiler aşağıda Tablo 12'de verilmiştir.

Tablo 12. KPI analizi ile hesaplanan sistem dereceleri.

KPI	Derece		
	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	4	6	1
Alan	1	6	3
Sistem Fiyatı	1	6	5
Yıllık İşletim Maliyeti	1	6	1

Tablo 12'de görüldüğü üzere analizin birinci aşamasında uygun olmadığı belirtilen 2 numaralı sistem yakıt maliyeti dışındaki bütün kategorilerde en kötü derece olan 6 ile derecelendirilmiştir. Tablo 12 göstermektedir ki, 1 numaralı sistem balıkçı gemisi için en uygun balast suyu arıtma sistemidir.

Daha önce bahsedildiği üzere her bir anahtar faktörün seçime etki etme ağırlığı birbirinden farklıdır. Bu aşamadan sonra elde edilen dereceler, anahtar faktör olan kriterler için daha önceden belirtilen ağırlıklarına göre tekrar modelde hesaplanır ve sistemler için ortalama bir puan elde edilir. Puan, sistem derecelerinin ortalamasının 10 ile çarpılması ile elde edilir. Yapılan bu analizde en yüksek yani en kötü puan 15 olarak ortaya çıkmıştır. En iyi puan ise 4'dir. En iyi puanı almış olan 1 numaralı sistem bu gemi için en uygun sistem olarak belirlenmiştir. Tablo 13'te derecelerin ağırlıkları ile çarpılması sonucu elde edilen sonuçlar yer almaktadır.

Tablo 13. Sistem derecelerinin ağırlıkları ile çarpımı.

	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	0,800	1,200	0,200
Alan	0,150	0,900	0,450
Ekipman Fiyatı	0,500	3,000	2,500
Yıllık İşletim Maliyeti	0,150	0,900	0,150
Puan	4	15	8,25

5.5. Kuru yük gemisi için balast suyu arıtma sistemi seçiminin kpi ile değerlendirilmesi

Kuruyük gemisi için değerlendirilen balast suyu arıtma sistemlerinin teknik özellikleri Tablo 14'te verilmiştir. Analizin yapılabilmesi için hesap tablosunda (Excel) hazırlanan modele Bölüm 5.1'de belirlenen kriterler için ilgili değerler girilmiştir (Vural, 2015). Sistemlere ait değerler ise Tablo 15'teki gibidir.

Tablo 15'te belirlenen kriterler ile Tablo 16'da belirtilen sistemlere ait bilgiler Excel'de hazırlanan modelde karşılaştırılmış ve [1x11]'lik bir matris elde edilmiştir. Analizin ilk aşaması belirlenen anahtarlar doğrultusunda gemi için uyumlu olan balast suyu arıtma sistemi sistemlerin belirlenmesine yönelik yapılmıştır. Bu durumda, isterler doğrultusunda üç numaralı sistem gemi için uygun bulunmamıştır (Bkz. Tablo 17).

Tablo 14. Kuruyük gemisi için değerlendirilen balast suyu arıtma sistemlerinin teknik özellikleri

		Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Arıtma Yöntemi		Filtreleme + UV	Filtreleme + UV	Elektrokimyasal
Arıtma	Balast Suyu Alınırken	Filtreleme + UV	Filtreleme + UV	Elektrokimyasal
	Balast Suyu Boşaltılırken	UV	UV	Nötrleştirme
Filtreler		40 mikron	55 mikron	-
Basınç Düşüşü		0,8 bar	0,7 bar	0,2 bar
UV kapasitesi		250 m ³ /saat	255 m ³ / saat	-
Güç Tüketimi		18-41 kW	18-25 kW	27,4 kW

Tablo 15. KPI analizi sistem kriterliği.

KPI	Kriter
Basınç Düşüşü	1 bar
Alan	7 m ²
Sistem Fiyatı	230.000 \$
Yıllık İşletim Maliyeti	2.000 \$
Kimyasal Madde Kullanımı	Hayır
USCG kuralları	Hayır
Arıtma Zamanı	Balast Alımında
Kurulum Maliyeti	Sistem fiyatının %5'i
Toplam Yatırım Maliyeti	241.500 \$
Yakıt Maliyeti	900 \$
Bakım/Tutum Maliyeti	1.000\$

Tablo 16. KPI analizi sistem verileri.

	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	0,8 bar	0,7 bar	0,2 bar
Alan	6,12 m ²	6,44 m ²	2,48 m ²
Sistem Fiyatı	220.000 \$	215.000 \$	188.000 \$
Yıllık İşletim Maliyeti	1.850 \$	1.660 \$	120 \$
Kimyasal Madde	Hayır	Hayır	Hayır
USCG kuralları	Hayır	Hayır	Hayır
Arıtma Zamanı	Balast Alımında	Balast Alımında	Balast Alımında
Kurulum Maliyeti	1.800 \$	6.300 \$	2.000 \$
Toplam Yatırım Maliyeti	221.800 \$	221.300 \$	190.000 \$
Yakıt Maliyeti	850 \$	700 \$	120 \$
Bakım/Tutum Maliyeti	1.000 \$	960 \$	0 \$

Tablo 17. KPI analizi sistem uygunluğu değerlendirilmesi.

	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	1	1	1
Alan	1	1	1
Sistem Fiyatı	1	1	1
Yıllık İşletim Maliyeti	1	1	1
Kimyasal Madde	1	1	0
USCG Kuralları	1	1	1
Arıtma Zamanı	1	1	1
Kurulum Maliyeti	1	1	1
Toplam Yatırım Maliyeti	1	1	1
Yakıt Maliyeti	1	1	1
Bakım/Tutum Maliyeti	1	1	1
Sistem Uygunluğu	UYUMLU	UYUMLU	UYUMSUZ

Analizin ikinci aşamasında, anahtar faktörler için katsayılar hesaplanarak her bir sistemin farklı kategorileri için derece belirlemesi yapılır. Denklem 1 kullanılarak sistemlerin her bir kategori için C_i değerlerinin belirlenebilmesi için gerekli olan n_{min} değeri Tablo 18'de yer almaktadır.

Tablo 18. KPI analizi sistemlerin minimum değerleri.

KPI	n_{min}
Basınç Düşüşü	0,2
Alan	2,48
Sistem Fiyatı	188.000
Yıllık İşletim Maliyeti	120

n_i değeri kullanılarak her sistemin belirlenen kategorileri için C_i katsayısı hesaplanmıştır. Tablo 19'da C_i değerleri yer almaktadır.

Tablo 19. KPI analizi sistemlerin Ci değerleri.

KPI	C _i		
	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	4,000	3,500	1,000
Alan	2,463	2,592	1,000
Ekipman Fiyatı	1,170	1,144	1,000
Yıllık İşletim Maliyeti	15,417	13,833	1,000

Denklem 1 ile elde edilen katsayılar, Denklem 2'de yerlerine koyulup, her bir derece ve kategori için Tablo 20'de verilen C_{Dmax} değerleri hesaplanmıştır.

Tablo 20. KPI analizi C_{Dmax} değerleri.

D	C _{Dmax}			
	Basınç Düşüşü	Alan	Sistem Fiyatı	Yıllık İşletim Maliyeti
1	1,500	1,265	1,028	3,403
2	2,000	1,531	1,057	5,806
3	2,500	1,796	1,085	8,208
4	3,000	2,061	1,113	10,611
5	3,500	2,327	1,142	13,014
6	4,000	2,592	1,170	15,417

Tablo 19'da her bir sistem için bulunan katsayılar Tablo 20'de her bir derece için belirlenmiş olan katsayılar ile karşılaştırılıp kategorilere göre sistemin derecelendirilmesi gerçekleştirilir. Örneğin Sistem 2 için sistem fiyatı Ci değeri 1,144 bulunmuştur. Tablo 19'da sistem fiyatı için 1,144 değeri Derece 5 C_{Dmax} değerinden büyük, Derece 6 C_{Dmax} değerinden küçüktür. Bu durumda Sistem 2 için sistem fiyatı derecesi 6'dır. Excel'de hazırlanan model ile hesaplanan derecelere ait bilgiler aşağıda Tablo 21'de verilmiştir.

Tablo 21. KPI analizi ile hesaplanan sistem dereceleri.

KPI	Derece		
	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	6	5	1
Alan	6	6	1
Sistem Fiyatı	6	6	1
Yıllık İşletim Maliyeti	6	6	1

Daha önce bahsedildiği üzere her bir anahtar faktörün seçime etki etme ağırlığı birbirinden farklıdır. Bu aşamadan sonra elde edilen dereceler, anahtar faktör olan kriterler için daha önceden belirtilen ağırlıklarına göre tekrar modelde hesaplanır ve sistemler için ortalama bir puan elde edilir. Tablo 22'de derecelerin ağırlıkları ile çarpılması sonucu elde edilen sonuçlar yer almaktadır. Puan, sistem derecelerinin ortalamasının 10 ile çarpılması ile elde edilmiştir. Yapılan bu analizde en yüksek yani

en kötü puan 15 olarak ortaya çıkmıştır. En iyi puan ise 2,5'dir. Sistem 3 analiz sonucu en iyi puanı almış olmasına rağmen, analizin birinci aşamasında anahtar ve birincil faktörlerinin tamamını karşılamadığı için model tarafından uyumsuz olarak belirlenmiştir

Tablo 22. Sistem derecelerinin ağırlıkları ile çarpımı.

	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Basınç Düşüşü	1,200	1,000	0,200
Alan	0,900	0,900	0,150
Sistem Fiyatı	3,000	3,000	0,500
Yıllık İşletim Maliyeti	0,900	0,900	0,150
Puan	15	14,5	2,5

6. Sonuç

8 Eylül 2016 tarihinde Finlandiya'nın da onayı ile Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi onay kriteri olan dünya ticaret filosu tonajının %35'ine ulaşılmıştır. IMO Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi 8 Eylül 2017'de yürürlüğe girecektir. 11 Ocak 2017 tarihi itibarıyla, dünya ticaret tonajının% 53,30'ünü temsil eden Sözleşme'ye taraf 54 devlet bulunmaktadır (IMO).

Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi'nin yürürlüğe girmesine halen 7-8 aylık bir zaman olmasına rağmen bu süre, önümüzdeki süreçte balast suyu arıtım sistemlerine olan talebin artacağı göz önünde bulundurulduğunda ve tersanelerin kapasitesi düşünüldüğünde, bu konuda henüz çalışmalara başlamamış olan gemi sahiplerinin önümüzdek aylarda yatırım yapmaya başlamaları gerekmektedir.

Gelecekteki beş yıllık dönem, 2018-2022 yılları arasında, balast suyu arıtma sistemleri üreticileri ve armatörler için son derece yoğun ve telaşlı olacaktır. Tersaneler, kısıtlı bir zaman dilimi içerisinde gemiler için en uygun sistemi seçmek zorunda olacaklarından sorun yaşayabileceklerdir. Sözleşmenin yürürlüğe girmesinden sonra, tersaneler büyük bir iş yükü ve zaman sınırlaması problemi ile karşı karşıya kalacaklar.

Bu çalışmanın amacı, balast suyu arıtma sistemlerinin seçiminde sistemin teknik ve ekonomik yönlerini de dikkate alarak danışmanlık yapabilmek ve tavsiyelerde bulunabilmek için bir karar destek metodu kullanmaktır. Örnek çalışma olarak bir balıkçı gemisi ve bir kuruyük gemisi için KPI metodu kullanılarak balast suyu arıtma sistemi seçimi yapılmıştır. Her iki gemi için üç farklı balast suyu arıtma sistemi incelenmiştir. Excel'de oluşturulan model ile sistemlerin ekonomik ve teknik açıdan detaylı incelenmesi yapılmıştır. Değerlendirmenin ilk aşamasında anahtar veriler ve sistemlerin özellikleri karşılaştırılmış olup, gemiler için uygun sistemler belirlenmiştir. Modelin ikinci aşamasında ise, sistem kriterleri 1 ile 6 arasında derecelendirilip karşılaştırma yapılmıştır. Bu uygulama ile sistemlerin her bileşeni detaylı olarak değerlendirilmiş ve gemiler için en uygun sistemler belirlenmiştir. Ticari gizlilik sebebi ile üretici firmalar ile inşa edilen gemilerin isimleri saklı tutulmuştur.

Sonuçlar göstermektedir ki, balast suyu sistemi seçiminde KPI yönteminin uygulanması, karar verme aşamasında sistemlerin karşılaştırılmasına olanak sağladığından tersaneler için oldukça faydalıdır. Ayrıca Anahtar Performans Göstergeleri yönteminin uygulanması için Excel programı kullanılması da kullanıcı açısından da kullanım ve uygulama kolaylığı sağlamaktadır.

Not: Bu makale F. Yonsel'in danışmanlığında G. Vural tarafından hazırlanan ve Aralık 2015 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde kabul edilen tez çalışması temel alınarak hazırlanmıştır.

Kaynaklar

ABS. (2011). Ballast Water Treatment Advisory, TX 04/11 6000 11052.

ALHababi, Hani H.M.H. (2015). Development of Decision Support Tool for Advising on Selecting Ballast Water Treatment System. PhD, University of Strathclyde.

Bai, X.Y., Zhang, Z.T., Bai, M.D. & Yang, B. (2005). Killing of invasive species of ship's ballast water in 20t/h system using hydroxyl radicals. Plasma Chemistry and Plasma Processing. 25. 15-22.

Balaji, R., & Yaakob, O. B. (2011). Emerging Ballast Water Treatment Technologies: A Review, Journal of Sustainability Science and Management, 6:1, 126-138.

Berntzen, M. (2010). Guidelines for selection of a ship BWTS. MSc, Norwegian University of Science and Technology.

Bilgin, G.C. & Yonsel, F., 2008. Balast Suyu Arıtımında Alternatif Yöntemler, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, 24-25 Kasım 2008, İstanbul, Bildiriler Kitabı, Cilt 1. (in Turkish).

Bilgin, G.C. & Yonsel, F. (2013) Electrochemical Cell Applications for Ballast Water Treatment, Marine Technology Society Journal, Vol:47, No:1 , pp: 134-145.

Carlton, J.T. (2001). Introduced Species in U.S. Coastal Waters: Environmental Impacts and Management Priorities. Pew Oceans Commission, Arlington VA.

Cangelosi, A.A., Mays, N.L., Balcer, M.D., Reavie, E.D., Reid, D.M., Sturtevant, R., Gao, X. (2007). The response of zooplankton and phytoplankton from the North American Great Lakes to filtration. Harmful Algae 6: 547-566.

David, M., Gollasch, S., Hewitt, C. (2014). Global Maritime Transport and Ballast Water Management, Springer, ISBN: 978-94-017-9367.

Desmarchelier, P. & Wong, F. (1998). The potential for *Vibrio cholerae* to translocate and establish in Australian waters. AQIS Ballast Water Research Series Report No.10. Australian Government Publishing Service, Canberra

Downes, M.D. & Blunt, T.P. (1877). Researches on the effect of light upon Bacteria and other organisms. Proceedings of the Royal Society of London. 26. 488-500.

Fuchs, R., de Wilde I. (2004). Peraclean® Ocean-A potentially environmentally friendly and effective treatment option for ballast water. In: Matheickal JT, Raaymakers S (eds), Second International

Symposium on Ballast Water Treatment. International Maritime Organisation, London, UK, pp 175-180.

Gardner, J.F. & Peel, M.M. (1991). Introduction to sterilisation, disinfection and infection control. Churchill Livingstone, UK.

Gomes, C.F.S. (2005). Using MCDA methods THOR in an application for outranking the BWM options. *Pesquisa Operacional*, 25, 11-28.

Gray, D.K., Duggan, I.C., MacIsaac, H.J. (2006). Can sodium hypochlorite reduce the risk of species introductions from diapausing eggs in non-ballasted ships? *Marine Pollution Bulletin* 52. 689-695.

Gregg, M., Rigby, G., Hallegraeff, G.M. (2009). Review of two decades of progress in the development of management options for reducing or eradicating phytoplankton, zooplankton and bacteria in ship's ballast water. *Aquatic Invasions*, 4, 521-565.

International Chamber of Shipping, ICS (2016). Annual Review.

IMO, (2004). International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments, International Maritime Organization, London, UK, 14 February.

Jelmert, A. (1999). Testing the effectiveness of an integrated hydrocyclone/UV treatment system for ballast water treatment. Institute of Marine Research. Autevoll Aquaculture Research Station, Norway.

Konsta, K. & Plomaritou, E. (2012). Key Performance Indicators (KPIs) and Shipping Companies Performance Evaluation: The Case of Greek Tanker Shipping Companies, *International Journal of Business and Management*, 7;10, 142-155.

Kuzirian, A.M., Terry, E.C.S., Bechtel, D.L. (2001). Hydrogen peroxide: an effective treatment for ballast water. *Biological Bulletin*. 201. 297-299.

Mamlook, R., Badran, O., Abu-Khader, M., Holdo, A., Dales, J. (2008). Fuzzy sets analysis for BWTS: best available control technology. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 10, 397-407.

MARINTEK. (2010). The Shipping KPI Standard V2.0, December 1st.

McCollin, T., et al. (2007). Ship board testing of a deoxygenation ballast water treatment, *Marine Pollution Bulletin*, 54, 1170-1178.

MEPC. (2007). Harmful Aquatic Organisms in Ballast Water. Application for Basic Approval of a combined ballast water management system consisting of sediment removal and an electrolytic process using seawater to produce Active Substances. Report of the Marine Environment.

Oemcke, D.J. & van Leeuwen, J. (1998). Chemical and physical characteristics of ballast water: implications for treatment processes and sampling methods. CRC Reef Research Technical Report. 23.

Oemcke, D.J. (1999). The treatment of ships' ballast water. Ports Corporation of Queensland. Ecoports Monograph Series.18.

Oemcke, D. & van Leeuwen, J. (2005). Ozonation of the marine dinoflagellate alga *Amphidinium* sp. - implications for ballast water disinfection. *Water Research*. 39. 5119-5125.

Parsons, M.G. (2003). Considerations in the design of the primary treatment for ballast systems. *Marine Technology*, 40, 49-60.

Penkala, J.E., Law, M., Cowan, J. (2004). Acrolein as a potential treatment alternative for control of microorganisms in ballast tanks: five days sea trial. Matheickal JT Edited by: Raaymakers, S. Second International Symposium on Ballast Water Treatment. International Maritime Organisation. London, UK. 181-197.

Perakis, A. N. & Yang, Z. (2003). Options for nonindigenous species control and their economic impact on the Great Lakes and St. Lawrence seaway: A survey. *Marine Technology*, 40, 34-41.

Rigby, G., Hallegraeff, G., Sutton, C. (1999). Novel ballast water heating technique offers cost-effective treatment to reduce the risk of global transport of harmful marine organisms. *Marine ecology. Progress series*, 191, 289-293.

Sagripani, J-L. & Bonifacino, A. (1996). Comparative sporicidaleffects of liquid chemical agents. *Applied and Environmental Microbiology* 62(2):545-551.

Saho, N., Isogami, H., Mizumori, T., Nishijima, N. (2004). Superconducting magnetic separator for ballast-water treatment. In: Matheickal JT, Raaymakers S (editors), Second International Symposium on Ballast Water Treatment. International Maritime Organisation. London, UK. 125-134.

Sano, L.L., Moll, R.A., Krueger, A.M., Landrum, P.F. (2003). Assessing the potential efficacy of glutaraldehyde for biocide treatment of un-ballasted transoceanic vessels. *Journal of Great Lakes Research*. 29(4). 545-557.

Sea trials the treatment system around the Pacific. (2011, Spring). *Ballast Water Treatment Technology*, pg 62.

Swanson, L. & Perlich, T. (2006). Shipboard Demonstrations of Ballast Water Treatment to Control Aquatic Invasive Species. Matson Navigation Company and Ecochlor, Inc.

Tímár, L. (2008). Modeling the Anthropogenic Spread of an Aquatic Invasive Species: The Case of Zebra Mussels and Transient Recreational Boating in Wisconsin. (Doktora tezi). Graduate Faculty of North Carolina State University, North Carolina.

Valenti, M. (1997). Lighting the way to improved disinfection. *Mechanical Engineering* 119(7). 82-86.

Vural, G. (2015). Balast Suyu Arıtım Sistemlerinin Seçiminde KPI uygulamaları (KPI Applications on BWTs selections), MSc Thesis, (in Turkish) (Supervisor: F. Yonsel), Istanbul Technical University.

Wright, D.A. & Dawson, R. (2001). SeaKleen-A potential natural biocide for ballast water treatment. 1st International Ballast Water R&D Symposium. IMO, London, 26–27 March 2001: Symposium Proceedings, GloBallast Monograph Series No.5. IMO: London .73-75.

Yonsel F. & Bilgin C. (2010). Electrochemical Chlorine Generation Applications for Ballast Water Treatment, Ship Design and Operation for Environmental Sustainability –RINA 10-11 March 2010, London, UK , ISBN No 978-1-905040-69-8 , Pages: 95-103.

<http://www.imo.org/en/About/Conventions/StatusOfConventions/Documents/Status%20of%20Treaties.pdf> [Online]. [Ziyaret tarihi: 27.01.2017]

<http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/BallastWaterManagement/Documents/Table%20of%20BA%20FA%20TA%20updated%20November%202016.pdf> [Online]. [Erişim 30.01.2017]

<https://www.hielscher.com/ultrasonic-ballast-water-disinfection.htm> [Online]. [Erişim 30.01.2017]

* Corresponding author.

An Adjoint Numerical / Empirical Approach to Predict the Total Resistance of Ships

Hulya Sukas^{*1}, Muhittin Kantaroglu¹, Omer Kemal Kinaci¹

hulyaistif@gmail.com

¹Naval Architecture and Maritime Faculty, Yildiz Technical University, Istanbul, Turkey

Abstract

This study aims to propose a fast calculation method to evaluate the total resistance of a traditional ship hull form. It became a common knowledge nowadays that the computational fluid dynamics (CFD) approach is robust in calculating the frictional resistance component of a ship with double body flow solutions. Modeling of the free surface is still a problematic issue due to the mathematical background of the Volume of Fluid (VOF) approach and even if a good match is obtained with experiments, these multiphase computations consume a lot of time and need higher computational power. To circumvent this problem, this study proposes a hybrid CFD-empirical approach. The results of the single phase computations obtained by CFD is coupled with the empirical approach of Holtrop-Mennen. The frictional and viscous pressure resistances of a benchmark ship (Duisburg Test Case – DTC) were calculated by CFD and using the wave resistance values of the Holtrop-Mennen resistance calculation method, the total resistance was obtained. To assess double body solutions dominated by viscosity, two different turbulence models were evaluated in the process. It was found out that k-omega turbulence model generated slightly better results compared to the k-epsilon according to the reference experiments.

Keywords: ship resistance, CFD, Hughes approach, Holtrop-Mennen

1. Introduction

Ship design is a sensitive and challenging field where almost all of the basic engineering principles are used. Theoretically small mistakes which can lead to inactivity in practice are quite extensive in the shipbuilding industry. Such problems can be understood when the ship is in operation, so it is very difficult to recover from mistakes. The paths followed in the preliminary design stage should be as follows:

- Determination of dimensions according to load capacity and speed value of the ship
- Strength calculations
- Determination of resistance and propulsion characteristics
- Stability and seakeeping characteristics

The initial design of a ship generally includes three stages:

- Concept Design

- Preliminary Design
- Contract Design

The process of initial design is often illustrated by the famous design spiral which indicates the objectives of the design. It is left to the designers' effort and experience to get the best solution adjusting and balancing the interrelated parameters.

A concept design should provide sufficient information for a basic techno-economic assessment. Economic criteria that may be derived for commercial ship designs and used to measure their profitability are net present value, discounted cash flow or required freight rate. Preliminary design refines and analyzes the agreed concept design.

Resistance and propulsion are crucial in ship design. One of the critical objectives of the preliminary design stage is to accurately calculate the resistance and propulsion characteristics of the conceptually designed ship. Vessels are built according to the specifications that are required by the customer. The design criteria are based on the contract signed between the shipyard and customer and the construction of the ship begins according to this agreement. In the case where contract conditions are not met by the shipyard, financial sanctions apply. Therefore, shipyards need quick estimation of the hydrodynamic characteristics of a planned ship during this stage to order the main engine. Fast and precise results lead to correct main engine orders that match the requirements of the technical specification. In order to design the propulsion system, the hydrodynamic characteristics of the vessel must be known. It is very difficult to determine these hydrodynamic characteristics because ships have complex geometries that are subjected to turbulence due to working at very high Reynolds numbers. Despite this turbulent flow regime which alters many numerical approaches, the resistance of the ship should be correctly calculated to assess the necessary main engine power accurately.

This study focuses on a fast and practical approach to calculate the total resistance of a ship prior to the selection of the main engine. A method is presented to calculate the total resistance of a ship that joins together empirical and numerical methods to speed up the calculation processes.

2. Ship resistance

A designer who deals with a new construction has several methods available for calculating the ship resistance. These methods, as shown in the figure 1, extend from traditional resistance methods to computational fluid dynamics(CFD) methods .

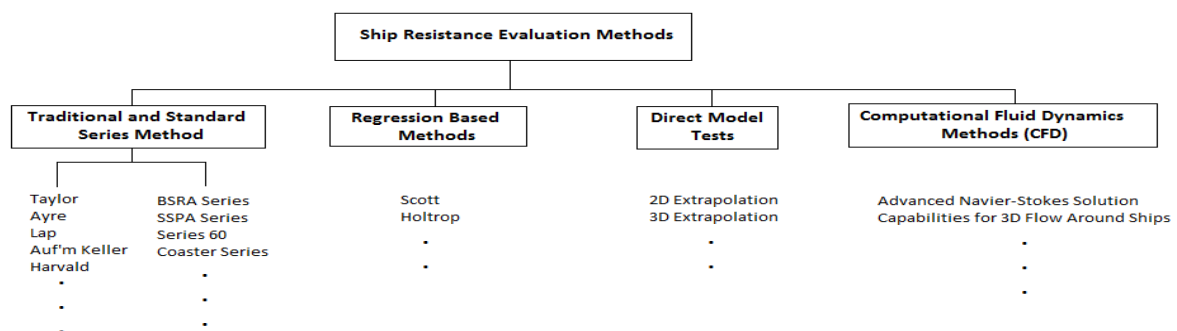


Figure 1. Ship resistance evaluation methods (Molland, 2008).

As it is shown in figure1, ship resistance evaluation methods can be categorized into four basic approaches. Except CFD and direct model test approaches, other methods are based on traditional parameters on ocean engineering such as block coefficient, longitudinal center of buoyancy, prismatic coefficient etc. Although these form parameters have been used for a period of conventional resistance calculations, as requirements have become more exact, these parameters less reflect the change in resistance components as vessel geometries become more complex. This is one of the reasons of CFD finding itself a solid ground in ship resistance calculations. The others may be stated as the expensive cost of experiments and easy access to faster computers by researchers working in this field.

The ship resistance consists of two components; pressure resistance and friction resistance. It would not be wrong to call this type of a categorization as an “artificial distinction” because resistance components are interrelated and impossible to totally break up. However, it provides a solid ground for various approaches to be made and ease calculations. Friction resistance is caused by viscosity-induced tangential forces acting on the ship's surface which is generally calculated either empirically or numerically. ITTC correlation line provides a useful equation that relates frictional resistance coefficient to the Reynolds number for ships. Pressure resistance is due to the vertical forces acting on the surface normal. Wave formation is inevitable due to ships working in a two-phase (water and air) environment. The waves formed by the ship itself and the waves coming onto the ship also contribute to resistance. These resistance components that are all related to free surface deformations are part of the pressure resistance. It is one of the problematic issues of naval architecture to totally discretize and calculate wave resistance component, whether numerical or experimental.

From a theoretical point of view, if a vessel is moving in a viscous flow (water + air) at a specified velocity, pressure and frictional forces act on the vessel. The total resistance is composed of the two different force components:

$$R_T = \int (T_x + N_x) dS \quad (1)$$

where R_T is the total resistance, S is the wetted surface area, T_x is the component in x direction of the tangential frictional force and N_x is the component in x direction of the normal pressure force acting on the ship. For the coordinate system, please see figure 2.

3. The method

This study proposes an adjoint method to calculate the total resistance of ships. Numerical and empirical results were partially used and superposed to obtain the total resistance. The viscous resistance R_V was calculated numerically and the wave resistance R_W was calculated empirically in the process. To start employing the method, the total resistance should be broken into its components first. There are different methods to approach the decomposition of total ship resistance problem. Towing tanks usually deploy Froude's approach. In this study, Hughes' approach was preferred for the numerical calculation of total ship resistance.

The numerical calculations were carried out for a double body flow condition that eliminates any perturbations on the free surface. With this approach, the wave resistance was completely eliminated from the numerical simulations and the total resistance obtained this way is equal to R_V .

The wave resistance component R_W was obtained by an empirical approach. The Holtrop-Mennen method calculates the total resistance of a ship by calculating the resistance components. Only the R_W value of the Holtrop-Mennen was used to estimate the total resistance. In this section, Hughes' method was briefly explained first and then the calculation procedure of the empirical approach was presented.

3.1. Hughes approach to ship resistance problem

G. Hughes, as a result of experimental study in the 1950s (Hughes, 1954), broke down the total resistance of a ship into three main components. These resistance components are; the wave resistance (R_W) due to gravitational forces, the frictional resistance (R_F) due to the viscosity of the fluid and the viscous pressure resistance (R_{VP}) due to the underwater hull form. Since these three resistance components cannot be measured separately, he combined the frictional and viscous pressure resistance which depend on the Reynolds number and called this force component as the viscous resistance (R_V). Hence in the Hughes approach, the total resistance of a ship (R_T) can be divided into its components as viscous resistance and wave resistance (Molland, 2008).

$$R_T(Rn, Fn) = R_F(Rn) + R_{VP}(Rn) + R_W(Fn) \quad (2a)$$

$$R_V(Rn) = R_F(Rn) + R_{VP}(Rn) \quad (2b)$$

$$R_T(Rn, Fn) = R_V(Rn) + R_W(Fn) \quad (2c)$$

As given in equation set (2), frictional resistance is only a function of the Reynolds number and its coefficient C_F is easy to calculate using ITTC correlation line formula (ITTC 7.5 – 02 – 03 – 01.4) which is given as:

$$C_F = \frac{0.075}{(\log Re - 2)^2} \quad (3)$$

and using this equation frictional resistance is calculated by the formula:

$$R_F = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_F \quad (4)$$

Here V is the ship velocity and ρ is the density of water. The viscous pressure resistance is found by multiplying the calculated friction resistance with a constant coefficient k . This value, which is completely dependent on the form of the ship, is called as the form factor. Although recent research proved otherwise (Gomez, 2000), in this approach it is assumed that k is not changing with the Reynolds number or the model scale.

$$R_V = R_F + R_{VP} = (1 + k)R_F \quad (5)$$

The method of Prohaska is used in the towing tanks to obtain the form factor k of the ship. The ship is towed at several velocities that are very close to zero and the form factor at zero velocity is calculated using various numerical methods. However RANSE based CFD provides a shortcut to directly calculate the form factor of a ship. Calm free water surface which is *only theoretically possible* can be dictated to the solver by only modeling the underwater hull and assuming that there is only water in the medium; ignoring the air and the interface in between (this is called "single phase" analysis).

3.2. The empirical Holtrop-Mennen method

Holtrop-Mennen is a widely used empirical model to predict total resistance of ships. The method can predict a wide range of hull forms including its appendages and is generally based on Hughes approach to resistance problem. The total resistance in Holtrop-Mennen method is divided into:

$$R_T = R_F(1 + k) + R_W + R_{APP} + R_B + R_{TR} + R_A \quad (6)$$

The first two terms on the right hand side are the same as in Hughes' approach. The third (R_{APP}), fourth (R_B), fifth (R_{TR}) and sixth (R_B) terms are resistance components that arise from appendages, bulbous bow, transom stern and model-ship correlation respectively. In this study we will only use the wave resistance term R_W of the empirical Holtrop-Mennen method. The details of calculation of R_W can be found in the reference article (Holtrop and Mennen, 1982).

4. Validation of the empirical method

The Holtrop-Mennen empirical method was first tested using the experimental and numerical results of Sukas et al. (2016). The comparison is given in figure 2.

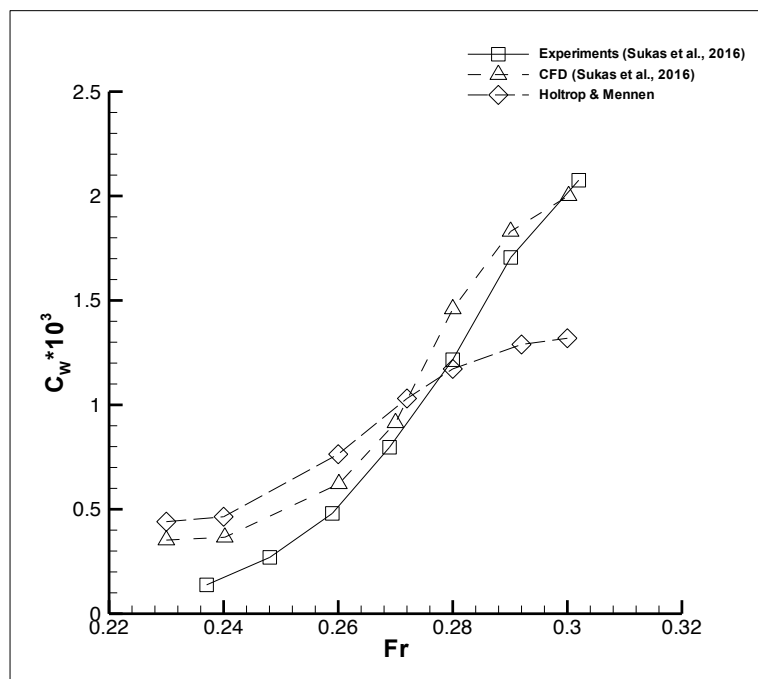


Figure 2. Comparison wave resistance coefficients of KCS for different Froude numbers.

The empirical method generates higher values for wave resistance coefficient at lower Froude numbers but lower values at higher Fr . The increase in C_W is monotonic empirically although experimental and numerical results suggest a sharper increase with respect to Fr . However, Holtrop-Mennen method is found to be very practical and it is believed that it gives a notion about the wave resistance.

5. Numerical setup

In this chapter, the hull used in the CFD simulations is described along with numerical simulation details. The Duisburg Test Case (DTC) model was the hull used for all of the numerical simulations reported in this study. The experimental data of the benchmark ship and some other numerical results were used to validate the CFD results. The geometric properties of the ship are given in table 1 and a perspective view of the underwater hull is shown in figure 3.



Figure 3. Perspective view of the underwater hull of the DTC model.

Firstly, the pre-processing of the simulation was done and the fluid domain which is shown figure 4 was modeled by using software Rhinoceros 3D. The dimensions of the computational domain were determined using the recommended procedures and guidelines of the ITTC for practical ship CFD application (ITTC 7.5 – 03 – 02 – 03).

Table 1. Main dimensions of the model size and full-scale ship.

$\lambda = 59.407$	Model Size	Full-Scale
L (m)	5.976	355
B (m)	0.859	51
T (m)	0.244	14.5
V (m ³)	0.827	173467
C_B	0.661	0.661
S_w (m ²)	6.243	22032

After making sure that the volume was enclosed, it was exported into the Star CCM+ to carry out the numerical simulations. The boundary conditions of the domain surfaces in figure 3 are given in table 2.

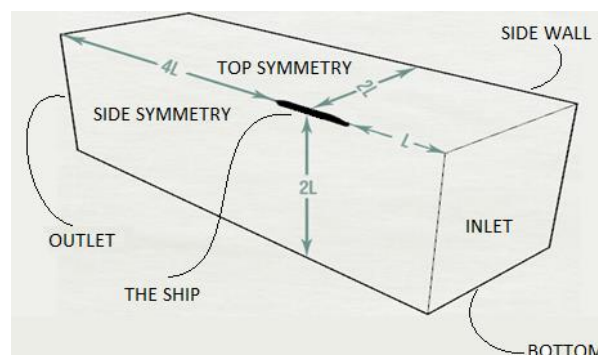


Figure 4. Computational domain extents with respect to ship length and the domain surfaces.

Dictating the symmetry condition means that the no-slip wall condition is not applied on the

boundary. This means that when the fluid passes over the surface, it flows without shear stresses. If we chose a wall condition instead of symmetry, for example for the bottom side, the velocity of the fluid would be equal to zero on that surface. Although the boundaries were chosen to be satisfactorily far away, symmetry condition was applied so that they would have no influence on the hull. That's why the symmetry condition was chosen for bottom and side wall. The vessel was split into two and only half of it was solved to decrease the number of elements in the fluid domain and this was done by giving the side symmetry, a symmetry boundary condition. The symmetry condition for the top side, on the other hand, was given so that the vessel would not get influenced by any free water surface deformations. The symmetry boundary condition for the top side imposed a double body flow condition for the solver. This implies that only the underwater part of the hull is modeled and solved.

Table 2. Boundary conditions imposed on the solver.

DOMAIN SURFACE NAME	BOUNDARY CONDITION
Inlet	Velocity Inlet
Outlet	Pressure Outlet
Top Symmetry	Symmetry
Bottom	Symmetry
Side Symmetry	Symmetry
Side Wall	Symmetry
Hull	Wall

Model selection to create an accurate grid system was done under the meshing module. In marine problems, surface re-mesher option was activated as the surface of the hull is complex. Additionally, trimmer mesh module was chosen. The general view of the grid system for the computational domain is indicated in figure 5. In that figure, the ship is at the upper right side of the picture where there is a thick mesh refinement.

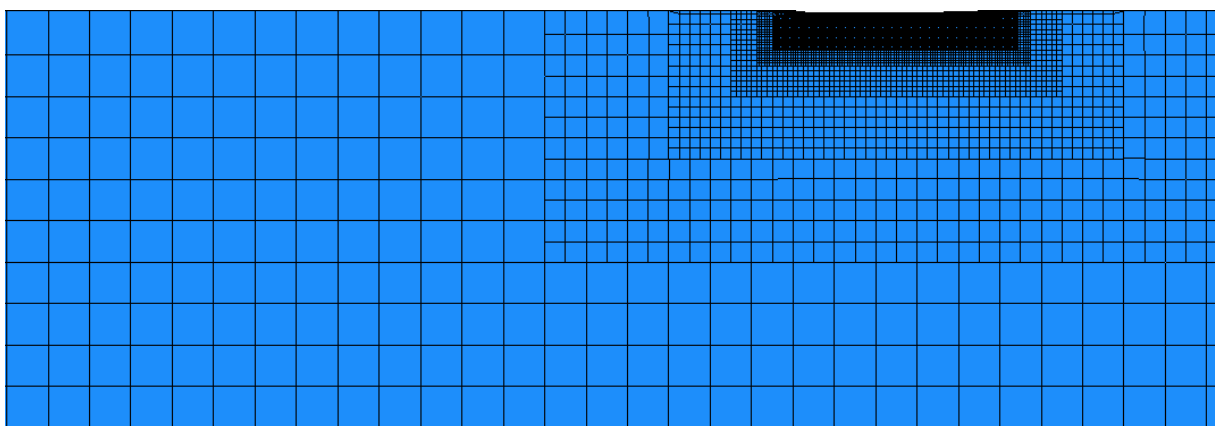


Figure 5. The rigid grid design for the computational domain (Side view).

The boundary layer helps solving the turbulent flow around the hull accurately, thus it was activated in the solver. Because of the highly curved hull surface around the bulb, the boundary marching angle was set to 75° to ensure that the prism layers can be drawn smoothly around the vessel. The

minimum proximity of 0.001 was entered on the automatic surface repair tab. This means that you can mesh in close proximity to the mesh values which were entered through the setup of the simulation. The grid size on the hull surface needs to be as small as possible to reflect the complexity of the ship geometry. The grid system created on the hull is shown in figure 6.

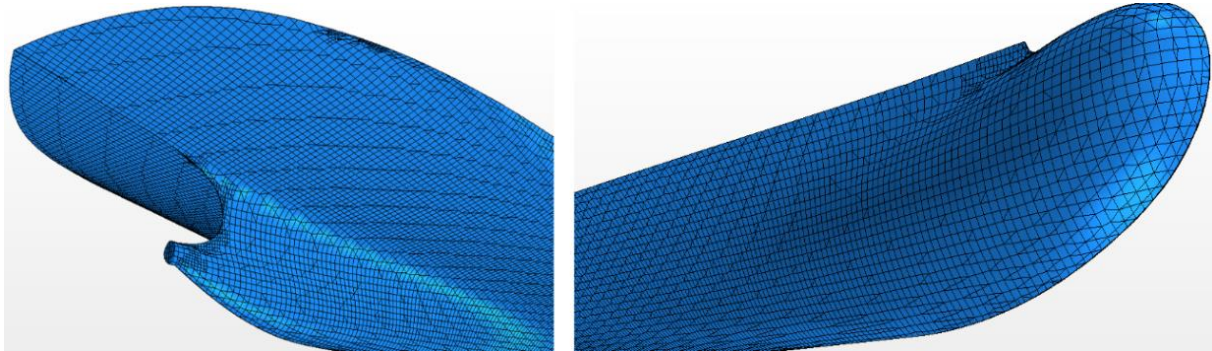


Figure 6. The grid system on the stern (left) and bow (right) of the ship.

The maximum element size was determined as 400% of the base size value. These elements will usually be located on the domain boundaries. Six prism layers were used to solve the flow in the boundary layer. The maximum boundary layer thickness was calculated by an empirical formula (Schlichting, 1968), which is given as;

$$\delta_{max} \approx \frac{0.37L}{\sqrt[5]{Re_{max}}} \quad (7)$$

Here, δ_{max} represents the maximum boundary layer thickness which is expected at the very aft of the ship (which is a distance of L from the point where the flow meets the ship). At this particular point $Re = Re_{max}$. The value obtained from equation (7) for the maximum boundary layer thickness is given as an input to the code. The prism layer on the hull is shown in figure 7. Template growth rate and boundary grow rate were changed to “slow”. Enabling this option means that mesh elements in the control volume grow slowly in size through the far areas.

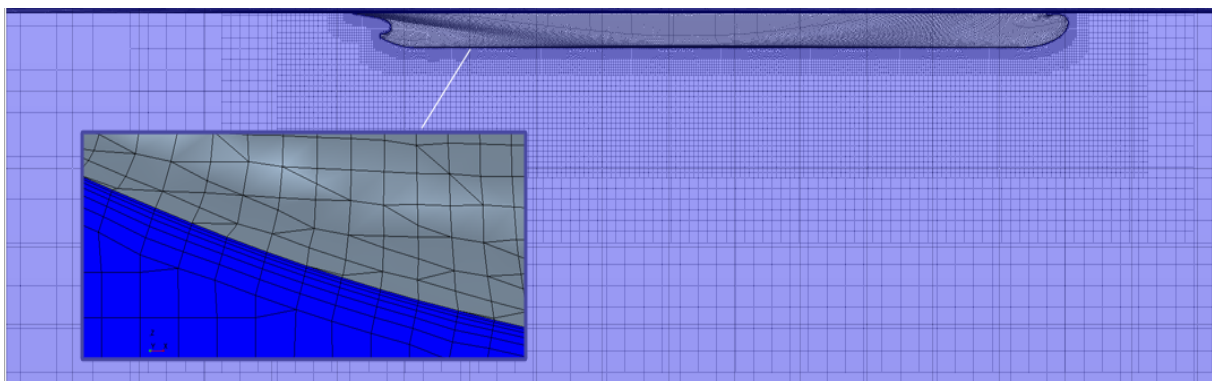


Figure 7. A zoomed-in view of the prism layer around the hull.

Volumetric controls for refining the grid at certain places of the hull were created by adding blocks to critical zones. These zones usually cover the highly curved places of the hull due to chaotic flow

expectation (cross flows, reversed flows, high pressure gradients etc. see figure 8). Surface re-mesher and isotropic trimmer option was chosen for the hull vicinity. Isotropic trimmer means; the elements are equally re-meshed along x, y, z directions.

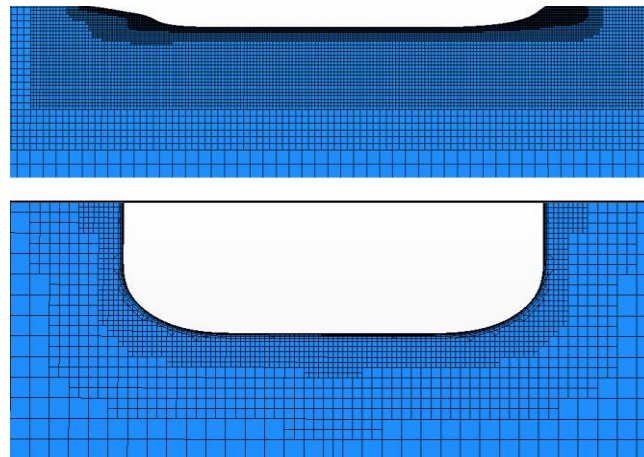


Figure 8. Volumetric controls created to acquire an accurate prediction of the flow around the hull.

The maximum element sizes were set to be at the boundaries and were in relation with the base grid size value. For this study, the total number of mesh elements is about 750K.

Table 2. Physical model used for the double-body case in Star-CCM+.

Flow property:	Steady State
Material used:	Water (Constant Density)
Flow model:	Segregated Flow
Viscous regime:	Turbulent
Turbulence model:	$k - \varepsilon$ & $k - \omega$
Number of prism layer:	6
Gradient method:	Hybrid Gauss-LSQ

The physical model which can be shown in table 2 was set up after the meshing process was totally completed. In our problem, the flow around the hull was solved independent of time. Since the free surface effects were not included in this work, it is found to be reasonable to choose a steady solution to achieve faster results. Due to the nature of single-phase analyses, only water was selected as fluid and gravitational acceleration was not activated. For the property of the fluid flow, segregated flow option was enabled. Fluid density was chosen as being constant. Viscous regime was chosen as turbulent. $k - \varepsilon$ and $k - \omega$ turbulence models were selected and the results obtained from the two turbulence models were compared in the study.

6. Results

As it was mentioned before, in this study two different turbulence models were used to obtain the total resistance of the hull. Initially, $k - \varepsilon$ turbulence model was used and the results of this model

are given in table 3. These results were obtained by only simulating the double-body simulations as explained in previous sections. The wave resistance values calculated by the Holtrop-Mennen method were added to the double-body CFD results and then the total resistance values were obtained as shown in table 4.

Table 3. The results obtained by double-body CFD using the $k - \varepsilon$ turbulence model.

Fr	$(R_T - R_W)$	R_F	R_{VP}	$(C_T - C_W) \times 10^3$	$C_F \times 10^3$
0.174	17.727	16.378	1.349	3.096	2.861
0.183	19.329	17.862	1.467	3.066	2.833
0.192	21.051	19.457	1.594	3.037	2.807
0.200	22.791	21.068	1.723	3.011	2.784
0.209	24.626	22.770	1.856	2.987	2.762
0.218	26.504	24.510	1.994	2.966	2.743

Table 4. The total resistance results including the wave resistance component by the Holtrop-Mennen method on top of table 3.

Fr	R_W	R_p	R_T	$C_T \times 10^3$
0.174	0.642	1.991	18.369	3.221
0.183	1.007	2.474	20.336	3.238
0.192	1.420	3.014	22.471	3.255
0.2	1.826	3.549	24.617	3.265
0.209	2.607	4.463	27.233	3.317
0.218	3.801	5.795	30.305	3.404

$k - \omega$ turbulence model was adopted in the numerical simulations as a second step and the results are given in table 5. The wave resistance values calculated by the Holtrop-Mennen method were added to the double-body CFD results and then the total resistance values were acquired. Total resistances in this case are given in table 6.

Changes in C_F depending on the Froude number can be examined in figure 9. The figure shows that the results of the numerical simulations performed with the $k - \omega$ turbulence model were slightly closer to the empirical ITTC correlation line formula which was given in equation (3).

According to the results obtained in these cases, changes in C_T with respect to the Froude number is shown in figure 10. Although there was a discrepancy between the ITTC correlation line and the numerical simulations in terms of the frictional resistance coefficient results, it was partially compensated by the difference between the Holtrop-Mennen empirical method and the experimental results.

Table 5. The results obtained by double-body CFD using the $k - \omega$ turbulence model.

Fr	$R_T - R_W$	R_F	R_{VP}	$(C_T - C_W) \times 10^3$	$C_F \times 10^3$
0.174	20.944	19.501	1.442	3.658	3.406
0.183	22.737	21.173	1.564	3.606	3.358
0.192	24.651	22.958	1.693	3.556	3.312
0.200	26.573	24.749	1.824	3.511	3.270
0.209	28.588	26.628	1.960	3.468	3.230
0.218	30.637	28.539	2.098	3.428	3.193

Table 6. The total resistance results including the wave resistance component by the Holtrop-Mennen method on top of table 5.

Fr	R_W	R_p	R_T	$C_T \times 10^3$
0.174	0.642	2.084	21.585	3.785
0.183	1.007	2.571	23.744	3.781
0.192	1.420	3.113	26.071	3.776
0.2	1.826	3.650	28.399	3.767
0.209	2.607	4.567	31.195	3.799
0.218	3.801	5.899	34.438	3.869

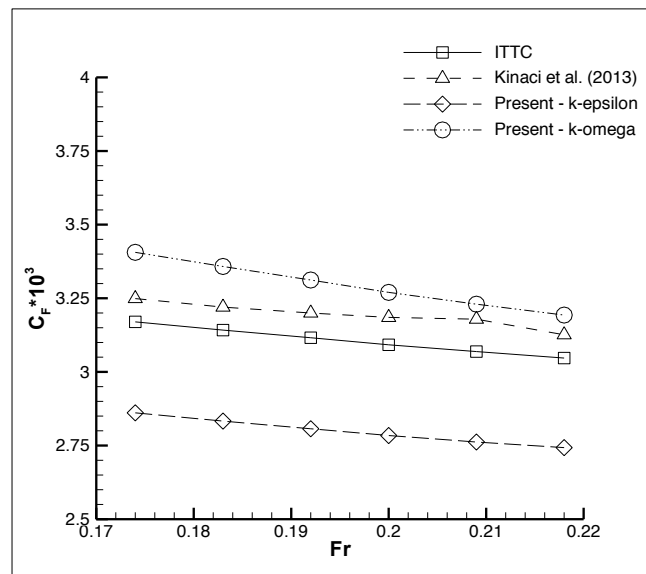


Figure 9. Fr versus C_F using two different turbulence models.

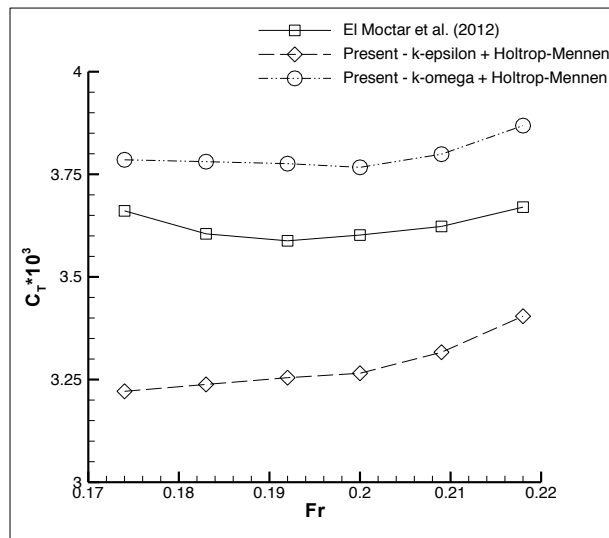


Figure 10. Fr versus C_T using two different turbulence models and the Holtrop-Mennen method.

The C_W results calculated with the empirical formula in this study (Holtrop-Mennen) and the experimental data are compared in figure 11. Experimental results suggested a hump in wave resistance coefficient whereas the empirical Holtrop-Mennen method suggested a logarithmic increase. The empirical results were lower compared to the experiment in lower Froude numbers while it was vice versa at the service speed of the vessel ($Fr = 0.218$).

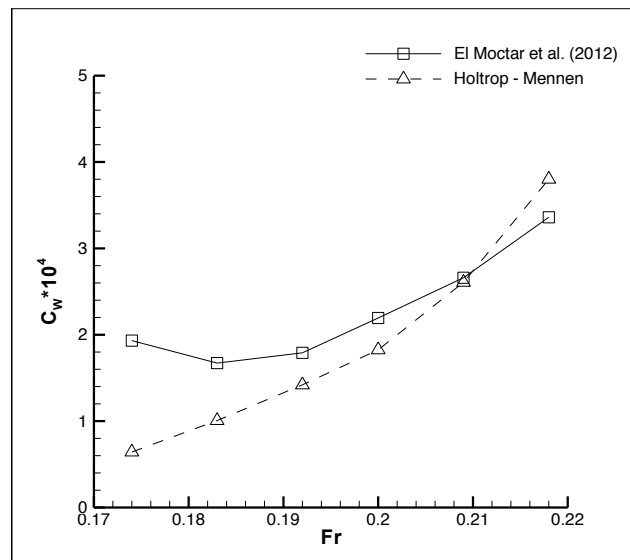


Figure 11. Comparison of C_W between the empirical and experimental results.

7. Conclusion

This study aims to propose an adjoint empirical/numerical approach to assess the total resistance of ships. The method was based on Hughes' approach to resistance problem where the total resistance is divided into its components including the wave resistance. The wave resistance was estimated using an empirical Holtrop-Mennen method while the other components (frictional resistance and

the viscous pressure resistance) were calculated via a fully nonlinear numerical method that can take turbulence into account.

Wave resistance was neglected in numerical simulations by assuming that there were no deformations on the free surface. A single phase numerical simulation that only takes into notice the underwater hull form of the ship returns the sum of frictional resistance and the viscous pressure resistance. The outputs of the numerical results were then added to the wave resistance value generated by the Holtrop-Mennen method. This proposed hybrid approach is a practical way to approach the problem of determining the total resistance of a conventional ship. The classical method of CFD approach by making a multi-phase analysis including the free surface effects consumes a lot of time and computer memory. Moreover, it is hard to get converged results at low Froude numbers.

The classical experimental method neglects the dependency of form factor on Reynolds number; however, in this methodology, the form factor of the hull was not calculated. Single phase analysis automatically resolves the issue of “zero wave resistance inclusion” inside the total resistance during the form factor calculation. In a single phase analysis, the ratio of viscous pressure resistance to frictional resistance directly gives the form factor $(1 + k)$ value of the ship which is dependent on the Reynolds number.

References

El Moctar, O., Shigunov, V., Zorn, T., (2012). Duisburg Test Case: Post-Panamax container ship for benchmarking. *Ship Technology Research*, 59, pp. 50-64.

Garcia-Gomez, A., (2000). On the form factor scale effect. *Ocean Engineering*, 27(1), pp. 97-109.

Holtrop, J. Mennen, G. G., (1982). An approximate power prediction method. *International Shipbuilding Progress*, 29, pp. 166-170.

Hughes, G. (1954). Friction and form resistance in turbulent flow and a proposed formulation for use in model and ship correlation. *Transactions of RINA*, 96.

International Towing Tank Conference (ITTC), (2011b). 7.5-03-02-03. Practical guidelines for ship CFD applications. In: *Proceedings of the 26th ITTC*.

Kinaci, O. K., Kukner, A., Bal, S., (2013). On propeller performance of DTC Post Panamax Container Ship. *International Journal of Ocean System Engineering*, 3(2), pp. 77-89.

Molland, A. (ed.), (2008). *The maritime engineering reference book – a guide to ship design, construction and operation*. Elsevier Ltd.

Schlichting, H., (1968). *Boundary layer theory*, Mc-Graw Hill, New York.

Sukas, O.F., Kinaci, O.K., Bal, S., (2016). Prediction of wave resistance by a Reynolds-averaged Navier Stokes equation-based computational fluid dynamics approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 230(3), pp. 531-548.

* Corresponding author.

Determination of Transverse Stability Properties of Yachts between 20 and 60 m in Length during Concept Design Stage by Employing Residual Stability Method

Erdoğan Açikel^{*1}, Ahmet Dursun Alkan¹

eacikel@hotmail.com

¹ Naval Architecture and Maritime Faculty, Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey

Abstract

Consistent determination of unknown values based on statistical data at the concept design stage is a widely used approach. It is clear that the determination of the main dimensions and capacities of the ships in the conceptual design phase at an acceptable accuracy is decisive for the success of the next stages of the design as well as the bid preparation. For yachts, the main dimensions, areas and volumes of the decks forming the top building besides the main values such as ship size, width and depth directly affect the external design features and cost levels of such special boats.

In the concept design phase, for example in the modeling of a characteristic such as stability, the minimization of the design variables to be used as much as possible gives the naval architect the ease of operation and the ability to control these variables more freely.

In summary, it is aimed to present a simple and useful approach to the naval architect, which can be used during the conceptual design stage of mega yachts and yield an error level as low as possible. The resulting formula obtained from the method developed in this paper is given as follows:

$$\text{For } \Phi \leq 30^\circ: C_{RS} \cdot 10^3 = \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot a + \left(\frac{KG}{B}\right) \cdot b + c$$

$$\text{For } \Phi > 30^\circ: C_{RS} \cdot 10^3 = \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot a + \left(\frac{KG}{B}\right) \cdot b + \left(\frac{D}{T}\right) \cdot c + d$$

Keywords: Superstructure, concept design, residual stability, mega yacht

Kavram Dizayn Aşamasında 20 ile 60 m Arasındaki Yatların Enine Stabilite Özelliklerinin Artık Stabilite Yöntemi ile Belirlenmesi

Erdinç Açikel^{*1}, Prof.Dr.Ahmet D. Alkan¹

eacikel@hotmail.com

¹ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi

Özet

Kavram dizayn aşamasında bilinmeyen değerlerin istatistiksel verilere dayanılarak tutarlı olarak belirlenmesi yaygın ölçüde kullanılan bir yaklaşımdır. Gemilerin kavram dizayn aşamasında ana boyutlarının ve kapasitelerinin kabul edilebilir doğrulukta belirlenmesinin, gerek teklif hazırlama gerekse dizaynın sonraki aşamalarının başarısı için belirleyici olduğu açıktır. Yatlar için gemi boyu, genişlik, derinlik gibi ana değerlerin yanında üst yapıyı oluşturan güvertelerin ana boyut, alan ve hacimleri ile donatım malzemeleri bu tip özel teknelerin dış tasarım özelliklerini ve maliyet seviyelerini doğrudan etkilemektedir.

Kavram dizayn aşamasında, örneğin stabilite gibi bir karakteristiği modellemede, kullanılacak dizayn değişkenlerinin olabildiğince en az sayıya indirilmesi gemi mühendisine işlem kolaylığı ve bu değişkenleri daha serbest kontrol edebilme imkânı sağlamaktadır.

Özet olarak, temelde karmaşık olan teorik hesaplamalardan mega yatların kavram dizayn aşamasında kullanılabilecek ve olabildiğince düşük hata payıyla sonuç alınabilecek basit ve kullanışlı bir yaklaşımın gemi mühendisine sunulması amaçlanmıştır. Detayları aşağıda açıklanacak olan yöntemlerden sonuç olarak varılan formülasyon aşağıdaki gibidir:

$$\Phi \leq 30^\circ \text{ için: } C_{RS} \cdot 10^3 = \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot a + \left(\frac{KG}{B}\right) \cdot b + c$$

$$\Phi > 30^\circ \text{ için: } C_{RS} \cdot 10^3 = \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot a + \left(\frac{KG}{B}\right) \cdot b + \left(\frac{D}{T}\right) \cdot c + d$$

Anahtar Kelimeler: Üst bina, kavram dizayn, artık stabilite, mega yat

1. Giriş

Kavram dizayn basamakları süresince gemi mühendisi, geminin sonuç olarak sahip olacağı form parametreleri ve katsayıları hakkında bir öngöründe bulunmak durumunda kalacaktır. Gemi mühendisi genellikle parametreleri hız ve güç gereksinimlerini baz alarak seçecek, bir yandan da stabilite

üzerinde bu parametrelerin etkisini göz önünde bulundurması gerekecektir. Dizayn spiralindeki ilk döngü tamamlanmadan geminin bazı stabilite karakteristiklerinin hesaplanabilmesi dizayna iyi bir başlangıç sağlamada yardımcı olacak ve gemi mühendisi şüphesiz bir adım önde başlayacaktır.

Statik Kavram dizayn perspektifi bir yana, gemi hareketlerinin anlaşılmasına da ciddi bir ihtiyaç vardır. Statik stabilite verileri tek başına bir geminin ağır deniz koşullarındaki hareketlerini tahmin etmek açısından yetersiz olacaktır. Bir geminin deniz seyriindeki dinamikleri, lineer olmayan dış kuvvetler ile lineer olmayan düzeltme kuvvetlerinin etkileşiminin sonucudur. Lineer gemi hareketleri alanında bir çok araştırma yapılmıştır. Özellikle İstatiksel Dinamik Stabilite (Rahola, 1939) ve Model Testi (Amy ve diğ., 1976) çalışmalarının tümü geminin dinamik tepkilerini stabilitenin ölçülebilirliği ile ilişkilendirmeyi amaçlamışlardır. 1940'ların sonunda Prof. C. W. Prohaska tarafından doğrultma kolunun ağırlık bileşeni ve tekne form bileşeni olarak çözümlendiği yeni bir metod 'Artık Stabilite' ismiyle ortaya konulmuştur. Bu çözümlenme ve özellikleri bu makalede işlenen konunun temelini oluşturmaktadır. Sonuç olarak 20m ile 60m arasında değişen değişik formlara sahip yatlar için uygulanabilecek C_{RS} katsayılarının elde edilmesi, bunların kavram dizayn aşamasında nasıl kullanılabileceği ve en gerçekçi C_{RS} katsayılarının, uygun katsayılar seçildikten sonra regresyon yardımı ile elde edilmesi açıklanacaktır.

2. Tekne formunun statik stabilite üzerindeki etkisi

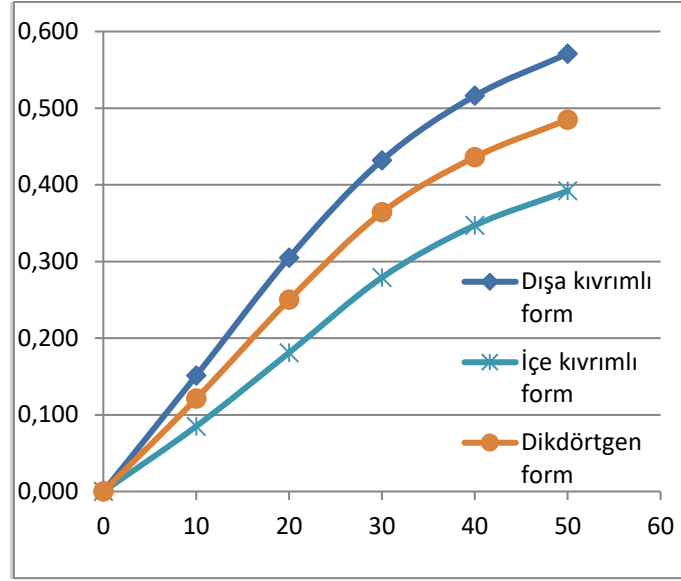
Genel olarak GZ eğrisine bakıldığında, maksimum GZ noktasının sol kısmında belli bir açıda eğim karakteristiğinin değiştiği gözlemlenir. Bu açı kabaca güvertenin suya girdiği açıya tekabül etmektedir ve ileriki kısımlarda analizde kullanılacaktır. Tekne formu bu açıda belirleyici olacağı gibi, maksimum doğrultma kolu ve alabora olma açısını da belirleyen ana etken olacaktır. Gemi formunun yanında geminin ağırlık merkezi genel olarak doğrultma kollarının (değişik açılarda) büyüklüğünü belirleyecektir.

Geminin ana boyutlarından olan genişlik, enine stabilitede en büyük etkiye sahip olacaktır. Atalet momenti genişliğin küpü ile doğru orantılı olarak değişeceğinden, geminin genişliğindeki artış metasantrik yarıçapı ve dolayısıyla GM' 'yi kayda değer bir biçimde etkileyecektir.

Genel olarak genişliğin arttırılması küçük açılarda stabiliteyi iyileştirecek ve maksimum doğrultma kolunun değerini arttıracaktır. Buna karşın büyük açılarda stabiliteye ve pozitif stabilitenin olduğu alana olumsuz etkisi olacaktır.

Ağırlık merkezi sabit alınıp geminin derinliğinde artış yapıldığında, güvertenin denize giriş açısına kadar doğrultma kolunun büyüklüğünde bir değişiklik olmayacaktır. Derinlik (D)'deki artış maksimum doğrultma kolunu, grafik üzerinde sağa yani daha büyük açılara taşıyacak ve pozitif stabilite aralığını genişletecektir. Fakat gemi mühendisinin bu durumda karşılaşacağı sıkıntı, derinliğin artmasına bağlı olarak gelen ek konstrüksiyon ağırlığının etkisiyle ağırlık merkezinin yukarıya kayması olacaktır.

Dışa doğru açılan 'flaring' tarz yan duvarları olan gemilerde su kesit alanındaki hızlı artış ve yüzme merkezindeki hızlı kaymaya bağlı olarak büyük doğrultma kolları oluşacaktır. Aksi durumda, yani içe kıvrımlı formlarda tam tersi etki gözlenecek ve çok sığ bir GZ eğrisi ortaya çıkacaktır. Şekil 1, basit dikdörtgenel forma sahip bir pontonun her üç durum için kıyaslanmasını göstermektedir. Her üç pontonun da stabil durumda su altı formları aynı olmakla beraber su üstünde kalan formları farklılık göstermektedir.



Şekil 1. GZ eğrilerinin orta kesit form tipine göre karşılaştırılması

3. Yaklaşık yöntemler

Ana parametrelerin başlangıç stabilite için hesaplanmasında geniş çevrelerin kabul gösterdiği çeşitli yaklaşım metodları vardır. Bunlar arasından en bilinenlerden bir tanesi, standart gemi formları için geçerli ve yüzme merkezinin su hattına mesafesinin yaklaşık olarak elde edilmesi için geliştirilmiş olan Morrish'in formülüdür (Rawson&Tupper, 1983). Denklem 1, bu formülün uyarlanmış ve günümüz gemi mühendisinin başvurabileceği şekliyle yüzme merkezinin dikey konumunu vermektedir.

Bir diğer yaklaşım, Denklem 2'de Posdunine'nin formülü ile ifade edilmiştir. Pratikte KB, dolgun formlu gemiler için yaklaşık 0,52T ve narin formlu gemiler için ise 0,58T civarında olacaktır. Bu değer, yüzen cismin formu dikdörtgen prizma formuna yaklaştıkça 0,5T'ye yaklaşacaktır (Bartholomew, Marsh and Hopper, 1992).

$$KB = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{5T}{2} - \frac{\nabla}{A_{WP}} \right) \quad (1)$$

$$KB = T_m \cdot \frac{A_{WP}}{A_{WP} + \frac{\nabla}{T_m}} \quad (2)$$

Enine metasantrik yarıçap ile ilgili bir bağıntı da Saunders ve Mills tarafından ortaya konmuştur. Örnek olarak aşağıda bu ifadenin firkateynlere uyarlanmış hali verilmektedir:

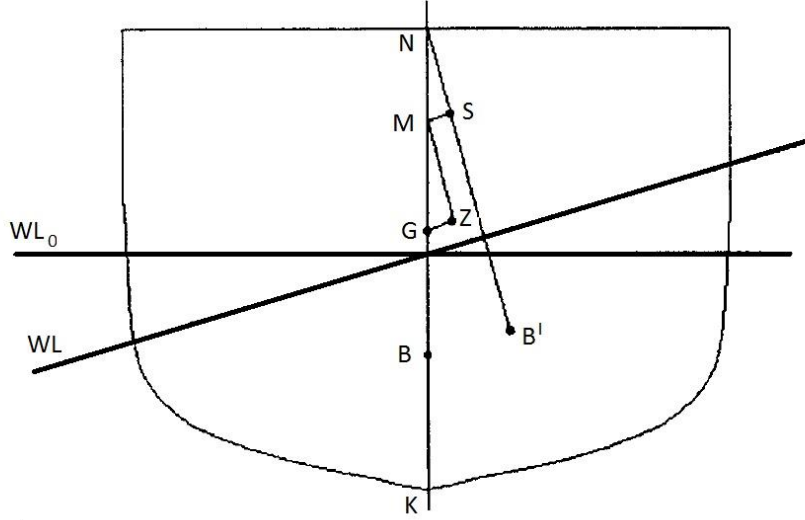
$$BM_T = \frac{LB^3}{12\nabla} [1.204C_p - 0.157] \quad (3)$$

4. Artık stabilite teorisi

Prohaska 1947 yılında doğrultma kolu için birinci kısmı ağırlıklı olarak yüklemeye, ikinci kısmı ise tekne formuna bağlı olan ve birbirinden bağımsız iki terimle ifade edilen artık stabilite kavramını ortaya atmıştır.

$$GZ = GM \cdot \sin \Phi + MS \quad (4)$$

Burada MS, tekne formunun artık stabilitesidir. Şekil 2'den görüleceği üzere geniş açılarda meyil yapmış olan geminin stabilitesinde, pro-metasantr noktasının yer değiştirmesi artık stabilitenin kökenidir.



Şekil 2. Büyük açılarda stabilite

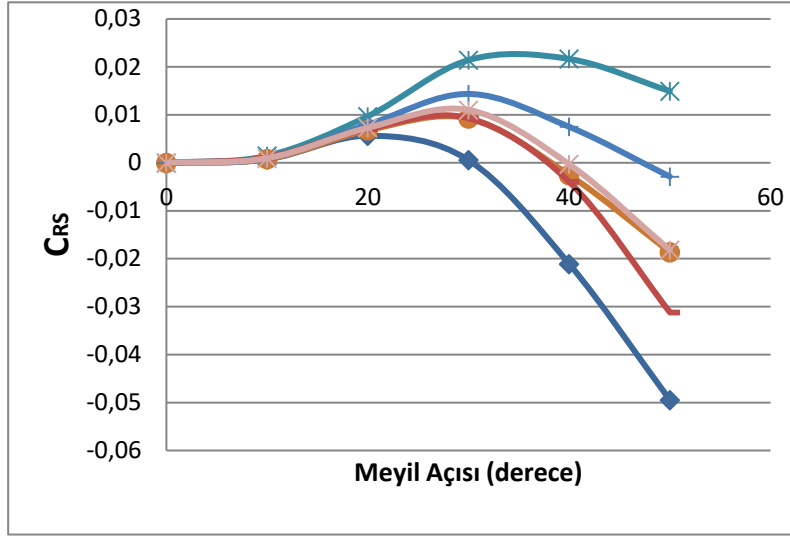
Yukarıdaki ifadeye ek olarak, boyutsuz parametrenin elde edilmesi amacıyla artık stabilite katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$C_{RS} = \frac{MS}{BM_T} \quad (5)$$

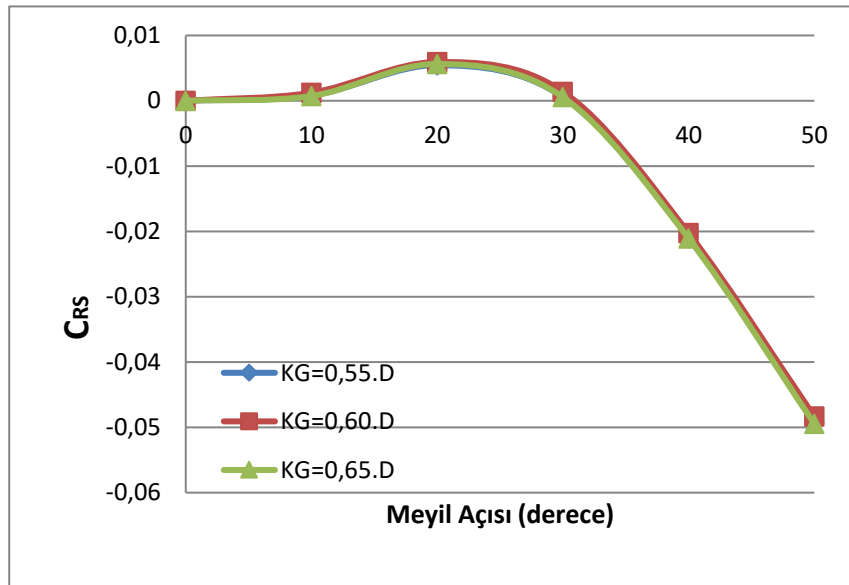
Şekil 3, çeşitli boyutlarda motor yatlar için hesaplanmış C_{RS} eğrilerini 50 derece açıya kadar göstermektedir. Burada görülen küçük açılardaki pozitif C_{RS} , GZ eğrisinin Denklem 4'te ifade edilenden daha dik bir eğim almasına neden olacaktır. Büyük açılarda C_{RS} hızla negatif yönde bir grafik izleyecek, bu da GZ değerlerinin belli bir açıdan sonra azalmasına neden olacaktır. Büyük ve küçük açılardaki geçiş noktası net bir şekilde belirgin olmasa da, güvertenin denize giriş açısına tekabül etmektedir. Genel olarak GZ eğrisinin yüksekliğini GM'den, şeklini ise C_{RS} 'den aldığı söylenebilir.

Artık stabilitede baskın etken sadece tekne formu değildir. Ayrıca belirtmemiz gereken bir diğer nokta ise, ağırlık merkezinin konumundan tamamiyle bağımsız olmasıdır. Şekil 4'te narin formu bir teknenin C_{RS} eğrilerinin değişik KG konumları için çizimlerini göstermektedir. Buna karşın artık stabilitenin yüklemmeden tamamiyle bağımsız olduğunu söylemek de doğru olmayacaktır. Yükleme durumu ve toplam ağırlık, deplasmanı ve o da draftı belirleyecektir. Dolayısıyla draftın artık stabilite üstünde büyük bir etkisi olacaktır.

Prohaska'nın artık stabilite ve tekne formunun enine stabiliteye etkisi üzerine ilerlettiği çalışmalar, B/T ve B/D oranlarının diğer form katsayılarına kıyasla çok daha belirleyici olacağını ortaya koymuştur. Ayrıca çalışmalarında, o zamanın güncel yük gemilerine ait çeşitli boyutlardaki 42 farklı formu sistematik olarak C_{RS} katsayılarının analizini bunların dolgunluk katsayıları ile yapmıştır (Prohaska, 1951).



Şekil 3. Artık stabilite katsayı eğrileri



Şekil 4. Farklı KG değerleri için C_{RS} katsayıları

Çalışmasından çıkan bazı sonuçlar:

- Sabit B/D için; en yüksek C_{RS} , $T=0,5D$ 'de oluşacaktır.
- Sabit C_{WP} için; C_{RS} CB ile doğru orantılı olarak azalır.
- Sabit C_M için karina açısındaki artış, büyük draftlar için C_{RS} 'de artışa neden olurken, düşük draftlarda azalmasına neden olacaktır.

Bu sonuçlar, çeşitli form parametreleriyle 30 derecede artık stabilite için yaklaşık ifade geliştiren diğer araştırmacılar için temel oluşturmuştur (Brown 1979). Çok sayıdaki tekne formu için C_{RS} eğrilerini hesaplayıp çizmiş ve çoklu lineer regresyon analizi ile aşağıdaki ifadeleri sunmuştur.

$$C_{RS}(30) = 0,8566 - 1,2262 \frac{KB}{T} - 0,035 \frac{B}{T} \quad (6)$$

$$C_{RS}(30) = -0,1859 - 0,0315 \frac{B}{T} + 0,3526 C_M \quad (7)$$

Burada; $C_{RS}(30)$: 30 derecedeki artık stabilite katsayısı

C_M : orta kesit katsayısıdır.

Bu formüllerin kusuru, form parametrelerinin artık stabiliteye sadece bir tek açıdan ilişkilendirilmiş olmasıdır. Benzer ifadelerin yatlar ve bununla beraber doğrultma kolunun bütün bir stabilite aralığı için ortaya koyan yayınlanmış bir çalışma yoktur.

Artık stabilite metodunda, bir teknenin izin verilen KG maksimum değerini dinamik stabilite kriterleri ile birlikte kullanarak iyi bir yaklaşım elde edilmesi için çalışılmıştır. IMO tarafından önerilen 6 kriter, kritik GM değerlerini hesaplamak için kullanılacak 6 parametrik denklemin türetilmesinde kullanılmıştır. Başlangıç stabilite parametreleri için yaklaşım metodlarını kullanırken, bu değerlerin en kritik altısı kritik KG olarak ifade edilmiştir. Düşük genişliğe sahip gemiler hariç, kritik KG'nin derinliğe oranının test edilen bütün formlarda sabit kaldığı ulaşılan sonuçlardan birisi olmuştur (Krishna Rao, 1979).

C_{RS} eğrisinin integrali, (eğri altında kalan alan) doğrultma enerjisinin kesiti ile doğru orantılı olduğundan, 'BM_T.Δ' tekne formunun doğrultma enerjisi ile benzerlik göstermektedir. Bu incelemede ortaya çıkan sonuçlardan bir diğeri ise artık stabilitenin integrali, geminin draft ve triminin bir geometrik özelliği olduğudur ki bu da Prohaska ve Brown'ın elde ettiği sonuçları desteklemektedir (Khoushy, 1979).

5. Yaklaşım metodunun analizi

Önceden de belirttiğimiz gibi çalışmamızın amacı, bir geminin ana geometrik karakteristikleri ile doğrultma enerjisi arasında fonksiyonel bir bağlantı kurmaktır. Prohaska'nın geliştirdiği metod yaklaşımımız için temel olarak seçilmiştir. Bunun nedeni, doğrultma kolunun form bileşenlerini ağırlık bileşenlerinden ayırmış olmasıdır. Tekne form parametreleri ile artık stabilite katsayısı arasındaki fonksiyonel bağıntıyı belirleyebilmek için öncelikli olarak araştırma sonuçlarının olabildiğince genellenebileceği tekne form tiplerinin seçilmesi gerekmektedir. Daha sonra her bir tekne için hidrostatik ve stabilite hesapları yapılmış, bunlar istatistiksel yaklaşımda kullanılmıştır. İstatistiksel yaklaşımda kullanılacak parametreler seçilmiş ve nihayet yaklaşım sonuçlarını test etmek için beş adet hali hazırda kullanımda olan teknelerin sonuçları ile karşılaştırılıp, sonuçların kalitesi kontrol edilmiştir.

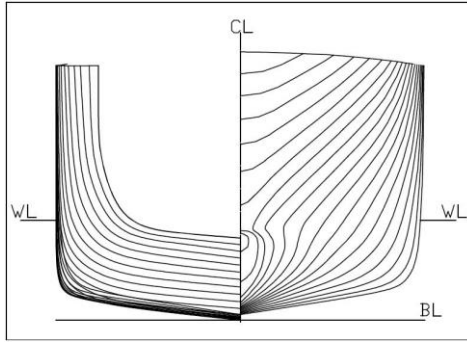
6. Veritabanı

Veri havuzunda kullanılacak gemi formu tipleri ve ana boyutları seçilirken çeşitli parametreler göz önüne alınmıştır.

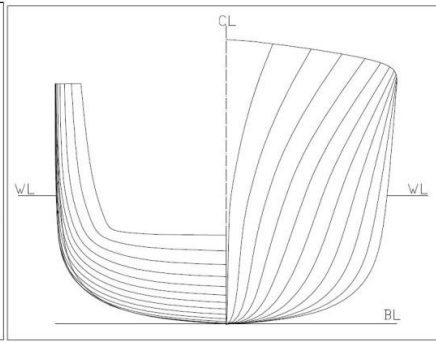
Ana boyut olarak son yıllarda hızla artan 'daha uzun yat' piyasa eğilimine karşın, gerek yaklaşımın gerçek sonuçlara yakınlığını sağlamak gerekse uzun boylarda devreye girecek diğer parametreler farklı L/B oranı, değişken üst yapı talepleri vs.) yaklaşımın basitliğini bozup bizi hedefimizden uzaklaştıracağı için tam boyu 20m ile 60m arasında olan gemiler seçilmiştir.

Gemi form tipi olarak bu boyutlar arasında son 40 sene içerisinde büyük yat üreticilerinin en çok kullandığı tekne form tipleri seçilmiştir. Sonuçları genelleyebilmek için 3 farklı form tipi seçilmiştir.

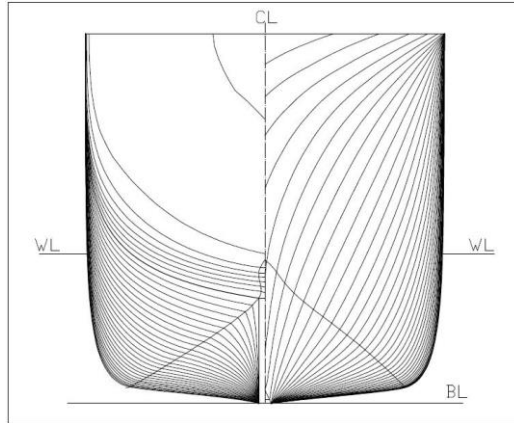
Bu üç form birbirinden farklı hidrostatik karakteristikleri olan ve blok katsayıları genel olarak 0,5 ile 0,6 arasında değişen formlardır. Aşağıda örnek olarak seçilen form tiplerine ait kavramlar gösterilmiştir:



Şekil 5. Kavram-1 posta kesitleri



Şekil 6. Kavram-2 posta kesitleri



Şekil 7. Kavram-3 posta kesitleri

Seçilen tekne formları MaxSurf programında modellenip ayrıca bunlardan yeni tekne formları türetilmiştir. Sonrasında veri regresyon analizlerinde kullanılacak hidrostatik ve stabilite değerler HydroMax modülünde hesaplanmıştır. Türetilen formlar orijinal tekne formuna yakın prizmatik ve blok katsayılarına sahip olmaktadır. Böylece etkisi incelenmesi istenen parametreler ön planda kalmış ve sonuçlar incelenirken bu katsayıların da etkilerinin olup olmadığı sorusuna mahal bırakılmamıştır.

7. Doğrultma kolları ve artık stabilitenin hesaplanması

Temel hidrostatik değerler hesabını izleyen aşamada GZ doğrultma kolları 0 dereceden başlanarak 10 derecelik adımlarla, stabilite kriterinde belirtilen parametreleri kapsayacak minimum değer olan 50 dereceye kadar hesaplanmıştır.

İleriki tespitlerimizde kullanacağımız temel hidrostatik değerler (Su-çekimi, GMT, BMT, KB gibi) bütün formlar için hesaplanmıştır. Bu değerlerin hesaplanmasında formun modellenmesi ve deplasman ile ağırlık merkezinin programa girişinin yapılması gerekmektedir. Artık stabilite eğrileri (MS), (4) eşitliğinin yeniden düzenlenmesi ile hesaplanmıştır:

$$MS = GZ - GM \cdot \sin(\Phi) \quad (8)$$

Bu denklemde kullanılan GM, denge durumundaki enine GM değeridir. Daha sonra her bir veri noktası, C_{RS} eğrisinin belirlenmesi için başlangıç BM_T değeri ile normalize edilmiştir.

Standard işlem sağlamak üzere LCG, gemiye sıfır trim yaptıracak boyuna konuma yerleştirilecektir. Ağırlık merkezinin dikey konumu enine stabilite üzerinde belirleyici faktörlerden olacağından, bunun için değişik seçeneklerin hesaba katılmasına karar verilmiştir. Bu seçeneklerin belirlenmesi için öncelikle bu boy aralığındaki teknelerde KG'nin genel olarak hangi aralıkta değiştiği incelenmiş ve yine çalışmamızda kullandığımız ana parametrelerden biri olan derinlik ile oransal ilişkisi üzerinde durulmuştur. Sonuç olarak; $KG/D=0,55$, $KG/D=0,60$ ve $KG/D=0,65$ konumları, ağırlık merkezinin dikey konumu (KG) ve derinlik (D)'ye bağlantılı olarak üç farklı seçenek şeklinde ayrı ayrı incelenmiş, buna bağlı olarak herbir orantı için ayrı bağıntılar elde edilmiştir.

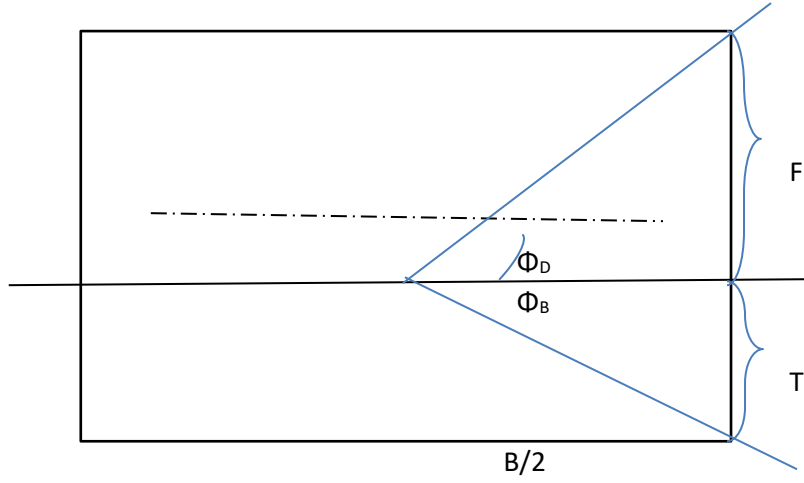
8. Kontrol parametrelerinin seçilmesi

Seçilen tekne tiplerinde artık stabilite davranışını incelemek için öncelikli olarak üreteceğimiz denklemde kontrol değişkenleri olarak görev alacak parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Çalışmamızda olabildiğince boyutsuz parametreler kullanıp verilerin normalize edilmesi ve sonuç olarak olabildiğince genelleştirici standard bir yaklaşım elde edilmeye çalışılmıştır. Böylece sonuçlar, incelenen boy aralığındaki tekneler için kapsayıcı özelliğe sahip olacaktır.

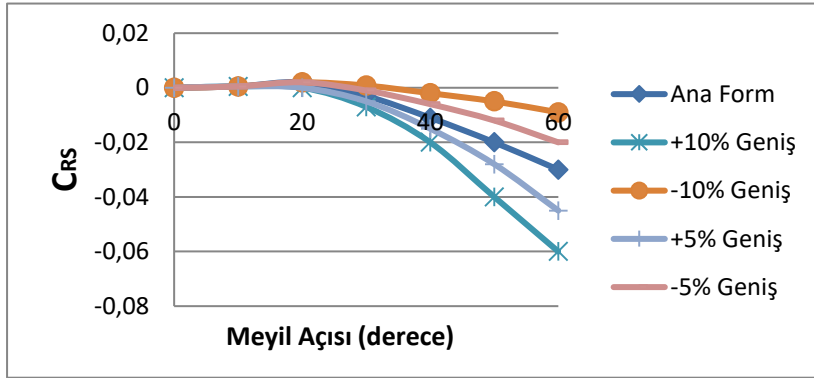
Prohaska'nın yaptığı çalışmada en belirgin olan parametreler derinlik-deplasman oranı (D/Δ), genişlik-derinlik oranı (B/D), draft-derinlik oranı (T/D) ve genişlik-draft oranıdır (B/T). Sözü edilen çalışmada kullanılan diğer parametreler ise ağırlık merkezinin dikey konumu-derinlik oranı (KG/D) ve sephiye merkezi enine konumu-su-çekimi oranıdır (KB/T). Özellikle bu son iki oran, temel geometrik değişkenlere göre tekne formunun detay parametrelerine bağlıdır. Bu yüzden değişik gemi türleri için yapılan araştırmalarda KG sıfır olarak hesaba alınmış ve dolayısıyla bu parametrenin etkisi göz ardı edilmiştir. Fakat bu değişkenin ana stabilite üzerindeki baskın ve belirleyici özelliğinden ötürü KG, çalışmaya özellikle dahil edilmiştir. Yine artık stabilite konusunda belirleyici olacak fribord büyüklüğü için çalışmaya, direk freeboard'ın derinliğe veya su-çekimine oranı yerine, derinlik-su-çekimi oranı (D/T) dahil edilmiştir.

Başlangıç olarak sıradan dikdörtgen prizmatik forma sahip barç formları bu parametrelerin artık stabilite üzerindeki temel etkilerinin incelenmesinde kullanılmıştır. Basit forma sahip bu barçların seçilme nedenleri, dizaynlarının basit olması ve köşeli yapıya sahip oldukları için suya girme ve çıkma açılarının daha net bir şekilde ayırt edilebilmesi olmuştur. Şekil 8'de gösterilen güverte dalma açısı (Φ_D) ve sintine dönümünün su üstüne çıkma açısının (Φ_B) artık stabilite üzerinde etkisi olduğu düşünülmektedir.

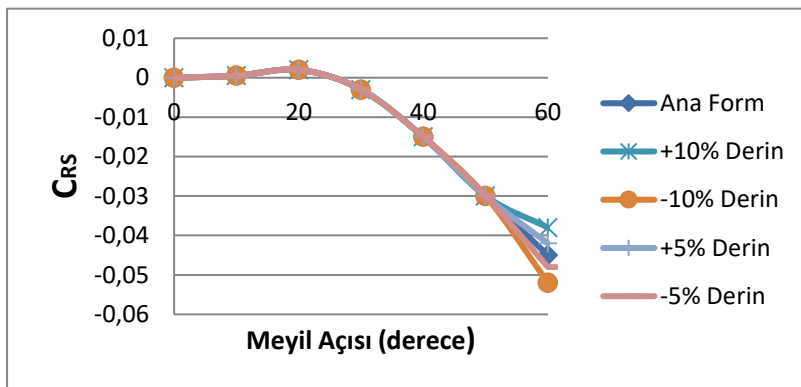
Parametrelerin belirlenmesi için 3 farklı boyuta sahip barç seçilmiştir. Bunlar seçilirken, kullandığımız yat form konseptlerine benzer karakteristik özelliklere sahip formlar seçilmeye çalışılmıştır. Daha sonra her tip barç formu ile %10'luk marjin sınırı içinde ve/veya genişlik ölçüleri ile oynanarak yeni barç formları türetilmiş ve değişik parametrelerin etkileri incelenmiştir.



Şekil 8. Bir barçın güverte suya girme ve sintine dönümü sudan çıkma açıları



Şekil 9. Genişlikteki değişmeye bağlı artık stabilite (Barç-1)



Şekil 10. Derinlikteki değişmeye bağlı artık stabilite (Barç-1)

Bu incelemelerimiz sırasında her iki eğri grubunun da güvertenin suya girmesi ve sintine dönümünün sudan çıkmasına bağlı olarak azalma eğilimine girdiği gözlemlenmiştir.

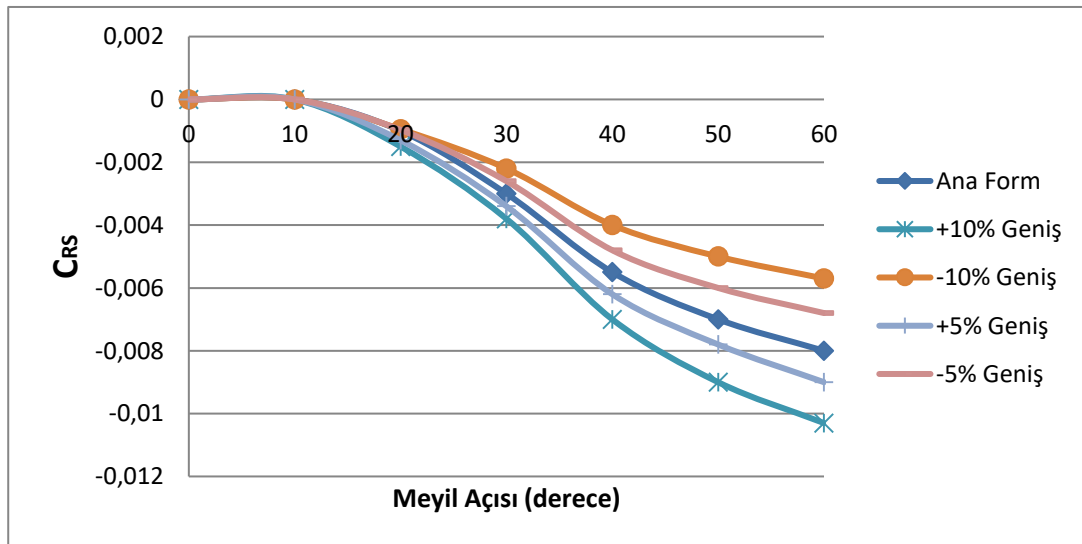
Çizelge 1'de her bir opsiyon için bu iki açının alacağı değerler listelenmektedir. Gerçekte bir yatın tekne formu için her ne kadar sintine dönümünün yuvarlak hatlı ve düzgün bir forma sahip olması

güvertenin suya girme açısı üstünde etkili olsa da, C_{RS} eğrisinin davranışının incelenmesinde ve parametreleri belirleme safhasında bu modelin kullanılabilceğini kabul edebiliriz.

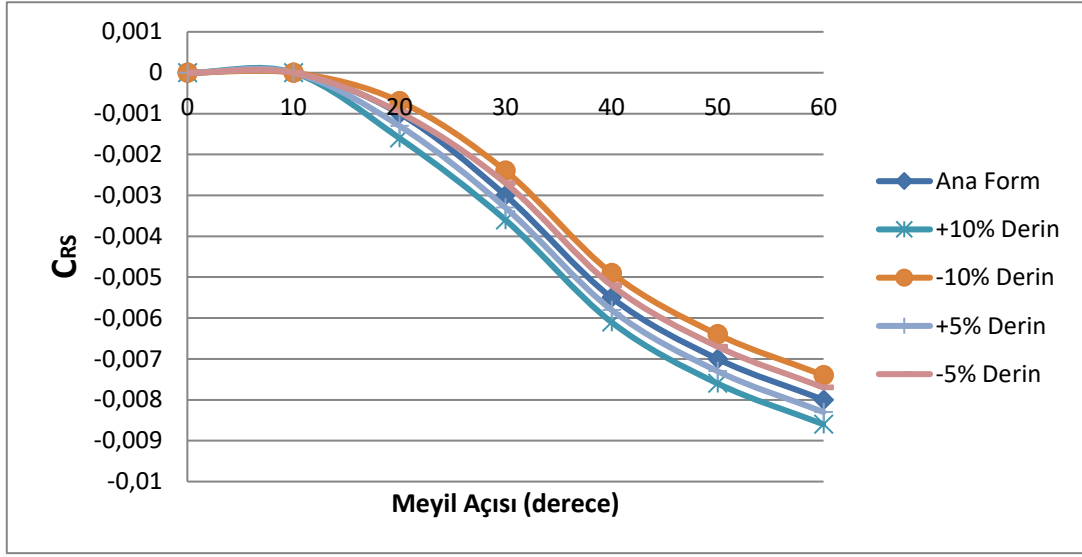
Tablo 1. Barge-1 ve türevlerinin ana karakteristikleri

Türev adı	B (m)	D (m)	T (m)	Güverte suya girme açısı	Sintine sudan çıkış açısı
Ana tekne	14,3	9,4	2,2	45	17
+10% Genişlik	15,7	9,4	2,0	43	14
-10% Genişlik	12,9	9,4	2,5	47	21
+5% Genişlik	15,0	9,4	2,1	44	15
-5% Genişlik	13,6	9,4	2,3	46	19
+10% Derinlik	14,3	10,4	2,2	48	17
-10% Derinlik	14,3	8,5	2,2	41	17
+5% Derinlik	14,3	9,9	2,2	47	17
-5% Derinlik	14,3	9,0	2,2	43	17

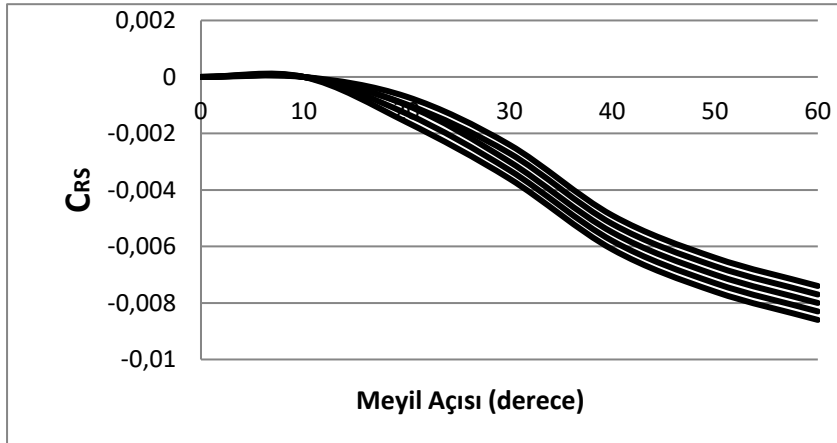
Bu teori barge-2 ve barge-3 formları tarafından da desteklenmektedir. Barge-2, bir sığ su barge'dır ve ortalama olarak derinliğinin yarısı büyüklüğünde bir draftta sahiptir. Şekil 11 ve 12'den de görüleceği üzere derinlik türevlerinde eğriler aşağıya doğru kıvrım yaptıktan sonra eğriler arasındaki mesafe sabit kalmaktadır. Genişlik türevlerinde ise eğriler arasındaki mesafe, açı büyüdükçe artmaktadır. Düşük güverte suya batma açısı ve büyük bir sintine sudan çıkma açısına sahip barge-3 kavramı için, Şekil 13'te, artık stabilitenin BM_T aracılığıyla normalize edilmesi durumunda artık stabilite katsayılarının değişimi gösterilmektedir.



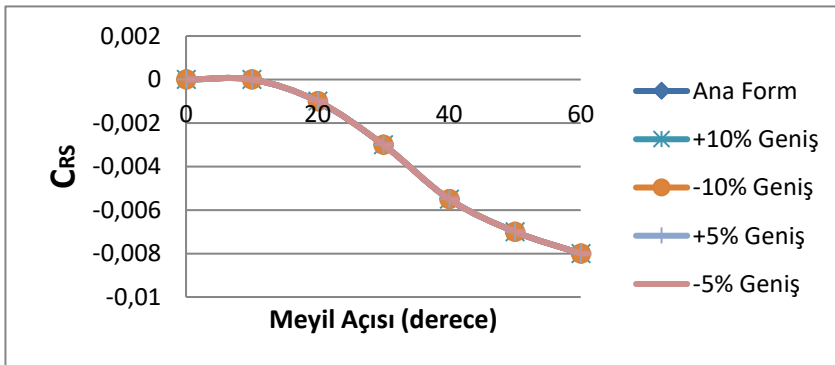
Şekil 11. Genişlikteki değişmeye bağlı artık stabilite (barge-2)



Şekil 12. Derinlikteki değişmeye bağlı artık stabilite (barge-2)



Şekil 13. Barge-2 ve türevleri için artık stabilite



Şekil 14. Barge-3 ve türevleri için artık stabilite

Şekil 14'de görüldüğü gibi bu barç kavramının türevleri için C_{RS} değerleri, 60° 'lik meyil açısına kadar aynı değerleri almaktadır. MS ve C_{RS} eğrilerinin davranışları bu temel geometrik parametreler ile bu iki açı arasında bir ilişki olduğunu göstermektedir. Bu ilişki aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$B/F = 2\cot(\Phi_D) \quad (9)$$

$$B/T = 2\cot(\Phi_B) \quad (10)$$

$$B/D = \frac{1}{2} [\tan(\Phi_D) + \tan(\Phi_B)] \quad (11)$$

$$D/T = [\tan(\Phi_D) + \tan(\Phi_B)] / \tan(\Phi_B) \quad (12)$$

Sonuç olarak B/T , KG/B ve D/T analiz için birincil kontrol parametreleri olarak seçilmiştir.

9. Kavram dizayn için parametrik yaklaşımın geliştirilmesi

Bu aşamada gemi mühendisinin elinde henüz kesin bir form olmadığından, tekne form kavramının seçilmesinden sonra aşağıdaki öngörüler ve tercihler yapılabilecektir:

- Enine stabilite ile ilgili öngöründe bulunabilme
- Teknenin ana boyutlarının seçilmesi
- Ağırlık merkezindeki dikey yer değiştirmenin enine stabiliteye etkisi (dolayısıyla üst bina boyutları ve ağırlık dağılımının etkisinin incelenmesi)

Çalışmada ortaya konan tekniği kavram dizayn aşamasında kullanıma uygun hale getirebilmek için stabilite denklemindeki parametreleri dönüştürmemiz gerekmektedir.

Bu noktadan itibaren Denklem 4'te yer alan parametrelerin, özellikle tekne ana boyutlarını içerecek şekilde nasıl yeniden belirlenebileceğine bakacağız ve sonuç olarak yeni bir yaklaşıma varmaya çalışacağız. Yeniden parametre belirlemedeki temel amaçlarımız:

- Henüz kavram dizayn aşamasında yaklaşık olarak bilinen ana boyut değerlerinin kullanılması
- Dizayn sarmalında başlangıç iterasyonu için en kullanışlı olacak parametrelerin kullanılması
- Gemi inşaatı literatüründe daha önceden başka tip gemiler için yapılmış yaklaşımların parametrelerinin ve buna bağlı olarak katsayılarının mega yatlar için seçilmesi ve amaca uygun uyarlanması

Şimdi sırasıyla yapacağımız iyileştirmeleri ve ortaya koyacağımız yaklaşımları inceleyelim. Denklem 4'e baktığımızda:

- I. GM yerine ' $GM = KB + BM - KG$ ' eşitliği yazılırsa elimizde KB , BM ve KG değişkenleri kalacaktır.
- II. KB için Denklem 1'de verilen Rawson & Tupper yaklaşımını baz aldığımızda yeni ifade T ve C_{WP} 'ye bağlı olarak ifade edilebilir. Katsayıları veri havuzuna aldığımız tekne konseptleri ve bunlardan türetilen formları incelediğimizde aşağıdaki değerlere ulaşacağız:

$$KB = \frac{T}{3} (a - C_{WP}) \quad (13)$$

- III. BM için ise, günümüze kadar yapılan yaklaşımlar arasında bir karşılaştırma yaptığımızda, yatlara en efektif biçimde uygulayacağımız yaklaşımın Saunders & Mills'inki olduğunu gördük.

Katsayılar veri havuzumuzda yer alan tekneler için regresyon yöntemi ile belirlendiğinde aşağıdaki değerlere ulaşacağız.

$$BM_t = \frac{LB^3}{12V} (C_p \cdot a + b) \quad (14)$$

- IV. Varılan sonuçlar ve bunların hata yüzdelerine bağlı olarak 30°'ye kadar olan açılarda parametre olarak $(B/T)^2$ ve KG/B seçilmişken, 30° üstü açılarda ek bir parametre (D/T) eklenmesi uygun görülmüştür. Sonuç olarak:

$$\Phi \leq 30^\circ \text{ için: } C_{RS} \cdot 10^3 = \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot a + \left(\frac{KG}{B}\right) \cdot b + c \quad (15)$$

$$\Phi > 30^\circ \text{ için: } C_{RS} \cdot 10^3 = \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot a + \left(\frac{KG}{B}\right) \cdot b + \left(\frac{D}{T}\right) \cdot c + d \quad (16)$$

Tablo 2. a,b,c,d değerleri

	CRS(10)			CRS(20)			CRS(30)			CRS(40)				CRS(50)			
	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c	d	a	b	c	d
KG=0,55D	0	-3	-4	-1	-13	28	-6	75	56	9	1558	-183	-250	14	2337	-193	-580
KG=0,60D	0	-1	-4	-1	-13	29	-6	69	55	3	1143	-112	-218	5	1714	-85	-535
KG=0,65D	0	-1	3	-1	-12	28	-6	62	56	9	1307	-182	-246	14	1971	-191	-579

10. Parametrik denklemin doğruluğu

Bir sonraki adım, hali hazırda serviste bulunan tekneler için ulaştığımız sonuçların test edilmesi ve doğrulanması; bunun yanında gemi mühendisine izleyeceği yol ile ilgili tavsiyelerde bulunmaktadır.

Değişik ülkelerde muhtelif tersanelerde inşa edilmiş ve çalışmaya konu olan boy aralığındaki mega yatlardan bilgilerine ulaşılabilen 5 yat, test teknesi olarak seçilmiştir. Bunların ana boyutları ve çalışmada ihtiyaç duyulacak karakteristikleri Çizelge 3'de verildiği gibidir. Bu noktadan itibaren tekneler Test-1, Test-2, Test-3, Test-4 ve Test-5 olarak adlandırılacaktır.

Tablo 3. Test teknelerinin ana karakteristikleri

	Test-1	Test-2	Test-3	Test-4	Test-5
Deplasman (ton)	159,1	318,4	571,5	825,2	1005,6
Hacim (m ³)	155,0	310,0	557,0	808,0	984,0
Su-çekimi (m)	1,850	2,300	2,600	3,200	3,600
L _{WL} (m)	26,923	35,414	46,283	55,000	57,500
B _{WL} (m)	5,998	7,300	8,998	7,800	9,050
D	4,10	5,00	5,90	5,30	6,00
C _p	0,602	0,608	0,605	0,660	0,590
C _B	0,520	0,524	0,516	0,573	0,514
C _M	0,875	0,883	0,879	0,868	0,862
C _{wp}	0,790	0,796	0,792	0,789	0,751
KB (m)	1,155	1,442	1,635	1,913	2,206
KG (m)	2,255	2,750	3,500	3,445	3,900
BM _T (m)	1,984	2,382	3,218	1,846	2,240
GM _T (m)	0,883	1,075	1,313	0,315	0,546
KM _T (m)	3,138	3,825	4,853	3,760	4,446

Önceki kısımlarda açıklandığı üzere, ihtiyaç duyulan oransal parametreler Çizelge 4'te gösterilmiştir. Çizelge 4'ten de görüleceği gibi KG/D oranı Test-1 ve Test-2 için 0,55, Test-3 için 0,6 ve Test-4 ile Test-5 için 0,65'tir. Aynı zamanda stabiliteye büyük etkisi olacak B/T oranı Test-4 ve Test-5 için Test-1, Test-2 ve Test-3'e göre nispeten düşüktür. Bir diğer çıkarılabilecek sonuç da, düşük D/T oranı nedeniyle Test-4 ve Test-5'in güvertelerinin daha düşük meyil açılarında suya gireceğidir. Dolayısıyla test tekneleri çalışmanın doğruluğunu test etmeye yetecek çeşitliliği göstermektedir.

Tablo 4. Test teknelerinin KG/D oranları

	Test-1	Test-2	Test-3	Test-4	Test-5
B/T	3,24	3,17	3,46	2,44	2,51
(B/T) ²	10,51	10,07	11,98	5,94	6,32
D/T	2,22	2,17	2,27	1,66	1,67
KG/D	0,55	0,55	0,60	0,65	0,65
F/T	1,22	1,17	1,27	0,66	0,67
F/B	0,38	0,37	0,37	0,27	0,27
KG/B	0,38	0,38	0,39	0,44	0,43
KG/T	1,22	1,20	1,35	1,08	1,08

Mega yatlarda BM_t'nin hesaplanması için sunduğumuz formül uygulandığında ulaşılan sonuçlar Çizelge 5'te gösterilmiştir. Görüldüğü gibi sunulan formül mega yatlar için çok düşük hata oranlarıyla olumlu sonuçlar vermektedir ve rahatlıkla kavram dizayn aşamasında kullanılabilir.

Tablo 5. BM_t (yaklaşım) hata oranı

	BM _t (yaklaşım)	BM _t (gerçek)	Hata (%)
Test-1	1,980	1,984	-0,2
Test-2	2,369	2,382	-0,5
Test-3	3,213	3,218	-0,1
Test-4	1,858	1,846	0,6
Test-5	2,246	2,240	0,3

Sonuç olarak, 3 farklı KG/D değerine göre ayrı ayrı ortaya koyulan denklemlerle büyük açılar için varılan GZ değerleri ve gerçek değerler aşağıda Çizelge 6'te gösterilmiştir:

Tablo 6. GZ yaklaşım-gerçek değerlerin karşılaştırması

	Yaklaşım				
	GZ-10	GZ-20	GZ-30	GZ-40	GZ-50
Test-1	0,147	0,307	0,464	0,587	0,681
Test-2	0,176	0,369	0,562	0,715	0,824
Test-3	0,225	0,466	0,686	0,862	1,000
Test-4	0,061	0,148	0,264	0,376	0,372
Test-5	0,091	0,213	0,363	0,492	0,488
	Gerçek Değerler				
	GZ-10	GZ-20	GZ-30	GZ-40	GZ-50
Test-1	0,156	0,321	0,484	0,611	0,706
Test-2	0,190	0,393	0,600	0,767	0,897
Test-3	0,232	0,473	0,692	0,843	0,948
Test-4	0,058	0,139	0,254	0,309	0,260
Test-5	0,099	0,220	0,370	0,500	0,519

Tablo 6'dan görüleceği üzere 'yaklaşım değerleri' ve 'gerçek değerler' arasındaki hata payı önemsenmeyecek ölçüde az olduğu tespit edilmiştir.

11. Sonuç ve tavsiyeler

İncelenen açılarda GZ doğrultucu kol değerlerinin belirlenmesinden sonra, gemi mühendisinin takip etmesi gereken adımlar stabilite kısmının değerlendirilmesi için aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Yapılan çalışmanın sonucunda, mega yatlarda büyük açılarda GZ değerleri ile ilgili öngörülebilir bulunabileceği gösterilmiştir. Her ne kadar sonuçların test edilmesi için 5 test teknesi kullanıldıysa da, seçilen test teknelerinin karakteristiklerindeki çeşitlilik sebebiyle, bulunan formüllerin bu boy aralığındaki bütün monohull yatlarda kullanılabilirliği beklenmektedir. Benzer şekilde balıkçı gemileri, offshore destek gemileri ve benzer gemi tipleri için de çalışmaların yapılabilirliği görülmektedir.

Bu çalışmada sunulan değerler bir sonraki adımlara ışık tutacak ve enine stabilite ile ilgili genel bir fikir sahibi olmak için kavram dizayn aşamasında kullanılabilir. Bu yaklaşımların denizcilik sektöründe kullanışlı bir uygulama alanı bulacağına inanılmaktadır.

Sunulan bu yöntemin en büyük avantajı, gemi mühendisinin kısıtlı sayıdaki veri ile gayet makul sayılabilecek hata payları içerisinde öngörüler yapabilmesini sağlamasıdır. Bunun yardımıyla gemi inşaatı mühendisi, kavram dizaynın optimizasyon sürecinde tekne formunun belirlenmesi ve iyileştirmesini yapabilecektir. Bu formülasyon sadece dizayner için değil kaptan için de kısıtlı sayıda veri ile yaralı stabilite durumu hakkında öngörülerde bulunması için yardımcı bir araç olacaktır. Dolayısıyla ortaya konan bu çalışmanın iki temel uygulama alanı olacaktır: Kavram dizayn aşamasındaki uygulaması ve hızlı stabilite değerlendirmesi.

Geleneksel dizayn spiralinde, başlangıç iterasyonu için tekne geometrisi seçimi toplam hacim veya yük taşıma hacminin tahminine dayanmaktadır. Bu aşamada hacim değerleri, sıklıkla önceki yapılmış teknelerin değerlerinden interpolasyon yöntemiyle elde edilir. Enine stabilitenin değerlendirilmesi alışıldığı üzere bundan bir kaç adım sonra, ana makinanın seçimi ve konumunun belirlenmesinden sonra yapılır. Eğer stabilite yetersiz bulunursa, gemi mühendisi bunu iyileştirecek yöntemler denemek zorunda kalacaktır. Örnek olarak genişliğin arttırılması veya ana makinanın dikey konumunun alçaltılması gibi her zaman da fizibil olmayan yöntemler verilebilir. Bu yaklaşım bilindiği üzere gemi dizaynında deneme-yanılma yönteminin kullanılmasıdır. Zaman açısından çok daha verimli olduğundan, en güncel gemi sentez programlarında dahil dizayn spiralindeki her iterasyonun sonunda stabilite kontrolü uygulanmaktadır.

Bir geminin enine stabilitesinin değerlendirmesi için kullanılan integrasyon teknikleri güvenilir ve kabul edilebilir derecede hassastır. Tekrar vurgulamakta fayda olan nokta, artık stabilite tekniğinin bu tekniklerin yerini alması gerektiği değil; kavram dizayn aşamasında gemi mühendisine sağlayacağı kolaylık ve kazandıracığı zamandır.

Kaynaklar

Amy, J.R., Johnson, R. E., Miller, E. R., "Development of Intact Stability Criteria for Towing and Fishing Vessels," Marine Technology, SNAME.

Barrass, B., Derrett, D.R., (2006). Ship Stability for Masters and Mates, ISBN: 9780080460086.

Bartholomew, C.A., Marsh, B., Hooper, R.W. (1992). U.S. Navy Salvage Engineer's Handbook, Vol 1, Naval Sea Systems Command.

Biran, A.B., (2003). Ship Hydrostatics and Stability, ISBN: 978-0-7506-4988-9.

Brown, A. J. and Deybach, F. (1998), Towards A Rational Intact Stability Criteria For Naval Ships. Naval Engineers Journal, 110: 65–77. doi:10.1111/j.1559-3584.1998.tb02386.x.

Bureau Veritas, (2012). Rules for the Classification and the Certification of Yachts.

Deybach, F., (1997). Intact Stability Criteria for Naval Ships, Master Thesis, MIT Dept. of Ocean Engineering.

IMO Res. MSC.267(85), (2008). Intact Stability Code.

Korteweg, J.A., (1984). Geometry and Stability. Report no. 516-K, TU Delft.

Krishna Rao, A. V. (1979). "An Approximate Method for Finding Maximum KG to Satisfy the IMCO Intact Stability Criteria, The Naval Architect, no. 6, London.

Rawson, K., Tupper, E., Basic Ship Theory, vol. 1, Longman, Inc., 1983.

Perunovic, J.V., (2009). Ship Dynamic Intact Stability Focus on Parametric Roll. Technical Report, Technical University of Denmark.

Prohaska, C.W., (1947). "Residuary Stability", Transactions of Institution of Naval Architects.

Prohaska, C.W., (1951). "Influence of Ship Form on Transverse Stability".

Rahola, J. (1939) "The Judging of the Stability of Ships and the Determination of the Minimum Amount of Stability", PhD Thesis, Helsinki.

Sebastian, J.W., (1997). Parametric Prediction of the Transverse Dynamic Stability of Ships, Master Thesis, Naval Postgraduate School, Monterey.

Wolfson Unit (Maritime ve Coastguard Agency), (2007). Intact Stability Severe Wind and Rolling Criterion- An Equivalent Standard.

* Corresponding author

Turning Circle and Zig-Zag Test Simulation for a Fishing Vessel Form

Ferdi akıcı^{*1}, Emre Kahramanođlu¹

fcakici@yildiz.edu.tr, emrek@yildiz.edu.tr

¹ *Naval Architecture and Marine Engineering, Naval Architecture and Marine Engineering, Yildiz Technical University, Istanbul, Turkey*

Abstract

In this study, turning circle and zig-zag test simulations for a fishing vessel form were carried out by using existing mathematical model and maneuvering derivatives in the literature. The simulations were performed for calm water conditions, that is, all external inputs such as wave, current, wind, ice loads, propeller etc. were neglected. The solution of the lateral plane motions in time domain were completed by using 4th order Runge-Kutta Method in Matlab-Simulink package program.

It is possible to more effectively construct the maneuvering simulation in wavy environment on Matlab-Simulink interface if the external loads in irregular seas are known as a function of time. Simulink block diagrams prepared in the present study will allow a quick transition to such disturbance excitation damping studies in the future.

Keywords: Maneuvering, Turning Circle Test, Zig-Zag Test, Matlab-Simulink

Bir Balıkçı Gemisi Formu için Dönme ve Zig-Zag Testi Simülasyonu

Ferdi Çakıcı¹, Emre Kahramanoğlu¹

fcakici@yildiz.edu.tr, emrek@yildiz.edu.tr

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü

Özet

Bu çalışmada literatürde var olan matematiksel model ve yine literatürde var olan standart PMM deneyi ile elde edilen manevra türevleri kullanılarak, bir balıkçı gemisi formu için dönme ve zig-zag testi simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sakin su şartları kabulü ile yapılmıştır yani geminin kendi geometrisi dışındaki bütün bozucular (dalga, akıntı, rüzgar, buzul yükler, pervane vs.) ihmal edilmiştir. Zaman düzlemindeki çözümlerler, 4. mertebeden Runge-Kutta yöntemi ile Matlab-Simulink paket programı kullanılarak yapılmıştır.

Karışık deniz durumlarındaki dalga ve rüzgar yükü gibi herhangi harici kuvvet/momentlerin zaman düzlemindeki yanıtı bilindiği takdirde, dalgalı denizdeki manevra simülasyonlarının Matlab-Simulink ara yüzünde daha efektif kurgulanması mümkündür. Mevcut çalışmada hazırlanan Simulink blok diyagramları sayesinde ileride yapılacak bu gibi bozucu bastırma çalışmalarına hızlı bir geçiş yapılabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Manevra, Dönme Testi, Zig-Zag Testi, Matlab-Simulink

1. Giriş

Bir geminin tipi ve görev tanımı ne olursa olsun, o gemiden asgari düzeyde bir manevra kabiliyeti göstermesi beklenmektedir. Özellikle balıkçı gemilerinin zorlu görevleri yerine getirdikleri anlarda güçlü manevra kabiliyetlerine sahip olması, olası kazaları önlemek ve operasyon verimini yüksek tutmak için ayrı bir önem arz etmektedir.

Genel anlamda manevra hareketi geminin üç serbestlik derecesi için düşünülebilir. Gemini yatay düzlem hareketleri olarak da bilinen bu hareketler, ileri öteleme, yanal öteleme ve savrulma hareketlerini barındırır (Sarıöz ve diğerleri, 2008). Bu üç hareketin ortak özelliği, deniz yüzeyi tarafından herhangi bir doğrultma katkısı gelmeyeceğinden, dışarıdan etkiyen bozucularla geminin konumunun değişmesi ve eski konumuna dönmesi için doğrudan bir kontrol yüzeyine ihtiyaç duymalarıdır. Geminin yatay hareketlerini ifade eden matematiksel model incelendiğinde, denklemde yer alan doğrusal/doğrusal olmayan hız ve ivme manevra türevlerinin elde edilmesi zaruridir. Bu katsayıları veya bir başka adı ile manevra türevlerini elde etmenin farklı yolları vardır. Bunlar:

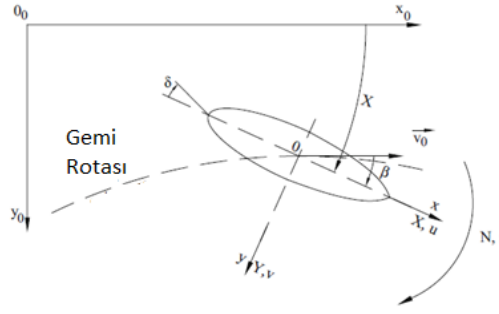
- 1-) Manevra deneyi ile (PMM yaw, PMM sway, rotating arm, statik drift test)
- 2-) Çoklu regresyon analizi ile (Benzer gemilerin deney sonuçlarından yararlanarak)
- 3-) HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ile (Genelde sonlu hacimler yöntemi kullanılarak) (Bakker, 2006)

PMM (Düzlemsel Hareket Mekanizması) savrulma ve PMM yanal öteleme testleri yapılarak hız ve ivme türevleri aynı anda elde edilebilirken, dönen kol (rotating arm) mekanizması ile sadece savrulma hareketlerine ait hız manevra türevleri bulunabilir. Bu tip deneyler için özel ayarlanmış tesis ve ekipmanların bulunması gerekir. Statik sürüklenme, (Statik drift) testi için ise sadece yanal öteleme hareketi için hız manevra türevleri ve dümen türevleri hesaplanabilir. Bu test için, çekme deney tankı dışında ayrı bir tesise ihtiyaç yoktur (Sen, 2011). Manevra deneyleri genel anlamda çok zaman almaları ve pahalı olmaları gerekçesiyle, genellikle kavram dizayn aşamasında tercih edilmez. Bunun yerine, bu manevra türevlerinin elde edilebilmesi için çoklu regresyon analizleri kullanılır. Bu yöntem oldukça ucuz olmakla birlikte, matematiksel yöntemde yer alan katsayıları bu yöntem ile elde ederken kullanıcı çok dikkatli olmalıdır. Çünkü seçilen regresyon katsayılar kümesi, sadece benzer gemi geometrileri için güvenli olabilir. Eğer incelenen gemiye benzer bir geminin manevra testleri mevcut değilse bu yöntem güvenle kullanılamaz. Son yıllarda gelişen bilgisayar teknolojileri sayesinde HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) kullanılarak manevra türevlerinin hesabı da mümkündür. Bu analizlerde ise manevra türevleri elde edilirken, seçilen ayrıklaştırma yöntemleri, türbülans modeli, hesaplama hacminin ağ yapısı, sayısı ve özellikleri kullanıcı tarafından çok dikkatli bir şekilde belirlenmelidir. Günümüzde HAD hesaplamaları ile manevra türevlerinin elde edilmesi konusunda yoğun bir çalışma sürmektedir.

Bu çalışmanın amacı, Matlab-Simulink kullanılarak gemi yanal hareketlerinin modellenmesi ve sisteme dalga, akıntı, rüzgâr gibi dış etkenlerin de dâhil edilmesi ile tekrar kurgulanabilecek bir platform oluşturmaktır. Matematiksel modelde kullanılan manevra türevleri Nabergoj vd. (2005) tarafından yapılan manevra deneyleri neticesinde elde edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan boyutsuz katsayılar ilgili referanstaki metota göre boyutlu hale getirilerek denklemlere yerleştirilmiştir (ABS, 2006). Çalışmanın ikinci kısmında kullanılan matematiksel model verilmiştir. Üçüncü kısım sayısal simülasyon çıktıları içerir iken dördüncü kısımda sonuçlar verilmiştir.

2. Matematiksel model

Bu çalışmada, Matlab-Simulink ortamında doğrusal olmayan matematiksel model kullanılarak bir geminin yatay düzlemdeki hareketleri incelenmiştir. Örnek olarak kullanılan balıkçı gemisinin manevra türevleri, manevra deneyi ile elde edilmiştir. Bir geminin 3 serbestlik dereceli hareketinde (İleri Öteleme, Yanal Öteleme ve Savrulma) kullanılacak adi diferansiyel denklem aşağıda verilmiştir (Abkowitz, 1964).



Şekil 1. Koordinat Sistemi (Obreja, 2010)

$$(m - X_{\ddot{u}})\ddot{u} = X(0) + X_u u - X_u U + g_1(u, v, r, \delta) \quad (1)$$

$$(m - Y_{\ddot{v}})\ddot{v} + (mX_G - Y_{\dot{r}})\dot{r} = Y(0) + Y_{\delta}\delta + Y_v v + (Y_r - mU)r + g_2(u, v, r, \delta) \quad (2)$$

$$(mX_G - N_{\dot{v}})\dot{v} + (I_{ZZ} - N_{\dot{r}})\dot{r} = N(0) + N_{\delta}\delta + N_v v + (N_r - mX_G U)r + g_3(u, v, r, \delta) \quad (3)$$

(1) numaralı denklem 'ileri öteleme' doğrusal hareketini, (2) numaralı denklem 'yanal öteleme' doğrusal hareketini, (3) numaralı denklem ise 'savrulma' rotasyonel hareketini ifade eden denklemlerdir. Burada g_1 , g_2 ve g_3 matematiksel modelde yer alan doğrusal olmayan terimleri ifade etmektedir. Bu denklemlerde:

m : Geminin kütleini,

U : Geminin başlangıçtaki x yönündeki hızını,

$X_{\ddot{u}}$: İleri öteleme ivmelenmesinin x yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,

X_u : İleri öteleme hızının x yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,

\ddot{u} : İleri öteleme ivmelenmesini,

u : İleri öteleme hızını,

$X(0)$: Gemiye etkiyen dış bozucuların (Dalga, rüzgar, pervane, akıntı, buz yükleri vs.) x yönünde oluşturduğu kuvveti,

$Y_{\ddot{v}}$: Yanal öteleme ivmelenmesinin y yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,

Y_v : Yanal öteleme hızının yanal öteleme yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,

\ddot{v} : Yanal öteleme ivmelenmesini,

v : Yanal öteleme hızını,

X_G : Gemi ağırlık merkezinin gemi koordinat sistemi başlangıç noktasına uzaklığını, (Eğer orijin ağırlık merkezi ile aynı yerdeyse; $X_G = 0$.)

- $Y_{\dot{r}}$: Savrulma ivmelenmesinin yanal öteleme yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,
- Y_r : Savrulma hızının yanal öteleme yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,
- \dot{r} : Savrulma ivmelenmesini,
- r : Savrulma hızını,
- $Y(0)$: Gemiye etkiyen dış bozucuların (Dalga, rüzgâr, pervane, akıntı, buz yükleri vs.) y yönünde oluşturduğu kuvveti,
- Y_{δ} : Gemi dümeninin y yönünde indüklediği kuvveti ifade eden manevra türevini,
- δ : Dümen açısını,
- $N_{\dot{v}}$: Yanal öteleme ivmelenmesinin z eksenini etrafında oluşturduğu momenti ifade eden manevra türevini,
- N_v : Yanal öteleme hızının z eksenini etrafında oluşturduğu momenti ifade eden manevra türevini,
- $N_{\dot{r}}$: Savrulma ivmelenmesinin z eksenini etrafında oluşturduğu momenti ifade eden manevra türevini,
- N_r : Savrulma hızının z eksenini etrafında oluşturduğu momenti ifade eden manevra türevini,
- $N(0)$: Gemiye etkiyen dış bozucuların (Dalga, rüzgâr, pervane, akıntı, buz yükleri vs.) z eksenini etrafında oluşturduğu kuvveti,
- I_{zz} : Geminin savrulma eksenine göre atalet momentini,
- N_{δ} : Gemi dümeninin z eksenini etrafında indüklediği momenti ifade eden manevra türevini,

ifade eder. g_1 , g_2 ve g_3 terimleri ise sistemde doğrusal olmayan terimleri barındıran fonksiyonlar olarak ifade edilir. Bu doğrusal olmayan terimler Eşitlik (4), (5) ve (6)'da verilen üçüncü dereceden manevra denklemi bileşenlerini içermektedir (Obreja, 2010).

$$g_1(u, v, r, \delta) = \frac{1}{6}X_{uuu}u^3 + \frac{1}{2}(X_{uu}u^2 + X_{vv}v^2 + X_{\delta\delta}\delta^2 + X_{v\delta}v\delta) \quad (4)$$

$$g_2(u, v, r, \delta) = \frac{1}{6}(Y_{vvv}v^3 + Y_{\delta\delta\delta}\delta^3) + \frac{1}{2}(Y_{vvr}v^2r + Y_{vv\delta}v^2\delta + Y_{\delta\delta v}\delta^2v) \quad (5)$$

$$g_3(u, v, r, \delta) = \frac{1}{6}(N_{vvv}v^3 + N_{\delta\delta\delta}\delta^3) + \frac{1}{2}(N_{vvr}v^2r + N_{vv\delta}v^2\delta + N_{\delta\delta v}\delta^2v) \quad (6)$$

Bu denklem setinin zaman düzleminde çözülebilmesi için denklem setinde yer alan bütün katsayıların bilinmesi gerekir. Tablo 1'de mevcut balıkçı gemisi için manevra deneyleri yapılarak elde edilen manevra türevleri ve diğer tekne parametreleri verilmiştir.

Tablo 1. Model testlerine dayalı elde edilen manevra türevleri

M	175.275	Y_r	229.2365
k_{zz}	0.575	Y_{vvr}	582.8712
I_{zz}	57.9503	Y_{δ}	77.0270
X_u	-12.9673	$Y_{\delta\delta\delta}$	-13.7359
X_{uu}	-10.0431	$Y_{vv\delta}$	337.2247
X_{uuu}	-1.4905	$Y(0)$	0
$X_{\dot{u}}$	-236.4279	$N_{\dot{v}}$	459.7452
X_{vv}	-17.4869	$N_{\dot{r}}$	-326.8503
$X_{\delta\delta}$	-22.8726	N_v	-334.8046
$X_{v\delta}$	15.4334	N_{vv}	23.3390
X_{δ}	0	$N_{\delta\delta v}$	-49.1679
$X(0)$	0	N_r	-7.9284
$Y_{\dot{v}}$	-310.9077	N_{vvr}	-1063.8019
$Y_{\dot{r}}$	-141.4693	N_{δ}	-93.4078
Y_v	-310.9552	$N_{\delta\delta\delta}$	11.3232
Y_{vv}	-204.8530	$N_{vv\delta}$	-322.6631
$Y_{\delta\delta v}$	42.5668	$N(0)$	0

Tablo 2. Balıkçı gemisi modeli karakteristikleri

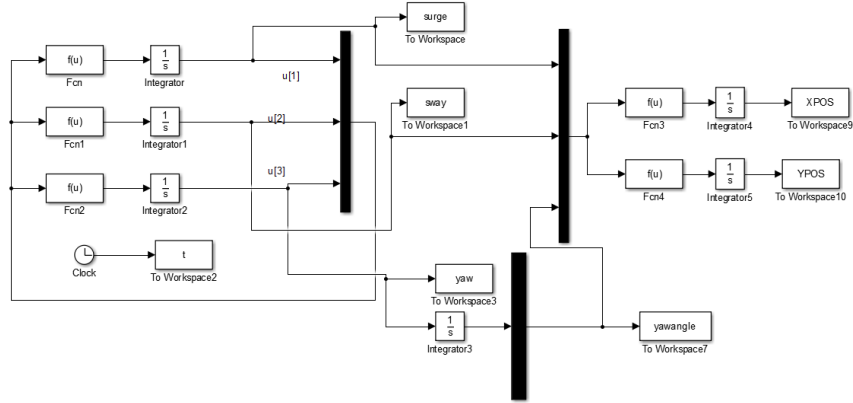
LOA	2.725	m
L_{BP}	2.083	m
B	0.667	m
$T_{ORT.}$	0.215	m
C_B	0.574	-
Δ	0.175	t
GM_T	0.054	m
U	1.8	m/s

Denklem (1), (2) ve (3) içinde yer alan $X(0)$, $Y(0)$, $N(0)$ kuvvet/momentleri anlık, zamana bağlı dalga, akıntı, rüzgâr, buzul yükleri ve bu kuvvet/momentleri bastırarak iticilerin kuvvet/momentleri ifade etmektedir. Bu çalışmada, geminin kendi oluşturacağı hidrodinamik yük dışında, dışarıdan herhangi bir bozucu kuvvet veya momentinin etki etmeyeceği varsayılmıştır. Bir başka deyişle, simülasyon sakin su ortamında gerçekleştirilmiştir. Dümen yüzeyi dışında bir kontrol yüzeyinin olmadığı kabulü ile de $X(0)$, $Y(0)$, $N(0)$ terimleri sıfır alınmıştır. Bu terimlerin zamana bağlı ayrık ifadesi bilindiği takdirde, denklemde yer alan diğer katsayıların da güncellenmesi ile simülasyona dâhil edilebilir.

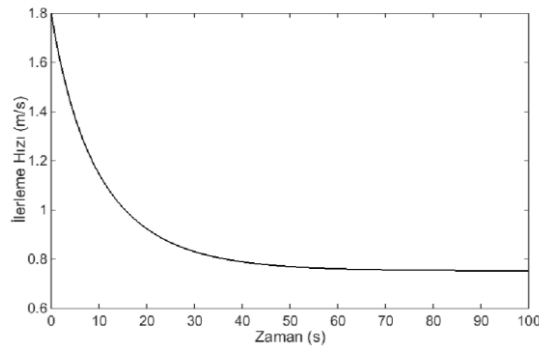
3. Sayısal simülasyon

Zaman düzleminde elde edilen çözümler, 4. mertebeden Runge-Kutta adi diferansiyel çözücüsü ile zaman adımının 0.01 alınması Matlab-Simulink paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Simülasyon 100 saniye sürmüştür. En bilinen manevra testlerinden biri olan dönme ve zig-zag testi simülasyonu, dönüş anındaki yalpa hareketi ihmal edilerek gerçekleştirilmiştir. Dönme testi için dümen açısı 35° alınmış ve bu senaryodaki blok diyagramı Matlab-Simulink ortamında oluşturulmuş ve Şekil 2'de gösterilmiştir. Dönme esnasındaki ileri öteleme hızındaki değişim Şekil 3'te, yanal

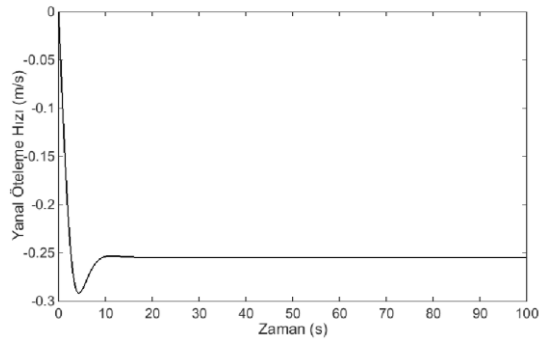
öteleme hızındaki değişim Şekil 4’te, savrulma hızındaki değişim ise Şekil 5’te gösterilmiştir. Ayrıca, dönme testi sonucunda ilerleme, transfer, taktik çap, sürekli dönme dairesi çapı, sürekli dönme hareketindeki hız kaybı gibi karakteristikler Tablo 3’te verilmiştir. Bahsedilen manevra karakteristikleri ile ilgili detaylı bilgi ilgili referansta bulunabilir (Sarıöz ve diğerleri, 2008).



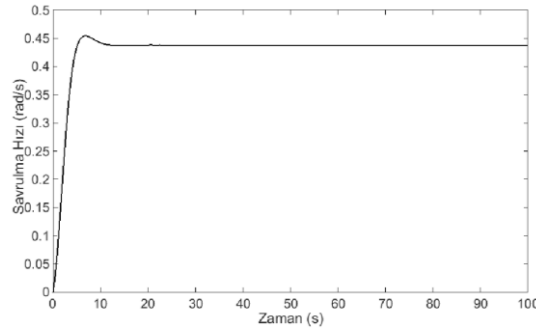
Şekil 2. Dönme testi için kullanılan blok diyagramı



Şekil 3. Dönme testi esnasında ilerleme hızı değişimi



Şekil 4. Dönme testi esnasında yanıl öteleme hızı değişimi



Şekil 5. Dönme testi esnasında savrulma hızı değişimi

Tablo 3. 1.8 m/s hız, 35° dümen açısında dönme manevrası değerleri

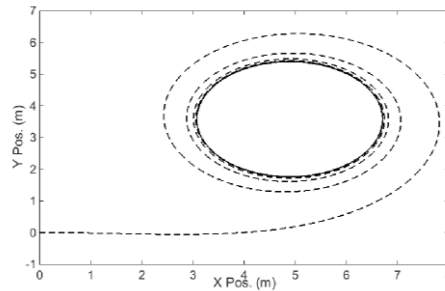
	Mevcut çalışma	Obreja (2010)
Gemi Hızı (m/s)	1.8 m/s	1.8 m/s
Dümen Açısı	35 derece	35 derece
90 Derece Dönme İçin Gerekli Süre (s)	5.83	-
180 Derece Dönme İçin Gerekli Süre (s)	9.31	-
360 Derece Dönme İçin Gerekli Süre (s)	16.46	-
İlerleme (m)	7.771	7.166
Transfer (m)	2.845	2.895
Taktik Çap (TD) (m)	6.227	6.332
Sürekli Dönmede Hız Kaybı (%)	58.12	59.00

Şekil 6'da geminin dönme dairesi verilmiştir. Geminin x ve y yönlerinde aldığı yolu ifade eden bu grafik, geminin lokal koordinat sisteminde hesaplanan yer değiştirmeleri, global koordinat sistemindeki yer değiştirmelerine transfer eden (7)-(8) eşitlikleri kullanılarak çizdirilmiştir.

$$x_0(t + \Delta t) = x_0(t) + [u(t)\cos\varphi(t) - v(t)\sin\varphi(t)]\Delta t \quad (7)$$

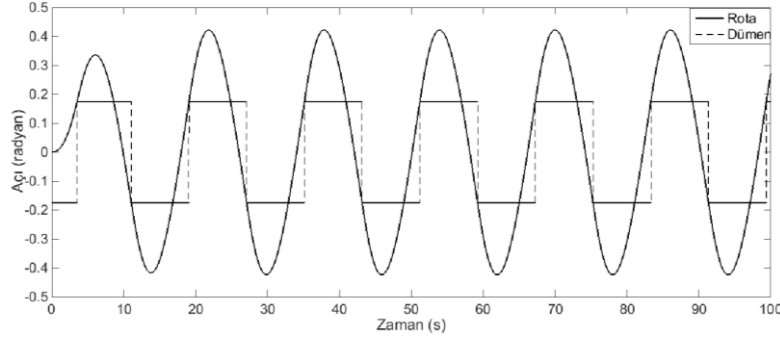
$$y_0(t + \Delta t) = y_0(t) + [u(t)\sin\varphi(t) + v(t)\cos\varphi(t)]\Delta t \quad (8)$$

Bu denklemde x_0 ve y_0 geminin global koordinat sisteminde zamana bağlı x ve y yönünde aldığı yolu ifade etmektedir. φ ise geminin zamana bağlı rotasını veya dönme açısını ifade eder ve savrulma hızının integre edilmesi ile hesaplanır Son olarak Δt zaman aralığını ifade eder ve sabit 0.01 alınmıştır.



Şekil 6. Dönme Testi

Zig-Zag testi için ise, en çok kullanılan $10^{\circ}/10^{\circ}$ manevra tecrübesi simülasyonu yapılmıştır. Zig-Zag tecrübesi sonunda elde edilen zamana bağlı dümen açısı ve gemi dönme açısı (rota) Şekil 7 ile gösterilmiştir. Ayrıca, başlangıç dönme süresi, ilk aşırı dönme açısı, ilk toplam dönme açısı, yarı periyot, dönme kontrol süresi ve tecrübe periyodu gibi karakteristikler Tablo 4'te verilmiştir.



Şekil 7. Zig-Zag Testi

Tablo 4. 1.8 m/s hız, $10^{\circ}/10^{\circ}$ manevra testi değerleri

	Mevcut çalışma	Obreja (2010)
Gemi Hızı (m/s)	1.8	1.8
Dümen Açısı (derece)	10	10
Başlangıç Dönme Süresi (s)	3.5	-
İlk Aşırı Dönme Açısı (derece)	9.26	11.3
İlk Toplam Dönme Açısı (derece)	19.26	21.3
Yarı Periyot	9.9	-
Dönme Kontrol Süresi (s)	2.55	-
Tecrübe Periyodu (s)	17.99	-

4. Sonuçlar

Bu çalışmada literatürde var olan matematiksel model ve yapılan manevra deneyleri ile elde edilen manevra türevlerin kullanılması ile tipik bir Akdeniz balıkçı gemisi modeli için dönme ve zig-zag testi simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sakin su şartları kabulü ile yapılmıştır. Kontrol yüzeyi olarak sadece dümen kullanılırken, dışarıdan etkiyen tüm bozucular ihmal edilmiştir. Matlab-Simulink paket programı kullanılarak yazılan ve elde edilen çözümlerler sayesinde bu ihmal edilen yükler, sisteme dahil edilebilir ve simülasyon istenilen senaryoya göre tekrar yapılabilir. İleride yapılacak çalışmalarda, çeşitli bozucuların sisteme etkimesi ile arzu edilen senaryolar bilgisayar ortamında rahatlıkla analiz edilebilir.

Teşekkür

Çalışmanın birinci yazarı ASELSAN doktora bursuyla desteklenmiştir.

Kaynaklar

Abkowitz, M.A. (1964). Lectures on ship hydrodynamics. Steering and Manoeuvrability. Hydro and Aerodynamics, Lyngby, Denmark, Report Hy-5.

American Bureau of Shipping (ABS). (2006). Vessel Maneuverability.

Bakker, A. (2006). Applied Computational Fluid Dynamics, Ders Notları, <http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/05-solv.pdf>

D. Obreja, R. Nabergoj, L. Crudu ve S.P. Popoiu. (2010). Identification of hydrodynamic coefficients for manoeuvring simulation model of a fishing vessel. *Ocean Engineering*, 37, sayfa: 678–687.

Nabergoj, R., Crudu, L. ve Obreja, D. (2005). Prediction of manoeuvring characteristics of fishing vessels based on hydrodynamic derivatives. *Proceedings of the 10th International Symposium on Technics and Technology in Fishing Vessels*, Ancona, Italy.

Sarıöz, K., Kükner, A. ve Alkan, A.D. (2008). *Gemi Mühendisliği El Kitabı*. Bölüm 7, Manevra.

Sen, D. (2011). *Seakeeping and Manoeuvring*, Department of Ocean Engineering & Naval Architecture. Ders Notları.

* Corresponding author.

Numerical Investigation of the Effects of Underwater Aft Cone Angle and Length-to-Beam Ratio on Hull Efficiency

Yasemin Arıkan Özden*¹, Fahri Çelik¹

yarikan@yildiz.edu.tr

¹ Faculty of Naval Architecture and Maritime, Naval Architecture and Marine Engineering
Yıldız Technical University -İSTANBUL

Abstract

The use of submarines in military, touristic, oceanographic surveys and seashore areas has increased in recent years. Much of the scientific research in submarine hydrodynamics has focused on the issues of acoustics and propulsion. One of the most important differences from the submarine dimensions in determining the propulsion characteristics is to define the angle of the stern cone. In this study, the effect of stern cone angle and aspect ratio (L / B) on hull efficiency is investigated by a computational fluid dynamics method (HAD). DARPA Suboff submarine is derived for different stern cone and different L / B ratios, so that displacement volume remains constant. For different submarine geometries, resistance and propulsive properties were investigated by performing flow analysis with/without propeller. The effect on the propeller-body interaction of the stern cone is given as the thrust deduction, the effective wake coefficient and the hull efficiency.

Keywords: Submarine, Wake coefficient, Thrust deduction, Hull Efficiency, Cone Angle, Computational-Experimental Fluid Dynamics

Denizaltı Kıç Koniklik Açısının ve Boy-Genişlik Oranının Tekne Verimi Üzerine Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Yasemin Arıkan Özden*¹, Fahri Çelik¹

yarikan@yildiz.edu.tr

¹Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Özet

Denizaltıların askeri, turistik, oşinografi araştırmaları ve deniz kıyı yapıları alanlarında kullanımları son yıllarda artış göstermektedir. Denizaltı hidrodinamiği alanındaki bilimsel araştırmaların büyük bir kısmının akustik ve sevk sistemi verimi konularına odaklandığı görülmektedir. Sevk karakteristiklerini belirlemede denizaltı boyutlarından sonra en önemli faktörlerden biri kıç koniklik açısının belirlenmesidir. Bu çalışma kapsamında kıç koniklik açısının ve boy-genişlik (L/B) oranının tekne verimi üzerindeki etkileri bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (HAD) ile araştırılmaktadır. Deplasman hacmi sabit kalacak şekilde DARPA Suboff denizaltısı farklı kıç koniklikleri ve farklı L/B oranları için türetilmiştir. Farklı denizaltı geometrileri için pervaneli ve pervanesiz akış analizleri gerçekleştirilerek direnç ve sevk özellikleri incelenmiştir. Kıç konikliğin pervane-gövde etkileşimi üzerindeki etkileri itme azalması, efektif iz katsayısı ve tekne verimi olarak verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Denizaltı, İz katsayısı, İtme Azalması, Tekne Verimi, Koniklik Açısı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Deneysel Akışkanlar Dinamiği

1. Giriş

Denizaltıların sevk performansında belirleyici faktörler denizaltının formu ve sevk sistemidir. Herhangi bir sevk sisteminin verimi ve akustik performansı ise belirgin bir şekilde ona gelen akışa bağlıdır. Bu da gövde formuna, özellikle de kıç gövde formuna ve koniklik açısına; denizaltı yüzeyinde herhangi bir sonar yansıtıcı kaplama bulunup bulunmadığına, yelken şekli ve boyutları ile kıç takıntılarının konfigürasyonları ve boyutlarına bağlıdır (Martin, 2015). Sevk sistemi tasarlanırken göz önünde bulundurulmuş iki kriter sevk sisteminin kendi performansı ve sevk sisteminin gövde ile etkileşiminden dolayı oluşan etkilerdir. Bunlar; iz katsayısı, itme azalması ve sürtünme kayıplarıdır. Bir denizaltının ön tasarımı aşamasında sevk verimi belirlenirken bu değerlerin doğru olarak tahmin edilmesi önem taşımaktadır.

Pervane karakteristikleri gemi arkası durumunda açık suya göre üzerine gelen üniform olmayan akıştan dolayı farklılıklar göstermektedir. Bundan dolayı gemilerin performansını belirlemek için pervane/gemi etkileşiminin incelenmesi önem kazanmaktadır. Potansiyel tabanlı bir kodu RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) ile birleştirilerek iteratif olarak gemi izinin tahmin edildiği Wilcox'un çalışması (1998), pervane kuvvetinin gövde kuvveti olarak RANS'a girildiği Piquet (197), Dai ve diğerleri (1991) ve Hally ve Laurens (1998), Chen ve Lee'nin (2004) çalışmaları RANS denklemleri ile potansiyel tabanlı yöntemlerin birleştirildiği çalışmalara örnek gösterilebilir. RANS denklemlerinin kullanıldığı başlıca çalışmalara Stern (1998), Sreenivas vd. (2003), Pontanza ve Chen'in (2006) çalışmaları gösterilebilir. McDonald ve Whitfield (1996) tam takınlı pervaneli bir su altı aracının menzilin hesabı için sayısal bir yöntem sunmuşlardır. Abdel-Maksoud vd (1998) RANS denklemlerini kullanan CFX-TASCflow kodunda pervane/gemi etkileşimi problemini incelemişlerdir. 27. ITTC konferansından sonra tam ölçekli sevk simülasyonlarının uygulanabilirliği araştırılmıştır (ITTC, 2014). Castro vd. KCS gemisi üzerinde DES (Detached-Eddy Simulation) modelini kullanarak direnç, pervane açık su karakteristikleri, sevk performansını model ölçeğindeki deney ve sayısal veriler ile karşılaştırmışlardır. Tam ölçek ile elde edilen verilerin model ölçeğine göre daha yüksek olduğu görülmüştür (Castro ve diğerleri, 2011).

Açık literatürde E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltısı birçok araştırmada kullanılmıştır. 2010 yılında Alin vd. doğrusal hareketteki DARPA Suboff denizaltısının etrafındaki akımı DES ve LES (Large Eddy Simulation) yöntemlerini kullanarak incelemişlerdir (Alin ve diğerleri, 2010). Çalışmanın amacı oldukça kaba bir çözüm ağında denizaltılar etrafındaki akımın farklı simülasyon yöntemleri ile modellenmesinin etkilerinin araştırılması ve DES ve LES gibi çözüm yöntemlerinin incelenmesidir. Yine 2010 yılında Alin vd. denizaltı ve pervane arasındaki etkileşimi incelemişlerdir (Alin ve diğerleri, Eylül 2010). Bu çalışmalarında LES yöntemine dayanan bir hesap metodolojisi ile takınlı DARPA Suboff denizaltı modelinin ve bir su üstü gemisinin etrafındaki akımı ve akımdan kaynaklanan gürültüyü incelemişlerdir. 2011'de Liefvendahl ve Troeng LES yöntemini kullanarak bir denizaltı pervanesindeki çevrimsel (cycle to cycle) pervane yükünü incelemişlerdir (Liefvendahl ve Troeng, 2011).

2012 yılında Iowa Üniversitesi'nden Nathan Chase E1619 ile sevk edilen DARPA SUBOFF denizaltısının akış simülasyonlarını CFDSHIP-IOWA V4.5 programı ile incelemiştir (Chase 2012 ve 2013). Pervane açık su diyagramlarını iki farklı çözüm ağı için ağır yüklerden hafif yüklü pervane durumlarına farklı ilerleme katsayıları için elde etmiş ve deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. İz üzerindeki hızları deneysel veriler ile karşılaştırmış ve sonuçların uyum içinde olduğunu göstermiştir. E1619 ile sevk edilen DARPA Suboff temsili denizaltısının model ölçeğinde sevk (self-propulsion) noktasını sayısal yöntemler ile elde etmiş, doğrusal hareket ve sancak dönüşü durumlarını incelemiştir.

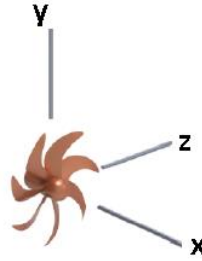
Bu çalışmada E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff Denizaltı Modeli farklı kık koniklik açıları ve farklı L/B oranları için türetilerek, denizaltı kık formunun ve boy-genişlik (L/B) oranlarının tekne verimine etkileri incelenmiştir. Bunun için ilk önce E1619 pervanesi açık su karakteristikleri ve DARPA Suboff denizaltı modelinin direnç karakteristikleri ticari bir HAD (Hesaplamalı Akışkanlar dinamiği) yazılımı olan ANSYS FLUENT ile elde edilmiş ve sonuçlar literatürdeki deney sonuçları ile karşılaştırılarak yöntemin doğrulanması sağlanmıştır. Daha sonra matematiksel olarak temsil edilen denizaltı kık geometrisi sabit deplasman şartı sağlanacak şekilde değiştirilerek farklı kık konikliklerine

göre türetilmiştir. Aynı şekilde sabit hacimde farklı boy-genişlik oranlarına göre orjinal denizaltı geometrisi değiştirilmiştir. E1619 pervanesi ile sevk edilen denizaltı modeli ve türetilmiş geometriler değişken yüklü sevk deneyi yöntemine göre HAD yöntemleri ile incelenerek sevk noktası belirlenmiştir. Buradan itme azalması, iz katsayısı ve tekne verimi değerleri elde edilmiştir.

2. Geometriler

2.1. E1619 pervanesi

Çalışmada INSEAN tarafından tasarlanan E1619 model pervanesi kullanılmıştır. E1619 pervanesi yüksek çalıklı yedi kanatlı bir denizaltı pervanesidir (Şekil 1). Pervanenin açık su deneyleri INSEAN'ın çekme tankında, iz ölçümleri ise sirkülasyon tankında LDV (Laser Doppler Velocimetry) tekniği ile yapılmıştır. Model pervane tek parça olarak alüminyumdan üretilmiş olup dışı lazer yansımaları azaltmak amacı ile siyah anod kaplama ile kaplanmıştır (Di Felice ve diğerleri, 2009). Pervane ana boyutları Tablo 1'de verilmektedir.



Şekil 1. INSEAN E1619 Model Pervanesi

Tablo 1. E1619 Pervanesi Ana Boyutları

Pervane Kanat Sayısı	Z	7
Çap (m)	D	0.485
Göbek Çap Oranı	H/D	0.226
0.7R'de Piç Oranı	P/D	1.150
0.75R'de Kord Uzunluğu (m)	$C_{0.75}$	0.0686
Kanat açılım alanı oranı	A_E/A_0	0.608

2.2. Darpa Suboff denizaltı modeli

Çalışmada denizaltı modeli olarak açık literatürde yaygın olarak kullanılan temsili (jenerik) denizaltı modeli DARPA Suboff'un Groves vd. tarafından AFF8 olarak belirtilen takıntılı konfigürasyonu kullanılmıştır (Groves ve diğerleri, 1989). Model denizaltının ana boyutları Tablo 2'de verilmiştir. DARPA Suboff AFF8 konfigürasyonunun direnç deneyleri Liu ve Huang tarafından Reynolds sayısı $R_n=12 \times 10^6$ için yapılmıştır (Liu ve Huang, 1998). Pervane ile sevk edilen denizaltı modelinde E1619 pervanesi ölçeklendirilerek 0.262 m çapında kullanılmaktadır. Gövde, takıntılar ve pervanenin yerleşimi Şekil 2'de görülmektedir.



Şekil 2. Pervaneli Darpa Suboff konfigürasyonu ve kullanılan koordinat eksenleri

Tablo 2. DARPA Suboff AFF8'in ana boyutları

Toplam Boy	L_{OA}	4.356 m
Kaideler Arası Boy	L_{PP}	4.261 m
Maksimum Gövde Yarı Çapı	R_{MAX}	0.254 m
Hacim Merkezi (Burundan kıça)	LCB	0.4621 L_{OA}
Deplasman Hacmi	∇	0.718 m ³
Islak Alan	S_{WS}	6.338 m ²

2.3. Farklı kık koniklik açlarına göre Darpa Suboff denizaltı model geometrisinin türetilmesi

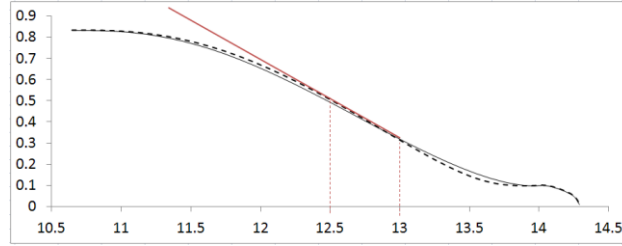
Denizaltı kık koniklik açısı, denizaltıların kık formunun eğimini veren bir tanımdır. Genel olarak denizaltılarda pervane bosaşının başlangıcından gövdeye çizilen bir teğet ile tanımlanır ve maksimum eğim açısını ifade eder. DARPA Suboff denizaltı modelinin kık koniklik açısı olarak 12.5-13 feet lokasyonu arasındaki eğim açısı değeri kullanılmıştır (Şekil 3). Baş, paralel gövde, kık ve takıntıları matematiksel olarak ifade edilen DARPA Suboff formunun kık gövdesi aşağıdaki formülasyon ile belirtilmiştir (Groves ve diğerleri, 1989):

Kık dikme $x=13.979167$ ft (4.26085 m.)'den itibaren geçerli
 $10.645833 \leq x \leq 13.979167$ ft ($3.2448 \leq x \leq 4.26085$ metre)

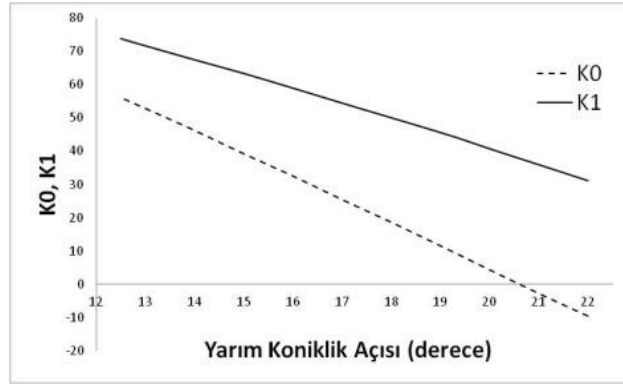
$$R = R_{MAX} \left\{ r_h^2 + r_h K_0 \varepsilon^2 + \left(20 - 20r_h^2 - 4r_h K_0 - \frac{1}{3} K_1 \right) \varepsilon^3 + \left(-45 + 45r_h^2 + 6r_h K_0 + K_1 \right) \varepsilon^4 + \left(36 - 36r_h^2 - 4r_h K_0 - K_1 \right) \varepsilon^5 + \left(-10 + 10r_h^2 + r_h K_0 + \frac{1}{3} K_1 \right) \varepsilon^6 \right\}^{1/2} \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{13.979167 - x}{3.333333}, x \text{ (feet)} \quad (2)$$

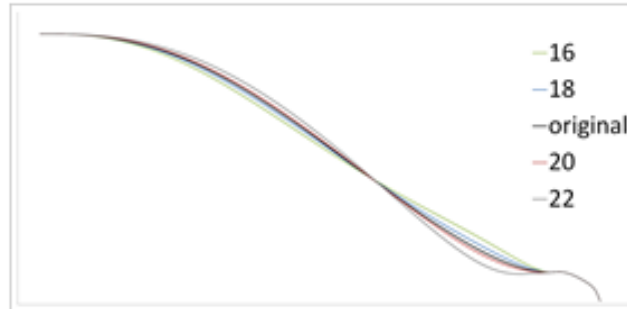
$R_{MAX} = 0.254$ m. (0.8333 feet) ve $r_h = 0.1175$ değerinde sabitlerdir. Orijinal DARPA Suboff formu için $K_0 = 10$ ve $K_1 = 44.6244$ şeklinde alınmaktadır. K_0 ve K_1 katsayıları değiştirilerek yapılan incelemelerde, bu katsayıların değişimi ile kık gövde formunun kontrol edilebildiği saptanmıştır. Toplam hacim sabit kalacak şekilde kık koniklik açılarının değişimi K_0 ve K_1 katsayıları değiştirilerek incelenmiştir. İncelemelerden K_0 'ın kık konikliğinin eğimini kontrol ettiği, K_1 'in ise eğikliğini paralel öteleyerek hacmi kontrol ettiği görülmüştür. Yarım kık koniklik açıları 12.5 ile 22 derece arasında olacak şekilde K_0 ve K_1 katsayıları kık formun hacmi sabit olacak şekilde değiştirilmiştir. Elde edilen K_0 ve K_1 katsayılarının yarım koniklik açıları ile lineere yakın bir şekilde değiştiği görülmüştür (Şekil 4). Bunlar içinden anlamlı olan dört durum, yarım kık koniklik açısı 16, 18, 20 ve 22 derecelere incelenmek üzere seçilmiştir (Şekil 5) (Tablo 3).



Şekil 3. Kıç koniklik açısı ölçümü yapılan konum



Şekil 4. K_0 ve K_1 değerleri



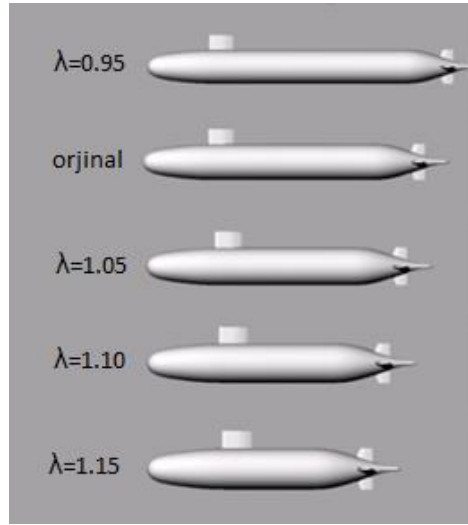
Şekil 5. Farklı kıç koniklik formları

Tablo 3. Türetilen geometrilerdeki K_0 ve K_1 değerleri

Model ismi	Kıç Yarım Koniklik Açısı (derece)	K_0	K_1
DKKA_1	16	32.60	59.00
DKKA_2	18	18.70	50.10
DKKA_4	20	4.40	40.80
DKKA_5	22	-9.50	31.20

2.4. Farklı boy-genişlik oranlarına göre Darpa Suboff denizaltı model geometrilerinin türetilmesi

Darpa Suboff denizaltı modelinin farklı boy-genişlik oranlarına göre elde edilmesi için orjinal durum 0.95, 1.05, 1.1 ve 1.15 oranlarında ölçeklendirilmiştir (Şekil 6). Pervane ile beraber ölçeklendirilen geometrilerin sabit deplasman koşulu paralel gövde boyutlarının değiştirilmesi ile sağlanmıştır.



Şekil 6. Farklı L/B oranlarına göre türetilen geometriler

Tablo 4. Farklı L/B oranlarına göre türetilen türetilen geometrilerin ana boyutları

Ölçek	L	B	L/B
0.95	4.690	0.483	9.7101
1.00	4.356	0.508	8.5748
1.05	4.070	0.530	7.6792
1.10	3.830	0.560	6.8393
1.15	3.612	0.584	6.1849

3. Sayısal yöntem

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonlu hacimler yöntemini kullanan ticari bir yazılım olan ANSYS FLUENT 14.5 ile yapılmıştır. Çözüm ağı yapılandırılmamış elemanlardan meydana gelecek şekilde Pointwise programında oluşturulmuştur. Çözüm ağına duvardan boyutsuz uzaklık $y^+=50$ sağlanacak şekilde T-REX elemanlar kullanılmıştır. Pervane ve denizaltının çözüm ağı bağımsızlığı üç farklı yoğunluktaki ağı için orta yoğunluktaki çözüm ağının $\sqrt{2}$ oranında değiştirilmesi ile oluşturulmuştur. Hesaplarda SST (Shear Stress Transport) $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Çözüm şeması SIMPLE (Semi Implicit Methods for Pressure Linked Equations) olarak seçilmiştir. Gradyan ayrıklaştırması Green-Gauss nod tabanlıdır. Yapılan analizlerde kullanılan sınır ve başlangıç şartları Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Analizlerdeki çözüm şemaları ve türbülans sınır şartları

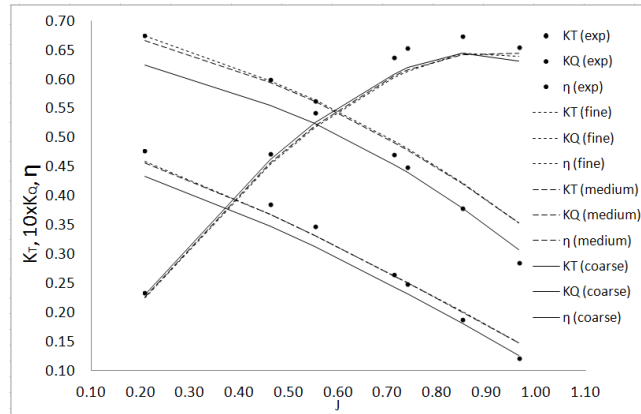
	E1619 Pervanesi	DARPA Suboff	Pervaneli DARPA Suboff
Basınç ayrıklaştırması	PRESTO	İkinci mertebe	İkinci mertebe
Momentum denklemleri	QUICK	İkinci mertebe	İkinci mertebe
Türbülans kinetik enerjisi	QUICK	QUICK	QUICK
Spesifik yayılma oranı	QUICK	QUICK	QUICK
Türbülans Yoğunluğu	2.5	2	2
Türbülans viskozite oranı	10	5	5
Türbülans kinetik enerjisi	0.002646	0.004537	0.004537
Spesifik yayılma oranı	263.3337	903.157	903.157

3.1. E1619 pervanesi açık su karakteristikleri ve pervane gerisi izin HAD ile tahmini

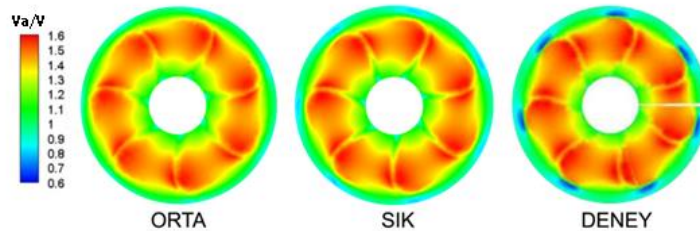
E1619 pervanesi incelenirken $-6.2 < x/D < 3.09$ uzunluğunda ve $r/D < 6.2$ çapında silindirik bir çözüm hacmi içine yerleştirilmiştir. Çözüm hacminin içine pervanenin içinde bulunduğu ve pervaneye dönme hareketinin verildiği $2.5D$ uzunluğunda ve $1.5D$ çapında silindirik bir Chimera blok yerleştirilmiştir. Kaba olan çözüm ağı 3.8×10^6 , orta çözüm ağı 6.6×10^6 ve sık olan çözüm ağı 11.8×10^6 elemandan oluşmaktadır. Pervaneye dönme hareketi Hareketli Referans Eksen (Moving Reference Frame-MRF) yöntemi ile verilmiştir.

Pervaneye gelen akım hız girişi ile verilmiş ve hızı $V=1.68\text{m/s}$ (Di Fellice'nin çalışmasında belirtilen hız değeri (2009)) olarak alınmıştır. Farklı ilerleme hızları için akış hızı sabit tutulmuş ve pervane devri değiştirilmiştir. Çıkışta basınç çıkış şartı sıfır olarak kabul edilmiştir. Sınır şartlarında türbülans girişte ve çıkışta türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı ile tanımlanmıştır. Pervane ve pervane göbeğinin yüzeyi kaydırmaz duvar olarak, dış silindirik yüzey simetri ve iç silindirik yüzey ara yüzey olarak seçilmiştir.

Farklı çözüm ağı yoğunluğuna göre elde edilen açık su diyagramı Şekil 7'de verilmiştir. Burada kaba çözüm ağı için K_T %2, K_Q %5, orta yoğunluklu çözüm ağı K_T için %0.3 K_Q için %6 ve sık çözüm ağı K_T için %0.4 ve K_Q için %6 hata ile hesaplanmıştır. Pervane gerisi $x=0.17R$ konumunda elde edilen iz görünümü deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır (Şekil 8). Sevk hesaplarında pervanenin orta yoğunluklu çözüm ağı için olan özellikleri kullanılmıştır.



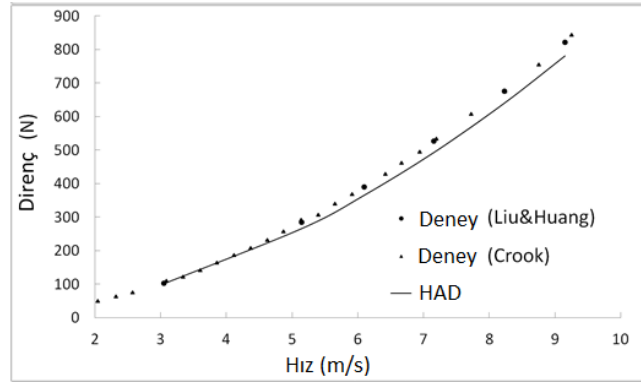
Şekil 7. E1619 Pervanesi Açık Su Pervane Karakteristikleri Çözüm Ağı Bağımsızlığı



Şekil 8. E1619 pervanesi farklı çözüm ağı yoğunluklarında $J=0.74$ için $x=0.17R$ konumundaki boyutsuz hız (V_a/V)

3.2. Darpa Suboff denizaltı modeli direnç karakteristikleri ve nominal izin HAD ile tahmini

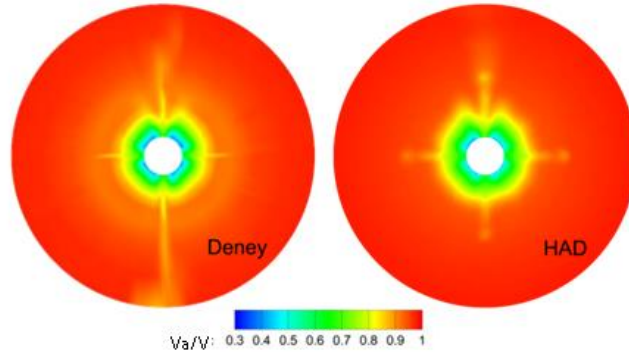
Darpa Suboff modeli incelenirken $-1.03 < x/L < 3.78$ ve $r/L < 1.6$ boyutlarında silindirik bir çözüm hacminin içine yerleştirilmiştir. Çözüm ağı 11×10^6 elemandan oluşmaktadır. Denizaltıya gelen akım, hız girişi ile verilmiştir. Çıkışta basınç çıkış şartı sıfır olarak kabul edilmiştir. Sınır şartlarında türbülans girişte ve çıkışta türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı ile tanımlanmıştır. Denizaltının yüzeyi kaydırmaz duvar olarak, dış silindirik yüzey simetri olarak seçilmiştir. HAD'den elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen direnç değerlerinin deneye göre hata oranı Reynolds sayısının 12×10^6 ile 18×10^6 aralığında %1 ve 18×10^6 'dan büyük değerlerinde %6 mertebesinde (Şekil 9) (Tablo 10). Denizaltı nominal iz dağılımı deneysel veriler ile $x/L=0.98$ konumunda karşılaştırılmıştır (Şekil 10). Sonuçların uyum içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 9. Darpa Suboff denizaltı modelinin direnç değerleri

Tablo 6. HAD ile elde edilen DARPA Suboff modeli direnç değerlerinin deney ile karşılaştırılması

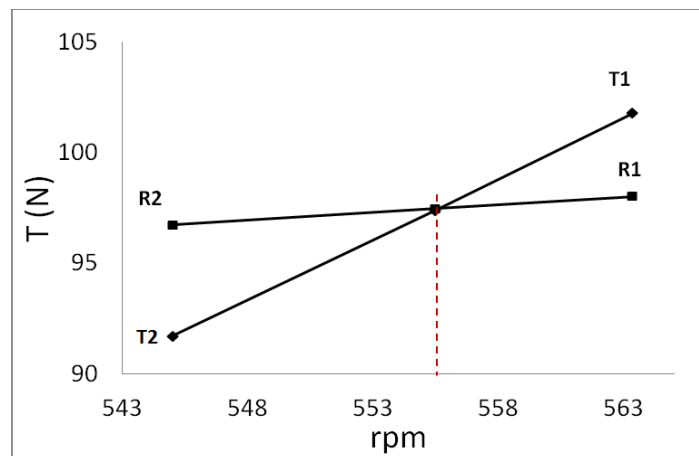
Reynolds Sayısı	Model Hızı (m/s)	Deney (Liu&Huang)	HAD	hata
		Direnç (Newton)	Direnç (Newton)	
1.2×10^7	3.050	102.3	101.27	0.010
2.0×10^7	5.144	283.8	265.53	0.064
2.4×10^7	6.096	389.2	364.861	0.063
2.8×10^7	7.160	526.6	492.98	0.064
3.2×10^7	8.230	675.6	639.87	0.053
3.6×10^7	9.151	821.1	780.36	0.050



Şekil 10. DARPA Suboff $x/L=0.98$ konumunda nominal iz dağılımlarının (V_a/V) karşılaştırılması

4. Darpa Suboff denizaltı modelinin sevk noktasının ve sevk karakteristiklerinin had ile tahmini

Pervaneli denizaltı için gerçekleştirilen sevk noktası (Sabit denizaltı hızında denizaltı toplam direncinin pervane itmesine eşit olacağı pervane devir sayısı) belirleme analizlerinde pervane ve denizaltı için yapılan analizlerdeki çözüm ağı özellikleri kullanılmıştır. E1619 pervanesi 3R uzunluğunda ve 1.5R çapında silindirik bir Chimera blok içine yerleştirilmiş ve MRF yöntemi ile dönme hareketi verilmiştir. Sevk noktası değişken yüklü sevk deneyi prensiplerine göre belirlenmiştir. Denizaltıya gelen akım, hız girişi ile verilmiştir. Çıkışta basınç çıkış şartı sıfır olarak kabul edilmiştir. Sınır şartlarında türbülans girişte ve çıkışta türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı ile tanımlanmıştır. Denizaltının yüzeyi kaydırmaz duvar olarak, dış silindirik yüzey simetri olarak seçilmiştir. Pervaneli denizaltı modeline akış hızı $V=2.75$ m/s olarak gönderilmiş ve pervane devri farklı pervane yüklemelerine denk gelecek şekilde tahmini sevk noktasından büyük ve küçük olacak şekilde değiştirilmiştir. Her iki durum için elde edilen pervane itmesi ve denizaltı direnci değerlerinin kesişiminden ortaya çıkan devir değeri sevk noktası olarak belirlenerek bu değer için de analiz yapılmıştır (Şekil 11) (Tablo 7). Elde edilen itme ve tork değerlerinden itme benzerliği yaklaşımı ile efektif iz katsayısı, itme azalması ve tekne verimi hesaplanmıştır.



Şekil 11. Sevk noktasının belirlenmesi

Tablo 7. Sevk noktası belirlemek için yapılan analiz sonuçları

DURUM	n (rpm)	T (N)	R (N)
1	563.3321	101.0934	97.7996
2	545.0000	91.0272	96.5209
Sevk Noktası	555.4800	97.4013	97.4577

V=2.75 m/s hızındaki sevk noktası için belirlenen pervane devri n=555.48 rpm'dir. V=2.75m/s için ilerleme katsayısı; $J_p = \frac{V_s}{nD} = 1.1337$ olarak hesaplarız. Bu devirde hesaplanan itme kuvveti T=97.4013N ve moment Q=4.9034 Nm'dir. Bu değerlerden itme kuvveti katsayısı, tork kuvveti katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$K_{TP} = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = \frac{97.4013}{998.2 \times 9.2580^2 \times 0.262^4} = 0.2416 \quad (3)$$

$$K_{QP} = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} = \frac{4.9034}{998.2 \times 9.2580^2 \times 0.262^5} = 0.04643 \quad (4)$$

Denizaltı arkası durumda pervaneye gelen akış hızındaki koşullarda pervane açık su karakteristiklerini belirlemek için itme benzerliği yaklaşımı kullanılmıştır. Bunun için hesaplanan K_{TP} değeri sayısal olarak elde edilen pervane açık su diyagramına yerleştirilir. Yerleştirilen bu değerden ilerleme hızı (J_0), tork katsayısı (K_{Q0}) ve verim (η_0) değerlerine birer dikme çıkılarak değerler okunur. Böylece denizaltı arkası durumda pervaneye gelen akış hızına karşılık gelen hızda pervane açık su karakteristikleri okunmuş olur. İlerleme hızı $J_0 = 0.7280$, tork katsayısı $K_{Q0} = 0.0470$ ve pervane verimi $\eta_0 = 0.6030$ olarak okunur.

Buradan Taylor iz katsayısı;

$$w_T = \frac{J_p - J_0}{J_p} = \frac{(1.1337 - 0.7280)}{1.1337} = 0.3579 \quad (5)$$

olarak hesaplanır. İtme azalması ise;

$$t = \frac{T - R_m}{T} = \frac{97.4013 - 82.6032}{97.4013} = 0.1519 \quad (6)$$

bulunur. Tekne verimi;

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w_E} = 1.3207 \quad (7)$$

Bağıl dönme verimi pervane açık su diyagramından elde edilen tork katsayısının denizaltı arkası durumdakine oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

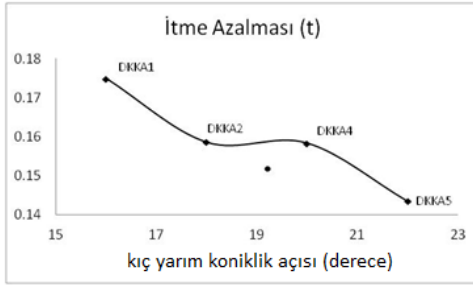
$$\eta_R = \frac{K_{Q0}}{K_{Qp}} = \frac{0.044}{0.046} = 1.0125 \quad (8)$$

Bu sonuçlar doğrultusunda sevk verim değeri aşağıdaki gibi hesaplanır:

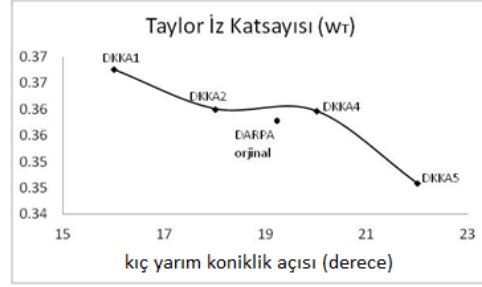
$$\eta = \eta_H \cdot \eta_0 \cdot \eta_R = 1.3207 \times 0.6030 \times 1.025 = 0.8064 \quad (9)$$

5. Farklı kıç konikliklerine göre Darpa Suboff denizaltı modelinin sevk karakteristiklerinin had ile tahmini

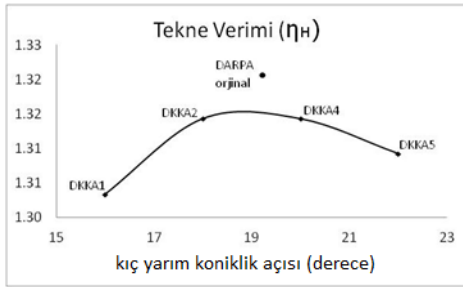
E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltı modelinin kıç yarım koniklik açısı sırası ile 16° (DKKA_1), 18° (DKKA_2), 20° (DKKA_4) ve 22° (DKKA_5) olmak üzere değiştirilmiş geometrilerinin sevk karakteristikleri Bölüm 4'te belirtildiği şekilde $V=2.75$ m/s için tespit edilmiştir.



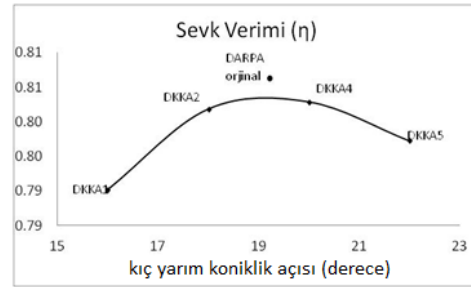
Şekil 12. İtme azalması



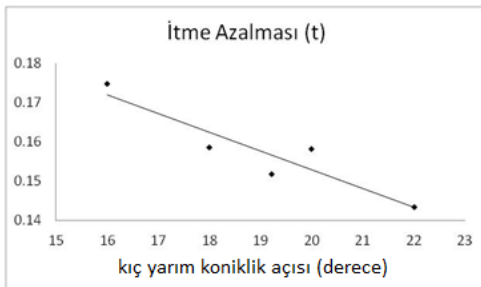
Şekil 13. Taylor İz katsayısı



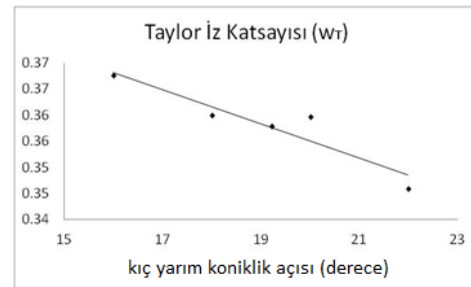
Şekil 14. Tekne verimi



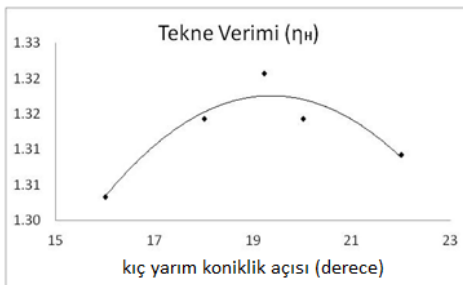
Şekil 15. Sevk verimi



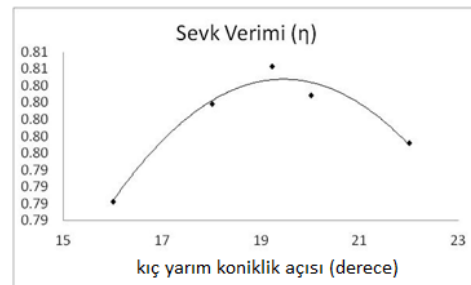
Şekil 16. İtme azalması



Şekil 17. Taylor iz katsayısı



Şekil 18. Tekne verimi

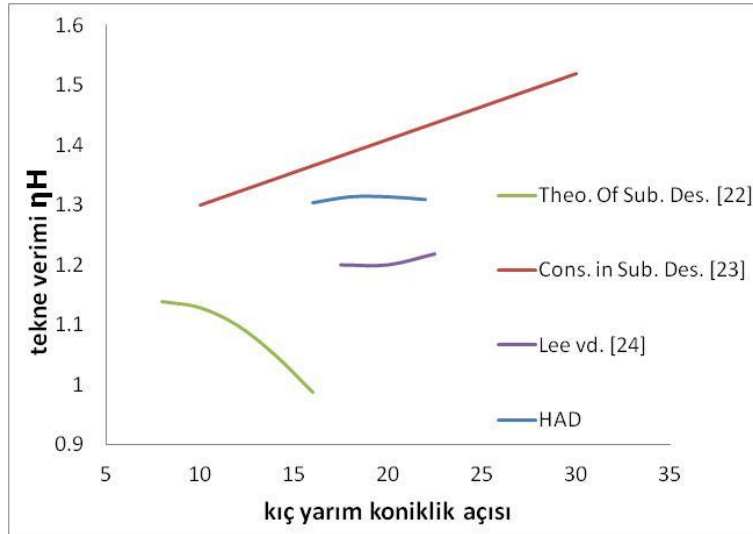


Şekil 19. Sevk verimi

Tablo 8. Farklı kıç konikliklere göre itme azalması, efektif iz katsayısı, verim değerleri

Durum	Derece	R (N)	T (N)	devir (rpm)	t	w _E	η _H	η _{OT}	η _R	η
DKKA_1	16	82.3200	99.7693	555.28	0.1749	0.3669	1.3033	0.5990	1.0122	0.7902
DKKA_2	18	82.6107	98.1817	555.32	0.1586	0.3598	1.3143	0.6050	1.0084	0.8019
DKKA_4	20	82.6311	98.1810	555.45	0.1584	0.3597	1.3144	0.6050	1.0097	0.8029
DKKA_5	22	82.8613	96.7473	556.70	0.1435	0.3459	1.3093	0.6080	1.0015	0.7973

Farklı kıç koniklik açıları için elde edilmiş itme azalması, efektif iz katsayısı, tekne verimi, bağıl dönme verimi ve sevk verimi değerleri Tablo 8’de verilmiştir. Farklı kıç konikliklerine göre elde edilen itme azalması Şekil 12’de, efektif iz katsayısı Şekil 13’te, tekne verimi Şekil 14’te ve sevk verimi Şekil 15’te gösterilmektedir. Kıç konikliği değiştirilmemiş geometri için elde edilen değerler de Şekil 12-15 üzerinde işaretlenmiştir. Şekil 16 ve Şekil 18 arası orijinal DARPA Suboff verileri de dahil edilerek elde edilen sonuçlardan Şekil 16 ve 17’de regresyon eğrisi ve Şekil 18 ve 19’da regresyon polinomu geçirilerek ortalama eğriler elde edilmiştir. Açık literatürdeki diğer kaynaklarda verilen tekne verimi değerleri ile elde edilen sonuçlar Şekil 20’de karşılaştırılmıştır.


Şekil 20. Tekne veriminin açık literatür verileri ile karşılaştırması

6. Farklı boy-genişlik oranlarına göre darpa suboff denizaltı modelinin sevk karakteristiklerinin had ile tahmini

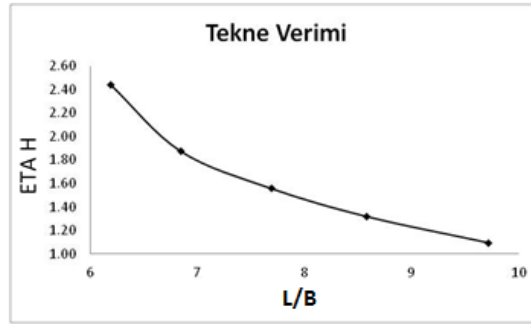
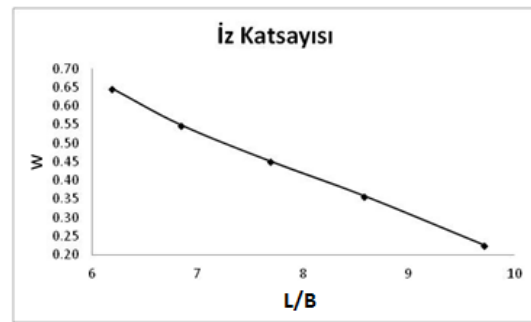
Farklı Boy-genişlik değerlerine göre oluşturulmuş denizaltı modellerinin direnç analizleri $V=2.75$ m/s için yapılmıştır. Ardından her geometri için E1619 pervanesi ile sevk noktaları değişken yüklemeli sevk deneyi prensiplerine göre tayin edilmiştir.

Tablo 9. Boy-genişlik (L/B) değişimine göre direnç ve sevk değerleri

Ölçek	L	B	L/B	R (N)	T (N)	n (rpm)	n (rps)	Q (Nm)
0.95	4.69	0.483	9.7101	82.2038	96.8197	598.2000	9.97000	4.54086
1.00	4.356	0.508	8.5748	82.6032	97.4013	555.4800	9.25800	4.90300
1.05	4.07	0.53	7.6792	83.0253	96.9719	517.0000	8.61667	4.23187
1.10	3.83	0.56	6.8393	83.6348	98.6291	487.0000	8.11667	5.66504
1.15	3.612	0.584	6.1849	84.3154	97.5086	457.0000	7.61667	5.98989

Tablo 10. Boy-genişlik (L/B) değişimine göre direnç ve sevk değerleri

Ölçek	J	K _{TP}	K _{QP}	J _{OT}	KQ _{OT}	w _T	t	η _H	η _{OT}	η _R	η
0.95	1.052777	0.20709	0.03707	0.815	0.0430	0.2259	0.1510	1.0967	0.6400	1.1600	0.8142
1.00	1.133742	0.24161	0.04642	0.728	0.0470	0.3579	0.1519	1.3207	0.6030	1.0125	0.8064
1.05	1.218126	0.27768	0.04625	0.668	0.0512	0.4516	0.1438	1.5613	0.5800	1.1070	1.0059
1.10	1.293164	0.31829	0.06978	0.584	0.0547	0.5484	0.1520	1.8777	0.5320	0.7839	0.7978
1.15	1.378055	0.35735	0.08378	0.487	0.0588	0.6466	0.1353	2.4468	0.4800	0.7018	0.8208

**Şekil 21.** Farklı boy-genişlik (L/B) oranlarına göre tekne verimi**Şekil 22.** Farklı boy-genişlik (L/B) oranlarına göre Taylor iz katsayısı

7. Sonuçlar

Çalışma kapsamında DARPA Suboff denizaltı modeli ve E1619 denizaltı pervanesi kullanılarak denizaltının sevk noktası HAD yöntemleri ile belirlenmiştir. Bunun için ilk önce E1619 pervanesi HAD yöntemleri ile çözümlenerek deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların pervane açık su karakteristikleri ve pervane gerisi iz dağılımı yönünden uyum içinde olduğu görülmüştür. Daha sonra AFF8 konfigürasyonundaki DARPA Suboff denizaltısının direnç karakteristikleri HAD yöntemleri ile

elde edilerek açık literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Direnç değerleri ve denizaltı kıçında elde edilen nominal iz dağılımının deneysel veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür. E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff modelinin sevk noktası HAD yöntemleri ile değişken yüklü sevk deneyi prensiplerine göre belirlenmiştir. Bu noktada itme azalması, efektif iz katsayısı, bağlı dönme verimi, tekne verimi ve sevk verimi değerleri hesaplanmıştır. Kıç koniklik açısının tekne verimi üzerindeki etkilerini incelemek amacı ile geometrisi matematiksel olarak fomüle edilmiş DARPA Suboff geometrisi sabit hacim prensibi ile formülü içinde geçen K_0 ve K_1 katsayılarının değiştirilmesi ile modifiye edilmiştir. Buradan dört farklı koniklik açısına sahip geometri türetilmiştir. Ardından sabit hacimde farklı boy-genişlik oranlarında denizaltı geometrileri türetilmiştir. Türetilmiş geometrilerin de HAD yöntemi ile direnç karakteristikleri ve E1619 pervanesi konfigürasyonu ile sevk noktaları tespit edilmiştir.

Açık literatürdeki kaynaklardan Theory of Submarine Design kitabında (2001) kıç koniklik açısı arttıkça itme azalması artmakta, efektif iz katsayısı azalmakta, verim azalmaktadır. Concepts of Submarine Design kitabında (1994) kıç koniklik arttıkça itme azalması artmakta, efektif iz katsayısı artmakta ve verim artmaktadır. Açık literatürdeki bir diğer kaynakta (Lee ve diğerleri, 2003) kıç koniklik açısı arttıkça itme azalması artmakta, efektif iz katsayısı artmakta ve verim küçük bir aralıkta değişerek artmaktadır.

- Bu çalışmada DARPA Suboff denizaltısı ve E1619 pervanesi konfigürasyonunda kıç koniklik açısı arttıkça itme azalması ve efektif iz katsayısı değerinde bir azalma gözlemlenmektedir. Tekne verimi değeri çok küçük bir aralıkta değişmekte olup 19-20 derece civarında maksimum değerini aldığı görülmektedir. Darpa Suboff denizaltısının orjinal durumunun en verimli durum olduğu görülmektedir.
- Farklı boy-genişlik oranları için yapılan incelemede tekne veriminin L/B oranı arttıkça azaldığı gözlemlenmektedir. Boy-genişlik oranı arttıkça denizaltıların direncinde bir düşüş gözlemlenmektedir. Boy-genişlik oranı değiştirilirken pervane çapı/maksimum çap oranı sabit kalacak şekilde pervane de ölçeklendirilmiştir. Pervane çapı büyüdükçe sevk noktasında pervane devrinde bir düşüş görülmektedir. Buradan L/B oranı arttıkça J_{OT} ilerleme katsayısında bir yükselme gözlemlenmekte ve efektif iz katsayısı değerleri L/B arttıkça azalma eğilimindedir.
- Çalışmanın bundan sonraki kısmında denizaltı üzerindeki ölçek etkilerinin incelenmesi ve farklı bir denizaltı geometrisi için kıç koniklik açısının değişiminin incelenmesi hedeflenmektedir.

8. Teşekkür

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nün 2015-10-01-DOP01 numaralı projesi ile desteklenmiştir. INSEAN'dan Mario Felli'ye çalışma kapsamında kullanılmak üzere E1619 pervanesinin geometrisini ve deney verilerini paylaştığından ötürü teşekkürlerimizi sunarız. Sevk deneyi prensipleri konusunda bilgi ve tecrübelerini paylaşan Prof. Dr. Emin Korkut'a, İTÜ HIGHLAB'ı kullanmamı sağlayan Yrd. Doç. Dr. Oral Ünal ve Prof. Dr. Ömer Gören'e, DARPA geometrisi için kıç koniklik açısının belirlenmesi konusunda önerilerinden Prof. Dr. Pablo Carrica'ya geometri çizimleri ile üç boyutlu model oluşturulması konusunda desteklerinden ötürü DATUM Ltd. Şti.'den Ersin Demir ve Azmi Ak'a teşekkürlerimizi sunarız. Ayrıca Yük. Müh. Münir Cansın Özden'e çalışmalarımıza olan desteklerinden ötürü teşekkürlerimizi sunarız.

9. Kaynaklar

Abdel-Maksoud, M., Menter, F., Wuttke, H. (1998). "Numerical Computation of the Series 60 CB=0.6 Ship with Rotating Propeller", Third Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design, Osaka.

Alin, N., Bensow, R., Fureby, C., Huuva, T. (2010). "Current Capabilities of DES and LES for Submarines at Straight Course", Journal of Ship Research, Vol. 54, p. 184-196.

Alin, C., Chapius, M., Fureby, C., Liefvendahl, M., Svennberg, U., Troeng, C. (Eylül, 2010). "A Numerical Study of Submarine Propeller-Hull Interactions", 28th Symposium on Naval Hydrodynamics Pasadena, A.B.D.

Burcher R. ve Rydill, L. (1994). "Concepts in Submarine Design", Cambridge University Press.
Lee, S.W., Hwang, Y.S., Ryu, M.C., Kim, I.H., Sin, M.S. (2003) "A Development of 3000 ton Class Submarine and the Study on its Hydrodynamic Performances", The Thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Honolulu, Hawaii, A.B.D.

Castro, A. M., Carrica, P.M., Stern F. (2011). "Full Scale self-propulsion computatipns using discretized propeller for the KRISO container ship KCS". Computers&Fluids, 51, pp.35-47.

Chase, N. (2012). "Simulations of the DARPA Suboff Submarine including self-propulsion with the E1619 Propeller", Master of Science Thesis, University of Iowa.

Chase, N., Carrica, P. M. (2013). "Submarine Propeller Computations and Application to Self-Propulsion of DARPA Suboff", Ocean Engineering, Vol. 60, 68-80.

Chen, H.C., Lee, S.K. (2004). "Time-domain Simulation of Four-quadrant Propeller Flows by a Chimera Moving Grid Approach", Proc. ASCE Conf. Ocean Eng. In the Oceans VI, p177.

Dai, C.M.H., Gorski J.J., Hausling, H.J. (1991). "Computation of an Integrated Ducted Propulsor-stern Performance in Axisymmetric Flow", Proc. Propeller/shafting 1991 Symposium.

Di Felice F., Felli M., Liefvendahl M., Svennberg U. (2009). "Numerical and experimental analysis of the wake behavior of a generic submarine propeller". First International Symposium Marine Propulsors, Trondheim, Norway.

Groves, N.C., Huang, T.T., Chang, M.S. (1989). "Geometric Characteristics of Darpa Suboff Models", David Taylor Research Center, Ship Hydromechanics Department, Report Number DTRC/SHD-1298-01.

Hally, D., Laurens, J.-M. (1998). "Numerical Simulation of Hull-Propeller Interaction Using Force Fields Within Navier-Stokes Computations", Ship Technology Research, Vol. 45, No. 1.

Kormilitsin, Y.N. ve Khalizev, O.A. (2001). "Theory of Submarine Design", Riviera Maritime Media.

Liefvendahl, M., Troeng, C. (2011). "Computation of Cycle-to-cycle Variation in Blade Load for a Submarine propeller using LES", Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11, Hamburg, Almanya.

Liu, H., and Huang, T. (1998). "Summary of DARPA SUBOFF experimental program data". Report No. CRDKNSWC/HD-1298-11.

Martin, R. (2015). "Submarine Hydrodynamics", Springer Briefs in Applied Sciences and Technology.

McDonald, H., Whitfield, D. (1996). "Self-Propelled Maneuvring Underwater Vehicles". 21st SNH, Trondheim.

Piquet, J., Queutey, P., Visonneau, M. (1987). "Computation of Viscous Flows Past Axisymmetric Bodies with and without a Propeller in Operation". Num. Meth. in Laminar and Turbulent Flow, 5, 644.

Pontanza, J.P., Chen, C. (2006). "Chimera Reynolds-Averaged Navier Stokes Simulations of Coupled Ship and Propeller Flows", Proc. 16th Int. Offshore and Polar Eng. Conf. San Fransisco, p.468.

Sreenivas, K., Cash, A., Hyams, D., Taylor D. (2003). "Computation Styudy of Propulsor Hull Interactions", AIAA 2003-1262.

Stern, F., Kim, H.T., Patel, V.C., Chen, H.C. (1998). "A Viscous Flow Approach to the Computation of Propeller-Hull Interaction". Journal of Ship Research, 32, p. 263.

Wilcox, D.C. (1998). "Turbulence Modeling for CFD", DCW Industries, Inc., La Canada, California.

27. ITTC Propulsion Committee Final Report and Recommendations to the 27th ITTC (2014).

* Corresponding author.