

# GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ

GMO JOURNAL OF SHIP AND MARINE TECHNOLOGY



**TMMOB GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI**  
*The Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers*

GMO



**TMMOB**  
**GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI'NIN**  
**KURULUŞ YILI KUTLU OLSUN**  
**11 ARALIK 1954**

## EDİTÖRDEN / EDITORIAL

### Değerli Meslektaşlar ve Okurlar,

11 Aralık 1954 yılında kurulan TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 65. yaş gününü teknik etkinlikler ve sosyal dayanışma gecemizle kutladık.

Dergimizin 216. sayısında sizlere 6 adet bilimsel makale sunmaktan memnuniyet duyuyoruz. Emre Çokyaşar ve Prof.Dr. Serdar Beji'nin yolladığı her zaman gündemdeki yerini koruyan yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgâr çiftlikleri hakkında "Açık Deniz Rüzgâr Çiftliklerinin Malî Açısından İncelenmesi" başlıklı bir makale; Araş.Gör.Dr. Murat Özdemir'in hazırladığı "Stifnerli Panellerin İki Eksenli Yükleme Altında Burkulma/Göçme Davranışlarının İncelenmesi"; Dr.Öğr. Üyesi Onur Usta'nın hazırladığı önemli deneysel kurgu ve verilerin paylaşıldığı "Hızlandırılmış Erozyon Testleriyle Malzemelerin Kavıtasyon Erozyonu Özelliklerinin İncelemesi" başlıklı makale; Prof.Dr. Volker Bertram'ın performans izlemede karşılaşılan sorunların işlendiği "Performans İzlemedeki Bazı Gerçek Dışı Uygulamaların Tekrar Gözden Geçirilmesi" başlıklı makaleyi; Prof.Dr. Ahmet Dursun Alkan tarafından yalpa hareketi - gemi stabilitesi ilişkisini inceleyen "Enerji Dengesi Yöntemine Dayalı Bir Stabilite Değerlendirmesi" başlıklı bir makale yer almaktadır.

Yakın zamanda yurtiçi ve yurtdışındaki akademisyen üyelerimize yazdığımız mektubumuzda makale beklediğimizi belirtmiştik. Yayın Kurulumuz adına bu davetimizi genişleterek, Gemi ve Deniz Teknolojisi alanında faaliyet gösteren tüm profesyonellerden bilimsel makale, profesyonel makale, teknik not, kısa araştırma raporu ve derleme çalışması katkılarında bulunmalarını rica ederiz.

Mutlu ve başarılı bir yeni yıl dileriz.

Saygılarımızla.

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN  
Baş Editör

### Distinguished Colleagues and Readers,

The 65th birthday of UCTEA The Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers, founded on 11 December 1954, was celebrated by organizing technical and social events.

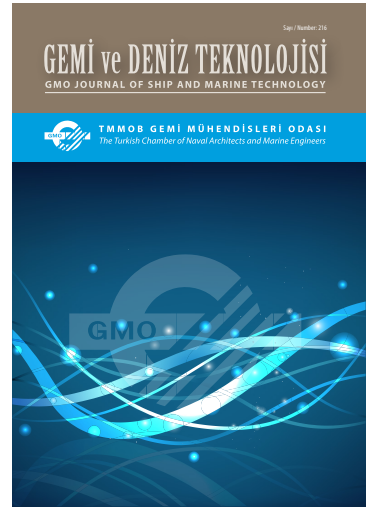
The 216th issue proudly presents you 6 scientific papers. First paper is entitled "Financial Aspects of Offshore Wind Farms" about wind farms from renewable energy sources which has always been on the agenda sent by Emre Çokyaşar and Prof. Serdar Beji; "Study on Additional Ship Resistance Due to Roughness" authored by Anders Östman, Kourosh Koushan and Luca Savio; "Investigation of Cavitation Erosion Characteristics of Materials by Accelerated Erosion Tests" authored by Dr. Onur Usta; Prof. Volker Bertram's article entitled "Some Fairy Tales in Performance Monitoring Revisited"; "Investigation into Buckling/Collapse of Stiffened Panels under Bi-axial Thrust Loads" prepared by Dr. Murat Özdemir and the last paper is "A Stability Assessment based on Energy Balance Approach" by Prof. Ahmet Dursun Alkan highlighting the relationship between ship roll motion and intact stability.

We would like to invite all professionals of the field of ship and marine Technology to contribute scientific or professional papers, technical notes, short communications and review articles.

We wish you a happy and prosperous New Year.

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**  
Salih BOSTANCI

**Baş Editör / Editor-in-Chief**  
Prof. Ahmet Dursun ALKAN PhD  
National Defense University, Istanbul, Turkey

**Yardımcı Editörler / Associate Editor**  
Assoc. Prof. Ömer Kemal KINACI PhD  
Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey  
Asst. Prof. Onur USTA PhD  
National Defense University, Istanbul, Turkey  
Dursun Murat SEKBAN PhD

**Yayın Komisyonu / Editing Committee**  
Salih BOSTANCI  
Süleyman Aykut KORKMAZ  
Batuhan KARATAŞ  
Tuğba AKTAŞ  
Burçin Gaye DİLEK MEN  
Orçun BALBAŞ  
Alper DİLCİ

### 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**  
Sürelî Yayın (6 Aylık) / Periodical, 3 months  
Sayı / Number : 216

**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  
E-ISSN: 2651-530X  
Baskı Tarihi / Date of print : December 2019  
Baskı Sayısı / Number of prints : 500



GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 6 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 yazılarda 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 yayınlansın 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. Klaus ANDREASEN (BAWAT A/S, Hørsholm, Denmark)
- 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. Markus Wolfgang HAAS (SICK AG, Düsseldorf, Germany)
- Prof. Dr. Atilla İNCECİK (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, Malmö, Sweden)
- Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Ing. Claudio PENSA (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)
- M. Tufan YILDIRIM (National Defense University, Istanbul, Turkey)



## İÇİNDEKİLER / CONTENTS

- Açık Deniz Rüzgâr Çiftliklerinin Malî Açından İncelenmesi** 6  
*Financial Aspects of Offshore Wind Farms*  
*Emre Çokyaşar, Serdar Beji*
- Stifnerli Panellerin İki Eksenli Yükleme Altında Burkulma/  
Göçme Davranışlarının İncelenmesi** 17  
*Investigation into Buckling/  
Collapse of Stiffened Panels under Bi-axial Thrust Loads*  
*Murat Özdemir*
- Hızlandırılmış Erozyon Testleriyle Malzemelerin  
Kavitasyon Erozyonu Özelliklerinin İncelenmesi** 32  
*Investigation of Cavitation Erosion Characteristics of  
Materials by Accelerated Erosion Tests*  
*Onur Usta*
- Performans İzlemedeki Bazı Gerçek Dışı Uygulamaların  
Tekrar Gözden Geçirilmesi** 50  
*Some Fairy Tales in Performance Monitoring Revisited*  
*Volker Bertram*
- Pürüzlülük Kaynaklı İlave Gemi Direncin CFD ile Belirlenmesi** 55  
*Study on Additional Ship Resistance due to Roughness using CFD*  
*Anders Östman, Kourosh Koushan, Luca Savio*
- Enerji Dengesi Yaklaşımına Dayalı Bir Stabilitate Değerlendirmesi  
Titreşim Analizi** 68  
*A Stability Assessment Based on the Energy Balance Approach*  
*Ahmet Dursun Alkan*

## Gemi Mühendisliği Haftası'19 Etkinlikleri Kapsamında Paneller Düzenlendi

9 Aralık 2019 tarihinde gerçekleşen panellerin ilk oturumu saat 10.30 başladı.



**Oturumun konusunu "IHM, Inventory of Hazardous Material /Tehlike Madde Envanteri " oluşturdu.**

Lloyd's Register Plan Onay ve Helpdesk Koordinatörü Hüseyin Doğar, Tehlikeli Madde Envanter Hazırlama ve Gemi Üzerindeki Uygulamaları hakkında sunum gerçekleştirdi. DNV- GL Plan Onay Koordinatörü Yasemin Üstünlüoğlu, Avrupa Birliği Gemi Geri Dönüşüm Yönetmeliği Kapsamında Gemilerdeki Tehlikeli Madde Envanteri hakkında sunum gerçekleştirdi. Türk Loydu Vakfı Plan Onay Mühendisi Şahap Canberk Karahan sunumunda, Tehlikeli Madde Envanteri ve Tehlikeli Maddelerin Özellikleri'ne değindi.

Panellerin ikinci oturumu saat 13.30 başladı.



**Oturumun konusunu "Otonom Gemi Teknolojileri " oluşturdu.**

GMO Ankara Temsilciliği Üyesi, T.C. UAB Denizcilik Sörvey Mühendisi Dr. Fatih Yılmaz sunumunda IMO'nun Otonom Gemi Çalışmaları: Deniz Taşımacılığı ve Gemi İnşa Sektörü'ne Etkileri konuları hakkında bilgilendirmelerde bulundu. İTÜ'den Doç. Dr. Devrim Bülent Danışman Otonom Teknolojileri Tarihçesi ve Gemilerdeki Uygulama Alanları hakkında sunumunu paylaştı. Elkon Elektrik San. ve Tic. A.Ş.' den Ar-Ge Mühendisi Özhan Atmaca Gemilerde Elektrifikasyona sürükleyen faktörler, Gemilerde kullanılan Sevk Sistemleri, Gemilerde Batarya ve

Yenilenebilir Enerji Kullanımı, Gemi Enerji Verimliliği, Gemilerde Otomasyon Sistemleri ve Otonom Gemi Vizyonu konularında sunum gerçekleştirdi. STM A.Ş.'den Lider Tasarım Mühendisi Baycan Toptaş ve Kıdemli Tasarım Mühendisi Buğra Uğur Yazıcı Makine Öğrenmesi, Deniz Platformlarında Temel Düzeyde Yapay Zekâ Uygulamaları ve Savaş Gemilerinde/ Denizaltılarda Otonominin Geleceği konularında bilgilendirmelerde bulundular.

Panellerin üçüncü oturumu saat 15.15'te başladı.



**Oturumun konusunu "Deniz Teknolojisi Mühendisliği ve Faaliyet Alanları" oluşturdu.**

İTÜ'den Prof. Dr. İsmail Hakkı Helvacıoğlu "Deniz Teknolojisi Mühendisliği Eğitimi" konusunda katılımcıları bilgilendirdi. İTÜ'den Dr. Öğretim Üyesi Yalçın Ünsan "Kıyı ve Deniz Yapılarını Türkiye Uygulamaları, Deniz Teknolojisi Mühendisliğinin Yasal Problemleri, Deniz Teknolojisi Mühendisliğinin İş alanları" konularında bilgilendirmelerde bulundu. İTÜ'den Doç. Dr. Özgür Özgüç "Global Offshore Sektörü" konusunu sunum eşliğinde katılımcılara aktardı. Tüm panelistlere katkılarından dolayı Gemi Mühendisleri Odası Yönetim Kurulu Üyeleri Bülent Hüseyinoğlu ve Mustafa Kozil teşekkürlerini sunarak plaketlerini takdim etti.

## Gemi Mühendisliği Haftası'19 Etkinlikleri Kapsamında Paneller Düzenlendi

10 Aralık 2019 tarihinde gerçekleşen panellerin ilk oturumu saat 10:30'da başladı.



### Oturumun konusunu "IMO 2020 Kapsamında Emisyon Kısıtları ve Alternatif Yakıt Uygulamaları" oluşturdu.

İTÜ'den Prof. Dr. Selma Ergin "IMO 2020 Kükürt Düzenlemeleri Kapsamında Yakıt Katkılarının Gemilerin Yakıt Tüketimine ve Egzoz Emisyonlarına Olan Etkileri" konusunda katılımcıları bilgilendirdi. Türk Loydu Vakfı Kıdemli Araştırma ve Kural Geliştirme Mühendisi Aslı Yıldız Öztekin "Uluslararası Emisyon Kuralları ve Alternatif Yöntemler" hakkında bilgilendirmelerde bulundu. T.C. UAB Deniz ve İçsular Düzenleme Genel Müdürlüğü, Denizcilik Uzmanı Turgay Buyuran "IMO 2020 ve AB 2012/33/EC Direktifi Düzenlemeleri, Emisyon Kontrol Alanları/Akdeniz için Planlanan Emisyon Kontrol Alanı Çalışması" konularını aktardı.

Panellerin ikinci oturumu saat 13.30'da başladı.



### Oturumun konusunu "Geçmişten Geleceğe Türk Gemi İnşa Sanayii" oluşturdu.

YTÜ Yüksek Mühendisi ve Haliç Tersanesi'nin Müdürlüğü'nü yapan aynı zamanda Denizcilik Bankası Genel Müdürlüğü Muavinliğini yapan Ali Can, dünya ve Türkiye'deki gemi inşa sanayinin gelişim evrelerini karşılaştırmalı olarak sunum eşliğinde aktardı. Pendik Tersanesi'nin kuruluş aşamalarını, inşa edilen gemileri, motor fabrikasının faaliyetlerini detaylı bir şekilde katılımcılarla paylaştı. Kendisine bu fırsatı veren Gemi Mühendisleri Odası Yöneticilerine teşekkürlerini ifade etti.

Panellerin üçüncü oturumu saat 15.15'te başladı.



### Oturumun konusunu "İhracatta Devlet Yardımları ve Teşvikler" oluşturdu.

İİB Gemi, Yat ve Hizmetleri İhracatçıları Birliği Genel Sekreter Yardımcısı İsmail Bozdemir "Pazar Araştırması ve Pazara Giriş Destekleri, Pazara Giriş Belgeleri Destekleri, Uluslararası Rekabetçiliğin Geliştirilmesinin Desteklenmesi Yurtdışı Fuar Desteği" konuları hakkında bilgilendirmelerde bulundu. T.C. Ticaret Bakanlığı İhracat Genel Müdürlüğü Markalaşma ve Tasarım Destekleri Dairesi Başkanlığı Ticaret Uzmanı Mehmet Yakıcı "Tasarım Destekleri ve Turquality Marka Programları" hakkında katılımcılara bilgilendirmelerde bulundu. GİSBİR'den Yeminli Mali Müşavir, Sorumlu Denetçi, Eski Hesap Uzmanı Murat Erişti "Gemi ve Yat Yapımındaki Teşvikler" konuları hakkında bilgilendirmelerde bulundu. Tüm panelistlere katkılarından dolayı Gemi Mühendisleri Odası Yönetim Kurulu Başkanı Salih Bostancı teşekkürlerini sunarak plaketlerini takdim etti. Tüm panelistlere katkılarından dolayı Gemi Mühendisleri Odası Yönetim Kurulu Üyesi Bülent Hüseyinoğlu teşekkürlerini sunarak plaketlerini takdim etti.

## Açık Deniz Rüzgâr Çiftliklerinin Malî Açıdan İncelenmesi

Emre Çokyaşar<sup>1</sup>, Serdar Beji<sup>2</sup>

emrecokyasar@gmail.com<sup>1</sup>, sbeji@itu.edu.tr<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

### ÖZET

Yaklaşık son on yıldır yaygınlığı artan açık deniz rüzgâr çiftliklerinin genel bir tanıtımı ve özellikle malî açıdan güncel bir değerlendirmesi yapılmaktadır. Karada kurulan rüzgâr çiftliklerine kıyasla teknik açıdan kurulumu daha zor ve maliyeti daha yüksek olan açık deniz rüzgâr çiftliklerinin tercih edildiği durumlar kısaca belirtilerek, yatırım ve işletme harcamaları çeşitli etkenlere bağlı olarak incelenmektedir. Ekonomik öngörülere bağlı olarak, gelecekte açık deniz rüzgâr çiftliklerin daha da yaygınlaşmaları konusu tartışılmakta ve Türkiye’de kurulabilecek bir açık deniz rüzgâr çiftliği için tahmini bir yatırım maliyet çıkarımı verilmektedir.

**Anahtar kelimeler:** Açık deniz rüzgâr çiftlikleri, Yatırım maliyetleri, İşletme maliyetleri.

**Makale geçmişi:** Geliş 29/08/2019 – Kabul 25/11/2019



## Financial Aspects of Offshore Wind Farms

Emre Çokyaşar<sup>1</sup>, Serdar Beji<sup>2</sup>

emrecokyasar@gmail.com<sup>1</sup>, sbeji@itu.edu.tr<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

### ABSTRACT

A technical introduction and up-to-date financial evaluation of offshore wind farms, whose popularity has been increasing within the last decade, are presented. Capital and operational expenditures of offshore wind farms are examined from different perspectives and reasons of their preference over onshore wind farms are stated as these farms are technically and financially more demanding compared to onshore wind farms. Based on foreseeable economic estimates the potential of continuing increase in installation of offshore wind farms in the future is discussed and a capital expenditures estimate for an offshore wind farm in Turkish waters is given.

**Keywords:** Offshore wind farms, Capital expenditures, Operational expenditures.

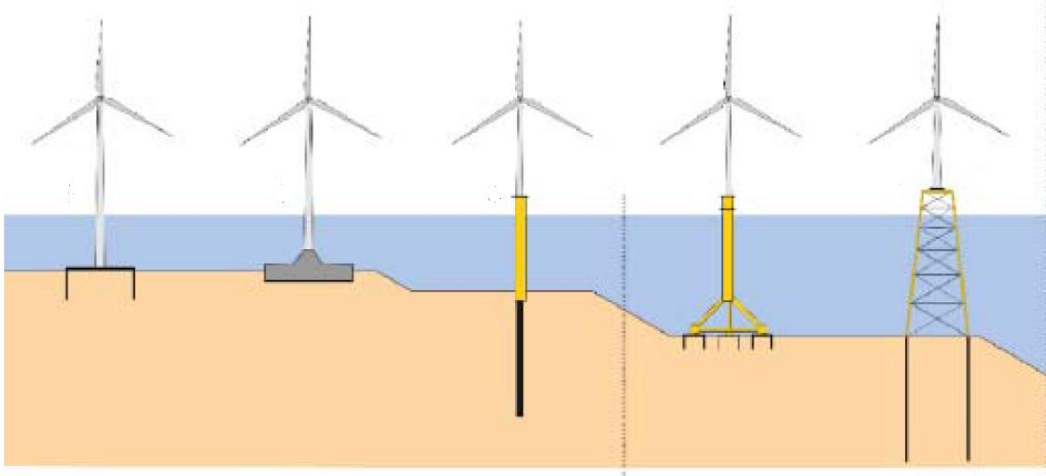
**Article history:** Received 29/08/2019 – Accepted 25/11/2019

### 1. Açık Deniz Rüzgâr Türbinleri

Kıyıda açıkta deniz içine kurulan rüzgâr türbinlerine genel bir tanımlama ile açık deniz rüzgâr türbinleri adı verilmektedir. Birden fazla sayıda türbin içeren grup veya gruplar şeklinde oluşturulan kurulumlar da açık deniz rüzgâr çiftlikleri olarak bilinir. Karadaki rüzgâr türbinlerine kıyasla denizde olan kurulumların tercih edilmesinin en önemli sebepleri, yerleşim bölgelerindeki yaşamı etkilememesi ve rüzgârın herhangi bir engelle karşılaşmadan ortalama daha yüksek hızla ve türbülansın akımı bozucu etkilerinden daha az etkilenecek esmesi olarak sıralanabilir. Öte yandan, karadakilere kıyasla denizdeki rüzgâr çiftlikleri özellikle maliyet açısından dezavantajlı bir durumdadır ve bu nedenle herhangi bir açık deniz rüzgâr çiftliğinin kurulumuna karar verilirken, kârlılık hesaplamalarında kurulum ve bakım-tutum maliyetleri göz önüne alınması gereken en önemli noktadır. Ayrıca başta bölgenin rüzgâr iklimi olmak üzere, deniz ve hava canlılarının yaşam alanları, deniz yolları gibi konular mutlaka değerlendirilmelidir.

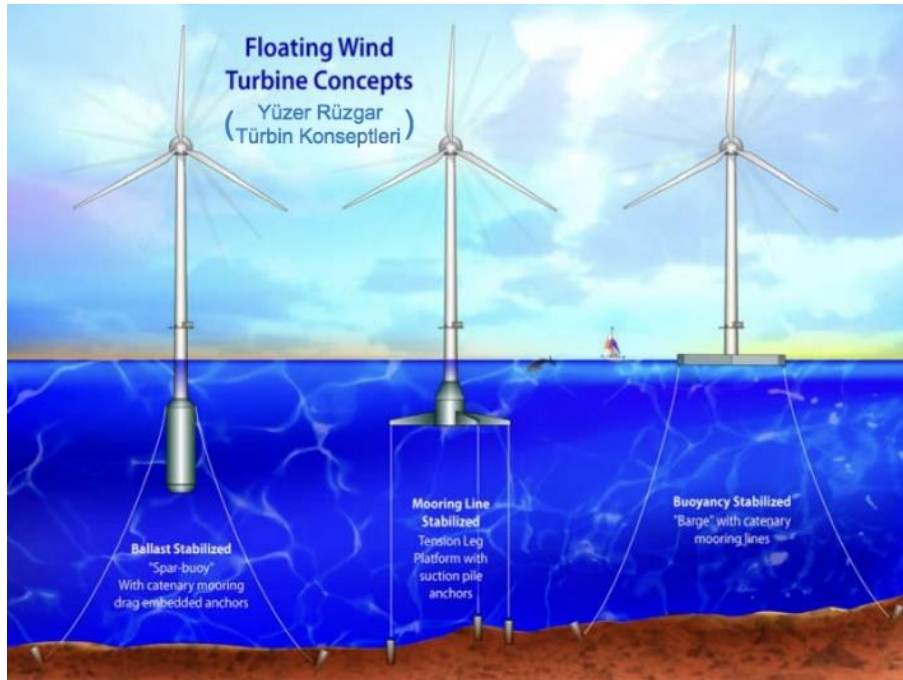
Kurulumun yapılacağı derinliğe bağlı olarak açık deniz rüzgâr türbinleri, deniz yatağına sabitlenen veya yüzer olmak üzere başlıca iki farklı tipe ayrılır. Sabit veya yüzer olsun, türbinin belirlenen konumuna yerleştirme işlemi toplam maliyetin yaklaşık %30'unu oluşturmaktadır. Mevsimsel kurulma kolaylığı, zemin uygunluğu, gerekli kurulum makinaları, çevreye ilişkin hassasiyetler gibi önemli noktalar türbinin yerleştirme süre ve maliyetini belirlemektedir.

Sabit temel ile yerleştirilmiş açık deniz rüzgâr türbinlerine ilişkin örnekler Şekil 1’de gösterilmektedir. Türbin büyüklüğü, su derinliği, deniz tabanı yapısı gibi özellikler seçilecek temel tipini belirleyen önemli etkenlerdir.



Şekil 1. Zemine sabitlenen temel tiplerine örnekler (Bhattacharya, 2019).

Yüzer tip rüzgâr türbinlerinin konumlandırılmasına ilişkin örnekler ise Şekil 2’de gösterilmektedir.

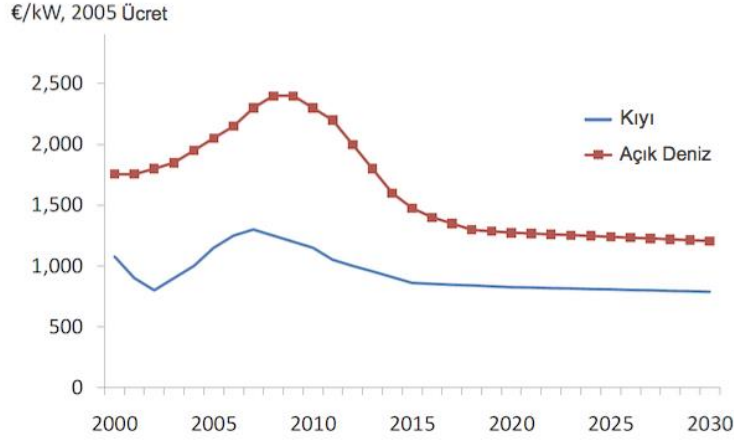


Şekil 2. Yüzer tip rüzgâr türbinlerinin sabitlenmesine ilişkin örnek tasarımlar (Butterfield ve diğ., 2005).

## 2. Açık Deniz Rüzgâr Enerjisi Yatırım Maliyetleri

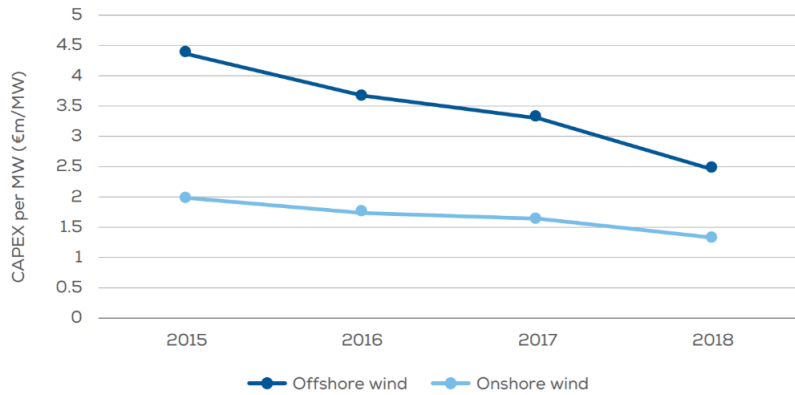
Yeni teknolojilerin çoğunda olduğu gibi kullanım yaygınlığını belirleyen en önemli etkenlerin başında maliyet gelmektedir. Açık deniz rüzgâr enerjisinin maliyeti karadaki kurulumlara kıyasla fazladır. Bu nedenle, öncelikle açık deniz rüzgâr çiftliklerinin yer seçiminde karadakilere kıyasla ortalama rüzgâr hızının daha yüksek olması beklenir. Kârlılık açısından gerekli ortalama rüzgâr hızı alt değerin 7 m/s düzeyinde olması gerektiği söylenebilir. Öte yandan günümüz türbin teknolojisindeki gelişmeler sonucunda daha büyük kapasiteli ve yüksek verimli türbinlerin üretilebiliyor olması maliyetlerin azaltılmasına katkıda bulunmaktadır. Özellikle büyük türbinlerin kurulumuna çok daha elverişli bir ortam olan denizdeki kurulumlar için bu önemli bir avantajdır. Nitekim, açık deniz enerji çiftliklerinde

sürekli daha büyük kapasiteli türbinler kullanılmaktadır. Yalnız türbin konusunda değil diğer alanlarda da teknolojik gelişmelere bağlı olarak maliyetlerin düşmesi sonucunda daha yaygın bir şekilde açık deniz rüzgâr çiftliklerinin kurulduğu görülmektedir. WE (Wind Europe, 2019) verilerine göre açık deniz rüzgâr türbinin yatırım maliyeti 2008 yılında tepe noktası olan 2,300 €/kW iken maliyetlerin düşme eğiliminde olması nedeni ile gelecekte 1,300 €/kW düzeyinde bir seviyeye oturacağı öngörülmektedir (Şekil 3). Toplam yatırım maliyetinde en büyük payı türbin almakta ardından şebeke bağlantı ve yerine kurulum harcamaları gelmektedir.



**Şekil 3.** Rüzgâr türbini yatırım maliyetlerinin kara ve açık deniz için yıllara göre değişim öngörüsü (Wind Europe, 2019).

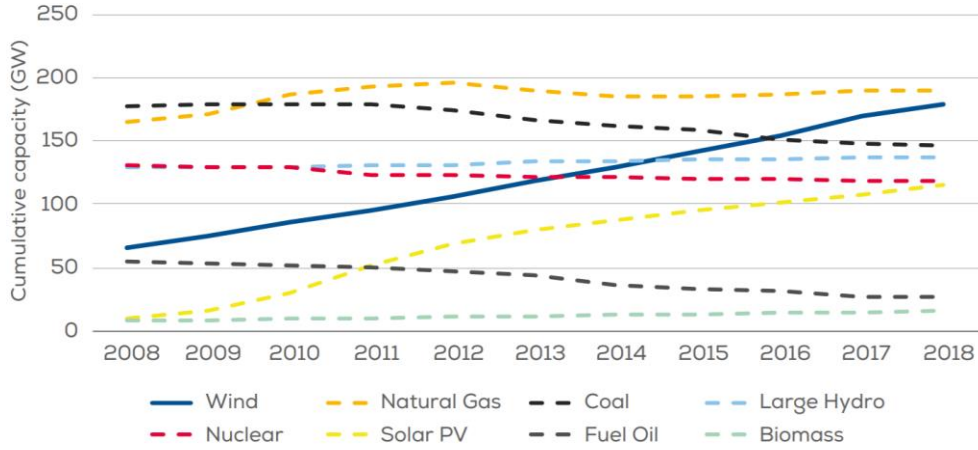
Ana yatırım maliyeti<sup>1</sup> ya da harcamaları olarak isimlendirebileceğimiz ve bir rüzgâr türbininin yaşam süresi boyunca işletme, bakım ve onarım hariç harcanan tüm masrafları içeren kısmı önemli bir yüzdeyi oluşturur. Ana yatırım maliyetleri de diğer maliyetler gibi teknolojik gelişmelere bağlı olarak düşme eğilimindedir. Wind Europe verilerine göre, 2015 yılında MW başına düşen ana yatırım harcamaları 4.5 m€ iken, 2018 yılında bu rakam 2.5 m€ seviyesine inmiştir (Şekil 4). Bu masrafların düşmesi sonucu ve türbin kapasitelerinin artmasıyla beraber rüzgâr enerjisinin kârlılık açısından yenilebilir enerji kaynakları arasındaki yeri sağlamış ve diğer enerji kaynaklarına kıyasla iyi bir seçenek olarak benimsenmeye başlamıştır. Şekil 5'te 2008-2018 yılları arası Avrupa Birliği ülkelerinin toplam elektrik üretme kapasitesinin üretim kaynaklarına göre dağılımı gösterilmektedir. Rüzgâr enerjisinden üretilen elektriğin payı diğer enerji kaynaklarına kıyasla açık bir farkla sürekli artış yönündedir.



Source: WindEurope

**Şekil 4.** Rüzgâr türbinlerinin ana yatırım maliyetinde 2015-2018 yılları arasındaki değişim (Wind Europe, 2019).

<sup>1</sup> İngilizcesi, capital expenditure veya kısaca CAPEX. <sup>2</sup> İngilizcesi, operational expenditure ya da kısaca OPEX.



**Şekil 5.** 2008-2018 yılları arası Avrupa Birliği ülkelerinin toplam elektrik üretme kapasitesinin enerji kaynaklarına göre dağılımı (Wind Europe 2019).

### 3. İşletme Giderleri

Yatırım maliyetlerinin yanı sıra açık deniz rüzgâr türbinlerinin işletme giderleri de küçümsenemeyecek bir paya sahiptir. Deniz ortamındaki bir türbinin işletme giderlerinin tipik olarak kW-saat başına toplam maliyetin %25-30'u olduğu söylenebilir. Türbin imalatçıları daha az düzenli bakım gerektiren ve daha az arıza çıkaran ürenler geliştirmek için çalışmalarını sürdürmektedir. Yeni tasarımlara uzaktan kontrol ve takip sistemleri eklenerek giderlerin düşürülmesi hedeflenmektedir. Tablo 1'de farklı kaynaklardan alınan işletme giderleri MW-saat başına Euro olarak verilmektedir.

**Tablo 1.** Farklı kaynaklara göre MW-saat başına Euro olarak işletme giderleri.

	Bakım & Onarım Maliyet (€/MWh)
Operating farms, EU, 2002-2009 (Morthorst et al., 2009)	18
Danish technology data catalogue, 2015 (DEA, 2014)	19
German Projects, 2010 (KPMG, 2010)	27
Offshore farms in Europe (IRENA, 2012)	25-49

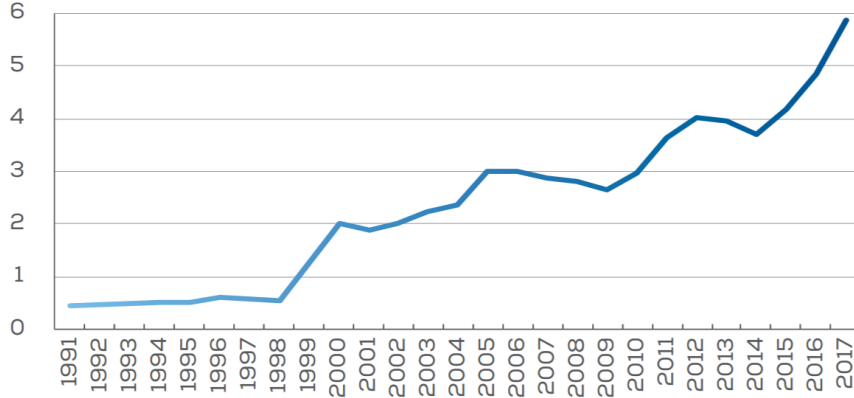
### 4. Açık Deniz Rüzgâr Enerjisindeki Temel Ekonomik Etkenler

Yukarıda belirtildiği üzere açık deniz rüzgâr enerjisindeki toplam maliyetin iki temel unsuru ana yatırım maliyeti ve işletme giderleridir. Yakıt giderleri ya da karbon salınım maliyeti gibi kalemlerin rüzgâr enerjisi için söz konusu olmaması, açık deniz rüzgâr çiftliklerinin ekonomik açıdan değerlendirilmesini, fosil ya da nükleer yakıt kullanılan diğer enerji santrallerine kıyasla belirgin şekilde farklılaştırır. Açık deniz rüzgâr çiftliklerinin ekonomik değerlendirmesi yapılırken göz önüne alınan ana başlıklar, tasarlanan proje büyüklüğü, seçilecek konumun kıyıya olan mesafesi ve su derinliği, türbin büyüklüğü ve dayanım ömrü olarak sıralanabilir. Bu etkenler üretilen enerji maliyetini belirlemede esas unsurlar olarak projenin ana yatırım maliyetini ve izleyen işletme maliyetini doğrudan etkileyecektir.

Proje büyüklüğü, ölçek ekonomisi olarak isimlendirilen kavramla ilişkilidir. Ölçek ekonomisi kısaca, üretim artarken maliyetin düşmesi olarak tanımlanabilir. Buna göre, gerçekleştirilen projelerin büyüklüğü arttıkça birim maliyeti azalmakta aynı zamanda enerji üretimi de artmaktadır. İki yönlü bir kazanım söz konusu olduğundan, proje büyüklüğü artışı ekonomik açıdan kazançlıdır. Gerçekten de

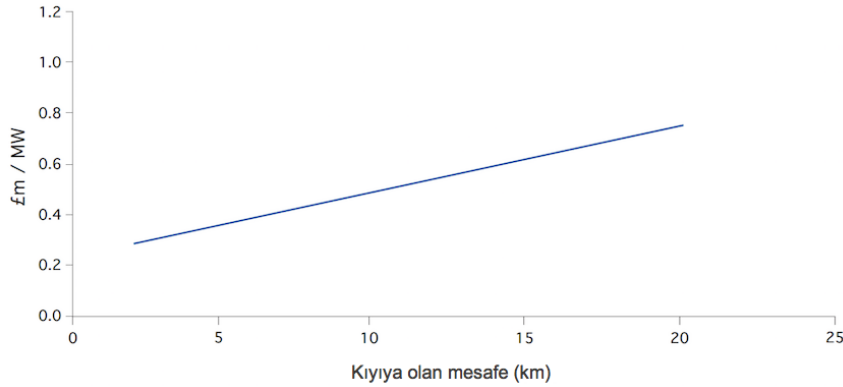


2000'li yılların başlarında 2 MW seviyesinde türbinler kullanılırken 2017 yılına gelindiğinde bu değer 6 MW düzeyine yükselmiştir (Şekil 6).



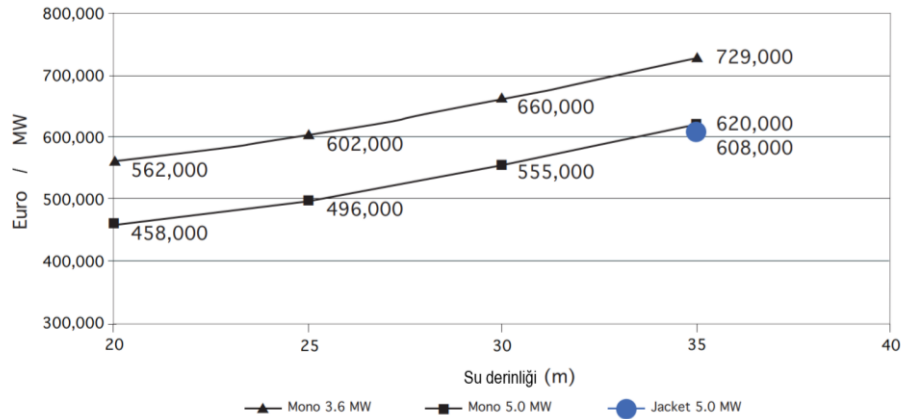
Şekil 6. 1991-2017 yılları arasında türbin kapasitelerindeki MW değişimi (Ramboll Offshore Wind, 2019).

Açık denizde inşa edilecek rüzgâr türbinlerinin gerek kurulum gerekse bakım onarım masraflarının karadakilere kıyasla yüksek olduğu daha önce belirtilmişti. Bu maliyetler, kurulacak çiftliğin kıydan uzaklaşmasına bağlı olarak daha da artmaktadır. Şekil 7'de kW başına m£ olarak maliyetin kıydan uzaklıkla doğru orantılı olarak arttığını göstermektedir.



Şekil 7. Açık deniz rüzgâr çiftliklerinin kıydan uzaklaştıkça artan maliyeti (Ramboll Offshore Wind, 2019).

Benzer olarak, su derinliği ve buna bağlı olarak seçilmesi gereken temel tipine göre sabitleme giderlerindeki artış ta Şekil 8'de görüldüğü gibi hemen hemen doğrusaldır.



Şekil 8. Açık deniz rüzgâr çiftliklerinin kurulduğu su derinliğine ya da temel tipine bağlı olarak artan maliyeti (Ramboll Offshore Wind, 2019).

Son olarak, rüzgârın daha az türbülanslı olması nedeniyle açık denizde kurulan türbinlerin dayanım ömürlerinin daha yüksek ve 25-30 yıl civarında olduğu belirtilmelidir.

## 5. Açık Deniz Rüzgâr Enerjisinde Güncel Durum ve Geleceğe Yönelik Kestirimler

Açık deniz rüzgâr enerjisine yönelik yeni yatırımlar son 20 yılda özellikle Avrupa'da önemli bir artış göstermiştir. Avrupa'da toplam denizde kurulu kapasite, 2000 yılında 50 MW'ın altındayken, 2008 yılı sonuna kadar yaklaşık 1500 MW'a yükselmiştir (Wind Europe, 2019). Bu yatırımlar sonucunda yıllık ortalama %50'lik bir büyüme oranı söz konusudur. Her ne kadar faal olan açık deniz sistemlerinin büyük bir kısmı sınırlı sayıda Kuzey Avrupa ülkelerinde yoğunlaşsa da, açık deniz rüzgâr santrallerine olan ilgi dünya genelinde artmaktadır. Buna karşın, açık deniz rüzgâr çiftliklerinin mevcut payı karada faaliyet gösterenlere kıyasla düşüktür. Tablo 2, Avrupa Birliği ülkelerindeki rüzgâr enerjisi kapasitelerini ve rüzgâr enerjisinin toplam elektrik tüketimindeki payına ait 2008 değerleri ve 2020 öngörülere göstermektedir. Tablo 3 ise bu öngörülere ek olarak güncel 2018 verilerini göstermektedir.

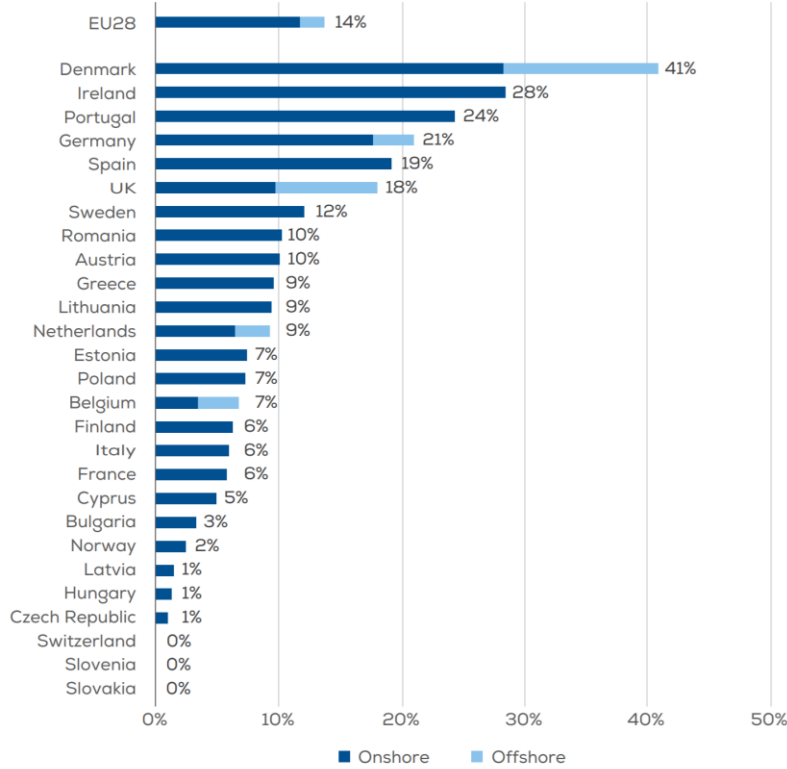
**Tablo 2.** Avrupa Birliği ülkelerinde rüzgâr enerjisi kapasiteleri ve toplam enerjideki payları ve 2020 öngörüsü (Wind Europe, 2019).

Ülke	2008 Kapasite (GW)		2020 Düşük Kapasite (GW)		2020 Yüksek Kapasite (GW)		Elektrik Tüketiminde Rüzgâr Enerjisinin Payı	
	Kıyı	Açık Deniz	Kıyı	Açık Deniz	Kıyı	Açık Deniz	2008	2020
İngiltere	2.1	0.59	13.0	13.0	14.0	20.0	2%	25%
Almanya	23.9	0.01	41.0	8.0	42.0	10.0	7%	17%
Fransa	3.4	-	19.0	4.0	20.0	6.0	2%	11%
Hollanda	2.0	0.25	5.0	4.5	5.4	6.0	4%	22%
İsveç	0.9	0.13	6.0	3.0	8.0	3.0	2%	16%
Danimarka	2.8	0.41	3.7	2.3	4.0	2.5	20%	46%
Belçika	0.4	0.03	2.1	1.8	2.5	2.0	1%	12%
İspanya	16.7	-	39.0	1.0	41.0	1.5	12%	26%
Finlandiya	0.1	0.02	1.5	0.4	2.0	1.0	0%	8%
İrlanda	1.0	0.03	5.0	1.0	6.0	1.0	9%	55%
İtalya	3.7	-	15.0	0.5	17.0	1.0	2%	9%
Polonya	0.5	-	10.0	0.5	12.0	0.5	1%	15%
Yunanistan	1.0	-	6.5	0.0	8.3	0.2	4%	29%
Estonya	0.1	-	0.5	0.0	0.5	0.1	2%	11%
Letonya	0.0	-	0.2	0.0	0.2	0.1	1%	9%
Litvanya	0.1	-	1.0	0.0	1.0	0.1	1%	13%
Diğerleri	4.3	-	21.5	0.0	26.1	-		
<b>EU-27</b>	<b>63.5</b>	<b>1.47</b>	<b>190.0</b>	<b>40.0</b>	<b>210.0</b>	<b>55.0</b>	<b>4%</b>	<b>17%</b>

Açık deniz rüzgâr çiftliklerinin gelecekteki maliyet değişimlerine ilişkin öngörülerde bulunmak kolay olmasa da genel beklenti iyimserdir. Avrupa'da açık deniz enerji maliyetlerinin 2020 yılı itibarıyla önceki dönemlere kıyasla %23 oranında azalacağı tahmin edilmektedir. Sektör bu oranı, 2023 yılına kadar %40'a kadar çekmeyi hedeflemektedir.

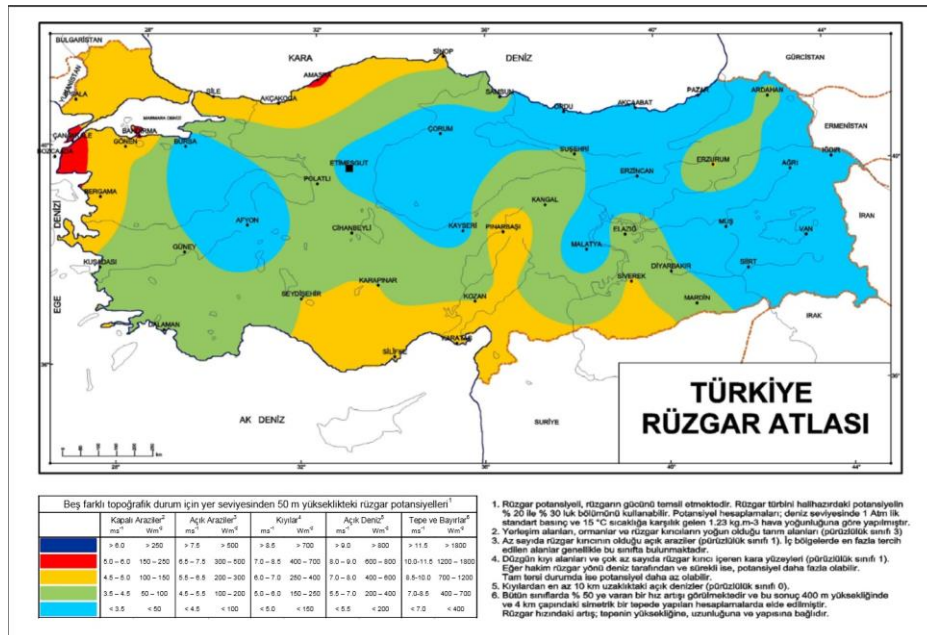
Maliyet azalmasında en önemli katkı, teknolojik gelişmelere paralel olarak ölçek ekonomisindeki büyüme ve tedarik zincirindeki verimliliğin artması olacaktır. Yakın gelecekte inşa edilecek olan türbin kapasitelerinin 8 MW ile 10 MW düzeyinde olacağı beklenmektedir. Ayrıca, kurulum verimliliğinin artmasıyla kurulum maliyetlerinin azalacağı öngörülmektedir (Ports, 2014). Kurulum verimliliği artışına en çarpıcı örnek, kazık tipi temel kurulumlarının genelde beş gün olan süresinin yaklaşık 12 saate düşmüş olmasıdır. Bu ve benzeri teknolojik gelişmelerin maliyet azalmasında önemli etkileri olacağı düşünülmektedir. Yatırım maliyetlerinin ötesinde bakım, onarım ve işletme giderlerindeki iyileştirmelerin önemi de yadsınamaz. Teknolojik gelişmelerin bu harcama kalemlerini de düşüreceği tahmin edilebilir.

**Tablo 3.** Avrupa Birliği ülkelerinde 2018 yılı itibariyle rüzgâr enerji kapasiteleri ve toplam enerjideki payları (Wind Europe, 2019).



## 6. Türkiye’de Kurulabilecek Bir Rüzgâr Çiftliği Yaklaşık Maliyeti

Kara sularımızda kurulabilecek bir rüzgâr çiftliğinin maliyeti konusunda yaklaşık bir değer belirlemeden önce kurulacak çiftliğin konumu ve bu konumun seçilme gerekçelerinin kısaca incelenmesi gerekir. Meteoroloji genel müdürlüğünün hazırladığı Türkiye rüzgâr haritasında (Şekil 9) ülkemizin yüksek rüzgâr potansiyeli olan en önemli kesimleri Gelibolu, Bozcaada, Kiyıköy, Lapseki civarlarındadır.



**Şekil 9.** Meteoroloji Genel Müdürlüğü’nün Türkiye rüzgâr atlası (MGM, 2010).

Rüzgâr durumu göz önüne alındığında Türkiye’de kurulacak olası bir açık deniz rüzgâr çiftliğinin tahmini ana yatırım maliyetini belirlemek için Bozcaada açıkları uygun bir konum olarak gözükmektedir. Bu seçimin diğer sebepleri arasında Bozcaada kıyılarının daha önce böyle bir yatırım için gündeme gelmesi ve bölge için rüzgâr ölçüm verileri de dâhil olmak üzere çeşitli ölçüm değerlerinin bulunmasıdır (Turhanlar, 2018). Örneğin, Bozcaada kıyılarında 1970-2016 yılları arasında 30 metre yükseklikteki rüzgâr hızı ölçümlerine göre yıllık ortalamanın 6.09 m/s ve maksimum rüzgâr hızı değerinin 31.2 m/s olduğu bilinmektedir. Ortalama 6 m/s rüzgâr hızı değeri genel itibarıyla yeterli görülen 7 m/s değerinin altında olsa da türbinleri taşıyan kazıkların deniz seviyesinden olan yükseklikleri artırılarak daha yüksek rüzgâr hızı değerlerine erişilebilir. Bozcaada civarı su derinlikleri açısından incelendiğinde, türbinlerinin kurulabileceği 15-20 m derinliğe sahip uygun bölgelerin mevcut olduğu görülmektedir ki bu da Şekil 1’de gösterilen en yaygın kullanımlı tek kazık tipinde kurulumun mümkün olduğuna işaret etmektedir.

Yaklaşık maliyet çıkarımı için Baltık Denizi’nde kurulmuş olan bir açık deniz rüzgâr çiftliği projesine ait verilerden yararlanılacaktır. Bu projenin Bozcaada açıkları için tasarlanabilecek bir proje ile en büyük benzerliği su derinliklerinden kaynaklanmaktadır ki bu da açık deniz rüzgâr çiftliklerinde maliyeti belirleyen en temel unsurdur. Öte yandan Bozcaada için bölgeye özel maliyetler, örneğin elektriksel altyapı maliyeti, proje geliştirme maliyeti, uzaktan kontrol ve gözlem maliyeti, lojistik ve ulaşım maliyetleri kesinlikle farklılık gösterecektir. Bu maliyet kalemlerindeki farklılıklara rağmen örnek alınan Baltık Denizi projesinin kabul edilebilir hata sınırları içinde bir yatırım maliyeti fikri vereceği varsayılabilir. Ortalama su derinliğinin 12-17 m aralığında kabul edildiği Baltık projesinde her biri 2.5 MW kapasitede olan 120 türbin olarak tasarlanmış toplamda 300 MW kapasitededir.

Baltık Denizi açık deniz rüzgâr çiftliğinde ortalama su derinliği yaklaşık 15 metre olup, kıyıya olan uzaklığı 30 km’dir. Su derinliğine uygun olarak türbinler zemine çakılı tekli kazıklar üzerine oturtulacağı için bunların maliyeti Bozcaada için tasarlanabilecek bir çiftlikten genel itibarıyla farklı olmayacaktır. Maliyet tablosunda da görülebileceği üzere maliyet dağılımında en büyük payı türbin maliyetleri almaktadır. Bunu izleyen maliyetler sırasıyla zemine oturtma/temel maliyeti, elektriksel altyapı maliyeti, lojistik ve proje geliştirme maliyeti olarak sıralanabilir. Toplam elektrik üretme kapasitesi 300 MW olan bu projenin toplam ana yatırım maliyetinin yaklaşık olarak 430 milyon dolar olduğu görülmektedir. Bozcaada açıklarında 120 türbinin kullanılabileceği bu denli yüksek kapasiteli bir çiftlik alan sınırlaması ve kullanım talebi gibi nedenlerle mümkün değildir dolayısıyla anlamlı olan birim kapasiteye karşı gelen yatırım maliyetidir. Toplam ana yatırım maliyetinin toplam üretim kapasitesine bölünmesiyle birim kapasite maliyeti 1,432,000 \$/MW ya da 1432 \$/kW olarak bulunur. Bu değer ifade ettiği anlam daha önce Şekil 4’te verilen birim MW için ana yatırım maliyetinin (CAPEX) karaya ve denize kurulan rüzgâr çiftlikleri için yıllara göre değişiminin verildiği grafik yardımıyla belirlenebilir. Şekil 4’ün grafiğine göre karada kurulan çiftlikler için 2018 yılı yatırım maliyeti yaklaşık 1,500,000 €/MW olarak öngörülürken denize kurulan çiftliklerde bu maliyet 2,500,000 €/MW seviyesindedir. Buna göre 1,432,000 \$/MW  $\approx$  1,300,000 €/MW maliyeti karaya kurulan çiftlikler için öngörülen değerden düşüktür. Bunun sebebi eldeki verilerden tam olarak belirlenemese de Baltık Denizi projesinin nispeten sığ sularla gerçekleştirilmesi en önemli faktör gözükmektedir. Baltık projesi için hesaplanan 1,432,000 \$/MW birim kapasite maliyetini olabilecek en alt değer varsayarak, yine nispeten sığ bir bölgede kurulabilecek olası bir Bozcaada açık deniz rüzgâr çiftliği ana yatırım maliyetinin 1,400,000-1,500,000 \$/MW aralığında gerçekleşmesini beklemek oldukça gerçekçi bir çıkarım olacaktır.

Tablo 4’te ana yatırım maliyet kalemleri ve toplam ana yatırım maliyeti açıklamalarıyla verilmektedir.



**Tablo 4.** Baltık Denizi’nde kurulan bir açık deniz rüzgâr çiftliği yatırım maliyetleri.

	MALİYET \$US	DAĞILIM %
<b>Rüzgar Santrali</b>		
120 Rüzgar Türbini, Maksimum Güç	2.5 MW	
Rotor çapı	80 m	
Göbek Yüksekliği	70 m	
Karaya olan mesafe	approx. 30 km	
Su derinliği	12-17 m	
Göbek yüksekliğindeki ortalama hız	9.0 m/s	
<b>Rüzgar Santrali</b>		
Bir türbinin fabrika teslim fiyatı (montaj dahil)	1 950 000 \$US	
120 units	234 000 000	54.4
<b>Foundations</b> (tripod/ tekil kazık)		
Birim başına düşen üretim maliyeti	350 000 \$US	
Birim başına nakliye ve montaj maliyeti	350 000 \$US	
120 units	84 000 000	19.55
<b>Elektriksel Altyapı</b>		
Dahili güç sistemi ( 24 kV), 85 km kablo uzunluğu ( 260 \$US/m)	22 100 000	
Offshore trafo merkezi (24/110 kv), montaj dahil	18 000 000	
30 km 110 kV deniz kablosu (460 \$US/m)	13 000 000	
Karada 30 km 110 kV başüstü elektrik hattı (400 \$US/m)	12 000 000	
Karada inşa edilecek olan trafo merkezi (120 kV/ 220 kV)	6 000 000	
Total	71 000 000	16.73
<b>Kalan altyapı hizmetleri ve lojistik giderleri</b>		
Gemi, ponton gibi yapıların bakım ve onarım masrafları	5 000 000	
İşletme binası	1 000 000	
Uzaktan izleme, ölçme ve kontrol sistemleri	2 000 000	
Anemometre (70 metre uzunluğunda dört direk)	1 800 000	
Total	9 800 000	2.28
<b>Proje geliştirme</b>		
Planlama ve proje yönetimi	15 000 000	
Jeolojik, trafik kontrolü ve çevresel araştırmalar	10 000 000	
İzinler ve diğer araştırmalar	5 000 000	
Total	30 000 000	6.98
Yatırım maliyeti	429 700 000	100
Spesifik yatırım maliyeti	1432 \$US/kW	

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı’nın verilerine göre Türkiye’nin elektrik tüketiminin 2023 yılında yaklaşık yıllık 375.8 TWh değerine ulaşması beklenmektedir. Bu enerji ihtiyacının yüzde 67.1’i kömür ve doğalgazdan sağlanmaktadır, rüzgâr enerjisinin payı ise sadece yüzde 6.6’dır. Bu veriler göz önüne alındığında gerek dünyadaki rüzgâr enerjisi kullanımına yönelim, gerekse kömür ve doğalgaz tüketiminin küresel ısınmaya olan etkisi göz önüne alındığında, Türkiye’nin elektrik üretiminde rüzgâr enerjisinin payını artırması beklenebilir. Türkiye İstatistik Kurumu’nun Ağustos 2019 verilerine göre Türkiye enerji ithalatına 3 milyar 284 milyon 697 bin dolar harcamıştır. Bozcaada açıkları için yapılan örnek yatırım maliyeti çıkarımı enerji ithalatına yapılan harcamalarla kıyaslandığında, özellikle birim maliyetin nispeten makul olması sebebiyle, oldukça kabul edilebilir düzeyde görünmektedir. Somut bir değer vermek gerekirse, 50 MW kapasiteli bir açık deniz rüzgâr çiftliğinin ana yatırım maliyeti 75 milyon dolar civarında olacaktır.

## 7. Sonuç

Fosil ve nükleer enerji kaynaklarının kullanımından kaynaklanan küresel ısınma ve sera gazı etkilerine sebep olmayan yenilenebilir enerji kaynakları gün geçtikçe daha yaygın kullanılır olmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının başında gelen rüzgâr enerjisi, özellikle Avrupa Birliği ülkelerinin enerji politikalarında öncelikli konumdadır. Uygulama açısından da rüzgâr enerjisi, üretim, montaj, işletme ve bakım giderleri ve verimlilik açısından yenilenebilir enerji kaynaklarına önderlik etmektedir.

Açık deniz rüzgâr enerjisi ise yüksek kapasitesi ve gelişen teknolojileri ile rüzgâr enerjisinin geleceği olma potansiyelindedir. Uluslararası rekabette, İngiltere'nin lider durumda, Almanya, Danimarka ve ABD'nin yakın takipte olduğu görülmektedir. Çin de rüzgâr enerjisini devşirme yarışında yerini almıştır. Ülkemizde de karadaki kurulumların yanı sıra denizlerimizde kurulması planlanan rüzgâr enerjisi çiftlikleri için çalışmalar başlamıştır. Bu konuda sağlanacak ilerlemelerin, ülkemizde temiz ve dışarıya bağımlı olmayan enerji üretimi açısından çok yararlı olacağı açıktır. Son olarak, ülkemizde kurulabilecek olası bir açık deniz rüzgâr çiftliği projesi için Baltık Denizi'nde bulunan bir rüzgâr çiftliğinin yatırım maliyeti örnek alınarak tahmini bir maliyet çıkarımı yapılmıştır. Bu tahmini maliyet değeri göstermektedir ki Türkiye'nin enerji ithalatına yaptığı harcamalar göz önüne alındığında, Türkiye'de kurulacak açık deniz rüzgâr çiftlikleri kabul edilebilir bir seçenek olmaktadır.

## 8. Referanslar

Bhattacharya, S. 2019. Design of Foundations for Offshore Turbines. Wiley, pp. 377.

Butterfield, S., Jonkman, J., & Sclavounos, P. P. 2005. Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines. In *The 2005 Copenhagen Offshore Wind Conference*.  
<https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.jog.2014.02.003>

Hau, E. 2005 Betz's elementary Momentum Theory. In *Wind turbines* (pp. 747–749).

Ports, P. 2014. *Offshore Wind Project Cost Outlook 2014 Edition*.  
[http://www.cleanenergypipeline.com/Resources/CE/ResearchReports/Offshore Wind Project Cost Outlook.pdf](http://www.cleanenergypipeline.com/Resources/CE/ResearchReports/Offshore%20Wind%20Project%20Cost%20Outlook.pdf)

Ramboll Offshore Wind 2019. <https://ramboll.com/services-and-sectors/energy/wind-energy>

Turhanlar, O. 2018. A potential offshore wind farm arrangement off the Bozcaada Shores. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, Açık Deniz Yapıları Mühendisliği Yüksek Lisans Programı.

Türkiye Enerji Tabii Kaynaklar Bakanlığı. <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Elektrik>

Türkiye İstatistik Kurumu. [http://www.tuik.gov.tr/VeriTabanlari.do?vt\\_id=28&ust\\_id=null](http://www.tuik.gov.tr/VeriTabanlari.do?vt_id=28&ust_id=null)

Wind Europe (2019) <https://windeurope.org/about-us/new-identity/> Eski ismiyle EWEA (The European Wind Energy Association).

## Stifnerli Panellerin İki Eksenli Yükleme Altında Burkulma/Göçme Davranışlarının İncelenmesi

**Murat Özdemir**

muratozdemir@odu.edu.tr

Ordu Üniversitesi, Ordu, Türkiye

### ÖZET

Stifnerli gemi panellerinin iki eksenli yükleme altında yapısal analizi gerçekleştirilmiş ve bu kapsamda burkulma ve göçme davranışları incelenmiştir. Bu çalışmadaki amaç stifnerli panellerin çeşitli yükleme koşulları altında burkulma/göçme davranışının detaylı şekilde incelenmesidir. Burkulma/göçme analizleri Sonlu Elemanlar Yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Analiz basamakları tanımlanarak, bu tür panel yapısal analizleri için bir kılavuz oluşturması da hedeflenmiştir.

İlk olarak sadece panel boyuna ekseninde basınç yükleri uygulanmış, daha sonra ise hem boyuna hem de enine yönde yüklemeler uygulanmıştır. Ele alınan paneller bir dökme yük gemisinin dip panelleridir. Ayrıca farklı stifner kesitleri (T ve I kesitli) dikkate alınmıştır. Paneller 1/2 + 1 + 1/2 aralıklı olarak modellenmiş, periyodik sınır koşulları uygulanmıştır. Panellerdeki stifner sayısı 2 ve 4 olarak belirlenmiştir. Elde edilen nihai mukavemet değerleri referans sonuçlar ile karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Diğer yandan enine yüklemenin baskın olduğu durumlarda nihai mukavemet değerinin burkulma gerilmesinden daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Stifner sayısının burkulma gerilmesi üzerindeki etkisi düşük iken bu etki nihai mukavemet değerlerinde ihmal edilebilecek seviyededir. Farklı yükleme oranlarının burkulma/göçme davranışına etkisi incelenmiş;  $\sigma_x:\sigma_y = 0.2:1$  ve  $\sigma_x:\sigma_y = 1:0.2$  yükleme oranları ile elde edilen nihai mukavemet değerlerinin sırasıyla sadece enine ve boyuna yükleme olan durumlara göre bir miktar daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca  $\sigma_x:\sigma_y = 1:0.2$  yükleme durumu için elde edilen burkulma modunda enine derin elemanlar arası burkulma dalga sayısı çift sayı olmaktadır, yani periyodik sınır koşulunun gerekliliği görülmüştür. Enine yüklemenin baskın olduğu durumlarda panel üzerindeki gerilme dağılımı incelendiğinde levha üzerinde bazı bölgelerin plastik mafsallık şeklinde davrandığı, diğer bölgelerin ise elastik bölgede olduğu görülmüştür.

**Anahtar kelimeler:** Stifnerli paneller, nihai mukavemet, Sonlu Elemanlar Yöntemi, iki eksenli yükleme

**Makale geçmişi:** Geliş 20/09/2019 – Kabul 17/11/2019

# Investigation into Buckling/Collapse of Stiffened Panels under Bi-axial Thrust Loads

**Murat Özdemir**

[muratozdemir@odu.edu.tr](mailto:muratozdemir@odu.edu.tr)

Ordu University, Ordu, Turkey

## ABSTRACT

Buckling/collapse analyses of stiffened ship panels under bi-axial thrust loads are carried out and collapse behavior of the panels is investigated. The main purpose of this study is the detailed examination of failure mechanisms of the stiffened panels under combined load cases for developing an approximate method to estimate the ultimate strength of panels. Finite Element Method is employed for the computations. Analysis steps are also provided so that to present a guide for such structural analyses.

At first, only longitudinal thrust loads are considered. Then, bi-axial load cases are simulated. The target panels are adopted from bottom of a bulk carrier. Two different stiffener cross-sections, namely Tee bar and Flat bar are considered. Triple span-triple bay (1/2+1+1/2) modeling extent with periodical boundary conditions is employed. Number of stiffeners is utilized as two and four. The obtained ultimate strength values are compared with those available in the literature and a good agreement is achieved. When the transverse compression is dominant loading, it is observed that the ultimate strength values are relatively higher than those of linear buckling analyses. Influence of the number of stiffeners is considered as small on the buckling strength of the panels, while this effect is negligible on the ultimate strength values. Effects of different loading ratios are examined and it is figured out that the evaluated ultimate strength values for  $\sigma_x:\sigma_y = 0.2:1$  and  $\sigma_x:\sigma_y = 1:0.2$  cases are slightly higher than those of the uniaxial transverse and longitudinal thrust cases, respectively. Moreover, for  $\sigma_x:\sigma_y = 1:0.2$  case, the buckling mode shape has two half-waves in longitudinal direction, which apparently shows necessity of the periodical boundary conditions. In case of dominant transverse compressive thrust, the Von Mises stress distributions suggest that some parts of plate behave as plastic hinges while remaining parts in plating are still in elastic range.

**Keywords:** Stiffened panels, ultimate strength, Finite Element Method, bi-axial thrust

**Article history:** Received 20/09/2019 – Accepted 17/11/2019



## 1. Giriş

Bir gemi yapısı global olarak ele alındığında sakin suda veya dalgalar arasında yayılı yüklerle maruz kalan bir kiriş gibi davranacaktır. Bu tür bir yaklaşım geminin global ölçekte eğilme davranışının modellenmesinde yeterli olabilir ancak detaya inmek gerektiğinde global eğilmelerin yanı sıra yerel elemanların yapısal kapasitelerinin tayin edilmesinde bu yaklaşım yeterli olmamaktadır. Bu yapısal bileşenlere etkiyen yükler belirlenip detaylı analizlerle kapasiteleri belirlenir.

Stifnerli paneller (boyuna veya enine profiller ile desteklenmiş saclar) gemilerin en temel yapısal bileşenlerindedir. Gemi güvertesinde yer alan paneller yerel yüklerin yanı sıra gemi kirişinin boyuna eğilmesi sebebiyle boyuna eksende basınç yüklerine maruz kalırlar. Dip panelleri ise boyuna eğilmeye ek olarak bordaya etki eden hidrostatik basınç sebebiyle enine eksenel yüklerle, dipteki hidrostatik basınç sebebiyle de yanal yüklerle maruz kalır.

Stifnerli panellerin yapısal kapasitelerinin tayininde en önemli kriter burkulma ve burkulma ile birlikte yapının tamamen göçmesi olayıdır. Stifnerli panellerin göçme davranışları önceden beri mühendis ve araştırmacıların ilgi alanları arasındadır. Fujikubo ve Yao (1999) stifnerli gemi panellerinin iki eksenli yükleme altında elastik burkulma davranışını analitik olarak modellemiş ve sonuçları Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) sonuçları ile karşılaştırmıştır. Kaynak sebebiyle oluşan artık gerilmeler de hesaba dâhil edilmiştir. Daha sonra ise Fujikubo ve diğ. (2005a, 2005b) sürekli levhaların ve stifnerli panellerin enine ve yanal yükler altındaki göçme davranışını incelemiş, ampirik esaslı yaklaşık formüller yardımıyla panellerinin nihai mukavemet değerlerini tayin etmeyi hedeflemişlerdir. Stifnerli panellerin boyuna yükler altında nihai mukavemet hesabı için Fujikubo ve diğ. (1999a, 1999b) yaklaşık yöntem önermişlerdir. Bu yaklaşım daha sonra çeşitli yükleme koşulları altında nihai mukavemet değerini elde edecek şekilde geliştirilmiştir (Harada ve diğ., 2007).

Paik ve diğ. (2001) stifnerli panellerin çeşitli yükler altındaki nihai mukavemet hesabı için yarı analitik bir formülasyon önermiştir. Paik ve diğ. (2001) tarafından önerilen yöntem panellerin küçük boyutlu ve fazla sayıda stifnerler ile desteklendiği durumlarda uygun sonuç vermektedir ancak gemi panellerinde fazla sayıda zayıf stifnerli bir konfigürasyon pratik bir uygulama değildir. Paik ve diğ. (2008) stifnerli panellerin çeşitli yükleme durumlarındaki nihai mukavemet hesabı için mevcut yöntemleri incelemiş ve sonuçları karşılaştırmıştır. Ayrıca lineer olmayan SEY modelleme teknikleri stifnerli paneller için incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Paik ve Seo (2009) tarafından sunulmuştur. Bahsi geçen çalışmada stifnerli panel için boyuna yönde  $1/2+1+1/2$  aralıklı model simetrik sınır şartları altında analiz edilmiştir. Enine yönde ise tek bir aralık kabul edilmiş ve basit mesnet sınır koşulu uygulanmıştır. Son zamanlarda ise stifnerli panellerin çeşitli yükleme koşulları altındaki göçme davranışlarını Xu ve diğ. (2013) detaylı olarak incelemiştir. Xu ve diğ. (2013), çeşitli model aralıklarını ve sınır koşullarını inceleyerek stifnerli panellerin nihai mukavemet ve göçme davranışı üzerine etkilerini tayin etmiştir. Stifnerli panellerde levhanın burkulma dalga sayısı tek sayı ise simetrik sınır koşullarının uygun sonuç verdiği, ancak dalga sayısının çift olduğu durumlarda periyodik sınır koşulunun gerekliliği vurgulanmıştır. Son olarak stifnerli panellerin boyuna yükleme durumları altında göçme davranışı Özdemir (2018) ve Özdemir ve diğ. (2018) tarafından detaylı olarak incelenmiş; buradan elde edilen veriler ile panellerin göçme davranışları gruplandırılmıştır. Panellerin nihai mukavemet hesabı için analitik esaslı bir formülasyon türetilmiş ve hesaplanan nihai mukavemet değerleri hem literatür hem de SEY ile kıyaslanmıştır. Literatürde yer alan ve DNV (Det Norske Veritas)'nin ticari bir yazılımı olan PULS (2005) sonuçlarından daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Bu çalışma kapsamında stifnerli panellerin burkulma ve göçme davranışları lineer ve lineer olmayan SEY ile incelenerek nihai mukavemet değerleri elde edilecektir. SE yazılımı olarak ANSYS (2016) kullanılacaktır. Model aralığı  $1/2 + 1 + 1/2$  olarak alınmış ve periyodik sınır şartları altında analizler

gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ana hatları şu şekilde olacaktır. İlk olarak ele alınacak stifnerli panellerin geometrik ve malzeme özellikleri verilecektir. Daha sonra ise modelleme aralıkları ve sınır koşulları tanımlanacaktır. Panellerin üzerine başlangıç kusuru olarak deformasyonların uygulanması ile çözüm adımına geçilecektir. Bu süreçte en önemli adımlar olan sınır şartlarının uygulanması ve başlangıç kusurlarının ANSYS Mechanical APDL ile nasıl uygulanacağı da açıklanacaktır.

## 2. Stifnerli Panellerin Geometrik ve Malzeme Özellikleri

Bu çalışmada bir dökme yük gemisine ait dip yapısının paneli ele alınmıştır. Panel boyutları aşağıda verilmiştir.

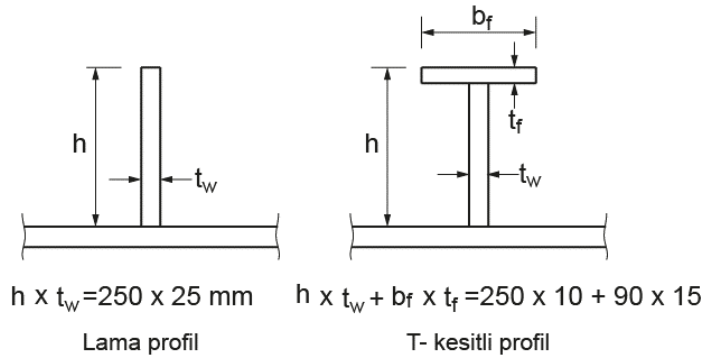
$$a \times b = 2550 \times 850 \text{ mm } (a/b=3.0)$$

$$t_p = 16 \text{ mm}, \beta = 2.07.$$

Burada verilen  $\beta$ , levha narinlik katsayısını ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\beta = \frac{b}{t_p} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}} \quad (1)$$

Panel malzemesi elastik-tam plastik olarak kabul edilmiştir. Akma gerilmesi,  $\sigma_Y = 313.6 \text{ MPa}$ , elastisite modülü,  $E = 205,800 \text{ MPa}$ 'dır. Akma sonrası pekleşme dikkate alınmamıştır. Stifner kesitleri ise Şekil 1'de verilmiştir. Panel üzerinde stifner sayısı iki ( $ns = 2$ ) ve dört ( $ns = 4$ ) olarak alınmıştır. Stifner sayısı panel üzerindeki toplam stifner sayısını değil iki boyuna derin eleman arasında kalan stifner sayısını ifade etmektedir.

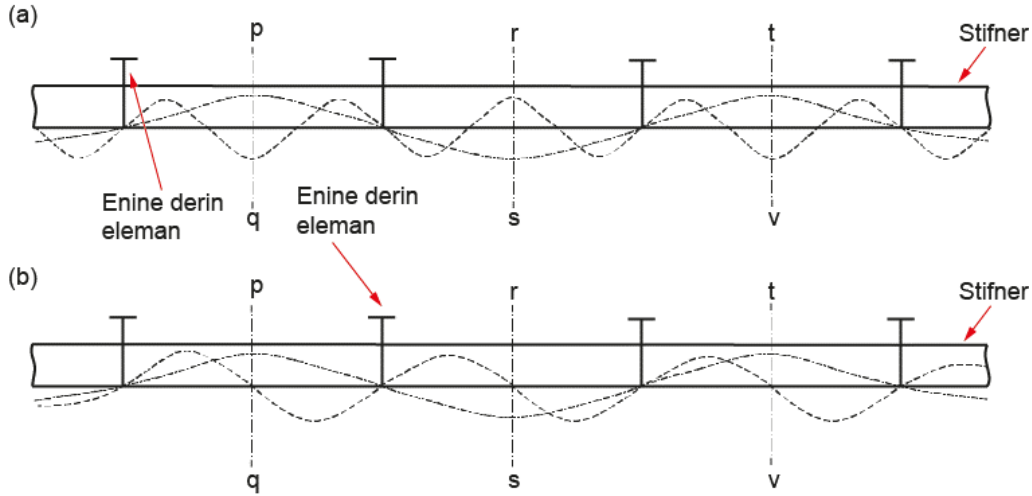


Şekil 1. Stifner tipleri ve boyutları.

Levha en kenar oranı,  $a/b = 3.0$  olduğundan sadece boyuna yükleme altında iki enine derin eleman arası burkulma dalga sayısı,  $m = 3$  olacaktır. Sadece enine yükleme altında ise burkulma dalga sayısı,  $m = 1$  olacaktır. Bu durumda  $1/2 + 1/2$  modeli simetrik sınır şartları altında bize mantıklı sonuçlar verecektir. Ancak hem enine hem de boyuna yükün aynı anda etki ettiği durumda  $m$  değeri yük bileşenlerinin oranına bağlı olarak değişecektir. Bu durumda ise  $1/2 + 1 + 1/2$  modeli periyodik sınır koşulları altında burkulma dalga sayısının çift veya tek olmasına bakılmaksızın uygun çözüm sağlayacaktır. Simetrik ve anti-simetrik deformasyonlar Şekil 2 üzerinde burkulma dalga sayısı ile birlikte gösterilmiştir.

Şekil 2'de kesikli çizgiler burkulma deformasyonlarını (burkulma dalgalarını) temsil etmektedir. Verilen şekilde enine derin elemanlar gemi yapısında bulunduğu konuma göre *kemere* veya *döşek* olarak da adlandırılabilir. Şekil 2(a)'da simetrik burkulma deformasyonlarının ( $m = 1, 3$ ) *pq*, *rs* veya *tv* kesitlerinden herhangi birine göre simetrik olduğu görülmektedir. Diğer yandan simetrik ( $m = 1$ ) ve anti-simetrik ( $m = 2$ ) burkulma deformasyonları birlikte dikkate alındığında bahsedilen kesitlerde

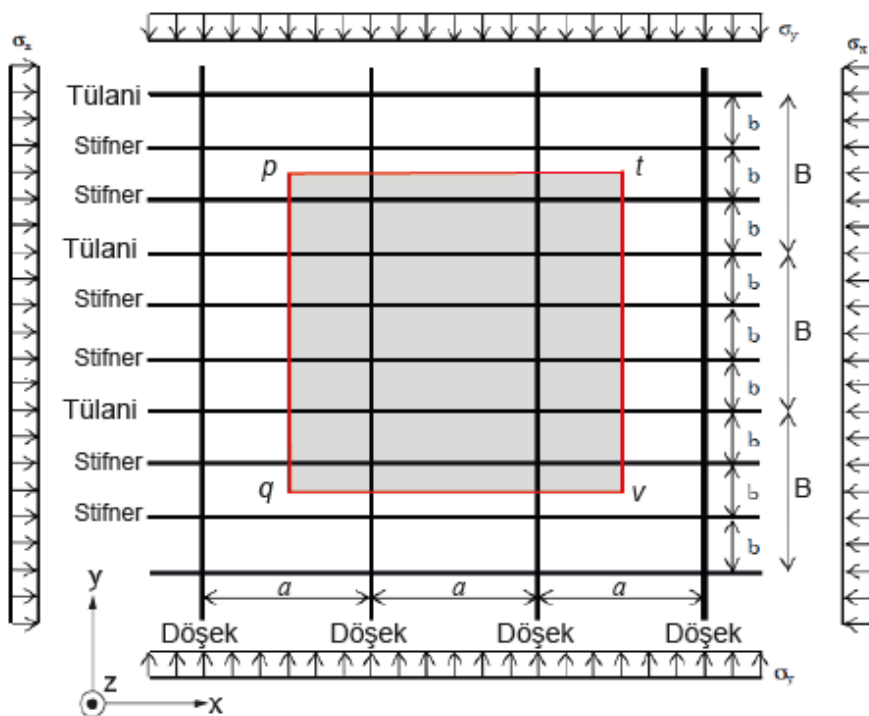
deformasyonların simetrisinden söz etmek mümkün olmayacaktır. Şekil 2(b)'de model sınırı olarak  $pq$  ve  $tv$  kesitleri ele alındığında deformasyonların bu kesitlerde birbirlerine eşit olduğu görülmektedir.



Şekil 2. Burkulma deformasyonları : (a) simetrik deformasyonlar, (b) simetrik + anti-simetrik deformasyonlar.

### 3. Modelleme Aralığı ve Sınır koşulları

Bu çalışma kapsamında  $1/2 + 1 + 1/2$  modelleme aralığı periyodik sınır koşulları ile Şekil 3'te gösterildiği gibi ele alınmıştır. Şekil 3'te gölgelendirilmiş alan SEY ile modellenecek aralıktır. Verilen şekilde boyuna derin elemanlar *tülani* olarak adlandırılmıştır. İki derin eleman arasını aralık olarak tanımlarsak  $1/2 + 1 + 1/2$  şeklinde belirtilen modelleme aralığı hem enine, hem de boyuna doğrultuda *yarım + tam + yarım* aralık şeklinde bir modellemeyi ifade eder, bkz Şekil 3. Kırmızı çizgiler modelin sınırlarını ifade etmektedir ve bu kenarlara periyodik sınır koşulları uygulanacaktır.  $\sigma_x$  boyuna yönde yüklemeyi,  $\sigma_y$  ise enine yönde yüklemeyi temsil etmektedir.



Şekil 3.  $1/2+1+1/2$  modelleme aralığı ve temsili yükler.

Periyodik sınır şartlarını daha iyi kavramak için Şekil 2(b)'ye tekrar bakmak gerekirse  $pq$  ve  $tv$  kesitlerinde deformasyonların burkulma dalga sayısına bakılmaksızın karşılıklı olarak birbirine eşit olduğu görülecektir.  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  eksenlerinde yer değiştirmeyi;  $\theta_x$ ,  $\theta_y$  ve  $\theta_z$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  eksenlerine göre dönmeyi temsil edecek şekilde periyodik sınır koşulu aşağıdaki gibi yazılabilir (Tanaka ve diğ. 2014).

- $p - t$  ve  $q - v$  (boyuna kenarlar) için  
 $v$ : kenarlar boyunca düzgün  
 $u_{pt}=u_{qv}$ ,  $w_{pt}=w_{qv}$  aynı  $x$  koordinatına sahip noktalarda  
 $\theta_{x(pt)}=\theta_{x(qv)}$ ,  $\theta_{y(pt)}=\theta_{y(qv)}$ ,  $\theta_{z(pt)}=\theta_{z(qv)}$  aynı  $x$  koordinatına sahip noktalarda
- $p - q$  ve  $t - v$  (enine kenarlar) için  
 $u$ : kenarlar boyunca düzgün  
 $v_{pq}=v_{tv}$ ,  $w_{pq}=w_{tv}$  aynı  $y$  koordinatına sahip noktalarda  
 $\theta_{x(pq)}=\theta_{x(tv)}$ ,  $\theta_{y(pq)}=\theta_{y(tv)}$ ,  $\theta_{z(pq)}=\theta_{z(tv)}$  aynı  $y$  koordinatına sahip noktalarda

Periyodik sınır koşulu için model aralığının geniş olması çözüm maliyetini artırırken, bir SEY programında uygulanması da göreceli olarak karmaşıktır. Diğer yandan modelleme ve sınır koşulu kaynaklı belirsizlikler en aza indirgenmiş olacaktır.

Şekil 3'te kalın düz çizgiler ile gösterilen tülani ve döşekler SEY ile doğrudan modellenmemiş, yerine uygun sınır şartları atanmıştır. Her ne kadar bu elemanlar levhanın sadece öteleme hareketine değil dönel hareketine de direnç gösterse, güvenli bölgede kalmak ve literatürde yer alan genel uygulamayı takip etmek adına basit mesnet kabulü ile bu elemanların geçtikleri hatlarda  $z$ -yönündeki deplasmanlar engellenirken dönme hareketi serbest bırakılmıştır.

#### 4. Sonlu Elemanlar Modeli

Stifnerli panellerin SE ortamında modellenmesi Tanaka ve diğ. (2014) ve Özdemir ve diğ. (2018) tarafından belirtilen şekilde yapılmıştır. Panel levhası üzerinde stifnerler arası mesafe 10'a bölünerek her bir elemanın kenar uzunluğu belirlenmiş ve levha üzerindeki tüm elemanların eş boyutlarda olması sağlanmıştır. Stifner gövdesi (web) ve alın laması (flange) kesitleri ise stifner boyutuna bakılmaksızın 6 elemana bölünmüştür.

##### 4.1. Başlangıç deformasyonu ve yükler

Stifnerli panellerin imalatı sırasında uygulanan kaynak işlemleri ve daha sonraki operasyonel sebepler dolayısıyla paneller üzerinde bir miktar başlangıç deformasyonları gözlemlenmektedir. Bu deformasyonların maksimum değerleri klas kuruluşları tarafından kısıtlanmıştır. Diğer yandan lineer olmayan SEY ile göçme analizleri yapılırken uygulanan aksenal yük sacın orta düzlemine uygulandığından başlangıç deformasyonları burkulmayı/göçmeyi tetikleyen bir mekanizma olarak görev yapacaktır.

Başlangıç deformasyonları sıklıkla levhanın yerel burkulması ile panelin global burkulma modunun üst üste bindirilmesi şeklinde uygulanmaktadır (Paik ve diğ. 2009; Yao ve diğ. 2011; Xu ve diğ. 2013). Diğer yandan, Ueda ve Yao (1985) imal edilmiş gerçek gemiler üzerinde yaptıkları ölçümlerde başlangıç kusurlarının burkulma mod şekillerinden farklı olduğunu belirtmiştir. Başlangıç kusurlarının zayıf-at modu (thin-horse mode) şeklinde olduğu belirtilmiştir. Zayıf-at modu şeklindeki başlangıç deformasyonları burkulma mod şekillerinde uygulanan başlangıç deformasyonlarına göre daha yüksek nihai mukavemet değerleri vermektedir. Hem daha güvenli bölgede kalmak hem de elde edilen

sonuçları Yao ve diğ. (2011) ile kıyaslayabilmek adına, başlangıç deformasyonları burkulma deformasyonlarının üst üste bindirilmesi ile elde edilmiştir. Başlangıç deformasyonları matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

Panel levhası üzerindeki toplam deformasyon:

$$W_{0p} = W_{0lokal} + W_{0glob}, \quad (2)$$

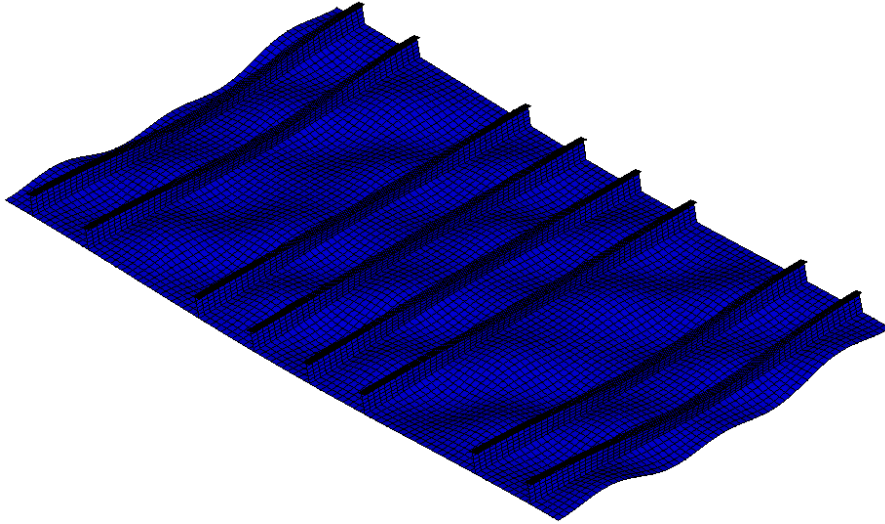
burada yerel levha burkulması şeklindeki başlangıç deformasyonu:

$$w_{0lokal} = A_{0maks} \sum_{m=1,3} A_{0m} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{\pi y}{b}\right), \quad (3)$$

global burkulma modu şeklindeki başlangıç deformasyonları ise:

$$w_{0glob} = B_0 \sin\left(\frac{\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{\pi y}{B}\right). \quad (4)$$

(3) ve (4) numaralı ifadelerde  $a$ ,  $b$  ve  $B$  sırasıyla iki enine derin eleman arası mesafeyi, stifnerler arası mesafeyi ve iki boyuna derin eleman arası mesafeyi temsil etmektedir, bkz Şekil 3. Tek eksenli boyuna veya enine yüklemelerde sırasıyla  $A_{03} = 1.0$  ve  $A_{01} = 1.0$  değerleri kullanılmıştır. İki eksenli yükleme halinde ise  $A_{01} + A_{03} = 1.0$  olmaktadır.  $B_0 = a/1000$  değeri tüm yükleme durumlarında kullanılmaktadır.  $A_{0maks}$  değeri ise Tanaka ve diğ. (2014)'e göre belirlenmiştir. Diğer yandan stifner için de burulmalı-burkulma (tripping) modu şeklinde başlangıç deformasyonu uygulanmıştır.



**Şekil 4.** Başlangıç deformasyonları uygulanmış tipik gemi paneli (deformasyon x 20).

Tüm başlangıç deformasyonlarının uygulandığı tipik bir gemi paneli Şekil 4'te gösterilmiştir. Şekil 4'te gösterilen panel  $1/2 + 1 + 1/2$  aralıklı ve T kesitli dört stifnerle sahiptir. Lineer burkulma analizlerinde ise başlangıç deformasyonlarının uygulanmasına gerek yoktur.

Stifnerli panel Şekil 3'te gösterildiği üzere  $x$  ve  $y$  yönlerinde düzlem içi yüklere maruz kalmaktadır. Yükleme oranları Yao ve diğ. (2011) ile aynı olacak şekilde seçilmiştir.

$$(\sigma_x: \sigma_y) = (1:0), (1:0.2), (1:0.41), (1:0.67), (1:1), (0.67:1), (0.41:1), (0.2:1), (0:1)$$

Verilen yükleme oranları hem lineer olmayan göçme analizlerinde hem de lineer burkulma analizlerinde uygulanmıştır. Yükleme oranlarını sabit tutabilmek amacıyla ANSYS bünyesinde yer alan



Arc-Length çözüm yöntemi lineer olmayan göçme analizlerinde kullanılmıştır. Lineer burkulma analizlerinde ise sadece yükler oransal bir şekilde uygulanmış, herhangi bir özel tekniğe gerek duyulmamıştır.

## 5. ANSYS Mechanical APDL Uygulaması

Bu kısımda geometrik model oluşturma, malzeme modeli ve eleman tipi atama ile ağ örgüsünün (meshing) nasıl oluşturulacağı gibi tüm yapısal analiz süreçlerinde ortak olan işlemlerin okuyucu tarafından bilindiği kabul edilmiştir. Bu aşamada verilen bilgiler lineer olmayan SEY ile panellerin göçme analizine yöneliktir.

SE modelinin oluşturulması sırasında stifnerler de dâhil tüm yapı kabuk (Shell) elemanlar ile modellenmiştir. ANSYS yazılımı içerisinde yer alan bi-lineer kabuk elemanı (Shell 181) ile tüm modelin ağ yapısı oluşturulmuştur. Shell 181 elemanının özellikleri için bkz ANSYS (2016) . Analizlerde kayma kitlenmesini engellemek amacıyla elemanlar üzerindeki sayısal integrasyonda tek bir Gauss noktası kullanılmıştır. Bu özellik Shell 181 elemanı için varsayılan ayardır. Kabuk elemanların kalınlık yönünde ise kullanılan sayısal integrasyon nokta sayısı beş olarak seçilmiştir.

### 5.1. Başlangıç kusurlarının uygulanması

Başlangıç kusurlarının uygulanması için öncelikle levha ve stifnerler üzerinde düğüm noktalarının ayrı ayrı toplam sayıları belirlenir. Bu işlem için “\*GET” komutu kullanılmaktadır. Daha sonra ise bir döngü yardımıyla bu düğüm noktalarının koordinatları uygun dizinler içerisine yazılır. Koordinatların dizinlere yazılması işleminde “\*VGET” komutu kullanılmıştır. Tüm düğüm noktalarının koordinatları belirlendikten sonra yeni bir döngü ile (2), (3) ve (4) numaralı ifadeler panel levhası üzerindeki her düğüm noktası için hesaplanır. (2) numaralı ifade ile elde edilen sonuç, ilgili düğüm noktası üzerine düşey ( $z$  –yönü) deplasman olarak uygulanır.

Benzer işlemler stifnerler için de tekrarlanır. Stifner başlangıç kusuru değerleri ise yatay ( $y$  –yönü) deplasman değerleri olarak ilgili düğüm noktasına uygulanır. Tüm başlangıç deformasyonları uygulandıktan sonra lineer-statik çözüm yapılarak deforme olmuş panel geometrisi elde edilir. Daha sonra ANSYS yazılımının “UPGEOM” komutu kullanılarak deforme olmuş (başlangıç deformasyonu uygulanmış) geometri lineer olmayan SEY analizleri için artık hazırdır.

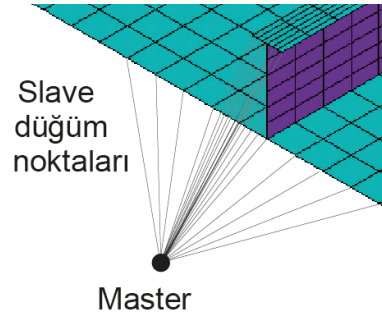
### 5.2. Periyodik sınır koşullarının uygulanması

Sınır koşullarının uygulanması sırasında enine ve boyuna derin elemanlar doğrudan modellenmemiş, onların yerine düşey yöndeki ( $z$  –yönü) deplasmanlar kısıtlanmıştır. Ayrıca enine derin elemanların stifnerleri kestiği noktalarda, stifner kesitinin levha ile dik açı yapacağı kabulü de yapılmıştır. Bu işlem için MPC (Multi Point Constraint) tekniği ile stifner ve enine derin elemanın birleştiği kesit üzerinde  $y$  – yönündeki deplasmanların düzgün dağılımı sağlanmıştır. ANSYS yazılımında MPC tekniği için “CP” komutu kullanılmıştır. Diğer yandan periyodik sınır koşulları da “CP” komutu kullanılarak uygulanmıştır. Sınır koşullarının uygulanması amacıyla panel üzerinde karşılıklı kenarlar üzerinde döngüler çevrilmiş, enine kenarlardan aynı  $y$  koordinatına sahip düğüm noktalarının ilgili serbestlik dereceleri birbirlerine eşitlenmiştir. Boyuna kenarlarda ise aynı  $x$  koordinatına sahip düğüm noktalarının ilgili serbestlik dereceleri birbirlerine eşitlenmiştir.

### 5.3. Yüklerin uygulanması

Yük uygulaması için ise “master” ve “slave” düğüm noktaları konsepti uygulanmıştır. Bu amaçla ANSYS yazılımı bünyesinde “TARGET” ve “CONTACT” elemanlar kullanılmıştır. Yükler hem lineer burkulma

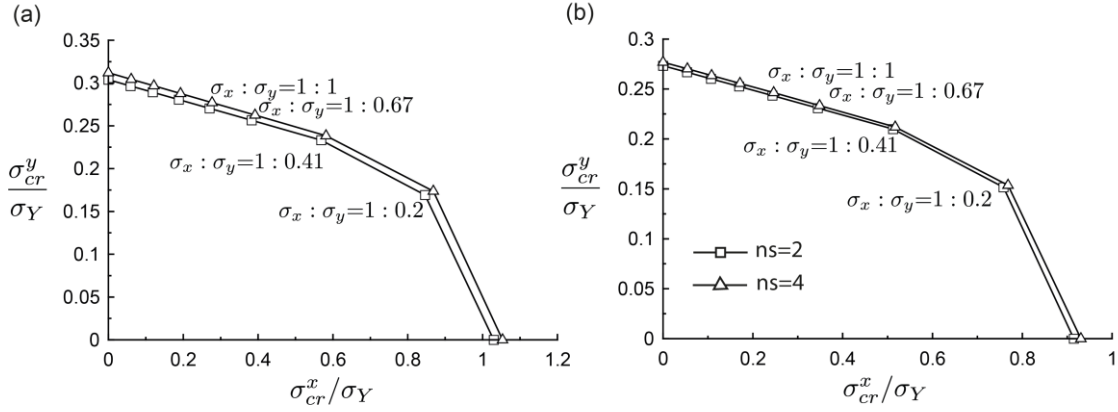
analizinde hem de lineer olmayan göçme analizinde “master” düğüm noktaları üzerine uygulanmış ve levha kenarındaki “slave” düğüm noktalarına aktarılmıştır. “Master” ve “slave” düğüm noktaları konsepti şematik olarak Şekil 5’te verilmiştir. Uygulanacak maksimum yük panel malzemesinin akma mukavemetine karşılık gelecek şekilde, uygulanan kenarın kesit alanı ile akma gerilmesi çarpılarak elde edilmiş, daha sonra “master” düğüm noktası üzerine kuvvet olarak uygulanmıştır. Uygulanan bu yüklemenin büyüklüğü hem lineer olmayan göçme analizinde, hem de lineer burkulma analizinde aynıdır.



Şekil 5. Master ve slave düğüm noktalarının temsili gösterimi.

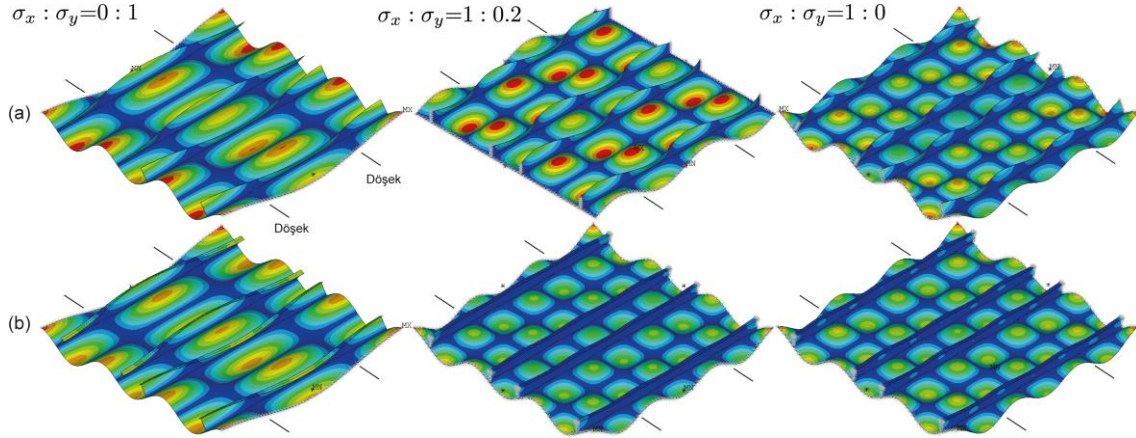
## 6. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

İlk olarak stifnerli panellerin iki eksenli yükleme altında burkulma davranışı incelenmiştir. Buradan elde edilen burkulma gerilmeleri lama profil kesitine ve T-profil kesitine sahip stifnerli paneller için Şekil 6(a) ve (b)’de sırasıyla verilmiştir. Verilen şekilde  $\sigma_{cr}^x$  ve  $\sigma_{cr}^y$  sırasıyla burkulma olduğu andaki  $x$  ve  $y$  yönündeki kritik burkulma gerilmelerini temsil etmektedir.  $\sigma_y$  ise panel malzemesinin akma gerilmesidir. Şekil 6’da açıkça görüldüğü üzere stifner sayısının burkulma gerilmesine etkisi çok düşük seviyede olmaktadır. Bunun sebebi ise ele alınan panellerde burkulma modunun stifner sayısından bağımsız olarak, Şekil 7 ve 8’de görüldüğü üzere panel levhasının yerel burkulması şeklinde olmasıdır. Yerel levha burkulmasında etkin parametreler levha boyutu, kalınlığı ve levhanın sınır koşulları olmaktadır. Stifner sayısının burkulma gerilmesi üzerinde etkin olduğu durumlar genellikle kalın levhaların fazla sayıda zayıf stifner ile desteklendiği, global burkulma gözlenen panellerdir. Bu panellerde stifner ile levhalar birlikte burkulmaya maruz kalır, bu konudaki detaylı analizler için bkz Özdemir (2018). Şekil 6(a) ve (b) kıyaslandığında lama kesitli stifnere sahip panellerin burkulma gerilmelerinin T-kesitli olanlara nazaran daha büyük olduğu görülmektedir. Bunun sebebi ise levhanın yerel burkulması sırasında stifner kesitlerinin dönmeye karşı gösterdiği direnç ile ilgilidir. Lama profile sahip stifnerlerin burulma rijitliği T-kesitli stifnere oranla daha yüksektir. Burulma rijitliği stifner gövdesinin (web) kalınlığı ile ilgilidir. Yine stifner sayısının burkulma gerilmesine etkisinin T-kesitli stifnerli panellerde daha düşük olması bununla ilgilidir. Ele alınan paneller için elde edilen burkulma mod şekilleri Şekil 7 ve 8’de verilmiştir. Burada tüm panellerde yerel levha burkulması gözlemlenmiştir. Verilen şekillerde tüm yükleme oranlarını vermek yerine enine yükleme, boyuna yükleme ve iki eksenli yükleme için ise sadece  $\sigma_x:\sigma_y = 1:0.2$  için burkulma mod şekilleri verilmiştir. Burada verilen yükleme oranı hariç tüm yükleme oranları için elde edilen burkulma mod şekilleri sadece enine yükleme sonucu elde edilen ile benzer olmaktadır. Yani iki döşek arasında tek bir burkulma dalgası oluşmaktadır. İki adet stifner ile desteklenmiş panellerde (Şekil 7),  $\sigma_x:\sigma_y = 1:0.2$  olduğunda ise iki döşek arası burkulma dalga sayısı lama profilli panelde  $m = 2$  iken T-kesitli profile sahip panelde  $m = 3$  olmaktadır.

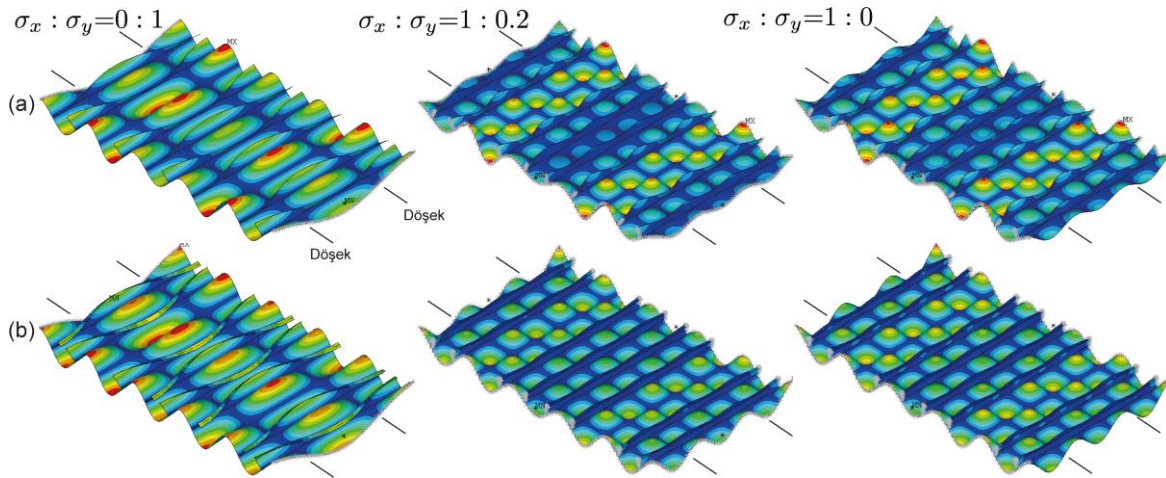


**Şekil 6.** İki eksenli yüklemeye altında burkulma gerilmesinin değişik yüklemeye oranları için değişimi: (a) lama profil, (b) T-kesitli profil.

Burkulma dalga sayısının üç ( $m = 3$ ) olduğu durumlarda simetrik sınır koşulları problemin çözümünde uygun sonuç verecek iken lama profilinde eğer simetrik sınır koşulları uygulanmış olsaydı  $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0.2$  yüklemeye oranı için mevcut burkulma modunu elde edemeyecektik. Bu burkulma modunun elde edilebilmesi için periyodik sınır şartlarının uygulanması gerekir.



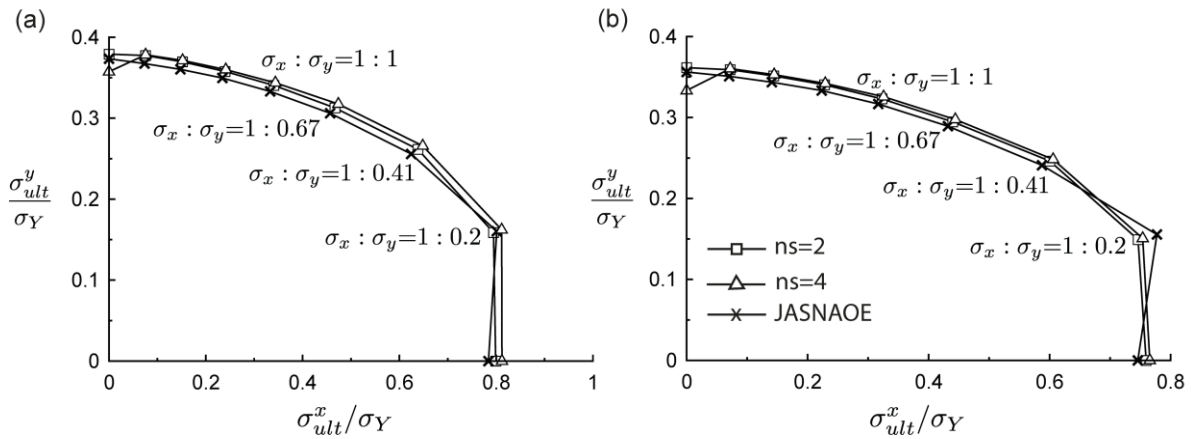
**Şekil 7.** İki eksenli yüklemeye altında burkulma mod şekilleri ( $ns = 2$ ): (a) lama profil, (b) T-kesitli profil.



**Şekil 8.** İki eksenli yüklemeye altında burkulma mod şekilleri ( $ns = 4$ ): (a) lama profil, (b) T-kesitli profil.

Stifnerli panellerin nihai mukavemet (göçme) analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir. İlk olarak stifnerli panellerin iki eksenli basma altında taşıyabilecekleri maksimum yükleri

belirten nihai mukavemet değerleri elde edilmiş ve Şekil 9'da Yao ve diğ. (2011) ile kıyaslanarak verilmiştir. Şekil 9'da  $\sigma_{ult}^x$  ve  $\sigma_{ult}^y$  ifadeleri sırasıyla  $x$  ve  $y$  yönlerindeki nihai mukavemet değerlerini ifade etmektedir. Burada Yao ve diğ. (2011) tarafından verilen referans sonuçlar "JASNAOE" ifadesi ile belirtilmiştir. Ele alınan referans çalışmada panelin iki adet stifnere sahip olduğu durumlar için sonuçlar verilmiştir. Ayrıca referans çalışmada başlangıç deformasyonlarının uygulanması, bu çalışma ile kısmen farklılık göstermektedir. Referans çalışmada başlangıç deformasyonları  $m = 1, 3$  ve  $5$  değerleri için ayrı ayrı hesaplanıp uygulanmış ve nihai mukavemet değerleri her durum için hesaplanmıştır. Elde edilen nihai mukavemet değerlerinden en küçük olanı ise panelin gerçek nihai mukavemeti olarak alınmıştır. Bizim alışmamızda ise iki eksenli yükleme altında başlangıç kusurları  $m = 1$  ve  $3$  değerleri için hesaplanıp st üste bindirilmiştir. Böylelikle çok fazla sayıda simülasyon yapılmamıştır. Bu çalışmada hangi göçme modu için nihai mukavemet değeri en düşük ise o mod için  $m$  değeri analiz sonucunda elde edilen göçme deformasyonlarında daha baskın olacaktır.

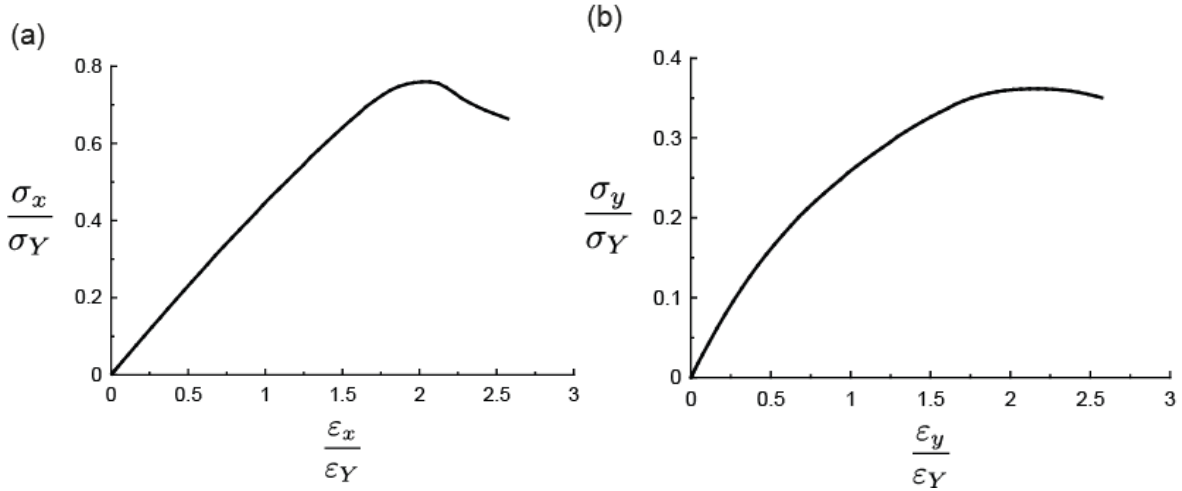


**Şekil 9.** İki eksenli yükleme altında nihai mukavemetin değişik yükleme oranları için değişimi: (a) lama profil, (b) T-kesitli profil.

Şekil 9'da görüldüğü üzere elde edilen nihai mukavemet değerleri referans sonuçlar ile uyum içerisinde dir. Stifner sayısının nihai mukavemet üzerine etkisi, burkulma gerilmesi üzerine olan etkisine kıyasla daha azdır.

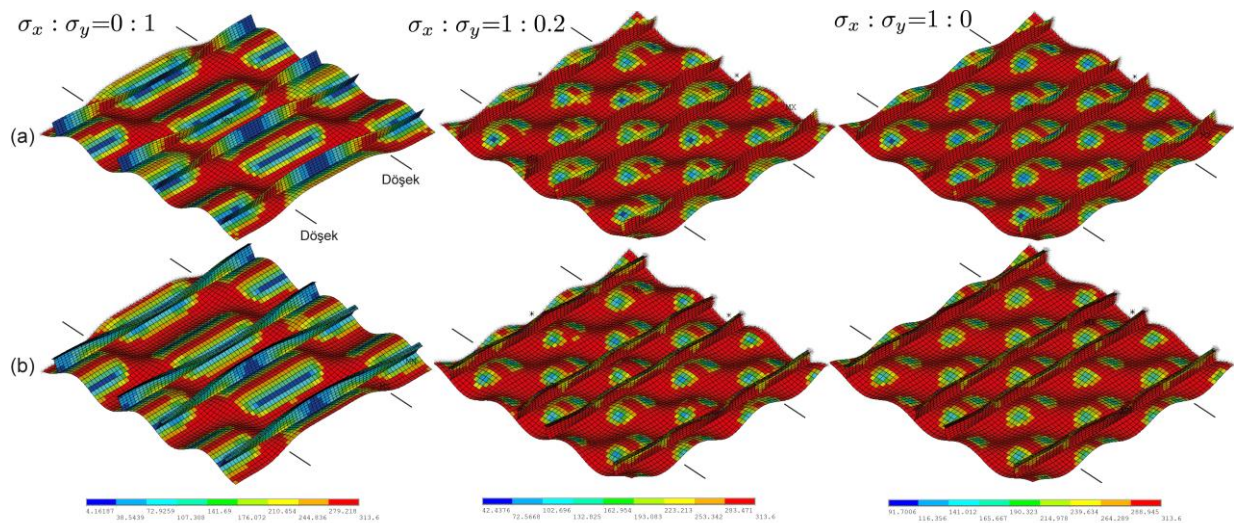
Özellikle stifner sayısının dört ( $ns = 4$ ) olduğu durumda,  $\sigma_x : \sigma_y = 0.2 : 1$  yükleme oranı için nihai mukavemetin sadece enine yöndeki yükleme durumuna ( $\sigma_x : \sigma_y = 0 : 1$ ) göre bir miktar daha yüksek olduğu gözlemlenebilir. Diğer yandan  $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0.2$  yükleme durumu için de nihai mukavemet değeri sadece boyuna yöndeki yükleme durumuna ( $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0$ ) göre bir miktar yüksek olmaktadır. Bu tür bir davranışın açıklaması Poisson oranı ile basitçe yapılabilir. Panel eğer sadece enine yükleme altında ( $\sigma_x : \sigma_y = 0 : 1$ ) ise panel Poisson oranının etkisi ile boyuna yönde ( $x$  –yönü) bir miktar genişleyecektir. Yükleme oranı  $\sigma_x : \sigma_y = 0.2 : 1$  olduğunda ise panelin boyuna yöndeki genişlemesi, başlangıçta boyuna yöndeki yüklemeye rağmen meydana gelmektedir. Yük miktarı kademeli olarak arttıa boyuna yöndeki genişleme durmakta ve panel boyuna yönde de sıkışmaya başlamaktadır. Panelin başlangıçta boyuna yönde sıkıştırılmaması fakat genişlemenin bir miktar bastırılması nihai mukavemet değerinin sadece enine yükleme olan duruma göre bir miktar daha yüksek olmasına olanak sağlamaktadır. Aynı mantıkla  $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0.2$  yükleme oranı için de nihai mukavemet değerindeki bir miktar artış açıklanabilir.





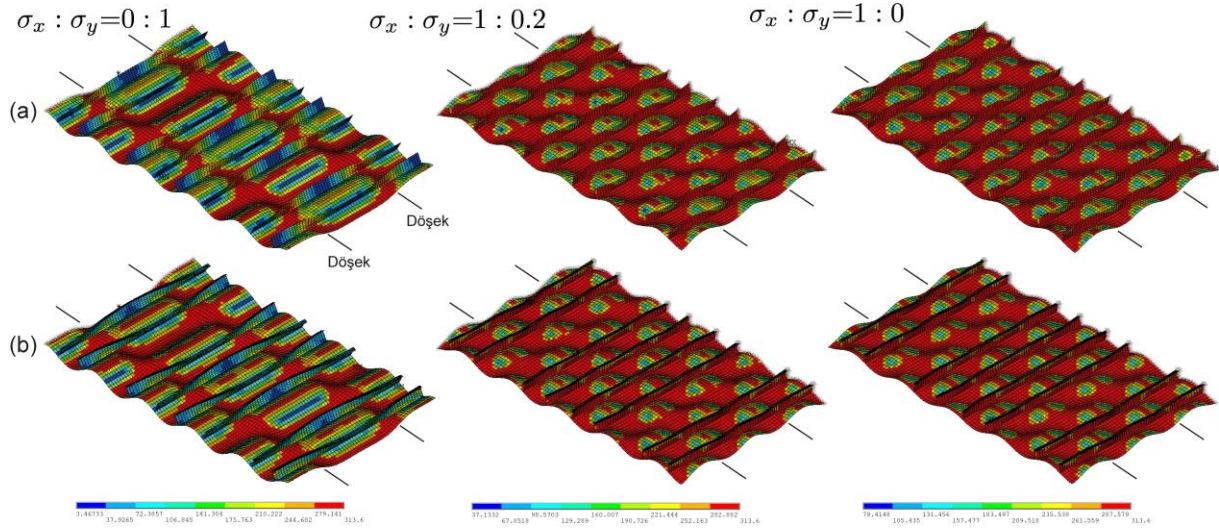
**Şekil 10.** T-kesitli iki stifnerli ( $ns = 2$ ) panel için gerilme-gerinim eğrileri: (a) boyuna yükleme ( $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0$ ), (b) enine yükleme ( $\sigma_x : \sigma_y = 0 : 1$ ).

Şekil 6 ile 9 kıyaslandığında enine yüklemenin baskın olduğu durumlarda elastik burkulma gerilmesinin nihai mukavemet değerine göre daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebini daha iyi açıklamak amacıyla Şekil 10'da bir panel için gerilme-ortalama gerinim eğrileri verilmiştir. Şekil 10(a)'da boyuna yükleme altında nihai mukavemet değerine ulaşmaya kadar eğrinin eğiminin neredeyse sabit kaldığı görülmektedir. Yani panelin dayanımını sabit kalmaktadır. Burkulmanın meydana geldiği nokta eğimin değişmeye başladığı nokta olarak görülebilir. Bu değer ise yaklaşık olarak  $\sigma_x / \sigma_y = 0.7$  olarak kabul edilebilir. Diğer yandan Şekil 10(b)'de görüleceği üzere eğim yaklaşık olarak  $\sigma_y / \sigma_y = 0.15$  civarında değişmeye başlamaktadır. Yani enine yükleme altında burkulmanın bu değer civarında meydana geldiğini söyleyebiliriz. Elastik burkulma gerilmesine göre bu değer oldukça küçük olduğu görülmektedir. Uygulanan başlangıç deformasyonları sebebiyle burkulma çok daha erken meydana gelmiştir. Panel, burkulmanın meydana gelmesi sonrası yük taşımaya devam etmektedir. Şekil 11 ve 12'den görüleceği üzere panel enine yükleme altında iken levha üzerinde bazı bölgeler plastik mafsalsi şekilde davranırken diğer bölgelerde gerilme değerleri çok düşük olmaktadır, yani elastik bölgededir.



**Şekil 11.** İki eksenli yükleme altında nihai durumdaki deformasyonlar ( $ns=2$ ): (a) lama profil, (b) T-kesitli profil.





**Şekil 12.** İki eksenli yükleme altında nihai durumdaki deformasyonlar ( $ns=4$ ): (a) lama profil, (b) T-kesitli profil.

Şekil 11 ve 12’de iki ( $ns = 2$ ) ve dört ( $ns = 4$ ) stifnerli paneller için nihai mukavemete ulaşıldığı anda göçme deformasyonları ve Von Mises gerilme dağılımları verilmiştir. Burada enine, boyuna ve  $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0.2$  yükleme oranı için deformasyonlar verilmiştir. Diğer yükleme oranları için göçme deformasyonları enine yükleme durumu ile benzer olmaktadır. Sadece gerilme dağılımlarında değişiklik olmaktadır. Verilen şekillerde kırmızı renkli bölgeler genel olarak plastik deformasyon gözlemlenen bölgelerdir. Enine yükleme durumunda minimum ve maksimum gerilme değerleri arasındaki farkın oldukça fazla olması sebebiyle panelin bazı bölgelerinin plastik mafsal şeklinde davrandığını söyleyebiliriz. Diğer yandan elastik burkulma analizi sonucu elde edilen burkulma dalga sayısı ile göçme analizleri ile elde edilen burkulma dalga sayıları panellerin çoğu için aynı olmaktadır. Sadece iki adet lama profil ile desteklenmiş panellerin  $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0.2$  yükleme oranında elastik burkulma analizi sonucu elde edilen burkulma dalga sayısı döşekler arasında  $m = 2$  iken, göçme analizinde bu değer  $m = 3$  olmaktadır. Bunun başlıca sebebi uygulanan başlangıç deformasyonlarının  $m = 3$  bileşenini içermesidir.

## 7. Genel değerlendirmeler

Stifnerli panellerin iki eksenli yükleme altında burkulma/göçme davranışları incelenerek elde edilen nihai mukavemet değerleri mevcut referans değerler ile karşılaştırılmış, sonuçların uyumlu olduğu gözlenmiştir. Panellerin burkulma ve göçme analizleri sonrasında elde edilen deformasyon şekilleri birbirlerine benzer iken; sadece tek bir yükleme oranında,  $\sigma_x : \sigma_y = 1 : 0.2$ , iki adet lama profil panel için deformasyonlar farklılık göstermektedir.

Stifner sayısının burkulma ve nihai mukavemet üzerinde etkisinin küçük olduğu, bu etkinin T- kesitli stifnerlerde nerdeyse önemsiz olduğu görülmüştür. Enine yüklerin baskın olduğu durumlarda nihai mukavemet değerinin elastik burkulma gerilmesinden büyük olduğu görülmüştür. Bunun sebebi ise enine yüklemenin baskın olduğu durumlarda, burkulma sonrası yükün plastik mafsal gibi davranan bölgelerce karşılanmasıdır.

## Teşekkür

Bu çalışmanın bir kısmı, yazarın Hiroşima Üniversitesi, Ulaştırma ve Çevre Sistemleri Bölümü, Yapısal Sistemler laboratuvarına gerçekleştirdiği ziyaret esnasında gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple desteklerinden dolayı Prof. Tetsuya Yao, Assoc. Prof. Satoyuki Tanaka ve Mrs. Septia H. Sujatanti'ye teşekkür ederim. Ayrıca akademik hayata nihai mukavemet konusu ile başlamama vesile olan ve beni destekleyen değerli hocam Prof. Dr. Ahmet Ergin'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

## 8. Kaynaklar

ANSYS. (2016). User's Manual Release 17.2.

Det Norske Veritas. (2005). Nauticus Hull user manual, PULS.

Fujikubo, M., Harada, M., Yao, T., Khedmati M.R., Yanagihara, D. (2005). Estimation of ultimate strength of continuous stiffened panel under combined transverse thrust and lateral pressure Part 2: Continuous stiffened panel. *Mar. Struct.* 18, 411–427.

Fujikubo, M., Yanagihara, D., Yao, T. (1999). Estimation of ultimate strength of continuous stiffened plates under thrust. *J. Soc. Nav. Achit. Jpn.* 185,203-212. (Japonca)

Fujikubo, M., Yanagihara, D., Yao, T. (1999). Estimation of ultimate strength of continuous stiffened plates under thrust (2<sup>nd</sup> report). *J. Soc. Nav. Achit. Jpn.* 186,631-638. (Japonca)

Fujikubo, M., Yao, T. (1999). Elastic local buckling strength of stiffened plate considering plate/stiffener interaction and welding residual stress. *Mar. Struct.* 12, 543–564.

Fujikubo, M., Yao, T., Khedmati M.R., Harada, M., Yanagihara, D. (2005). Estimation of ultimate strength of continuous stiffened panel under combined transverse thrust and lateral pressure Part 1: Continuous plate. *Mar. Struct.* 18, 383–410.

Harada M., Fujikubo M., Yanagihara, D. (2007). Development of a set of closed-form formulae for estimation of ultimate strength of a continuous stiffened panel under combined in-plane and lateral pressure. *ClassNK Tech. Bull.* 25, 11-21.

Özdemir, M. (2018). Elastic-plastic collapse analysis of stiffened ship panels. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Özdemir, M., Ergin, A., Yanagihara, D., Tanaka S., Yao T. (2018). A new method to estimate ultimate strength of stiffened panels under longitudinal thrust based on analytical formulas. *Mar. Struct.* 59, 510–535.

Paik, J.K., Kim, B.J., Seo, J.K. (2008). Methods for ultimate limit state assessment of ships and ship-shaped offshore structures: Part II stiffened panels. *Ocean Eng.* 35, 271-280.

Paik, J.K., Seo, J.K. (2009). Nonlinear finite element method models for ultimate strength analysis of steel stiffened-plate structures under combined biaxial compression and lateral pressure actions Part II: Stiffened panels. *Thin-Walled Struct.* 47, 998-1007.

Paik J.K., Thayamballi, A.K., Kim, B.J. (2001). Large deflection orthotropic plate approach to develop ultimate strength formulations for stiffened panels under combined biaxial compression/tension and lateral pressure. *Thin-Walled Struct.* 39, 215-246.

Tanaka S., Yanagihara, D., Yasuoka, A., Harada, M., Okazawa, S., Fujikubo, M., Yao T. (2014). Evaluation of ultimate strength of stiffened panels under longitudinal thrust. *Mar. Struct.* 36, 21–50.

Ueda Y., Yao, T. (1985). The influence of complex initial deflection modes on the behavior and ultimate strength of rectangular plates in compression. *J. Constr. Steel Res.* 5, 265-302.

Xu, M.C., Yanagihara, D., Fujikubo, M., Soares C.G. (2013). Influence of boundary conditions on the collapse behaviour of stiffened panels under combined loads. *Mar. Struct.* 34, 205–225.

Yao *et al.* (2011). Report of research committee for verification of ISO formulas to evaluate ultimate strength. The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers (JASNAOE).

## Hızlandırılmış Erozyon Testleriyle Malzemelerin Kavitasyon Erozyonu Özelliklerinin İncelemesi

Onur Usta<sup>1</sup>

ousta@dho.edu.tr<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Deniz Harp Okulu, Milli Savunma Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

### ÖZET

Bu çalışmada, kavitasyon ve kavitasyonun en olumsuz ve zararlı etkilerinden birisi olan kavitasyon erozyonunun deneysel olarak incelenmesi sunulmaktadır. Bu bağlamda, kavitasyon erozyonu oluşumu açıklanmış ve erozyon testlerinde kullanılan bazı matematiksel parametreler; kavitasyon sayısı, erozyon hızı ve erozyon şiddeti incelenmiştir. Farklı malzemelerin kavitasyon erozyonuna karşı dirençlerini test etmede kullanılan beş farklı yöntem bulunmaktadır. Bunlar en basitinden en gelişmiş olana doğru sıralanırsa, döner diskli cihaz ile gerçekleştirilen testler, titreşim cihazları ile ultrasonik ortam oluşturularak gerçekleştirilen testler, hava jeti tekniği, su jeti (kavitasyon jeti) tekniği ve kavitasyon tüneli testleridir. Çalışma kapsamında bu beş teknik incelenerek literatürden elde edilen örneklerle anlatılmıştır. Hava jeti tekniği ve su jeti tekniğine özel ilgi gösterilmiş, çalışma kapsamında İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde kurulan hava jeti ve su jeti deney düzenekleri ile gerçekleştirilen testlerden örnekler sunulmuştur.

**Anahtar kelimeler:** Kavitasyon erozyonu testi, kavitasyon sayısı, ASTM G134 standartları, su jeti test tekniği.

**Makale geçmişi:** Geliş 18/11/2019 – Kabul 15/12/2019

# Investigation of Cavitation Erosion Characteristics of Materials by Accelerated Erosion Tests

Onur Usta<sup>1</sup>

ousta@dho.edu.tr<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Naval Academy, National Defense University, Istanbul, Turkey

## ABSTRACT

In this study, an experimental investigation of cavitation erosion, which is one of the most negative and detrimental consequences of cavitation is presented. Within this context, cavitation and cavitation erosion formations are explained and some of the mathematical parameters used in erosion tests; cavitation number, erosion rate, erosion intensity are examined. There are five different test methods used to investigate the resistance of different materials to cavitation erosion. They can be sorted from the simplest to the most advanced as rotating disc apparatus, vibratory apparatus that generates an ultrasonic environment, air jet technique, water jet (cavitation jet) technique and cavitation tunnel tests. Within the scope of this study, these five techniques are investigated and explained with examples obtained from the literature. Special attention is payed to the air jet technique and water jet technique; examples from the tests carried out by the air jet and water jet test rigs which are built at ITU, the Faculty of Naval Architecture and Marine Engineering were presented.

**Keywords:** Cavitation erosion test, cavitation number, ASTM G-134 standards, water jet test technique.

**Article history:** Received 18/11/2019 – Accepted 15/12/2019

## 1. Giriş

Akışkanın hareketi esnasında herhangi bir bölgedeki basınç, buharlaşma basıncının altına düştüğü zaman o bölgede su içerisindeki çözünmüş yada serbest kabarcıklar gözle görülmeye başlar. Bu kabarcık oluşumu olayı, kavitasyon olarak adlandırılmaktadır. Oluşan kabarcıklar, basıncın daha yüksek olduğu bir bölgeye geldiğinde patlar ve boşalan yerlere akışkan hareket eder. Bu mekanik etki, yüzey üzerinde şiddetli basınç darbeleri oluşturarak malzeme üzerinde aşınmaya neden olur. Kavitasyon kabarcıklarının malzemede oluşturduğu aşınmaya kavitasyon erozyonu denilmektedir.

Kavitasyon; akış olan tüm sistemlerde görülmektedir ve gemi pervaneleri, pompalar, türbinler hatta insan vücudu için çok önemli bir olgudur (Vallier, 2013). Kavitasyonun olumsuz etkileri aşağıdaki gibi sıralanabilir;



- Performans kaybı,
- Gürültü oluşumu,
- Titreşim,
- Erozyon (aşınma).

Kavitasyon esnasında sıvının içerisinde yayılan dalgalar, etraftaki kabarcıkların dinamiğini de etkileyerek bir enerji değişimine sebep olmaktadır. Kabarcıkların patlamasıyla yayılan şok dalgaları, katı duvar yakınındaki kabarcıkları da etkilemekte ve onların da patlayarak yüzeyi aşındırmasına neden olmaktadır. Böylece, erozyon oluşumunda kabarcık kümelerinin etkileşimlerinin önemli etkisinin olduğu söylenebilir. Bu bilgiler ışığında erozyon, şok dalgası ile güçlü bir jet akışının bir arada gerçekleştiği, kabarcık patlaması ile yüzeyde aşınma yaratan bir olay olarak açıklanabilir (Vallier, 2013).

Kavitasyon erozyonu, kavitasyonun en ciddi problemi, en zararlı etkisidir. Malzeme yüzeyindeki hasar artan bakım maliyetlerine, performansta ciddi bir kayba, titreşim ve gürültünün aşırı derecede artmasına sebep olabilir. Erozyon başladığında akıştaki türbülansın ve yüzeydeki bozulmanın da artmasına sebep olmaktadır.

Erozyon, sadece kavitasyon tipi ve kavitasyonun fiziksel özelliklerine değil, malzeme özelliklerine de bağlı bir olgudur. Farklı malzemelerin kavitasyon erozyonu özelliklerini araştırma çalışmaları 1930'lu yıllarda başlamıştır ve o zamandan günümüze kadar büyük çoğunlukla su, nadiren de farklı akışkanlar kullanılarak çok geniş kapsamlı çalışmalar yürütülmüştür (Sreedhar ve diğ. 2017). Araştırmacılar erozyon olgusunu fiziksel olarak doğru bir şekilde anlamak ve erozyona daha dayanıklı, yeni malzemeler geliştirmek için uğraşmışlardır. Her yeni çalışmada kavitasyon erozyonu olgusunun daha da karmaşık olduğunu ve tahmininin zor olduğunu kanıtlayan yeni sonuçlara ve fiziksel arka planlara ulaşmışlardır (Dular, 2016). Bu çalışmalar kapsamında çeşitli erozyon test teknikleri ortaya konmuş ve böylece erozyon hakkındaki bilgi ve anlayış geliştirilmiştir.

Hızlandırılmış erozyon testi teknikleri, erozyon oluşumunu incelemek için kullanılan yöntemlerdir. Farklı malzemeler için gerçekleştirilen hızlandırılmış erozyon testleri ile, numunenin kısa bir süre içerisinde erozyona uğraması (yüzeyinin aşınması) sağlanır. Oysa gerçek durumda, örneğin bir pervanede, gözle görülür mertebede erozyonun çok uzun süre kavitasyonlu akışa maruz kaldıktan sonra oluşması beklenir.

Kavitasyon erozyonu testleri aşağıdaki hedefler doğrultusunda gerçekleştirilir: (Sreedhar ve diğ. 2017).

- Fiziksel olarak kavitasyon erozyonunun fiziğini anlamak,
- Malzemeleri kavitasyon hasarına (erozyonuna) dirençleri açısından sıralamak,
- Kolayca ölçülen malzeme özelliklerine sahip olan test edilmiş yüzeylerle daha önceden test edilmemiş malzemeler arasında bir korelasyon oluşturmak,
- Erozyon açısından daha zayıf malzemeler kullanarak test süresini kısaltmak ve sonrasında bu testlerden elde edilen sonuçlar ile erozyon hızı arasında ilişki kurarak kullanılan malzemenin erozyona karşı direncini tahmin etmek,
- Model ölçekte gerçekleştirilen testler ile tam ölçekte erozyon tahmininde kullanılacak düzeltme faktörleri geliştirmek,
- Erozyon hasarı ile çekme mukavemeti, akma dayanımı, gerilme enerjisi, sertlik, uzama, alanda azalma ve elastik modülü gibi fiziksel özellikler arasında korelasyon kurmak,
- Yeni erozyon modelleri geliştirmek.

Hızlandırılmış erozyon testleri en basitinden en gelişmiş olana doğru sıralanırsa, döner diskli cihaz ile gerçekleştirilen testler, titreşim cihazları ile ultrasonik ortam oluşturularak gerçekleştirilen testler, hava jeti tekniği, su jeti (kavitasyon jeti) tekniği ve kavitasyon tüneli testleridir. Çalışmanın ana amacı bu test tekniklerini detaylıca ele almaktır.

Kavitasyon erozyonu testlerinin bilimsel bir geçerliliğinin olması için belli bir standarda göre gerçekleştirilmiş olması ve tekrarlanabilir olabilmesi gerekmektedir. Amerikan Test ve Malzeme Kurumu (American Society for Testing and Materials, ASTM), dünya çapında kabul gören kavitasyon erozyonu test yöntemleri standartlarını ortaya koymuştur. Titreşim cihazlarıyla yapılan ultrasonik testler (ASTM G32-10, 2010) ve su jeti ile gerçekleştirilen kavitasyon erozyon testleri (ASTM G134-95, 2010) malzemelerin kavitasyon erozyonuna karşı direnç özelliklerinin incelenmesinde kullanılan en yaygın iki tekniktir (Choi ve diğ., 2012).

## 2. Kavitasyon ve Kavitasyon Erozyonu Oluşumu

### 2.1 Kavitasyon sayısı – kavitasyon oluşumu ilişkisi

Fiziksel olarak kavitasyon, yerel basınç düşüşü nedeni ile sıvıdan buhara faz değişimi olayıdır ve sebebi sıvı içerisindeki nükle denilen küçük gaz çekirdekleridir (Plesset ve Prosperetti, 1977). Çekirdekler, çapları  $10^{-3}$  ile  $10^{-1}$  mm arasında değişen, gaz ve buhar içeren küçük kabarcıklardır (Vallier, 2013). Eğer bir kavitasyon kabarcığı, kendi buharlaşma basıncından daha düşük statik basınca sahip bir bölgeye girerse büyümeye başlar. Belli bir büyüklüğe ulaştuktan sonra da patlar. Bu durum, akış koşullarına bağlı olarak farklı kavitasyon formlarına neden olabilir. Her bir kabarcık yanındaki davranışını ve stabilitesini etkiler, böylece tek bir kabarcığın hareketi bile tüm akışı etkilemiş olur.

Brennen (1995) çalışmasında, kavitasyon başlangıcı için kabarcık yapısının boyutunun ve dağılımının en önemli faktörler olduğunu vurgulanmıştır. Kavitasyon oluşumu için bir diğer önemli parametre de akışın türbülans seviyesidir. Türbülans karışımı, türbülanslı sınır tabaka içindeki kabarcık sayısını arttırarak kavitasyon oluşumunu etkilemektedir (Franc, 2006).

Herhangi bir akışkan içerisinde kavitasyonun başlayıp başlamadığı o noktadaki yerel basınç ile sıvının buharlaşma basıncı kıyaslanarak anlaşılabilir. Kavitasyonun başlaması için akışkan içerisindeki bir noktadaki basıncın akışkanın buharlaşma basıncına eşit veya akışkanın buharlaşma basıncından daha küçük olması gerekmektedir. Kavitasyon oluşumu ve kavitasyonun şiddeti boyutsuz kavitasyon sayısı ile ifade edilmektedir. Kavitasyon sayısı matematiksel olarak ifade edilirse;

$$\sigma = \frac{\Delta P}{q} \quad (1)$$

Burada  $\Delta P$  statik basıncı,  $q$  ise dinamik basıncı ifade etmektedir ve

$$\sigma \leq \frac{\Delta P}{q} \quad (2)$$

olduğu durumda kavitasyon oluşumu başlamaktadır. Statik ve dinamik basınç bileşenleri açık şekilde yazıldığında, kavitasyon sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (3)$$

Burada  $P$ , referans noktasındaki ortam basıncını yani akış içerisindeki suyun basıncını,  $P_v$  ise suyun sıcaklıkla değişen buhar basıncını temsil etmektedir.  $\rho$  ve  $U$  ise sırasıyla suyun yoğunluğu ve akış hızıdır.

Erozyon testlerinde kavitasyonun hangi akış koşullarında başlayacağı, test türü ne olursa olsun statik basıncın dinamik basınca oranı ile hesaplanmaktadır. Ancak hesaplamalarda kullanılan büyüklükler değişkenlikler gösterebilmektedir. Örneğin, kavitasyon tüneli testlerinde dönen bir pervaneye gelen akış neticesinde pervane üzerinde ve etrafında kavitasyon oluşmaktadır. Dolayısıyla burada kavitasyon oluşumu incelenirken pervanenin dönüş hızı ve çapı da hesaba katılmalıdır. Su jeti testlerinde ise sabit şekilde duran bir numuneye yüksek hızda su püskürtülmekte, ortam basıncı ve püskürtülen suyun basıncı (hızı) kavitasyon oluşumunu doğrudan etkilemektedir. Kavitasyon tüneli testleri ve su jeti testlerinde kullanılan kavitasyon sayısının hesabına biraz daha değinmek gerekirse;

Kavitasyon tüneli testlerinde kavitasyon sayısı, (3) denkleminde akış hızı yerine pervane devri ve çapı yazılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho [V_A^2 + (0.7\pi nD)^2]^2} \quad (4)$$

Burada;  $V_A$  pervaneye gelen ortalama akış hızı,  $n$  pervane devir sayısı,  $D$  ise pervane çapını temsil etmektedir.

Su jeti deneylerinde ise nozuldan çıkan akış hızı dinamik basıncı belirlemede tek parametredir. Su jeti deneylerinde kavitasyon sayısı;

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (5)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır (Momma, 1991; Momma ve Lichtarowicz, 1995). Burada  $P_1$  ve  $P_2$  sırasıyla nozuldan çıkan suyun basıncını ve kavitasyon kabı içerisindeki suyun basıncını temsil etmektedir. Kavitasyon kabı içerisindeki suyun buharlaşma basıncı, kavitasyon kabının iç basıncından çok daha küçüktür. Kavitasyon kabı içerisindeki basınç ise nozuldan püskürtülen suyun basıncına göre çok küçüktür (nozuldaki püskürtülen suyun basıncı pompa basıncına eşit kabul edilmektedir). Bu bilgiler ışığında su jeti testlerindeki kavitasyon sayısı yeniden düzenlendiğinde, aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Momma, 1991; Momma ve Lichtarowicz, 1995).

$$P_v \ll P_1 \text{ ve } P_v \ll P_2 \quad \sigma = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2} = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_v} \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{P_{iç}}{P_{giriş}} = \frac{P_{test kabı}}{P_{nozul}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (7)$$

Buna göre su jeti testlerinde kavitasyon sayısı, testin gerçekleştiği ortamın basıncının nozuldan püskürtülen suyun basıncına bölünmesi ile doğrudan hesaplanabilmektedir (Momma, 1991).

Kavitasyon sayısı sabitken, kavitasyonun jet uzunluğundaki değişim çok çok küçüktür. Buna göre nozul ile numune arasındaki maksimum erozyonu veren mesafe tespit edilebilir. Bu mesafe sabit tutularak, farklı kavitasyon sayılarında (farklı  $P_1$  ve  $P_2$  basınçlarında) erozyon testleri gerçekleştirilebilir (Momma, 1991). Literatürde su jeti ile kavitasyon erozyonu incelemesi yapılan pek çok çalışmada (Choi ve diğ., 2012; Momma, 1991; Momma ve Lichtarowicz, 1995; Mottlyll ve R. Skoda 2016; Soyama, 2013; Kang, 2018; Hutli ve diğ., 2018; Usta, 2018) kavitasyon sayısının hesaplanmasında yukarıda verilen (7) eşitliği

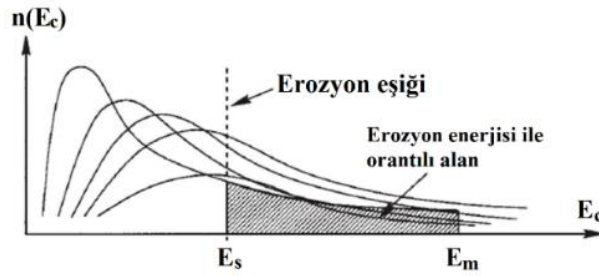
kullanılmaktadır. Bununla birlikte, oluşan kavitasyonun etkisiyle numune yüzeyinde meydana gelen erozyonda nozul ile numune arasındaki mesafe ve numune çapının da doğrudan etkili olduğu bilinmektedir.

## 2.2 Kavitasyon erozyonu oluşumu

Tukker ve Kuiper (2004), kavitasyonun erozyona yol açacak kadar şiddetli olması için aşağıda verilen üç temel şartı sağlaması gerektiğini söylemiştir:

- Katı yüzeyine çok yakın bir yerde oluşmalıdır,
- Kavitasyon kabarcığının patlama hızı yeterince yüksek olmalıdır,
- Patlamanın olduğu alan küçük olmalıdır.

Hammitt'in (1963) yaklaşımına göre, erozyon potansiyeli ( $E_c$ ), ancak belirli bir eşik değerinin ( $E_s$ ), üzerinde olduğunda erozyon gerçekleşir. Bu eşik değeri esasen kavitasyon türüne değil, kabarcık patlamalarının şiddetine ve erozyonun gerçekleştiği yüzeyin malzeme özelliklerine bağlıdır. Şekil 1, Hammitt'e göre enerji spektrumu ve kavitasyon erozyonu ile ilişkisini göstermektedir.



Şekil 1. Enerji spektrumu - kavitasyon erozyonu ilişkisi (Hammitt, 1963).

Şekil 1'de dikey eksendeki  $n(E_c)$  kabarcık sayısı, yatay eksen ( $E_c$ ) ise erozyon potansiyelini temsil etmektedir.  $E_m$  ise kavitasyon patlamalarının oluşturduğu enerjiyi göstermektedir. Grafik, ancak belli bir eşik şiddetinden yüksek şiddetteki patlamaların malzemede erozyon oluşturduğunu göstermektedir. Erozyon testleri gerçekleştirilirken bu şartın sağlanması ve malzemenin yapısal özelliklerine göre değişen eşik şiddetinin üzerinde bir şiddette kabarcık patlamalarına maruz bırakılması gerekmektedir.

## 2.3 Erozyon hızı ve erozyon şiddeti

Kavitasyon erozyonu testleri sonrasında, akış koşullarının veya farklı malzemelerin özelliklerinin kıyaslanabilmesi için "erozyon hızı" ve "erozyon şiddeti" kavramları ortaya konmuştur. Lichtarowicz (1972), erozyonun verilen bir zamandaki ağırlık kaybı ile sayısal olarak kıyaslanabileceğini belirtmiştir. Sonrasında da çeşitli araştırmacılar erozyonu malzemelerin ilk ağırlıkları ile deney sonrası ağırlıkları farkının deney süresine bölünmesi ile elde ettikleri erozyon hızları ile kıyaslamışlardır.

$$\text{Erozyon hızı (EH)} = \frac{\text{ağırlık kaybı (gr)}}{\text{test süresi (dk)}} = \frac{\Delta m}{t} \quad (8)$$

Yüzey inceleme teknolojisindeki gelişmeler ile birlikte ağırlık kaybına ilaveten yüzey pürüzlülüğü incelenerek de erozyon hakkında sayısal yargılara varılabileceğini gösteren çalışmalar ortaya çıkmıştır. Mottyll ve Skoda (2016), erozyon testleri sonrasında yüzey üzerinde oluşan en derin çukurun derinliğinin numune çapına oranını optik profilometre ile belirleyerek erozyon şiddeti kavramını ortaya çıkartmıştır. Buna göre erozyon şiddeti aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$\text{Erozyon şiddeti (EŞ)} = \frac{\text{en derin çukurun yüksekliği } (\mu\text{m})}{\text{numune çapı (mm)} * \text{test süresi (dk)}} = \frac{h_{\text{maks}}}{D_{\text{numune}} * t} \quad (9)$$

Eğer kullanılan numunelerin boyutları aynı ise erozyon şiddeti yüzey üzerindeki en derin çukurun yüksekliğinin test süresine bölümü ile elde edilmektedir.

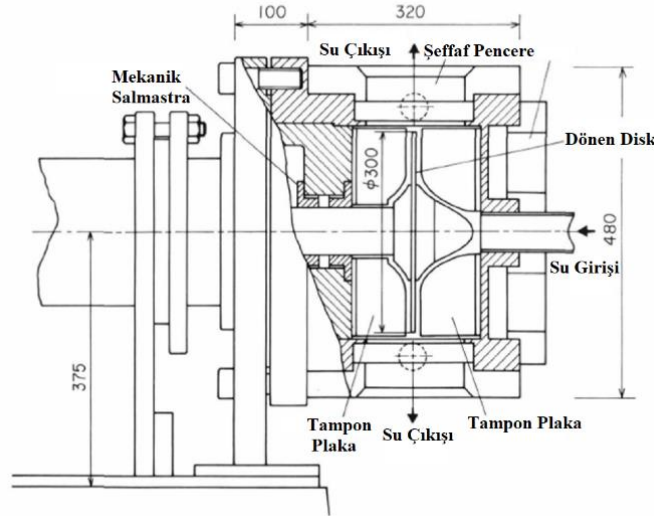
### 3. Hızlandırılmış Erozyon Testi Yöntemleri

Önceki bölümde verildiği gibi, mühendislik malzemelerinin kavitasyon erozyonuna karşı dirençlerinin incelenmesinde 5 farklı yöntem kullanılmaktadır.

#### 3.1 Döner diskli cihaz ile kavitasyon erozyonu testi

Döner diskli cihazlar, hidrolik makinelerde gerçek akış koşullarının oluşturulmasını sağlayan bir hızlandırılmış erozyon testi yöntemidir. Hidrolik türbinler ve pompalar gibi döner makinelerde erozyonu simüle etmek için en yaygın olarak kullanılan yöntemdir (Rashed ve diğ., 2016). Pek çok araştırmacı döner diskli erozyon test cihazı kullanarak çeşitli mühendislik malzemelerinin erozyon dayanımlarını inceleyen çalışmalar gerçekleştirmiştir.

Shima ve diğ. (1992), Şekil 2’de şeması verilen döner diskli cihazı kullanarak ortam sıcaklığı, hız ve statik basıncın; paslanmaz çeliğin kavitasyon davranışı ve erozyon hızı üzerindeki etkilerini incelemiştir.



Şekil 2. Döner diskli erozyon testi cihazı şeması (Shima ve diğ., 1992).

Deneyleri 65.4–77.6 m/s gibi oldukça yüksek hızlarda gerçekleştirmelerine rağmen erozyon oluşumu ile ilgili bir sonuca rastlamamışlardır.

Iwai ve Okada (1987), Rao ve Rao (1981) hız; Hansen ve Rasmussen (1968) havanın içeriği; Lichtman ve Weingram (1964), Lightman ve diğ., (1961), Rao ve diğ., (1980), Wood ve diğ., (1967) test süresi; Rao ve Buckley (1987) ise ölçek etkilerini incelemiştir.

Bazanini ve diğ., (2008) daha gelişmiş bir döner disk cihazı ile metal numunelerde test süresine karşılık kütle kaybını kavitasyonlu akış diyagramları oluşturarak göstermiştir. 25 saat süresince teste tabi tutulan alüminyum, pirinç ve dökme demirden imal edilen numunelerin yüzeylerinde oyuklaşmalar görülmüştür. Çalışmada test edilen tüm numunelerde erozyon olduğu, bunun yanında alüminyumdaki kütle kaybının beklenenden daha az olduğu belirtilmiştir.

Vatankhah ve diğ., (2011), Şekil 3 ile verilen döner disk cihazı ile iki farklı polimerik boyanın direnç özelliklerini incelemiştir.





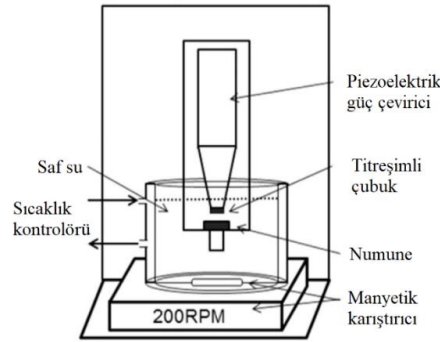
**Şekil 3:** Döner disk cihazı (Vatankhah ve diğ., 2011).

Döner diskli cihazlar, hidrolik türbinler ve pompalar gibi döner makinelerde erozyonu simüle etmek için geliştirilen en iyi teknik gibi görünmektedir (Rashed ve diğ., 2016). Yöntemin çalışma prensibi ve kullanım alanı ile ilgili daha kapsamlı bilgiye Rashed ve diğ., (2016) He ve Hammitt (1982), Hart ve Whale (2007) kaynaklarından ulaşılabilir.

### 3.2 Titreşim cihazları ile kaviteasyon erozyon testi – ASTM-G32

Amerikan Test ve Malzeme Kurumu (ASTM), 1898 yılında kurulmuş, 100'den fazla ülkeden 30.000'den fazla üyeye sahip, çeşitli testler için standartlar geliştiren uluslararası bir kuruluştur. Malzemeler, ürünler, sistemler ve hizmetler için standartlar geliştirmekte ve yayınlamaktadır (ASTM, 2019).

ASTM-G32 yöntemi, bir sıvı içerisine batırılmış yüksek frekansta titreşen bir çubuk vasıtasıyla numunenin yüzeyinde kaviteasyon hasarı oluşmasına dayanmaktadır. Çubuğun yüksek frekanslı titreşimi, sıvıda kaviteasyonun oluşumunu başlatmakta, patlayan kaviteasyon kabarcıkları numunede erozyon oluşumuna neden olmaktadır (ASTM G134-95, 2010; Taillon ve diğ., 2016). Şekil 4'te ASTM-G32 standartlarına göre oluşturulmuş bir erozyon test düzeneği verilmiştir.



**Şekil 4:** ASTM G32 standartlarına göre oluşturulmuş bir titreşim cihazı erozyon test düzeneği elemanları (Taillon ve diğ., 2016).

ASTM G32, düşük maliyeti ve kullanım kolaylığı nedeniyle kaviteasyon erozyonu incelemelerinde sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem kullanılarak gerçekleştirilen ilk çalışmalar arasında en çok bilineni Zhou ve Hammitt'in (1963) karbon çeliğinin farklı sıcaklıklarda çeşitli sulu çözeltiler içerisindeki erozyon oluşum hızlarını incelediği çalışmadır. Hattori ve diğ. (2009) ise bir titreşimli test cihazı kullanarak çeşitli kaviteasyon sayılarında kaviteasyon kabarcıkları kaynaklı darbe yükleri testleri gerçekleştirmişlerdir. Laguna-Camacho ve diğ. (2013), saf alüminyum, St-104, St-4340, Al-6082 gibi farklı mühendislik malzemelerinin kaviteasyon erozyonuna dirençlerini incelemişlerdir. Dular (2016) ise, sıcaklığın kaviteasyon erozyonu üzerine etkisini ASTM G32 standartlarında, radyal kesitli bir deney düzeneğinde alüminyum numuneler ile incelemiştir. Çalışma 30°C ile 100°C sıcaklık aralığında su kullanılarak gerçekleştirilmiş ve maksimum kaviteasyon erozyonunun 60°C de olduğu sonucuna varılmıştır.

Azar ve diğ. (2017), İTÜ Kimya Metalurji Fakültesi'nde kurdukları Şekil 5'te gösterilen titreşimli erozyon test cihazı ile metal numuneler yüzeyindeki droplet adı verilen çok küçük damlacıkların kaviteasyon

erozyonuna etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 3.5 saat süredeki erozyon testlerinden sonra numune yüzeyleri optik profilometre ve elektron mikroskobu ile taranmış ve yüzeyde 100 µm yüksekliğinde çukurlar olduğu görülmüştür. Çalışmada, dropletlerin erozyonun başlaması ve büyüklüğündeki rolünün yeri ve şekline göre değiştiği sonucu elde edilmiştir.



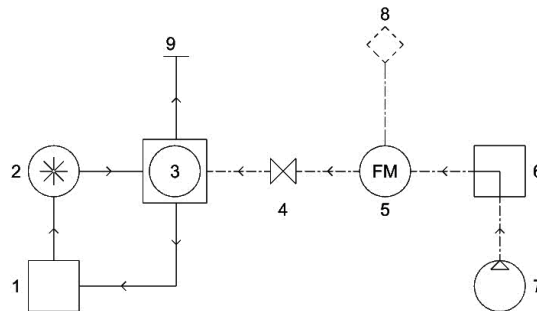
**Şekil 5:** İTÜ Kimya Metalurji Fakültesi'ndeki titreşimli erozyon testi cihazı.

### 3.3. Hava jeti ile kaviteasyon erozyonu

Hava jeti test düzeneği, içi sıvı (genellikle su) ile doldurulmuş bir basınçlı kap içerisine basınçlı hava üflenerek kaviteasyon oluşturulmasını temel almaktadır.

Bu teknik kullanılarak gerçekleştirilen tek çalışmada Usta ve diğ. (2017), akrilik malzemeden imal edilen (Şekil 7'de verilen) kaviteasyon kabının içerisine yerleştirilen nozul vasıtasıyla yüksek basınçta hava üfleyerek erozyon testleri gerçekleştirmişlerdir. Bu bölümde anlatılan hava jeti ile kaviteasyon erozyonu deneyleri, İTÜ Gemi İnşaatı Fakültesi'nde bulunan İlham Artüz Deniz Bilimleri Laboratuvarında kurulan hava jeti test düzeneği ile gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6'dan incelenebileceği üzere test kabı içerisindeki hava ve suyun sirkülasyonu hava girişi (nozül), hava çıkışı, su girişi (peristaltik pompa) ve su çıkışı şeklinde kapalı bir çevrim ile sağlanmaktadır. Su tankından (1) peristaltik pompa (2) ile sabit bir debi ve basınçta basınçlı kaba (3) alınan su, test kabından tekrar su tankına gönderilmektedir. Hava kompresöründen (7) basınç regülatörüne (6) gelerek basıncı ayarlanan havanın, debi metrede (5) debisi ve basıncı istenen düzeye getirilerek, nozul vasıtasıyla basınçlı kaba (3) püskürtülmektedir. Test kabı üzerindeki hava tahliye borucuğu ile tahliye olan hava ise su tankına gitmektedir. Böylece, hava için de kapalı bir çevrim oluşturulmuştur. Kaviteasyon erozyonu test ünitesinin şeması Şekil 6 ile verilmiştir.

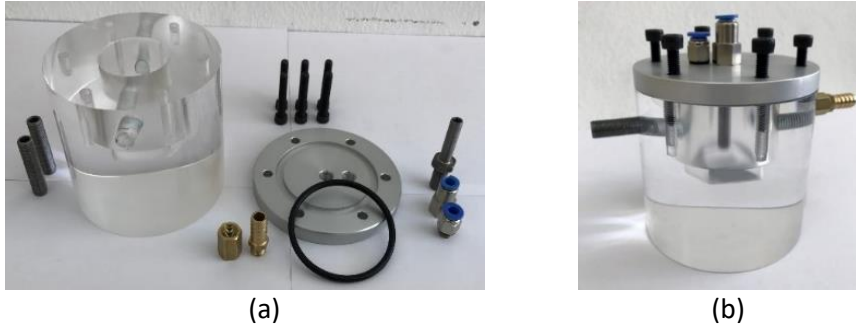


**Şekil 6:** Hava jeti ile kaviteasyon erozyonu test ünitesi şeması.

1 – Su tankı    2 – Peristaltik pompa    3 – Test kabı    4 – Açma kapama valfi    5 – Debi metre  
6 – Basınç regülatörü    7 – Hava kompresörü    8 – Basınç ayarlama valfi    9 – Hava çıkışı

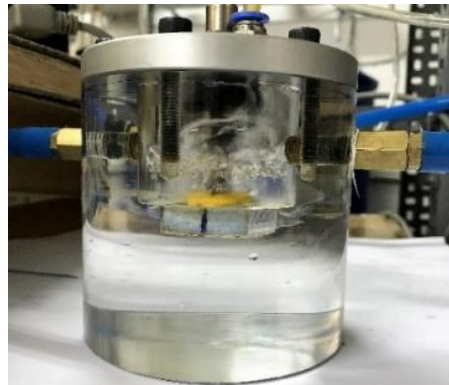
Tüm fiziksel olayın gerçekleştiği yer olan test kabının boyutları, kavitasyon erozyonu testlerinde kullanılacak numune boyutları ile akışkanın fiziksel büyüklükleri (basınç, hız vb.) göz önünde bulundurularak belirlenmiştir.

Şekil 7'de gösterilen test kabı, deney ortamının dışarıdan gözlemlenmesine elverişli olacak şekilde, işleme kolaylığı ve malzeme dayanımı da göz önünde bulundurularak, akrilik malzemeden imal edilmiştir. Akrilik malzemenin 3 eksenli CNC'de işlenmesi ile imal edilen test kabının yüksekliği 80 mm, çapı ise 100 mm'dir. Tamamen kapalı bir çevrim şeklinde gerçekleştirilen testlerde su çevrimi, peristaltik pompa kullanılarak sağlanmıştır. Hava ise kompresör ile basınçlandırılmıştır. Havanın debisi akış ölçer, basıncı ise basınç ölçer ile kontrol edilmiştir. Deney düzeneği için basınç ve su seviyesi, kontrollü deney düzeneğine uygun olacak şekilde sürekli hale getirilmiştir.



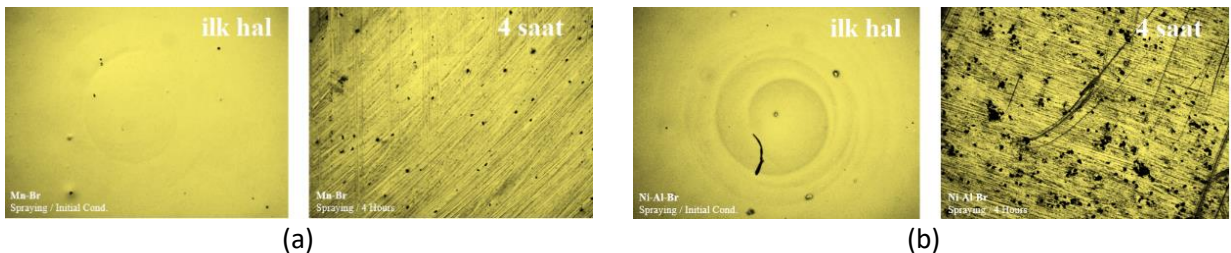
Şekil 7: (a) Test kabını oluşturan parçalar, (b) Test kabının son hali (Usta, 2018).

Usta ve diğ. (2017), farklı teknikler ile boyanan bakır alaşımli Cu1 (Mn-Br) ve Cu3 (Ni-Al-Br) malzemelerinin farklı test sürelerinde erozyon testlerini gerçekleştirmiştir. Numuneler aynı akrilik boya ile daldırma, sprej (püskürtme), fırça, kalem ile boyama gibi teknikler ile boyanmıştır. Farklı nozul ucu mesafeleri ve hava basıncı koşullarında, malzeme ve boyama tekniğinin kavitasyon erozyonu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Her 4 saatlik testten sonra numune yüzeyleri ışık mikroskobu ile analiz edilmiştir. Şekil 8'de testlerden bir görüntü sunulmaktadır.

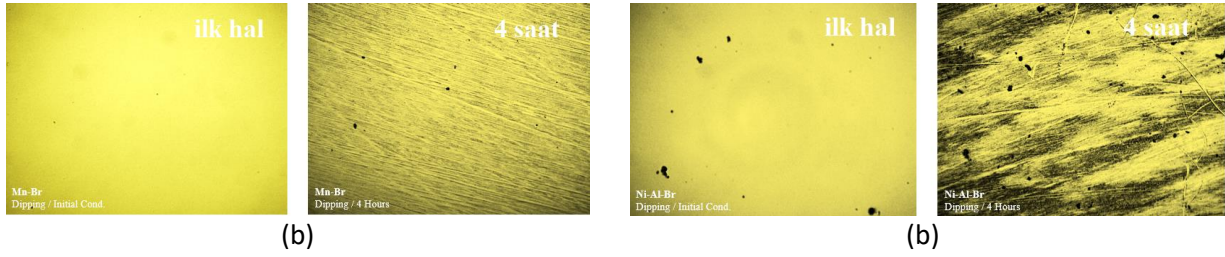


Şekil 8: Daldırma tekniği ile boyanmış Cu3 numunesi ile kavitasyon erozyonu testi (Usta, 2018).

Şekil 9 ve Şekil 10'da farklı boyama teknikleri ile boyanmış numune yüzeylerinin, ilk hali ve 4 saatlik testler sonrası elde edilen mikroskop görüntülerinden örnekler sunulmaktadır.



Şekil 9: Sprej (püskürtme) ile boyanmış (a) Cu1 numunesinin, (b) Cu3 numunesinin deney sonuçları (Usta, 2018).



**Şekil 10:** Daldırma tekniği ile boyanmış (a) Cu1 numunesinin, (b) Cu3 numunesinin deney sonuçları (Usta, 2018).

Şekil 9 ve Şekil 10'dan görüldüğü üzere, hava jeti tekniği ile belirli bir test süresinde boya üzerinde hasar meydana gelmektedir. Diğer boyama tekniklerinde (fırça ve kalem ile boyama) de benzer sonuçlar elde edilmiştir ancak boyama teknikleri ile erozyon arasında sayısal bir ilişki kurulamamıştır. Boyanmadan bırakılan Cu1 ve Cu3 yüzeylerinde ise 12 saatlik test sonrasında erozyon oluşumu görülmemiştir.

Sonuç olarak, hava jeti tekniği ile oluşturulan kavitasyon kabarcıkları boya üzerinde hasar meydana getirebilecek bir etki oluşturabilmiştir. Bunun dışında çalışmada, test süresi ve nozul ucundan çıkan havanın basıncı arttırıldığında boya üzerinde daha fazla erozyonun oluştuğu sonucu elde edilmiştir. Nozul ucu mesafesi azaldığında erozyonun artması da elde edilen bir diğer sonuçtur.

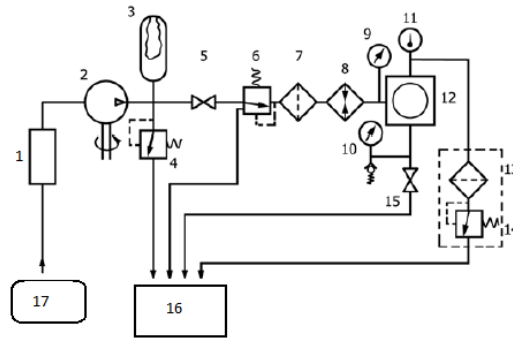
### 3.4 Su jeti ile kavitasyon erozyonu testleri – ASTM-G134

Su jeti tekniği, malzemelerin kavitasyon erozyonuna karşı direnç karakteristiklerini ve deney koşullarının erozyon üzerine etkilerini incelemek amacıyla ortaya konmuş bir yöntem olup, titreşim cihazları ile erozyon testi (ASTM-32) ile birlikte ASTM'nin en yaygın kullanılan 2 erozyon test yönteminden birisidir (Choi ve diğ., 2012).

Su jeti test tekniği, ilk olarak Lichtarowicz (1972 ve 1979) tarafından mühendislik malzemelerinin kavitasyon erozyonuna karşı dirençlerini incelemek amacıyla uygulanmıştır. Sonrasında Yamaguchi ve Shimizu (1987) ve Momma (1991) test düzeneklerini ve uygulamalarını anlattıkları başarılı çalışmaları ile yöntemin gelişmesine katkıda bulunmuşlardır. Su jeti tekniğini kullanarak mühendislik malzemelerinin erozyona karşı dayanımını, test süresi, kavitasyon sayısı, iç basınç, nozul basıncı, su sıcaklığı, nozul ile numune arasındaki mesafe, nozul geometrisi gibi parametrelerin erozyona etkilerinin incelendiği çalışmalara Choi ve diğ., (2012), Soyama, (2013), Hutli ve diğ., (2018), Usta, (2018), Soyama ve Asahara, (1999), Soyama ve Kumano, (2002), Peng ve diğ., (2018) örnek olarak verilebilir.

Su jeti deney tekniğinde, içi sıvı ile dolu bir kavitasyon kabında yüksek basınçlı bir pompa ve nozul vasıtasıyla basınç farkı ve dolayısıyla da kavitasyon oluşturularak bu kavitasyonun oluşumu ve etkileri (erozyon, gürültü vb.) incelenebilir. Su jeti testleri belirlenen basınç ve sıcaklık koşullarında, genellikle su kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Test düzeneğini kısaca anlatmak gerekirse, içi sıvı ile dolu basınçlı bir kap içerisinde nozul ve numune karşılıklı olarak yerleştirilir. Yüksek basınçlı bir pompa ile su basınçlı kabın içerisindeki nozula gönderilir. Pompanın gönderdiği yüksek hızdaki akış, nozul içerisinde bir miktar daha hız kazanarak belirli bir mesafeden numune yüzeyine doğru püskürtülür. Nozuldaki numuneye doğru yüksek hızla (düşük basınçta) püskürtülen suyun etkisiyle zaten oldukça düşük bir basınçta olan kavitasyon kabındaki suyun basıncı daha da düşerek buharlaşma basıncının altına inmekte, dolayısıyla da kabın içerisinde ve özellikle de numune etrafında kavitasyon kabarcıkları oluşmaktadır. Belli bir süre sonra bu kabarcıklar numune yüzeyinde kavitasyon erozyonu oluşturmaktadır. Şekil 11'de ASTM'nin su jeti yöntemi ile kavitasyon erozyonu testi şeması verilmiştir. ASTM standartlarına göre (ASTM G134-95, 2010), 0.4 mm çapındaki nozul ile, 4.5 litre/dakika debide, 210 bar basınç veren bir pompa testler için yeterlidir.





**Şekil 11:** ASTM-G134 yöntemi test şeması (ASTM G134-95, 2010).

- |   |                       |   |
|---|-----------------------|---|
| 1 – Akış regülatörü   | 2 – Pompa             | 3 – Hidrolik akümülatör                                       |
| 4 – Basınç emniyet valfi  | 5 – Açma kapama valfi | 6 – Basınç ayarlama valfi                                     |
| 7 – H.P. filtresi   | 8 – Isıtıcı           | 9 – Dış basıncı (Nozul basıncını) ayarlama vanası (0-250 bar) |
| 10 – İç basıncı (basıncılı kabın içi) ayarlama vanası (0-6 bar) | 11 – Termometre       |   |
| 12 – Test kabı (basıncılı kap)                                  | 13 – İç filtre        | 14 – Basınç regülatörü  |
| 15 – Tahliye valfi  | 16 – Atık su tankı    | 17 – Su tankı   |

ASTM standartlarından yararlanarak İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde kurulan su jeti test düzeneği Şekil 12'de sunulmaktadır. Test düzeneği ve gerçekleştirilen erozyon testleri ile ilgili detaylı bilgi için Usta (2018)'e bakılması önerilir.

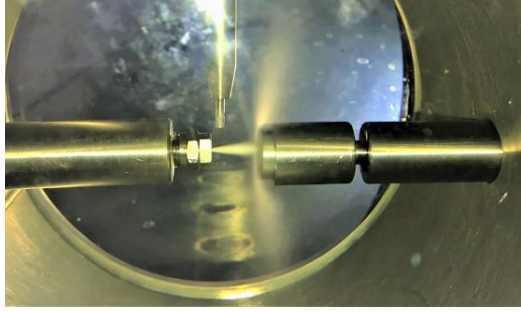


**Şekil 12:** İTÜ GİDB Fakültesi Ata Nutku Laboratuvarı'nda kurulan su jeti test düzeneği (Usta, 2018).

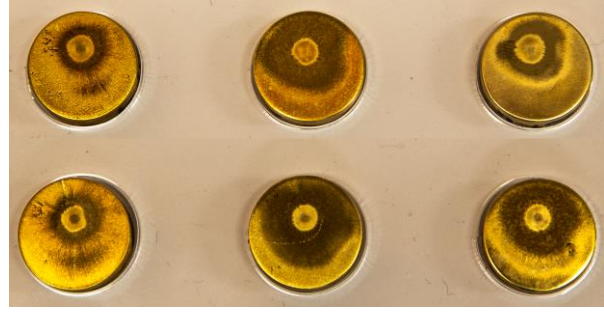
Su jeti ile oluşturulan kavitasyonun şiddeti kavitasyon kabının iç basıncı ile nozuldan çıkan suyun basıncı (bu ikisinin oranı kavitasyon sayısını vermektedir), akış hızı, nozul türü ve çapı, nozul açısı, numune ile nozul arasındaki mesafeye doğrudan bağlıdır. Parametrelerin çokluğu ve kontrol edilebilirliği bu metodu kavitasyon erozyonunun malzeme davranışı üzerindeki etkisini parametrik olarak incelemek için büyük bir araştırma ve test aracı haline getirmektedir (Choi ve diğ., 2012). Bu yöntem ile kurulan bir su jeti sistemi ile numune yüzeyinde çok çeşitli boyutlarda patlayan gerçek kabarcık bulutları oluşur. Yukarıda verilen kavitasyon sayısı, nozul ile numune arasındaki mesafe, nozul geometrisi ve test süresi parametreleri kullanılarak istenilen malzemeler için kavitasyon erozyonu testleri yapılabilir.

Su jeti test düzeneği ve testler sonrası numune yüzeyleri sırasıyla Şekil 13 (a) ve (b) ile sunulmaktadır.





(a)



(b)

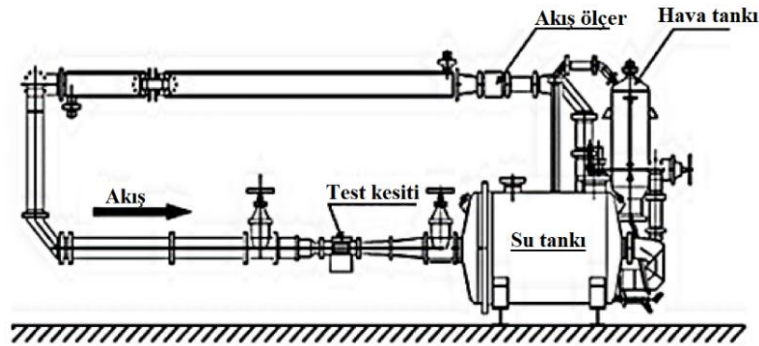
**Şekil 13:** (a) Su jeti tekniği ile erozyon testi, (b) Su jeti testleri sonrası numune yüzeyleri (Usta, 2018).

Şekil 13 (a)'dan görüldüğü üzere, basınçlı kap içerisinde numune yüzeyinde ve etrafında kavitasyon oluşumu vardır. Şekil 13 (b)'de, numune yüzeyinde akış koşulları (kavitasyon sayısı) ve test süresine göre değişen miktarlarda erozyon olduğu görülmektedir (altın sarısı rengindeki numune yüzeyinde siyah kısımlar erozyonu göstermektedir).

Şekil 13 (b)'de nozuldan yüksek hızda püskürtülen suyun numune yüzeylerine çarptığı kısımlar numunelerin ortasında yer alan sarı renkli, küçük dairesel bölgelerdir. Bu bölgelerin etrafında yer alan siyah bölgeler ise kavitasyon sebebiyle yüzeyde oluşan erozyondur.

### 3.5 Kavitasyon tünelleri deneyleri ile erozyon incelemeleri – ASTM-G134

Kavitasyon tünelleri, Şekil 14'de gösterildiği gibi dikey düzlemde kapalı bir kanaldır. Su, yatay alt kanaldaki bir motor vasıtasıyla sirküle edilir. Kavitasyon tünelleri, anlatılan diğer test düzeneklerine göre çok daha büyük ve maliyetlidir.



**Şekil 14:** Kavitasyon tünelleri genel gösterimi.

Kavitasyon tünelleri ile gerçekleştirilen erozyon deneyleri, bir pervane etrafındaki gerçek akış durumlarının en benzer şekilde oluşturulduğu tekniktir. Kavitasyon oluşumu ve kavitasyonun davranış özelliklerinin doğru bir şekilde elde edilebilmesi için yerçekimi, viskozite, yüzey gerilimi, buharlaşma özellikleri, statik basınç, hız, akışkan yoğunluğu gibi faktörlerin doğru bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir.

Kavitasyon tünellerinde kavitasyon testlerinin yanı sıra pervane performans testleri, su altı ve su üstü araçlar için detaylı iz ve sınır tabaka ölçümleri, hassas akustik ölçümler gibi hidrodinamik ve hidroakustik deneylerin gerçekleştirilebilmektedir (SSB, 2019).

Almanya'da bulunan SVA Potsdam Kavitasyon Tünelleri Şekil 15'te görülmektedir (SVA, 2019) . Bu tünellerde, 260cm x 85cm x 85cm test kesitinde 13 m/s hıza kadar akış elde edilebilmektedir. Benzer bir kavitasyon tünelleri ülkemizde İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı'nda da bulunmaktadır. Bu tünellerde pervane kavitasyon testleri, açık su pervane testleri, dalmış cisimler (dümen, hidrofoil vb. ) ile deneyler, hidroakustik deneyler, akım görüntüleme deneyleri, viskos direnç ölçümleri gerçekleştirilmektedir.



**Şekil 15:** SVA Potsdam Kaviteasyon Tüneli ve Test Kesiti (260 cm x 85 cm x 85 cm) (SVA, 2019).

Çok daha büyük test kesitine sahip, daha yüksek akış hızı elde edilebilen ve çok ileri akış görselleme tekniklerinin kullanıldığı büyük kaviteasyon tünelleri de bulunmaktadır (large cavitation tunnel). Örneğin, ülkemizde İTÜ’de kurulma aşamasında olan büyük kaviteasyon tüneli 5.5m x 1.5m x 1.2m boyutlarında büyük test kesitinde 15 m/s akış hızına kadar deneysel çalışmalar yapmaya imkan sağlayacaktır (SSB, 2019).

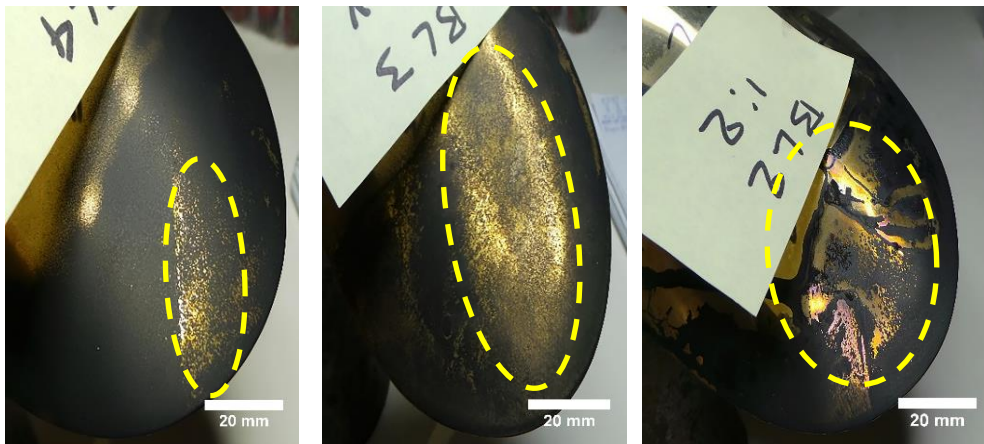
Pervanede kaviteasyon testleri Şekil 16’da verildiği gibi stroboskopik ışık altında, zaman aralıklı video kameralar ile yüksek hızlı video kullanarak yapılabilir.



**Şekil 16:** Kaviteasyon deneyi gözlem araçları (Usta, 2018; Aktas ve diğ., 2020).

Erozyon testleri esnasında pervane kanatları yumuşak boya ile tek bir hat şeklinde düzgünce boyanır. Bu testlerde, boyalı ve boyasız kanatlar için kaviteasyon gözlemleri, yüzey görünümlerinin değişip değişmediğini belirlemek için karşılaştırılmalıdır (Aktas ve diğ., 2020). Erozyon testlerinin amacı pervane kanatlarında hasar görmesi beklenen bölgelere dair bir tahminde bulunmaktır.

Şekil 17’de, yumuşak boya ile boyanmış bir pervanenin erozyon testi sonrası kanatları gösterilmiştir. Burada, aşınan kısımlar (altın sarısı renkte) pervanenin erozyona uğraması beklenen kısımlarıdır. Koyu renkli bölgeler ise boyanın aşınmadığı, dolayısıyla erozyon oluşumunun beklenmediği bölgelerdir.



**Şekil 17:** Kaviteasyon erozyonu testi sonrası pervane kanatları (Aktas ve diğ., 2020).

#### 4. Genel Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Kavitasyon; tüm hidrolik sistemlerde, gemi pervanelerinde, pompalarda görülen ve istenmeyen bir akışkanlar dinamiği problemidir. Gürültü, titreşim, performans kaybı ve erozyona sebebiyet vermektedir. Farklı malzemelerin kavitasyon erozyonuna karşı dirençlerini ve akış koşullarını oluşturan kavitasyon sayısı, basınç değerleri, akış hızı gibi özelliklerin incelenmesinde 5 farklı erozyon test tekniği kullanılmaktadır. Bu teknikler döner diskli cihaz ile gerçekleştirilen testler, titreşim cihazları ile ultrasonik ortam oluşturularak gerçekleştirilen testler, hava jeti tekniği, su jeti (kavitasyon jeti) tekniği ve kavitasyon tüneli testleridir. Çalışma neticesinde literatürde yer alan erozyon testi teknikleri ile ilgili aşağıdaki genel sonuçlar elde edilmiştir:

- Döner diskli cihazlar, hidrolik türbinler ve pompalar gibi döner makinelerde erozyonu incelemek için en iyi yöntemdir.
- Titreşim cihazları ile ultrasonik kavitasyon erozyon testleri tekniği, ASTM tarafından standartlaştırılmıştır (ASTM G32). ASTM G32, düşük maliyeti ve kullanım kolaylığı nedeniyle kavitasyon erozyonu incelemelerinde sıklıkla kullanılan bir yöntemdir.
- Hava jeti tekniği, hava basıncı ne kadar yüksek olursa olsun metal bir yüzeyde erozyona sebep olacak kadar şiddetli olmadığı için pek tercih edilen bir teknik değildir. Bunun yanı sıra, boyalı yüzeylerde boyama tekniği, test süresi, nozul ile numune arasındaki mesafe, nozul çapı, hava basıncının büyüklüğü gibi parametrelerin incelenmesinde kullanılmaktadır.
- Su jeti tekniği, mühendislik malzemelerinin kavitasyon erozyonuna karşı direnç karakteristiklerini ve deney koşullarının erozyon üzerine etkilerini incelemek amacıyla ortaya konmuş bir yöntem olup ultrasonik test tekniği ile birlikte ASTM'nin en yaygın kullanılan kavitasyon erozyonu test yöntemidir.
- Su jeti testleri ile yeterince küçük kavitasyon sayısı koşulları oluşturulduğunda farklı mühendislik malzemelerinin kavitasyon erozyonuna karşı dirençleri araştırılabilir. Kavitasyon kabının iç basıncı, nozul basıncı, nozul çapı, nozul ile numune arasındaki mesafe gibi parametrelerin erozyon ile ilişkisi incelenebilir.
- Kavitasyon tüneli ile gerçekleştirilen erozyon deneyleri, bir pervane etrafındaki gerçek akış durumlarının en benzer şekilde oluşturulduğu tekniktir. Bunun yanında, diğer test yöntemlerine kıyasla kavitasyon tüneli testleri çok daha maliyetlidir.

#### Teşekkür

Bu makalede görselleri paylaşılan deneysel çalışmalar, yazarın Doktora Tezi kapsamında gerçekleştirdiği çalışmalardan alınmıştır. Bu sebeple, yazar Tez danışmanı Prof. Dr. Emin Korkut ve çalışma arkadaşı Araş. Gör. Çağatay Sabri Köksal'a en içten teşekkürlerini sunmaktadır. Yazar ayrıca deneylerin gerçekleştirildiği İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde bulunan Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı ve İlham Artüz Deniz Bilimleri Laboratuvarı sorumlularına ve personeline teşekkürlerini sunmaktadır.

#### 5. Kaynaklar

Aktas, B., Usta, O., Atlar, M. (2020). Systematic investigation of coating application methods and soft paint types to detect cavitation erosion on marine propellers, Applied Ocean Research, Vol. 94, 101868. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2019.101868>

ASTM Standard, Standard No: G134-95. (2010). Standard Test Method for Erosion of Solid Materials

by Cavitating Liquid Jet, Annual Book of ASTM Standards, Vol. 03.02.

ASTM Standard, Standard No: G32-10. (2010). Standard Test Method for Erosion for Cavitation Erosion Using Vibratory Apparatus, Annual Book of ASTM Standards, Vol. 03.02.

ASTM, (2019). American Society for Testing and Materials, URL: <http://www.astm.org/>, (Erişim zamanı; 5 Mayıs 2019).

Azar, G. T. P., Yelkarasi, C. & Ürgen, M. (2017). The role of droplets on the cavitation erosion damage of TiN coatings produced with cathodic arc physical vapor deposition, *Surface & Coatings Technology*, Vol. 322, pp. 211–217, (2017).

Bazanini, G., Bressan, J. D. & Klemz, M. A. (2008). Cavitation Erosion Wear of Metallic Specimens Using the New Compact Rotating Disk Device, *Thermal Engineering*, Vol. 7(1), pp. 31–36.

Choi, J. K., Jayaprakash & A. Chahine, G. L. (2012). Scaling of Cavitation Erosion Progression with Cavitation Intensity and Cavitation Source, *Wear*, Vol. 278–279, pp. 53–61.

Brennen, C. E. (1995). *Cavitation and Bubble Dynamics*, New York Oxford University Press, New York.

Dular, M. (2016). Hydrodynamic cavitation damage in water at elevated temperatures", *Wear*, 346-347, pp. 78–86.

Franc, J. P. (2006). Physics and control of cavitation, *Design and Analysis of High Speed Pump*, 2, 1–36.

Hammitt, F.G. (1963). Observations on Cavitation Damage in a Flowing System, *Journal of Basic Engineering*, 85 (3), pp. 347–356.

Hansen, B. W. & Rasmussen, R. E. H. (1968). Cavitation Damage Experiments in a Rotating Disk Apparatus Especially with Regard to the Gas Content of Water, *Journal of Ship Research*, Vol. 12, pp. 83–88.

Hart, D. & Whale, D. (2007). A review of cavitation-erosion resistance weld surfacing alloys for hydroturbines", *Eutectic Cast. Pty. Ltd.*, 15-30.

Hattori, S., Hirose, T. & Sugiyama, K. (2009). Prediction method for cavitation erosion based on measurement of bubble collapse impact loads, *J. Phys. Conf. Ser.*, 147.

He, J. & Hammitt, F. G. (1982). Comparison of cavitation erosion test results from venturi and vibratory facilities", *Wear*, Vol. 76, pp. 269–292.

Hutli, E., Nedeljkovic, M. S. & Bonyár, A. (2018). Cavitating Flow Characteristics, Cavity Potential and Iwai, Y. & Okada, Y. (1987). Cavitation Erosion Induced by Rotating Disk Apparatus, In *Lecture Note of the Fifth Cavitation Symposium in Japan*, 93–100.

Kinetic Energy, Void Fraction and Geometrical Parameters-Analytical and Theoretical Study Validated by Experimental Investigations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117: pp. 873-886.

Kang, C. Liu, H., & Soyama, H. (2018). Estimation of aggressive intensity of a cavitating jet with multiple experimental methods, *Wear*, 394–395, 176–186.

Laguna-Camachoa, J. R., Lewis, R., Vite-Torres, M., & Mendez-Mendez, J. V. (2013). A study of cavitation erosion on engineering materials, *Wear*, Vol. 301, pp. 467–476.



Lichtarowicz, A. (1972). Use of a simple cavitating nozzle for cavitation erosion testing and cutting, *Nature Physical Science*, Vol .239 (9), pp.63.

Lichtarowicz, A. (1979). Cavitating jet apparatus for cavitation erosion testing, *A.S.T.M. STP*, Vol. 664 pp. 518.

Lightman, J. Z., Kallas, D. H., Chatten, C. K. & Cochran, E. P. (1961). Cavitation Erosion of Structural Materials and Coatings", *Corrosion*, Vol. 17, pp. 497–505. <http://dx.doi.org/abs/10.5006/0010-9312-17.10.119>

Lichtman, J. Z. & Weingram, E. R. (1964). The Use of a Rotating Disk Apparatus in Determining Cavitation Erosion Resistance of Materials, In *ASME Symposium on Cavitation Research Facilities and Techniques*, 185–196.

Momma, T. (1991), *Cavitation Loading and Erosion Produced by a Cavitating Jet*, Ph.D. Thesis, University of Nottingham.

Momma, T. & Lichtarowicz, A. (1995). A study of Pressures and Erosion Produced by Collapsing Cavitation, *Wear*, Vol. 186-187, pp. 425-436.

Mottyll, S. & Skoda R. (2016). Numerical 3D flow simulation of ultrasonic horns with attached, cavitation structures and assessment of flow aggressiveness and cavitation erosion sensitive wall zones, *Ultrasonics Sonochemistry*, Vol. 31, pp. 570–589.

Peng, C., Tian, S. & Li, G. (2018). Joint Experiments of Cavitation Jet: High-speed Visualization and Erosion Test, *Ocean Engineering*, Vol. 149, pp. 1-13.

Plesset, M. S., & Prosperetti, A. (1977). "Bubble dynamics and cavitation", *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 9, pp. 145–187.

Rao, P. V. & Rao, B. C. S. (1981). Some Erosion Studies and Scale Effects with Rotating Disk Device, In *ASME Symposium on Cavitation Erosion in Fluid Systems*, 119–131.

Rao, P. V., Rao, B. C. S. & Rao, N. S. L. (1980). Erosion and Cavity Characteristics in Rotating Components", *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 8, pp. 127–142. <http://dx.doi.org/10.1520/JTE10609J>

Rao, P. V. & Buckley, D.H. (1987). Unified Empirical Relations For Cavitation And Liquid Impingement Erosion Processes", *Wear*, Vol.120, pp. 253–288. [http://dx.doi.org/10.1016/0043-1648\(87\)90022-6](http://dx.doi.org/10.1016/0043-1648(87)90022-6)

Rashed, M. K., Abdulbari, H. A., Salled, M. A. & Ismail, M. H. (2016). Rotating disc apparatus: types, developments and future applications, *Modern Applied Science*, Vol. 10, pp. 198-229.

Shima, A., Tomaru, H., Ihara, A. & Miura, N. (1992). Cavitation damage study with a rotating disk at the high peripheral velocities", *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 30(4), pp. 521–538. <http://dx.doi.org/10.1080/00221689209498898>

Soyama, H. & Asahara, M. (1999). Improvement of the Corrosion Resistance of a Carbon Steel Surface by a Cavitating Jet, *Journal of Materials Science Letters*, Vol. 18 (23), pp. 1953-1955.

Soyama, H. & Kumano, H. (2002). The Fundamental Threshold Level—a New Parameter for Predicting Cavitation Erosion Resistance", *Journal of Testing and Evaluation*, 30 (5).

Soyama, H. (2013). Effect of nozzle geometry on a standard cavitation erosion test using a cavitating



jet, *Wear*, Vol. 297, pp. 895-902.

Sreedhar, B. K. Albert, S. K. & Pandit, A. B. (2017). Cavitation damage: Theory and measurements – A review, *Wear*, 372-373, pp. 177–196.

SVA, (2019). Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam, URL: <https://www.sva-potsdam.de/en/cavitation-tunnel/>, (Erişim zamanı; 5 Kasım, 2019).

Taillon, G., Pougoum, F., Lavigne, S., Ton-That, L., Schulz, R., Bousser, E., Savoie, S., Martin, L. & Sapieha, J. E. K. (2016). Cavitation erosion mechanisms in stainless steels and in composite metal–ceramic HVOF coatings, *Wear*, Vol. 364-365, pp. 201–210.

T.C. Cumhurbaşkanlığı, Savunma Sanayii Başkanlığı (SSB). 2019. Türk Savunma Sanayii Ürün Kataloğu. URL: <https://www.ssb.gov.tr>, (Erişim zamanı; 10 Aralık, 2019).

Tukker, J. & Kuiper, G. (2004). High-speed video observations and erosive cavitation, PRADS 2004, Luebeck-Travemuende, 941–948.

Usta, O. (2018). Gemi Pervanelerinde Kaviteasyon ve Kaviteasyon Erozyonu Modellemesi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Müh. ABD, Doktora Tezi.

Usta, O., Koksall, Ç. S., Aktas, B., Fitzsimmons, P., Atlar, M. & Korkut, E. (2017). An Experimental Study to Detect Cavitation Erosion for Different Coated Surfaces, The 5th International Conference on Advanced Model Measurement Technology for The Maritime Industry (AMT'17), Glasgow.

Vallier, A. (2013). Simulations of cavitation – from the large vapour structures to the small bubble dynamics, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in Engineering, Lund University, Sweden.

Vatankhah, C., Jafarholinejad, S. & Mozaffarinia, R. (2011). Experimental Investigation on Drag Reduction Performance of Two Kind of Polymeric Coatings with Rotating Disk Apparatus, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, Vol. 5(4), pp. 143-148.

Wood, G. M., Kundsen, L. K. & Hammitt, F. G. (1967). Cavitation Damage Studies with Rotating Disk in Water, *Journal of Basic Engineering ASME*, Vol. 89, pp. 98–110. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3609577>

Yamaguchi, A. & Shimizu, S. (1987). Erosion due to impingement of cavitating jet, *Trans.A.S.M.E. J.Ruid Eng.* Vol.109 (4), pp.442.

Zhou, Y. K. & Hammitt, F. G. (1963). Cavitation erosion incubation period, *Wear*, Vol. 86 (2), pp. 299–313.

## Performans İzlemedeki Bazı Gerçek Dışı Uygulamaların Tekrar Gözden Geçirilmesi

**Volker Bertram<sup>1</sup>**

volker.bertram@dnvgl.com<sup>1</sup>

<sup>1</sup>DNV GL, Hamburg/Germany

### ÖZET

Bu makale, performans izlemede ortaya çıkan bazı varsayımlara ve iddialara eleştirel bakmaktadır: her derde deva olan bir veri frekansı; tekne bozulmasını ve pervane bozulmasını ayırma yeteneği; 4 ve daha üstü deniz durumu için düzeltme kabiliyeti. Hata analizinin eksikliği, sorgulanan güven ve iddiaların temel nedeni olarak gösterilmektedir.

**Anahtar kelimeler:** Performans izleme, ISO 19030, ek direnç, rüzgâr direnci.

**Makale geçmişi:** Geliş 01/12/2019 – Kabul 03/12/2019.

*Bu çalışma, 6-8 Mayıs 2019 tarihinde düzenlenen 4th Hull Performance & Insight Conference, HullPIC'19 Gubbio Sempozyumu'nda sunulmuştur / This study has been presented in 4th Hull Performance & Insight Conference, HullPIC'19 Gubbio, which was held on 6-8 May 2019.*

# Some Fairy Tales in Performance Monitoring Revisited

**Volker Bertram<sup>1</sup>**

volker.bertram@dnvgl.com<sup>1</sup>

<sup>1</sup>DNV GL, Hamburg/Germany

## ABSTRACT

This paper looks critically at some assumptions and allegations floating around in performance monitoring: data frequency as a cure-all; capability to separate hull degradation and propeller degradation; capability to correct for sea state 4 and above. Lack of error analyses is pointed out as a frequent root cause for questionable confidence and assertions.

**Keywords:** Performance monitoring, ISO 19030, added resistance, wind resistance.

**Article history:** Received 01/12/2019 – Accepted 03/12/2019

## 1. Introduction

The HullPIC conference has promoted our collective insight into hull and propeller performance monitoring. And, by and large, the performance monitoring solutions employed now are much better than what was on the market when the Working Group for ISO 19030 started its work.

We have moved from the dark middle ages to a period of (early) enlightenment. However, some old wives' tales and half-truths are hard to eradicate, especially if they make for convenient short-cuts in performance monitoring models. Most old wives' tales contain some truth or are sometimes true, and therefore sound so convincing. And covered in a cloak of a nice-sounding "law" or Big Data new-age mumbo-jumbo, the middle-age beliefs keep coming back. Maybe this paper can contribute to more transparency and enlightenment on some of the most popular half-truths (a.k.a. fairy tales, old wives' tales, urban myths, or marketing).

## 2. Urban Myths Concerning Data Quantity

### 2.1 More data sets = better results, always

"The higher the frequency in data logging, the better the results." There is a widespread belief that ever-higher sampling frequency will improve insight. ISO 19030 uses 0.07 Hz (1 data set every 15 s) as minimum requirement for the default method, but some in the industry boast sampling rates of 1 Hz and above. But how useful is higher data sampling frequency really?

We could copy and paste the same data set 1000000 times. Obviously, that would not give any more insight. More data sets are no good if they are exactly the same, and little good if they are almost the same. We need independent data sets with sufficient variation in (steady) variables to derive useful insight. If the sampling frequency is higher than the frequency of ship motions (encounter frequency), there will be spurious changes in key variables. While added resistance in waves is negligible for most ships up to sea state 3, the periodic surge motion in longitudinal direction induces non-negligible changes in speed, propeller rpm and torque. These make averaging a necessity. The recommendations of ISO 19030 make sense here. With 10-minutes averaging, the fluctuations due to ship motions will average out for most cases. Only in following seas, very low encounter frequencies may occur.

There is no harm (and little gain) in higher data sampling frequency. The average values over 10 minutes are probably quite constant if data frequency is increased. Perhaps someone with access to high-frequency data could verify this assumption. The advantage of high-frequency data is that both average value and standard deviation (or another measure of variation) can be derived. This can help in filtering data sets where above-average variation indicates atypical conditions during the sampling interval, e.g. maneuvering.

In any case, averaging intervals should be short enough to ensure that the statistical characteristics of the seaway (significant height and period, direction) and ship speed are constant. Again, the ISO 19030 default recommendations of 10 minutes fulfills this requirement.

## 2.2 Everything will average out for the best

“Everything will average out for the best.” This is another hopeful adage in performance monitoring, particularly if correction methods are weak. But this assumes that there are no long-term operational changes (e.g. different routes due to different demand), no large-scale ambient changes such as fluctuations in the Gulf stream or sea state climates.

For ferries on a fixed route, with little variability in draft, trim, speed, etc., “everything will [indeed] work out for the best”. For chartered multi-purpose vessel, most likely by the time averaging has taken care of your errors, any useful insight comes too late.

## 3. Hull and Propeller Lived Separately Ever After

“We can separate propeller and hull performance without thrust meter.” And we can make it look scientific or we can make it simple and appealing to the common sense. We have three (virtually) independent variables: speed, propeller rpm and torque. If, compared to the clean reference condition at same propeller rpm, we have

- a) Lower speed, then the resistance has increased and we blame hull fouling
- b) Higher torque, then we blame propeller fouling/degradation

In reality, for same rpm, we will typically see both speed loss and torque increase. The hull fouling will change the inflow to the propeller and thus also propeller efficiency. But let’s say these inter-action effects are small; then we could use as a rule of thumb the percentage loss in speed and the percentage torque increase and split the total degradation accordingly. But this is very coarse and the insight is mostly that you should clean both propeller and hull.

One can try to estimate the contributions from propeller and from hull by using more elaborate theories. Maybe I should be pleased that many such attempts give reference to my book, Bertram (2012). But should I be pleased when the formulas are used without the hydrodynamic understanding that I

had hoped the book would bring? Maybe they don't see it, maybe they try to blind us with science. The formulas use assorted efficiencies  $\eta$  and/or wake fraction  $w$  and thrust deduction  $t$ . If you only look at the design condition (design draft, zero trim, design speed, no wind, no sea state), these variables are constants as the single symbol suggests. But for performance monitoring, they are functions of many parameters. For example, we should write  $w(V,T,\theta,\dots)$  instead of  $w$ ; and any approach should document how each function is modelled. For example: "w will change with draft, but we don't know how and therefore always take the value at design draft. w will change with trim, but we don't know how and therefore always take the value for zero trim. w will change with..." You get the idea.

The quantities depend also on scale, i.e. they differ between model tests and full-scale ship. This should be kept in mind, as many approaches take them from model basin reports where "experience-based" extrapolation leads to significant variations (10% have been reported in oral communication by Maersk) between different model basins. If such approximate full-scale extrapolation for a specific ship are not available from model-basin reports, some people use an approximation of the approximation: design formulas (for design conditions and typically based on ships tested in the 1960s) as found in Bertram (2012).

"All models are wrong, but some are [still] useful," said George Box. More precisely, all models are approximations. Some may be very good approximations, some may just get the order of magnitude right. ISO 19030 quantified the uncertainty for the performance indicator for the default method described in Part II of the standard, using random variations within the range of uncertainties of the input variables to see how this would affect the final results. A corresponding approach would be needed in the assorted hydrodynamic models trying to separate propeller and hull performance. We need to estimate uncertainty (or accuracy) of variables and functions and see how the errors propagate to the end result. Maybe some very rough estimates are OK, maybe some simplifications lead to 50% variation in the final numbers. Assuming uncertainties and seeing how they propagate is a task any developer can do and we should ask for this at least in scientific publications.

Quantifying the effect of speed, draft, trim, possibly induced motions by ambient waves on e.g. the wake number at full scale would be a nice research project for the CFD (Computational Fluid Dynamics) community.

#### **4. My Formula / Machine Learning Can Correct For Sea State 4 and Above**

"We can correct for sea state 4 and above." This may come in disguise with filters set at higher sea states. We can apply formulas and software, but the errors will be high, easily 50%, possibly 100%. Among experts, we may argue whether correcting for sea state 4 is possible with acceptable errors. For sea states up to 3, you can use any correction or none at all (as in the default method of ISO 19030). If your wave heights are derived from sea state estimates from the crew, you may as well omit any correction. See Bertram (2016) for a detailed discussion.

If we have good measurements of the actual near-field of waves around the ship and good three-dimensional methods to compute the added power in oblique waves, we may correct for higher sea states. But probably the best approach would be to compute the speed loss or added power and filter based on percentage of the calm-water power for that case, as promoted in Schmode et al. (2018). Vendors of wave measurement equipment and services should publish comparisons with wave buoy measurements to get realistic estimates for errors in wave measurements. Then error propagation analyses should give insight into the effect on performance indicators.

Machine learning is just another (and more obscure) way of approximating a relation between waves and added power or speed loss. It does not change the fundamental dilemma.

## 5. Conclusion

Data frequency is not a cure-all. Averaging over sampling intervals is necessary to remove fluctuations from ship motions in waves. When averages and standard deviations no longer significantly change with higher frequency, further increase in frequency becomes pointless.

Nobody can correct reasonably for higher sea states, because the initial information on waves becomes too uncertain and the correction methods have large errors in real seaways. Filtering at sea state 3 is fine, filtering at sea state 4 often an uncomfortable necessity; beyond that, the data sets cause more harm than good.

We should collectively work more on error estimates, particularly on error propagation in the performance monitoring models.

## Acknowledgement

I am grateful to Prof. Heinrich Söding, who helped sharpening my views on the finer points of (practical) ship hydrodynamics as required for this paper.

## 6. References

Bertram, V. (2012), Practical Ship Hydrodynamics, Butterworth & Heinemann, Oxford.

Bertram, V. (2016), Added power in waves – Time to stop lying (to ourselves), 1st HullPIC Conf., Pavone, pp.5-13, <http://data.hullpic.info/HullPIC2016.pdf>

Bertram, V. (2017), Some heretic thoughts on ISO 19030, 2nd HullPIC Conf., Ulrichshusen, pp.4-11, [http://data.hullpic.info/hullpic2017\\_ulrichshusen.pdf](http://data.hullpic.info/hullpic2017_ulrichshusen.pdf)

Schmode, P., Hympehl, O., Gundermann, D. (2018), Hull performance prediction beyond ISO 19030, 3rd HullPIC Conf., Redworth, pp.135-140, [http://data.hullpic.info/hullpic2018\\_redworth.pdf](http://data.hullpic.info/hullpic2018_redworth.pdf)



## Pürüzlülük Kaynaklı İlave Gemi Direncin CFD ile Belirlenmesi

Anders Östman<sup>1</sup>, Kourosh Koushan<sup>2</sup>, Luca Savio<sup>3</sup>

anders.ostman@sintef.no<sup>1</sup>, kourosh.koushan@sintef.no<sup>2</sup>, luca.savio@sintef.no<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> SINTEF Ocean, Trondheim/Norway

### ÖZET

Pürüzlülükten kaynaklanan ek direnç CFD simülasyonları ile incelenmiştir. Tam ölçekli Reynolds sayısındaki KVLCC2 bir test durumu olarak kabul edilir. Türbülanslı sınır katmanını modellemek için bir duvar fonksiyonu formülasyonu kullanılır. Burada pürüzlülük fonksiyonu, tam ölçekli gemide olduğu gibi benzer pürüzlülükte boya ile kaplanmış çekme düz plakalarından elde edilen verilere dayanır. Çeşitli pürüzlülük yüksekliğine sahip kaplamalar için ilave direnç, 10 µm'den 60 µm'ye kadar değişen pürüzlülük yükseklikleri ile incelenmiştir. Ayrıca, sürtünme direncinin düşük maliyetli azaltılmasındaki potansiyel araştırılmıştır. Gövde sürtünmesinin yüksek olduğu belirli yerlere yüksek kalitede boya kaplama (düşük pürüzlülüğe sahip) uygulanabilirken, gövde sürtünmesinin daha az önemli olduğu diğer yerlerde daha ucuz kaplama ve uygulama prosedürleri (daha büyük yüzey pürüzlülüğü ile sonuçlanan) kullanılabilir.

**Anahtar kelimeler:** CFD, gemi direnci, yüzey pürüzlülüğü

**Makale geçmişi:** Geliş 10/12/2019 – Kabul 21/12/2019

*Bu çalışma, 6-8 Mayıs 2019 tarihinde düzenlenen 4th Hull Performance & Insight Conference, HullPIC'19 Gubbio Sempozyumu'nda sunulmuştur / This study has been presented in 4th Hull Performance & Insight Conference, HullPIC'19 Gubbio, which was held on 6-8 May 2019.*

## Study on Additional Ship Resistance due to Roughness using CFD

Anders Östman<sup>1</sup>, Kourosh Koushan<sup>2</sup>, Luca Savio<sup>3</sup>

anders.ostman@sintef.no<sup>1</sup>, kourosh.koushan@sintef.no<sup>2</sup>, luca.savio@sintef.no<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> SINTEF Ocean, Trondheim/Norway

### ABSTRACT

The additional resistance due to roughness is studied by means of CFD simulations. The KVLCC2 hull at full-scale Reynolds number is considered as a test case. A wall function formulation is used to model the rough wall turbulent boundary layer, where the roughness function is based on data from towing flat plates coated with paint of similar roughness as for the full-scale vessel. The additional resistance for coatings with various roughness heights is studied, with roughness heights ranging from less than 10  $\mu\text{m}$  to more than 60  $\mu\text{m}$ . Also, the potential in low-cost reduction of frictional resistance is investigated. High-quality paint coating (with low roughness) can be applied at given locations where the skin friction is high, while using cheaper coating and application procedures (resulting in larger surface roughness) at other locations where skin friction is of less importance.

**Keywords:** CFD, ship resistance, surface roughness

**Article history:** Received 10/12/2019 – Accepted 21/12/2019

### 1. Introduction

Resistance due to fouling and poorly applied antifouling coating can have a significant contribution to the total resistance of a ship. This is especially true for ships operating at low Froude numbers, where skin friction resistance is the dominating component of the hydrodynamic resistance and could account for 60% or more of the total resistance. Reliable estimations of added resistance due to rough hull surfaces are important in order to be able to perform speed prediction of the vessel. Also, insight into the relative importance of roughness at different parts of the hull can be used to give guidance on where and how to apply antifouling coating on the ship.

Numerical simulations of rough surface friction drag are traditionally based on roughness functions that relies on finding an equivalent sand grain height that fits Nikuradse (1933) pipe flow experiments, examples can be found in Vargas and Shan (2016) and Demirel et al (2014).

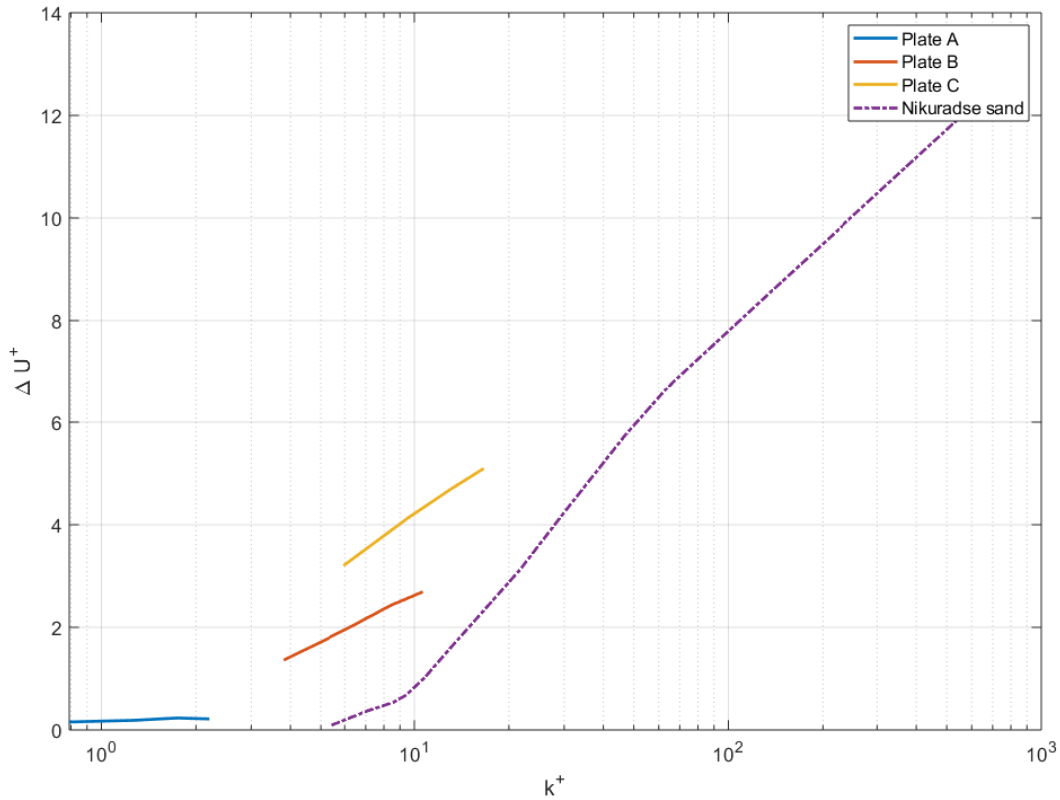
In the present paper a different approach is applied, the roughness function is based directly on experimental resistance test of the specific surface coating. The roughness function is derived based on experimental flat plate towing tank tests. Plates with various surface roughness were towed at constant speeds, Savio et al (2015), and the results were post processed using methods proposed by Granvile (1987). The roughness levels of the different plates were related to typical real applications processes used in the marine industry. Results from these tests were implemented in customized rough wall functions in the OpenFOAM flow solver, and presented in a validation study, Östman et al (2017). The validation showed very good agreement of computed flat plate resistance against experiments.

The method is in the present paper applied on a full-scale ship hull. The coatings and roughness models developed in the 2D validation study is used to model the rough surface ship hull. The computed total friction resistance of the various coatings is compared. Also, the effect of applying the highest quality coating at limited areas, selected based on the computed friction coefficient, is studied.

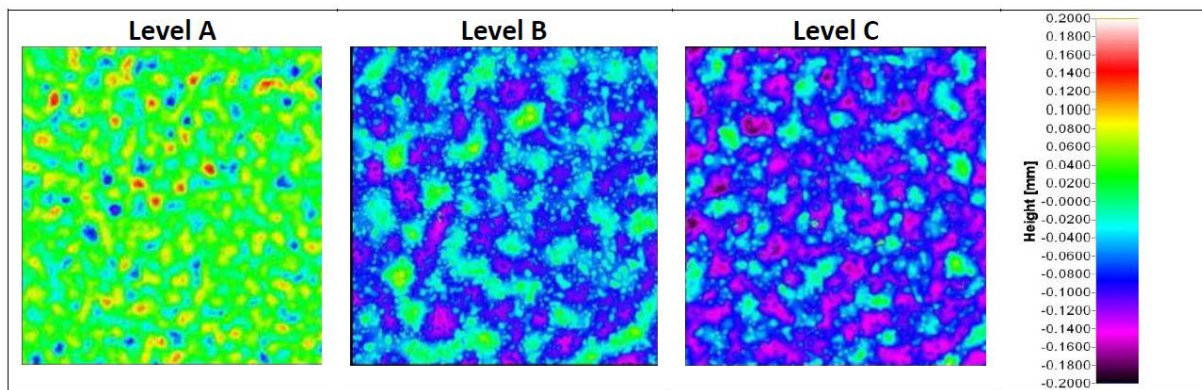
## 2. Formulation of the Roughness Wall Function

The implemented physical model that is used to model rough surfaces in the CFD simulations relies on measured flat plate resistance experimental results. Flat plates with various surface roughness were towed at constant speed while resistance was recorded, Savio et al (2015). The roughness on the plates was due to paint applied on the surface of the plates with various quality of application process. The aim was to mimic typical real application processes used in the marine industry. Three roughness levels (denoted A, B and C with increasing order of roughness) were considered. Roughness level A represents an optimal new build or full blast dry docking application of the paint. Roughness level B corresponds to dry dock situation with some underlying spot repair roughness and poor coating application of the paint. Finally, the plate with the most severe roughness was denoted level C, which could simulate an extreme case with severe underlying roughness accumulated from several dry dockings and very poor application of the paint. In addition, a set of smooth blank plates were used in order to have a reference to the theoretical smooth boundary layer friction drag.

The measured drag was post-processed following methods proposed by Granvile (1987) and presented in terms of inner variables, Fig.1. The graph shows the shift  $\Delta U^+$  of the velocity profile in the logarithmic part of the boundary layer as a function of the non-dimensional roughness height,  $k^+$ , where  $k^+$  is defined by  $k^+ = kU\tau/v$ . The height,  $k$  [m] is a typical roughness height of the rough surface,  $U\tau$  is the friction velocity and  $v$  is the fluid kinematic viscosity. The variable,  $k^+$ , can be interpreted as a local Reynolds number for the surface roughness in the boundary layer. The value of typical roughness height,  $k$ , is found from a statistical analysis of the actual rough surface and defined as the rms (root mean square) of absolute heights of the surface, and denoted  $S_q$  in the following. The statistics of the surface is found from analyzing high-resolution laser scan of imprints of the surface. The measured rms roughness height of the plates is presented in Table 1. Visualisations of the surface from the laser scan is shown in Fig.2.



**Fig. 1.** Presentation of the experimental data in terms of inner variables



**Fig. 2.** Visualization of surface scans of the plates

**Table 1.** Measured root mean square of absolute heights of the surface roughness ( $Sq$ ) of the plates

Plate	$Sq[\mu\text{m}]$
Plate A	8.51
Plate B	41.15
Plate C	64.44

The towing test results of the rough plates was used to derive the roughness function that is implemented in the CFD solver. The experimental results, Fig.1, show that each plate has a linear relation between velocity shift and  $\log(k^+)$ . Based on this observation, the idea of developing dedicated roughness functions for each surface coating was considered.

The velocity profile in the log law region is described by the equation, Cebeci and Bradshaw (1977):

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(E y^+) \quad (1)$$

where  $\kappa=0.41$  is the von Karman constant and E is a constant which equals 9.8 for smooth walls. For rough walls the velocity profile is switched downward in the logarithmic region. This can mathematically be expressed by substituting E with a modified variable E' defined as

$$E' = \frac{E}{f} \quad (2)$$

Where the roughness function, f, can be found directly based on experimental results of the velocity shift ( $\Delta U^+$ ). The procedure on how to estimate f directly from measurements are described in the following. Inserting the expression given in Eq. (2) into Eq. (1) gives:

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln\left(\frac{E}{f} y^+\right) = \frac{1}{\kappa} \ln(E y^+) - \frac{1}{\kappa} \ln(f y^+) \quad (3)$$

The last term in the equation is the velocity shift,  $\Delta U^+$

$$\Delta U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(f y^+) \quad (4)$$

$\Delta U^+$  is defined to be positive when the velocity profile is shifted downwards. The roughness function f can now be found directly from Eq. (4):

$$f = e^{(\kappa \Delta U^+)} \quad (5)$$

As seen in the experimental results for the velocity shift that are presented in Fig.1 as a function of  $k^+$ , it is evident that a logarithmic fit can be found for each plate. An expression of the velocity shift can be formulated as:

$$\Delta U^+ = a_0 + a_1 \log_{10}(k^+) \quad (6)$$

where  $a_0$  and  $a_1$  are constants of the curve fit. The best fit for different plates are shown in Fig.3.

### 3. CFD Solver

The flow solver used is the simpleFOAM mono fluid solver included in the OpenFOAM package. The solver solves the steady-state fluid flow using the SIMPLE algorithm, Ferziger and Peric (2002). The k-omega SST turbulence model is used to model turbulence. The flow over the rough surfaces is modeled by means of modifying the smooth wall function as described in the previous section.

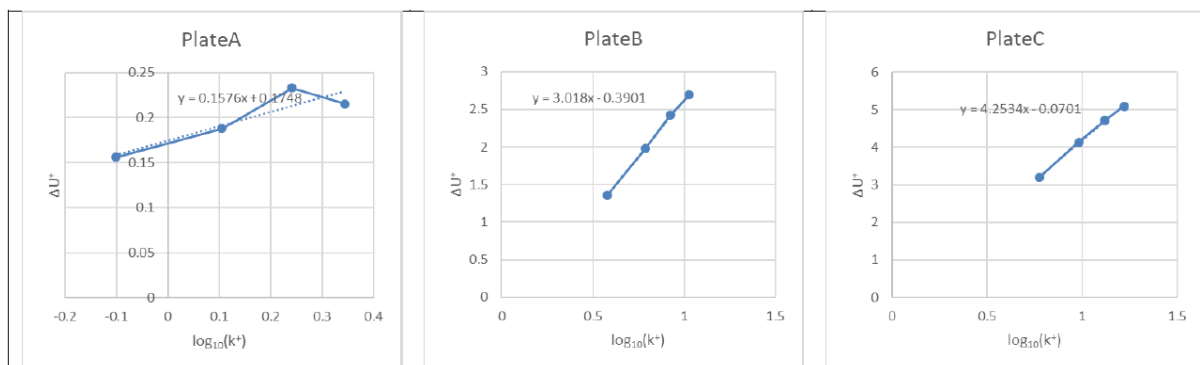


Fig. 3. Curve fit of measured velocity shift for the plates

#### 4. Flat Plate Validation Study

The flat plate validation study, presented in Östman et al (2017), is in the following shortly summarized. The problem is simplified in the CFD analysis by neglecting wave generation and end-effects of the towed plates. This is done by solving the equations for a mono-fluid flow field in a 2D dimensional flow domain. Separate meshes were generated for each speed, the meshes were generated with a target for the near wall mesh spacing that results in  $y^+ \approx 60$  for the cell center of the wall adjacent cells, Fig.4.

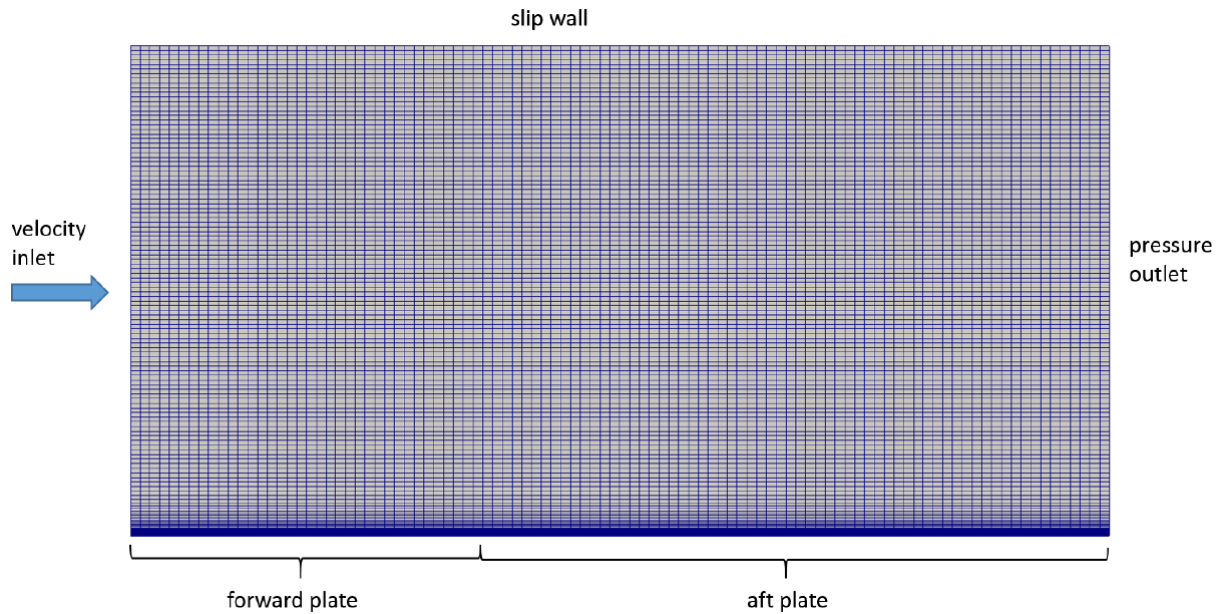


Fig.4. Mesh in the flow domain and boundary conditions

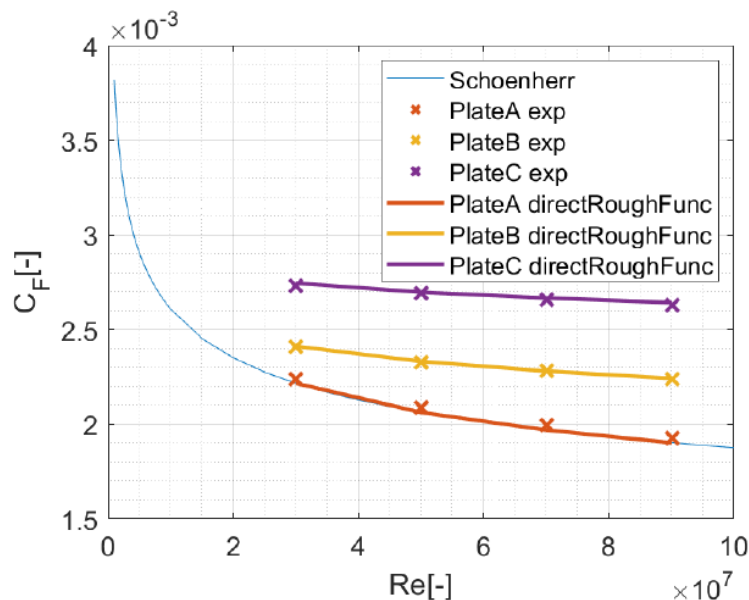


Fig. 5. Skin friction resistance coefficient. Comparison of CFD results using the direct roughness function formulation Eq.(5) against experimental results.

The simulations were performed for the same speeds as tested in the towing tank,  $U=3, 5, 7$  and  $9\text{m/s}$ . The computed results are compared against experiments in Fig.5. The comparison is very good for all plates. The implemented roughness function is thus able to accurately model the behavior of the rough surfaces.



## 5. Full Scale Ship Hull Simulations

Simulation of the full scale KVLCC2 hull is performed at 15 kn. The length between perpendiculars of the vessel is 320 m, resulting in a Reynolds number of  $2.08 \cdot 10^9$  and Froude number 0.137. The same rough hull coatings as in the flat plates experiments is assumed. At this low Froude number, wave resistance is of less importance, while skin friction resistance being the dominant resistance component. The purpose of the present study is to quantify the increase in resistance due to hull surface roughness. It was therefore decided to simplify the simulation setup by replacing the free surface with a fixed slip surface. The motivation for this simplification is: (i) Changes in wave resistance due to hull surface roughness is assumed to be very small. The wave pattern, and hence, the wave resistance is not expected to be influenced by the hull surface roughness. (ii) We are only interested in the difference in resistance due to hull roughness, thus, the actual level of resistance is of less importance as long as the difference in resistance is captured by the simulation setup. (iii) The wave resistance is anyhow a small component of the total resistance due to the small Froude number.

The rough surface was modelled using the direct roughness function with the same parameters as for the flat plate simulations. The 3D volume mesh was generated using the HEXPRESSTM grid generator. Illustrations of the flow domain and mesh on the hull surface in the symmetry plane are shown in Fig.6 and Fig.7. The mesh is refined in the boundary layer in order to accurately capture the boundary layer profile. The aim is to have a  $y^+$  value in the range 40-100 at the cell centre in vicinity to the hull surface. Based on boundary layer theory the size of the first cell normal to the hull surface is chosen as 0.6 mm. The total number of grid cells was approximately 6.2M.

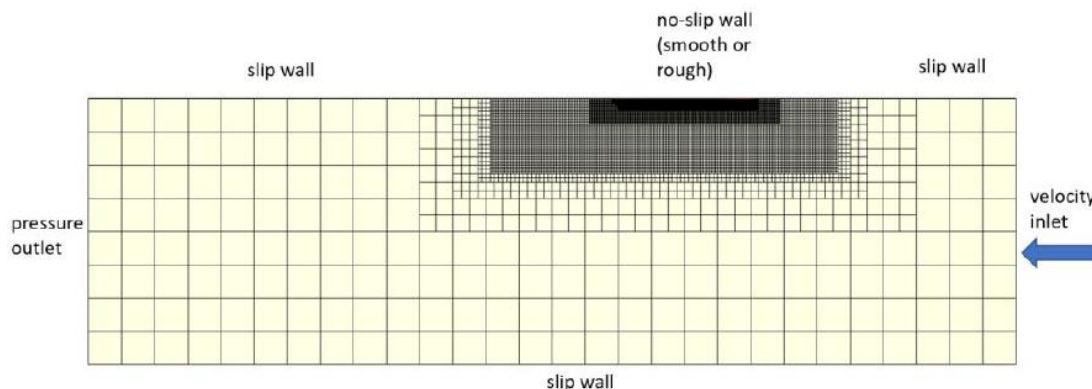


Fig. 6. Illustration of mesh on the hull surface and in the symmetry plane

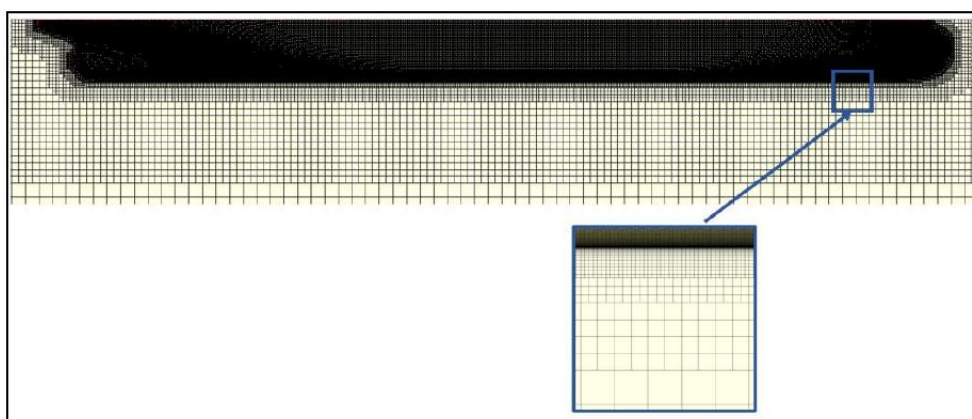
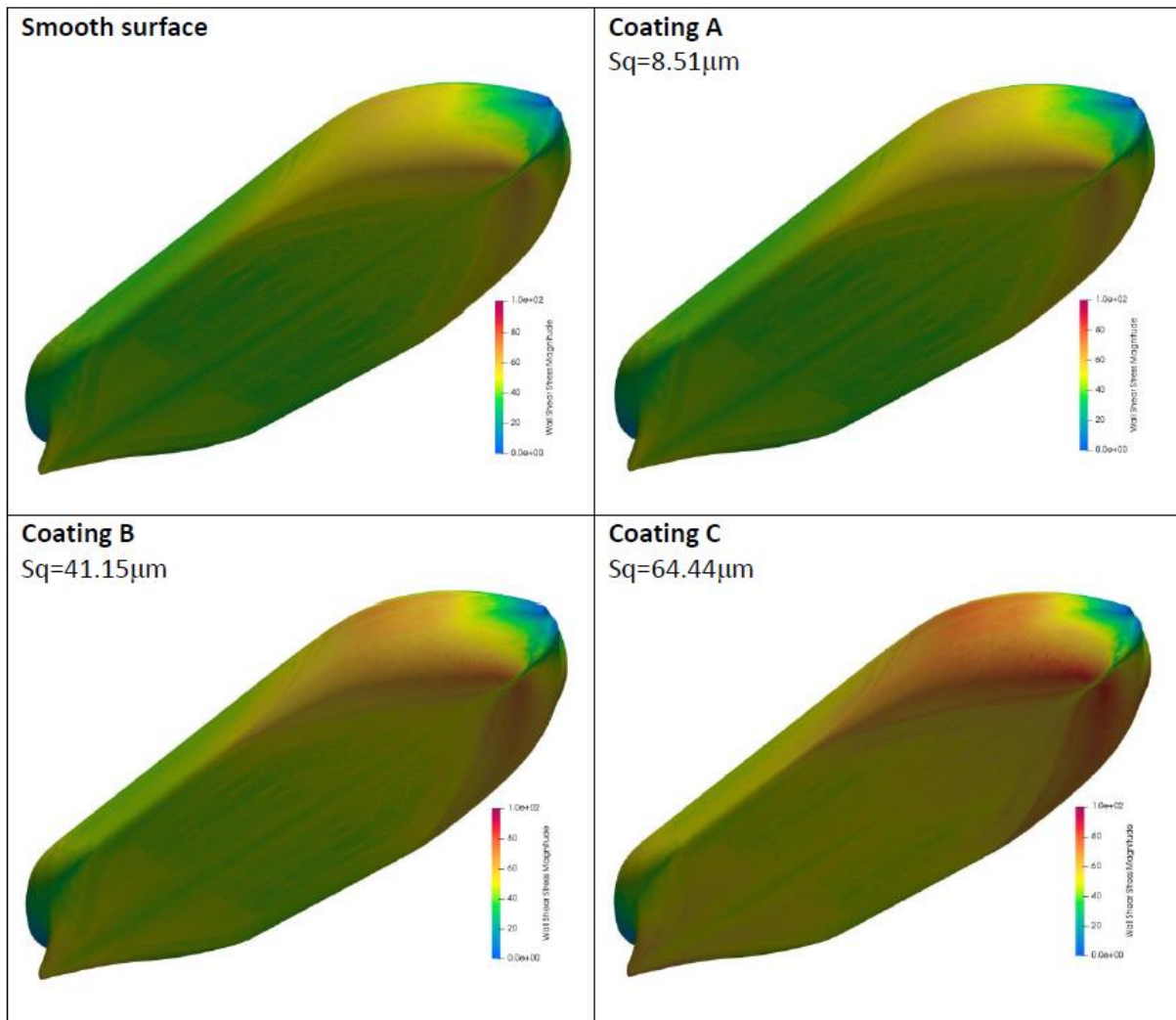


Fig. 7. Mesh on the hull surface and in the symmetry plane in vicinity to the hull

The computed wall shear stress on the hull for the different surface coatings is presented in Fig.8. For simplicity, the surfaces are denoted to have different coatings, this is strictly not correct, all surfaces are treated with the same coating, but using different quality of the application process, resulting in different surface roughness. However, the term "coating" is in the following used to simplify the presentation.

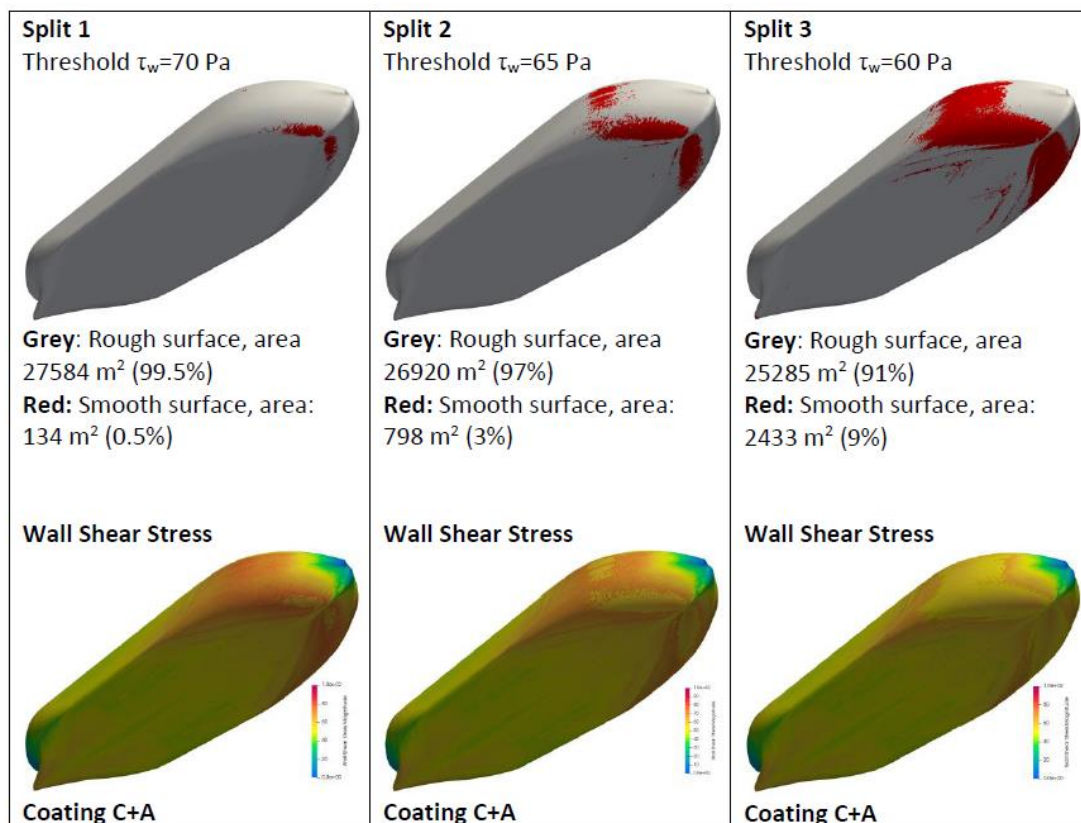
As expected, the wall shear increases with increasing surface roughness. Moreover, the increase in shear stress is seen on the entire hull surface. As was also observed in the flat plate simulations, the smoothest coating is very smooth, which results in a shear stress that is very similar to the stress on the hydraulic smooth reference surface. The largest values of wall shear stress are seen in areas with accelerations in the flow, such as around the shoulder and at the bilge in the bow area. The computed friction resistance coefficients are compared in Table 2. The increase in resistance for coating A, compared to the smooth surface, is only 0.9%. Coating B results in about 11% increase, while the increase in resistance for coating C is 24% compared to the smooth surface.



**Fig. 8.** Computed wall shear stress at the hull surface for the different coatings

In an attempt to investigate the relative importance of surface coating quality at different parts of the hull, the hull surface was split based on shear stress threshold values. Using coating C as a basis, areas with shear stress exceeding 60, 65 and 70 Pa were identified. The hull surface was thereafter split in

two parts based on these threshold values. The splits are shown in Fig.9. The red part illustrates areas with high wall shear stress. The size of the area of the high shear part of the hull depends on the threshold value. The area of the part of the hull where  $\tau_w > 70$  Pa is 134 m<sup>2</sup>, this corresponds to approximately 0.5% of the total wetted hull surface area. Threshold  $\tau_w > 65$  Pa results in an area of 798 m<sup>2</sup> (3%), while  $\tau_w > 60$  Pa results in an area of 2433 m<sup>2</sup> (9%). Simulations was thereafter performed using the high quality coating A at the part of the hull where the shear stress exceeds the threshold value, while the remaining part of the hull has the rough coating C. The computed wall shear stress on the hull surface is also shown in the figure. The shear stress is significantly reduced at areas where the smooth coating is applied.

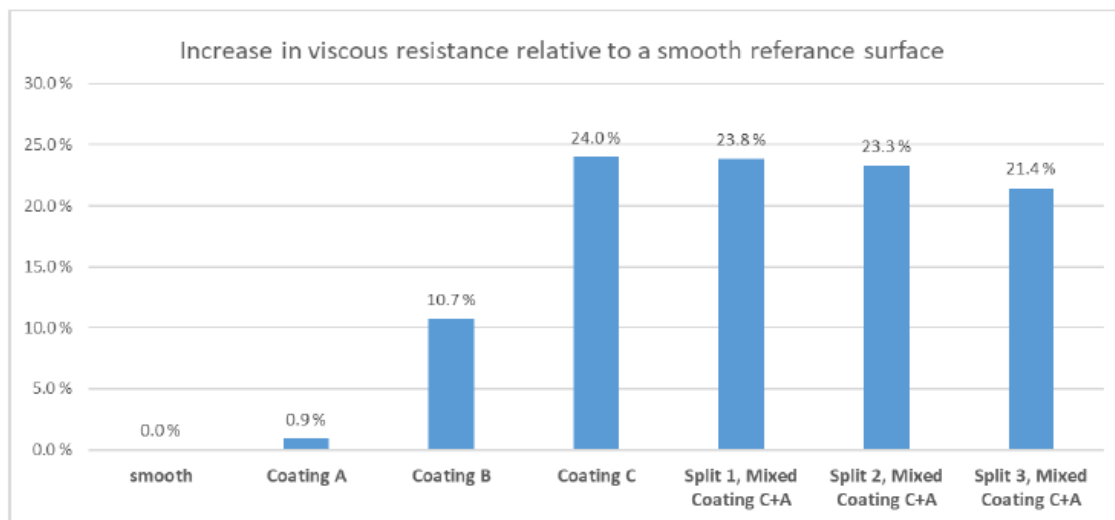


**Fig. 9.** Above: The hull surface splitted based on a wall shear stress threshold. Below: Computed wall shear stress at the hull surface. Simulations using different coatings. Surface coating C is applied on the grey part of the hull, coating A is applied on the red part.

**Table 2.** Computed friction resistance coefficient of hull with different coatings. The increase relative to the smooth hull is also presented.

Surface description	$C_f * 1000$ [-]	% Increase
Smooth	1.3096	0.0 %
Coating A	1.3216	0.9 %
Coating B	1.4502	10.7 %
Coating C	1.6240	24.0 %
Split 1, Mixed Coating C+A	1.6219	23.8 %
Split 2, Mixed Coating C+A	1.6151	23.3 %
Split 3, Mixed Coating C+A	1.5905	21.4 %

The computed friction resistance coefficients are presented in Table 2. The resistance is reduced for the hull with mixed coatings compared to the hull with coating C. However, the reduction is not very large. For Split 1, where only 0.5% of the hull is treated with coating A while the rest of the hull consist of coating C, the increased resistance compared to the smooth reference is 23.8%, instead of 24% for the hull with coating C on the entire wetted surface. This corresponds to approximately 1% "reduction of increase" (0.2% of 24%). That is, by treating 0.5% of hull with a high-quality coating, the increase in resistance is reduced by 1%. By increasing the area of the part which is coated with coating A the resistance is further reduced. For Split 3, where 9% of the hull is treated with coating A, the increase in resistance is reduced to 21.4 % compared to the smooth surface hull simulations. The computed resistance of the various surface coatings is also compared in Fig.10.



**Fig. 10.** Computed increase in viscous resistance for the different coatings

## 6. Conclusions

The additional viscous resistance due to surface roughness on a full-scale ship hull has been studied using CFD simulations. Three different rough coatings were modeled, the rough surfaces correspond to realistic hull surface conditions found in the marine industry. Parameters in the numerical implementation of the roughness function, which is used in the turbulent wall function, relies on towing tank experiments conducted on coated sample plates.

The simulations showed, for the roughest coating, an increase in viscous resistance of 24%, compared to a smooth hull surface. The potential of low-cost reduction of frictional resistance was also investigated. When a low roughness coating was applied at locations where the shear stress is high, while the rest of the hull had a high roughness coating, the resistance was reduced compared to having the same rough coating on the entire hull. However, the reduction of viscous resistance was not very large. When 9% of the hull has a low roughness coating, while the rest of the hull is coated with the roughest coating, the increase in viscous resistance was computed 21.4%, instead of 24%, which is the increase in resistance when the entire hull is coated with the roughest coating.

## Acknowledgements

Part of this work was supported by the EU FP7 Project "Low-toxic cost-efficient environment-friendly antifouling materials" (BYEFOULING) under Grant Agreement no. 612717.

## 7. References

Cebeci, T.; Bradshaw, P. (1977), *Momentum Transfer in Boundary Layers*, McGraw-Hill

Demirel, Y.K.; Khorasanchi, M.; Turan, O.; Incecik, A. (2014), A CFD model for the frictional resistance prediction for antifouling coatings, *Ocean Engineering* 89, pp.21-31

Ferziger, J.H.; Peric, M. (2002), *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer

Granville, P.S. (1987), Three Indirect Methods for the Drag Characterization of Arbitrarily Rough Surfaces on Flat Plates, *J. Ship Research* 31, pp.70-77

Grigson, C.W.B. (1992), Drag losses of new ships caused by hull finish, *J. Ship Res.* 36, pp.182– 196

Nikuradse, J. (1933), *Laws of flow in rough pipes*, NACA Technical Memorandum 1292

Östman, A.; Koushan, K.; Savio, L. (2017), Numerical and Experimental Investigation of Roughness Due to Different Type of Coating, 2nd HullPIC, Ulrichshusen

Savio, L.; Berge, B.O.; Koushan, K.; Axelsson, M. (2015), Measurements of added resistance due to increased roughness on flat plates, 4th Int. Conf. Advanced Model Measurement Technology for the Maritime Industry, Istanbul

Vargas, A.; Shan, H. (2016), A numerical approach for modeling roughness for marine applications, FEDSM2016-7791, ASME 2016 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Washington



## Enerji Dengesi Yaklaşımına Dayalı Bir Stabilite Değerlendirmesi

Ahmet Dursun Alkan<sup>1,2</sup>

alkanad@yildiz.edu.tr

<sup>1</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Beşiktaş, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup> (Halen) Millî Savunma Üniversitesi, Deniz Harp Okulu Dekanlığı, Tuzla, İstanbul, Türkiye

### ÖZET

Bu çalışmada, IMO hasarsız stabilite kriterlerini karşısında dalga ve rüzgâr etkilerinin dikkate alındığı iş/enerji dengesi ilkesine dayanan bir stabilite değerlendirme üzerinde durulmaktadır. 1850 yılında Moseley tarafından öne sürülmüş olan enerji dengesi yaklaşımı, gemi stabilite probleminde dış kuvvetlerin enerjisi ile geminin verdiği toplam karşılık olan doğrultma enerjisinin dengesini temel almaktadır. Dalga ve rüzgâr etkileri içerisinde geminin doğrultma moment kolu-meyil açısı  $\overline{GZ} - \phi$  eğrisinin zamana bağlı değişiminin modellendiği enerji dengesi yaklaşımı, stabilite hesaplamalarına güvenilirlik sağlamaktadır. Bu ilkeden yola çıkılarak küçük tekneler için enerji dengesi ilkesine göre geliştirilmiş bir stabilite modeli ele alınarak modelin uygulamasından elde edilen sonuçlar üzerinde durulmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Gemi, hasarsız stabilite, enerji dengesi, kritik yalpa

**Makale geçmişi:** Geliş 25/11/2019 – Kabul 29/12/2019

# A Stability Assessment Based on the Energy Balance Approach

Ahmet Dursun Alkan<sup>1,2</sup>

alkanad@yildiz.edu.tr

<sup>1</sup>Yildiz Technical University, Dept. of Naval Architecture and Marine Engineering, Beşiktaş, Istanbul, Turkey

<sup>2</sup>(Actually) Dept. of Naval Architecture and Marine Engineering, Naval Academy, National Defense University, Tuzla, Istanbul, Turkey

## ABSTRACT

In this study, a stability assessment based on work / energy balance principle considering wave and wind effects against IMO intact stability criteria is emphasized. The energy balance approach proposed by Moseley in 1850 is the concept of “dynamic stability” as the work done by in inclining a ship and consequently stored as potential energy balance of the energy of excitation forces and the total response of the ship in the ship stability problem. The energy balance approach, in which the time-dependent variation  $[\overline{GZ}(\phi, t)]$  of righting arm curve of the ship subjected to wave excitation and wind forces is modeled, provides reliability for stability calculations. Based on this principle, a stability model developed according to the energy balance principle for small boats is discussed and the results obtained from the application of the model are emphasized.

**Keywords:** Ship, undamaged stability, energy balance, critical roll

**Article history:** Received 25/11/2019 – 29/12/2019

## 1. Giriş

Bu çalışmada IMO hasarsız stabilite kriterlerini karşısında dalga ve rüzgar etkilerinin dikkate alındığı iş/enerji dengesi ilkesine dayanan bir stabilite değerlendirmesi üzerinde durulmaktadır (IMO 1993, 2008). İlk defa 1850 yılında Moseley (1850) tarafından öne sürülen gemi stabilitesinde enerji dengesi yaklaşımı gemilerin stabilite probleminde dış kuvvetlerin enerjisi ile geminin verdiği karşılık olan doğrultma enerjisinin dengesini temel almaktadır. Dalga ve rüzgâr etkileri içerisinde geminin  $GZ-\phi$  eğrisinin zamana bağlı değişiminin modellendiği enerji dengesi yaklaşımı stabilite hesaplamalarına güvenilirlik sağlamaktadır. Enerji dengesi ilkesine göre Kuo ve diğ. (1983) tarafından geliştirilmiş stabilite yaklaşımı ele alınarak bu yaklaşımın küçük teknelere uygulamasından elde edilen sonuçlar üzerinde durulacaktır. Halen IMO tarafından enerji dengesi ilkesinin temel alındığı güvenli stabilitenin belirlenmesi konusunda yoğun çalışmalar yapıldığı bilinmektedir. Bununla birlikte değişik gemi tipleri, işletme ve çevre şartlarının oluşturduğu geniş çerçevede kriter/standart geliştirebilme açısından zorluklar bulunmaktadır.

## 2. Enerji Dengesi Yaklaşımı

Kuo ve diğ. (1983) tarafından geliştirilen enerji dengesi yaklaşımı zamana bağlı yalpa hareketini karşılayıcı momentin; gemi su üstü formunun izdüşümüne etkiyen rüzgâr, baş, kık ve omuzlukların alınan dalga durumları ve yükleme şartlarına bağlı olarak incelenmesi temeline dayanmaktadır. Dalga boyunun hesaplamalarda gemi boyuna eşit olduğu ve geminin karşılaşma frekansının geminin kritik yalpa frekansına eşit alınması ile maksimum yarım yalpa periyodunun, yalpanın geminin rüzgâr yönüne yaptığı bir açı ile rüzgâr arkasına maksimum yaptığı bir yalpa açısı arasında olduğu kabul edilmiştir. Maksimum yarım yalpa sürecinde minimum doğrultucu moment eğrisi, trimsiz durumda, gemiye göre her bir dalga konumu dikkate alınarak ilgili meyil açıları için hesaplanmaktadır. Stabilite karakteristiğini gösteren meyil açısına ve zaman bağlı doğrultma moment kolu eğrisi  $\overline{GZ}(\phi, t)$ , sinüs fonksiyonuna uyan dalgalarda geminin zamana bağlı yalpa doğrultucu moment kolunu temsil etmektedir. Bunu izleyen aşamada enerji dengesi hesabı, sönüm ve rüzgâr etkilerinin de hesaba katılmasıyla Moseley'in İş/Enerji Dengesi yöntemi yardımıyla yapılır ve doğrultucu moment ile zorlayıcı momentler arasındaki fark olarak tanımlanan 'net alan' elde edilmektedir. Zamanın fonksiyonu olarak pozitif yüzde net alan eğrisi çizildiğinde, bu eğri geminin devrilmeye karşı emniyetliliğinin bir ölçüsü olmaktadır.

### 2.1 Yalpa hareket denklemi

Stabilite açısından oluşabilecek tüm kritik halleri verebilmesi için yalpa hareketinin genel denklemi dikkate alınmaktadır. Buna göre teorik yönden öneme sahip ve hesaplanabilen terimleri içeren bir yalpa hareket denklemi [2] genel halde

$$I\ddot{\phi} + D(\phi, \dot{\phi}) + M_r(t) = M_e(V, t) + W(\phi) + M_L(t) + M_{RB}(t) \quad (1)$$

dir. Burada  $\phi$  yalpa açısını,  $I$  gemi ve ek-su kütlesi dahil olmak üzere yalpa eksenine göre toplam kütle atalet momentini,  $D(\phi, \dot{\phi})$  doğrusal olmayan sönüm terimini,  $M_r(t)$  yalpa doğrultma momentini,  $M_e(V, t)$   $V$  gemi ilerleme hızında 6 serbestlik dereceli birleşik gemi hareketinin fonksiyonu olan zorlayıcı dalga momentini,  $W(\phi)$  rüzgâr meyil momentini,  $M_L(t)$  pervane ve dümen kuvvetleri ve güverteye giren su ve benzeri kuvvetlerin oluşturduğu bir momenti ve  $M_{RB}(t)$ , rijit gemi gövdesindeki birleşik hareketlerin dinamik etkilerini gösteren zorlayıcı bir momenttir.

Denklem (1), stabiliteyi etkileyen kık ve baş omuzluk dalgalarının en tehlikeli halleri oluşturduğu kabulü ile küçük karşılaşma frekanslarında dinamik kuvvetlerin hidrostatik kuvvetlere nazaran ihmal edilmesi ve ayrıca tek serbestlik dereceli olarak düzenlenerek basit bir yalpa denklemi haline getirildiğinde

$$I\ddot{\phi} + C_e\dot{\phi} + g\Delta\overline{GZ}(\phi, t) = W(\phi) \quad (2)$$

elde edilir (Kuo ve diğ., 1983). Burada  $C_e$  eşdeğer doğrusal sönüm katsayısını,  $g$  yerçekimi ivmesini ve  $\Delta$  geminin deplasman kuvvetini göstermektedir. Denklem (2) dalıp-çıkma ve baş-kık vurma hareketleri ile dalga zorlamasının konuma bağlı bileşke halini içermektedir. Güvertesi basan su, dümen ve pervane kuvvetleri gibi diğer dış momentler açık halde özel kriterlere göre hesaplanabildiği gibi zorlayıcı bu kuvvetlerin ölçeklendirilebileceği önerilmiştir (Kuo ve diğ., 1983).

### 2.2 Dalga ve Rüzgâr etkisinde İş/Enerji dengesi

Burada incelenen yaklaşımda, stabilite düzeyinin ölçülebilir bir halde türetilebilmesi için Moseley (1850) tarafından önerilen dinamik stabilite kuramı kullanılmaktadır. Stabilite denklemindeki momentler zaman ( $t$ ), yalpa açısı ( $\phi$ ) ve yalpa hızına  $\dot{\phi}$  bağlıdır. Denklem (2)'nin Şekil 1'de gösterilen kritik yalpa yarım salınımı (iskele veya sancak tarafta) boyunca integrali alınması ile dalga

zorlamasından dolayı geminin rüzgâr tarafına yaptığı yalpa açısı  $\phi_1$  hesaplanmaktadır (Kuo ve diğ., 1983):

$$\frac{1}{2} \dot{\phi}^2 + \int_{\phi_1}^{\phi_2} [C_e \dot{\phi} + g\Delta \overline{GZ}(\phi, t) - W(\phi)] d\phi = 0 \quad (3)$$

Kritik yarım yalpa salınımı zamana bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

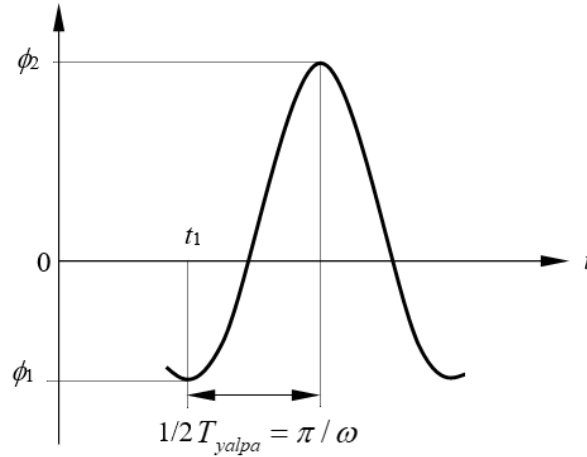
$$\phi(t) = (\phi_1 + \phi_2) + \frac{1}{2}(\phi_1 - \phi_2) \cos[\omega(t - t_1)] \quad (4)$$

Denklem (2) kritik yalpa salınımı boyunca ( $t_1 \leq t \leq t_1 + \pi/\omega$ ) yazılırsa

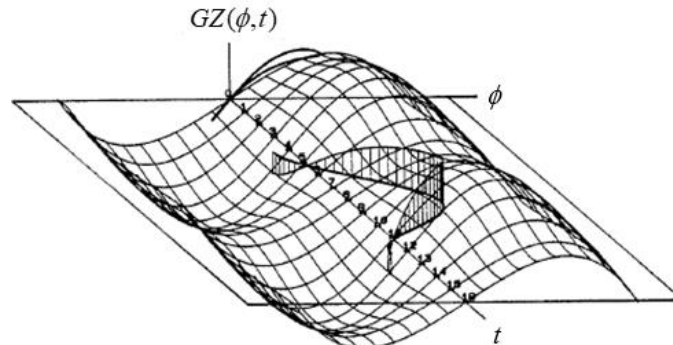
$$F(\phi_1, \phi_2) = \int_{t_1}^{t_1 + \pi/\omega} [C_e \dot{\phi} + g\Delta \overline{GZ}(\phi, t) - W(\phi)] \phi d\phi = 0 \quad (5)$$

elde edilir. Burada  $F(\phi_1, \phi_2)$  fonksiyonu Net Alan (NA) olarak ifade edilmektedir.

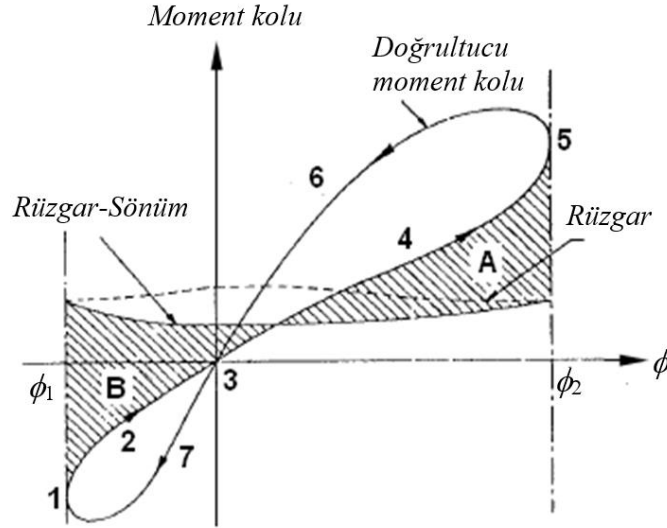
Şekil 2'de yarım yalpa periyodunu kapsayan zaman adımlarında hesaplanan doğrultucu moment kolu  $\overline{GZ}(\phi, t)$  değerlerinin oluşturduğu yüzey görülmektedir. Şekil 3'de ise iki boyutlu  $\overline{GZ} - \phi$  yüzeyine izdüşüm ile elde edilen zorlayıcı ve doğrultucu moment kolları gösterilmiştir. Kritik yarım yalpa hareketinde  $\phi_2$ , ana güvertenin suya giriş açısı veya  $50^\circ$  değerinden küçük olanıdır. Net Alan, pratikte [ (Doğrultucu momentin yaptığı iş/enerji) - (Zorlayıcı momentlerin yaptığı iş/enerji) ] değeridir.  $NA > 0$  değeri pozitif geminin stabilitesinin güvenli olduğunu,  $NA = 0$  sıfır değeri kritik stabiliteyi ve  $NA < 0$  ise zorlayıcı enerjinin doğrultucu enerjiden daha fazla olduğunu yani stabilitenin sağlanmadığını göstermektedir.



Şekil 1. Yarım yalpa periyodu ve parametreleri.



Şekil 2. Yarım yalpa periyodu boyunca  $GZ(\phi, t)$  yüzeyinin elde edilmesi (Kuo ve diğ., 1983).



**Şekil 3.** Yarım yalpa periyodu boyunca  $GZ - \phi$  düzleminde zorlayıcı ve doğrultucu momentler (Kuo ve diğ., 1983).

### 3. Uygulama

Yukarıda ele alınan enerji dengesi yaklaşımının küçük balıkçı teknelerine (Kafalı, 1980) yapılan uygulamalarında doğrultucu ve zorlayıcı kuvvetlerin oluşturduğu enerji değerlerinin farkı olan Net Alan değerinin, kritik ve en yüksek değerini kapsayan bir aralık dikkate alınmıştır (yüzde olarak 0, 25, 50, 75 ve 100). Net Alan değerlerine karşılık gelen maksimum müsaade edilebilir stabiliteyi yansıtmak üzere gemi ağırlık merkezinin düşey konumunun en büyük ( $\overline{KG}_{maks}$ ) değerleri hesaplanmıştır. Karşılaştırmaya fırsat vermek için ( $\overline{KG}_{maks}/D$ ) oranlarına dönüştürülmüştür ( $D$  geminin derinliğidir). Tablo 1’de aynı teknelerin IMO İstatistiksel ve Hava (IMO, 2008) kriterlerine göre elde edilmiş  $\overline{KG}_{maks}/D$  değerleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

**Tablo 1.** Enerji dengesi NA yüzdesi ve klasik IMO kriterlerine göre  $\overline{KG}_{maks}/D$  değerleri.

Gemi Kod	Yükleme Durumu	IMO		Net Alan (%)				
		İstatistiksel	Hava	0	25	50	75	100
148/1-B	1	0.816	0.628	0.765	0.757	0.744	0.736	0.723
	2	0.771	0.631	0.761	0.737	0.721	0.713	0.706
	3	0.666	0.457	0.747	0.718	0.687	0.668	0.661
148/3-B	1	0.786	0.578	0.753	0.746	0.736	0.729	0.720
	2	0.758	0.571	0.746	0.725	0.709	0.701	0.696
	3	0.658	0.465	0.732	0.705	0.678	0.661	0.654
148/6-B	1	0.786	0.516	0.699	0.692	0.682	0.675	0.666
	2	0.758	0.609	0.705	0.680	0.665	0.657	0.652
	3	0.658	0.414	0.695	0.669	0.644	0.628	0.621
148/8-B	1	0.786	0.368	0.607	0.599	0.588	0.582	0.575
	2	0.758	0.475	0.646	0.620	0.605	0.598	0.594
	3	0.658	0.508	0.648	0.626	0.601	0.585	0.579

Uygulamada İstanbul Teknik Üniversitesi Balıkçı Gemileri tekne ailesinden, ana gemi 148/1-B ( $L_{pp}=20.0$  m.,  $B=5.714$  m.,  $T=2.286$  m,  $C_B=0.378$ ), 148/3-B ( $L_{pp}=20.0$ ,  $B=5.517$ ,  $T=2.286$ ,  $C_B=0.406$ ), 148/6-B ( $L_{pp}=22.9$ ,  $B=5.714$ ,  $T=2.286$ ,  $C_B=0.400$ ) ve 148/8-B ( $L_{pp}=28.6$ ,  $B=5.714$ ,  $T=2.286$ ,  $C_B=0.400$ ) seçilmişlerdir. Bu teknelerden 148/6-B ve 148/8-B, 148/3-B kodlu teknenin en kesit geometrileri

değiştirilmeksizin sadece bu teknenin boyu uzatılarak elde edilmişlerdir. Tablo 1’de ikinci sütunda 1,2,3 indisleri yükleme durumunu yansıtan su-çekimi değerlerini göstermektedir (1,2,3 sırası ile  $T=1.715$ , 2.286 ve 2.858 m).

148/3-B, 148/6-B ve 148/8-B teknelerinin IMO İstatistiksel kriterlerine göre elde edilen  $\overline{KG}_{maks}/D$  değerlerinin boy yani deplasman artışından etkilenmediği görülmektedir. Buna karşılık IMO hava kriterine göre yapılmış olan stabilite hesaplarında boy uzatıldığında (148/3-B, 148/6-B, 148/8-B)  $\overline{KG}_{maks}/D$  değerlerinde düşme olduğu gözlenmektedir. Benzer azalma durumu NA değerlerine karşı helen  $\overline{KG}_{maks}/D$  değerlerinde de görülmektedir. Buradan çıkarılacak sonuç, gemi form özellikleri ve çevre etkilerini dikkate alan bir yaklaşımın dizayn parametreleri ve yükleme durumundaki değişikliklere karşı duyarlılık gösterebilmesidir.

Bu çalışmada ele alınan rüzgâr ve dalga etkileri ile birlikte, zamana bağlı yalpa hareketi altında geminin stabilite davranışının modellendiği enerji dengesi yaklaşımının, küçük teknelere yapılmış olan uygulamasından elde edilen sonuçları itibari ile yaklaşımın IMO Hava kriterine göre daha toleranslı olduğu görülmektedir. İlgili kaynaklar ve uygulamadaki tecrübeler dikkate alındığında NA değerinin hangi yüzde değerinde alınması gerektiği hakkında bir genelleme yer almamaktadır.

#### 4. Sonuç

Güvenli stabiliteyi garanti altına alabilmek, gemi form özellikleri ile dalga ve rüzgâr etkileri yanında geminin yükleme/işletim şartlarını gerçekçi olarak modelleyen bir yaklaşım ile mümkün olmaktadır. Hasarsız stabilite konusunda IMO tarafından uzun dönemde yapılmış çalışmalar çerçevesinde geliştirilen kriterlere bakıldığında, gemi dizayn aşamasında pratik ve kullanım kolaylığı olan ampirik yaklaşımlara yer verildiği görülmektedir. Buna karşılık çevre etkileri, gemi özellikleri ve işletim şartlarını modelleyebilen yaklaşımların gerçekçi ve güvenli sonuçlara ulaşmada bir çözüm olduğu mutlaklıdır.

Bu çalışmada ele alınan rüzgâr ve dalga etkileri ile birlikte zamana bağlı yalpa hareketi altında, geminin stabilite davranışının modellendiği enerji dengesi yaklaşımı, gemi form özellikleri veya dizayn parametreleri ile yükleme durumlarındaki değişikliklere karşılık verebilmektedir. Denizde can emniyetinin hassas bir ölçüsü olan stabilite problemi hakkında IMO ile ilişkili olarak araştırmacıların yoğun çabalar gösterdiği bilinmektedir. Bu çalışmalarda enerji dengesi ve benzeri modellerin dinamik içeriğinin genişletilmesi yanında kaçınılmaz olarak deniz ortamının istatistiksel yorumu daha da kapsamlı olarak incelenmektedir.

Yeni nesil hasarsız stabilite kriterleri geliştirme amaçlı çalışmalar IMO tarafından uzun bir süreç içerisinde devam etmektedir. Bu süreci IMO stabilite komitesindeki çalışmalara (Sub-Committee on Ship Design and Construction - SDC) katkı sunan araştırmacılardan iki yazarın bulgu ve değerlendirmelerinin incelenmesi faydalı olacaktır (Francescutto, 2019; Taylan, 2016).

*Yazarın notu: Bu makale GMO Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi 2012’de bildiri olarak sunulmuştur, Pîrî Reis Üniversitesi, Tuzla, 13-14 Aralık 2012. / This paper was presented at the International Shipbuilding and Marine Technology Congress, Turkish Chamber of Naval Architects, Pîrî Reis University, 13-14 December 2012, Tuzla, Istanbul.*

#### 5. Kaynaklar

IMO, 1993, MSC.75(69), Amendments to the Code on Intact Stability for All Types of Ships Covered by IMO Instruments, Resolution A.749(18).

IMO, 2008, “International Code on Intact Stability”.



Moseley H. (1850). On the Dynamical Stability and on the Oscillations of Floating Bodies, Phil. of the Transactions of the Royal Society, Sayfa 609.

Kafalı K. (1980). Balıkçı Gemisi Formlarının İncelenmesi, Gemi İnşaatı Fakültesi-Gemi Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, No. 25.

Kuo C., Vassalos D., Martin J., Alexander J. G. ve Barrie D. A. (1983), SAFESHIP Project-Mathematical Modelling, Part B: Stability Criteria Based on Time Varying Roll Restoring/Excitation Moments, Safeship (5) Final Report, Department of Ship and Marine Technology, University of Strathclyde.

İlave kaynaklar / Further reading:

Francescutto A. (2019). Rahola Criterion and the Development of the Intact Stability Code, Proceedings of the 17th International Ship Stability Workshop, pp.21-27, 10-12 June 2019, Helsinki.

Taylan M. (2016). From Rahola to the Second Generation Evolution of the Intact Stability Criteria, Proceedings of the 1st International Conference on Ship and Marine Technology (GMO-SHIPMAR 2016, [www.gmo.org.tr](http://www.gmo.org.tr)), pp.95-107, 08 December 2016, İstanbul.

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** NİSAN 2019

*Mısal egemenlik, ulusun namusudur,  
emiridir, şerefidir.*

**23 NİSAN**  
**ULUSAL EGEMENLİK VE ÇOCUK BAYRAMI**  
**KUTLU OLSUN!**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** MAYIS 2019

**19 MAYIS 1919**  
**MİLLİ MÜCADELE 100 YAŞINDA**

**GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI**  
**ATASININ İZİNDE 64 YAŞINDA**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** HAZİRAN 2019

**Tüm Mezunlarımıza**  
**Başarılar Diliyoruz**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** TEMMUZ 2019

**1 TEMMUZ**  
**DENİZCİLİK VE KABOTAJ**  
**BAYRAMIMIZ KUTLU OLSUN**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** AĞUSTOS 2019

**30 AĞUSTOS ZAFER**  
**BAYRAMINIZ**  
**KUTLU OLSUN**

*"Zafer, zafer benimdir diyebilenindir"*

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** EYLÜL 2019

**27 Eylül 1538**  
**Preveze Deniz Zaferi'nin**  
**481. Yıl Dönümü ve**  
**Deniz Kuvvetleri Günü Kutlu Olsun!**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** EKİM 2019

**GMO ATASININ İZİNDE**  
**65 YAŞINDA**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** KASIM 2019

**ODAMIZ**  
**65.**  
**YAŞINI KUTLUYOR**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi

**TMMOB**  
Gemi Mühendisleri Odası  
**Endaze Bülteni** ARALIK 2019

**65.YILIMIZ KUTLU OLSUN!**

**D. Bakan ve Karar Komitesi Başkanı ve İZM**

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.  
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul  
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmo merkez twitter.com/Gemimuhendis  
instagram/gemimuhendislerodasi LinkedIn/tmmobgemimuhendislerodasi





# TÜRK LOYDU



# TÜRKİYE'NİN KLAS KURULUŞU

**Teknolojide Öncü, Bağımsız, Uzman**

[www.turkloydu.org](http://www.turkloydu.org)