

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SAVAŞ GEMİLERİNİN PERVANE KAYNAKLI GÜRÜLTÜ
KARAKTERİSTİKLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Münir Cansın ÖZDEN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

MAYIS 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SAVAŞ GEMİLERİNİN PERVANE KAYNAKLI GÜRÜLTÜ
KARAKTERİSTİKLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Münir Cansın ÖZDEN

(508101013)

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Emin KORKUT

MAYIS 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508101013 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Münir Cansın ÖZDEN** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**SAVAŞ GEMİLERİNDEKİ PERVANE KAYNAKLI GÜRÜLTÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Emin KORKUT**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Abdi KÜKNER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ali Can TAKİNACI
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**

Savunma Tarihi : **31 Mayıs 2012**

Prof Dr A. Yücel ODABAŞI'nın aziz hatırasına...

ÖNSÖZ

Sualtı akustiği, savaş gemileri ve özellikle denizaltılarla ilgili en önemli çalışma alanlarından birisi ve öyle olmaya da devam edeceğini öngörmek mümkün. Bu yüzden tezime başlamadan önce özellikle Danışman Hocam Prof Dr Emin Korkut’a teşekkür ederim. Böyle önemli bir alanda çalışmak, yerli savaş gemilerinin tasarım ihtiyaçlarından en önemlisi olan bu konuda know-how ve Türkçe literatür oluşturmak gayesiyle hazırlamış olduğu Tübitak projesinde görev almak benim için bir onurdu.

Sayın Prof Dr Ömer Gören’e beni bu konuda çalışmak konusunda cesaretlendirdiği ve umutsuzluğa kapıldığım her anda maddi manevi desteğini benden esirgemediği için şükranlarımı sunarım.

Sayın Doç Dr Ali Can Takinacı’ya bu tezi hazırlamamdaki yol gösterici tavrı ve pervanelerin geometrilerinin hazırlanması konusundaki destekleri içi teşekkür ederim.

Sayın Arş Gör Ahmet Gültekin Avcı ve Ata Nutku Model Deney Havuzu çalışanlarına, havuzu’ndaki çalışmalarımız ve kavitasyon tünelineki ölçümler sırasındaki desteklerinden ötürü teşekkür ederim.

İTÜ Güneş Teknesi ve Denizaltı Takımı’ndan arkadaşlarım Enishan Özcan, Ersin Demir ve Soner Çetin’e tezi hazırlamam sırasındaki desteklerinden ötürü ve Bilge Kahraman ve Harun Kemali’ye bu tez için hazırladığımız deney düzeneğinin imalatıyla ilgili desteklerinden ötürü teşekkür ederim.

Nişanlım Yasemin Arıkan’a bu konuda çalışmaya başladığımdan beri bana verdiği destek, motivasyon ve gösterdiği anlayış için teşekkür ederim.

Savaş gemilerinin ve denizaltıların pervane akustiği konusunda çalışmaya istekli olmamdaki yegane gayem Türkiye Cumhuriyeti’nde denizaltı tasarımı yapılacağı zaman ihtiyaç duyulacak en elzem mühendislik konulardan biri olan bu hususta bir taş üstüne taş koymuş olarak memleketime faydalı olma arzumdur. İnşallah o gün geldiğinde, o aracın tasarımı için çalışan akl’ı selim mühendisler çabamın ciddiyetini göz önünde bulundurarak bu esere insaf ile bakarlar ve beni hoşgörüyle anarlar.

Nisan 2012

Münir Cansın ÖZDEN

(Gemi İnşaata ve Gemi Makinaları Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	23
1.1 Tezin Amacı	25
1.2 Literatür Araştırması.....	25
2. TEORİ.....	29
2.1 Pervane Teorileri	29
2.1.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri	29
2.1.1.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde yönetici denklemler	30
2.1.1.2 Kütleinin korunumu denklemi	30
2.1.1.3 Momentumun korunumu denklemi	31
2.1.1.4 Türbülanslı akım, türbülans modeli etkisi ve $k - \omega$ SST türbülans modeli.....	32
2.1.1.4.1 SST $k - \omega$ modeli ile ilgili genel bilgiler.....	33
2.1.1.4.2 SST $k - \omega$ modelin hareket denklemleri	33
2.1.1.4.3 Efektif Geçirgenliğin Modellenmesi	34
2.1.1.4.4 Türbülans Oluşumunun Modellenmesi.....	35
2.1.1.4.5 Türbülans Yayılımının Modellenmesi.....	35
2.1.1.4.6 Çapraz Difüzyon Değişikliği	36
2.1.1.4.7 Model sabitleri.....	36
2.2 Ses ile İlgili Temel Bilgiler	37
2.2.1 Ses ve gürültü	37
2.2.2 Ses ile ilgili temel büyüklükler.....	37
2.2.2.1 Desibel	37
2.2.2.2 Ses gücü düzeyi	38
2.2.2.3 Ses basıncı düzeyi.....	38
2.2.2.4 Ses Şiddeti Düzeyi.....	38
2.2.3 Ses spektrumu	39
2.2.4 Bant Genişliği.....	40
2.2.5 Hızlı Fourier dönüşümü (fast Fourier transform - FFT).....	43
2.2.6 Gürültünün yayılımı	44
2.3 Sualtı Akustiği	44
2.3.1 Gemilerde gürültü	45
2.3.1.1 Pervane gürültüsü	47
2.4 Hidroakustik Tahminlerde Kullanılan Sayısal Yöntemler.....	50
2.4.1 Ffowcs Williams Hawkins akustik modeli.....	51
3. PERVANE GÜRÜLTÜSÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİYLE TAHMİNİ (DOĞRULAMA ve KARŞILAŞTIRMA).....	55
3.1 DTMB 4119 Pervanesi Üzerinde Doğrulama ve Karşılaştırma Çalışması.....	55
3.1.1 Pervane etrafındaki akımın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemiyle çözümü.....	55
3.1.2 Pervanenin akış kaynaklı gürültüsünün hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleriyle çözümü	64
3.1.3 Sonuç ve karşılaştırma	65
3.2 Su Üstü Savaş Gemisi Pervanesinin Akış Kaynaklı Gürültüsünün HAD Yöntemi ile Hesaplanması	66

3.2.1	Savaş gemisi pervanesinin çözüm yöntemi için hazırlanması	66
4.	PERVANE GÜRÜLTÜSÜNÜN DENEYSEL OLARAK ÖLÇÜMÜ.....	71
4.1	Kavitasyon Tüneli	71
4.2	BrueKjaer PULSE Analizörü	72
4.3	Deneyde Kullanılan Diğer Araç ve Ekipmanlar	73
5.	SONUÇLAR	77
6.	ÖZGEÇMİŞ.....	91

KISALTMALAR

ASW	: Anti Submarine Warfare
DTMB	: David Taylor Model Basin
FWHM	: Ffowcs Williams and Hawkins Method
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes
LES	: Large Eddy Simulation
DES	: Detached Eddy Simulation
DNS	: Direct Numerical Simulations
RNG	: Renormalized Group
SST	: Shear Stress Transport
FFT	: Fast Fourier Transform

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : “1” ve “1/3” oktav bantlarının frekans aralıkları.....	42
Çizelge 3.1 : Doğrulama Pervanesine ait özellikler.....	56
Çizelge 3.2 : “1” Numaralı çözüm ağı özellikleri.....	58
Çizelge 3.3 : “2” numaralı çözüm ağı özellikleri	59
Çizelge 3.4 : “3” numaralı çözüm ağı özellikleri	60
Çizelge 3.5 : Akustik hesap doğrulamasında kullanılan referans değerleri.....	64
Çizelge 3.6 : Su üstü gemisi pervanesine ait özellikler	68
Çizelge 3.7 : Savaş gemisi pervanesi etrafındaki alıcı konumlandırması	68
Çizelge 3.8 : Savaş gemisi pervanesine ait çözüm ağı özellikleri	69

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bir boyutlu küresel dalganın oluşumu.	39
Şekil 2.2 : Ortalama ses basınç spektrumu a) harmoniklik ilişkili çizgi spektrumu, b) harmoniklik ilişkisiz çizgi spektrumu, c) güç yoğunluk spektrumu, d) çizgi ve sürekli spektrumun birleşimi.	40
Şekil 2.3 : Gürültünün bant genişliğinin artmasıyla ortalama ses basıncının lineer artışını gösteren güç yoğunluk spektrumu.	41
Şekil 2.4 : 1 ve 1/3 oktav bant aralıklarının bant genişliği değerleri.	42
Şekil 2.5 : Bir sinyalin zaman ve frekans frekansında gösterimi.	43
Şekil 2.6 : Gemilerin Sualtı Gürültü Bileşenleri.	46
Şekil 2.7 : Gürültü bileşenlerinin gemi hızına bağlı olarak etkisi [15], [20].	47
Şekil 2.8 : Kavitasyonlu ve Kavitasyonsuz Pervane Gürültüsü [21].	48
Şekil 2.9 : Gemi arkası izi ve kavitasyon oluşumu [21].	49
Şekil 2.10 : Kanat Geçiş Frekansı'nın akustik izdeki etkisi.	49
Şekil 3.1 : DTMB4119 deneysel pervanesinin 3 boyutlu görüntüsü.	55
Şekil 3.2 : DTMB4119 deneysel pervanesi, kanatlar ve denetim hacminin görüntüsü.	57
Şekil 3.3 : DTMB4119 deneysel pervanesi etrafındaki denetim hacmi ve 1 numaralı çözüm ağı.	58
Şekil 3.4 : DTMB4119 deneysel pervanesi etrafındaki denetim hacmi ve 2 numaralı çözüm ağı.	59
Şekil 3.5 : DTMB4119 deneysel pervanesi etrafındaki denetim hacmi ve 3 numaralı çözüm ağı.	60
Şekil 3.6 : DTMB4119 deneysel pervanesine ait hesapla bulunan açık su pervane eğrisi ile deneysel verilerin karşılaştırılması [26].	62
Şekil 3.7 : DTMB4119 deneysel pervanesi kanat yüzeylerindeki basınç dağılımı63	
Şekil 3.8: DTMB4119 deneysel pervanesi etrafında alıcıların yerleşimi.	65
Şekil 3.9: DTMB4119 deneysel pervanesine ait hesapla bulunan gürültü değerleri ile Seol ve diğerleri tarafından bulunan sonuçların kıyaslanması.	66
Şekil 3.10: Savaş gemisi pervanesine ait 3 boyutlu görüntüler.	67
Şekil 3.11 : Savaş Gemisi Pervanesinin hesabı için hazırlanan denetim hacmi ve çözüm ağının görünüşü.	69
Şekil 4.1 : Ata Nutku Model Deneyi Laboratuvarı Kavitasyon Tüneli.	71
Şekil 4.2 : Bilgisayar, PULSE Analizörü, Kalibratör ve Kalibratörün içinde konumlandırılmış hidrofön.	72
Şekil 4.3 : ADC devrelerine giren ve çıkan sinyallerin gösterimi.	73
Şekil 4.4 : Veri yakalama sistematığı.	73
Şekil 4.5 : Biri sola diğeri sağa dönüşlü pervaneler, kavitasyon tüneli itme/moment konektörü, hidrofön için silindir parça, kutusu içinde hidrofön.	74
Şekil 4.6 : Hidrofön deneyler sırasında sabitlendiği silindir kap ve kavitasyon tüneli üzerinde konumlandırılışı.	74

Şekil 4.7 : Kavitasyon tüneli içerisinde pervane yerine şafta bağlanmış dummy parça.	75
Şekil 4.8 : Akustik ölçümler sırasında kullanılan model pervaneye ait boşta ve kavitasyon tüneline takılı halde fotoğraflar.	75
Şekil 5.1 : $J=0.905$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).	79
Şekil 5.2 : $J_1=0.905$ için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.	80
Şekil 5.3 : $J=0.802$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).	81
Şekil 5.4 : $J_2=0.804$ için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.	82
Şekil 5.5 : $J=0.598$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).	83
Şekil 5.6 : $J_3=0.598$ için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.	84
Şekil 5.7 : $J=0.504$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).	85
Şekil 5.8 : $J_4=0.504$ için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.	86

SAVAŞ GEMİSİ VE DENİZALTI PERVANELERİNDEKİ AKIŞ KAYNAKLI GÜRÜLTÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMLERİYLE MODELLENMESİ

ÖZET

Sualtı akustiği 1. Dünya Savaşı'nda denizaltıların etkin şekilde kullanılması ile önem kazanmış ve bu konuda yapılan çalışmalar, 2. Dünya Savaşı'nda ilk denizaltı savunma sistemi'nin (ASW) kullanılmasına imkan sağlamıştır. 2. Dünya Savaşı'nda daha da önem kazanan denizaltı harbi ile beraber sualtı akustiği konusundaki çalışmalar da gelişme göstermiş, su üstü savaş gemileri ve denizaltıların silah sisteminin temelini oluşturan sonar sistemi ve torpido güdüm sistemlerinin gelişmesiyle önemini sürdürmüştür. Bugün savaş gemisi ve denizaltıların başka gemilerin konumlarını saptaması ve onlara hücum edebilmeleri için güçlü sonar sistemlerine sahip olmaları gerekirken diğer gemiler tarafından fark edilmemek ve kendi sonar sistemlerinin performansını etkilememeleri için de mümkün olduğunca düşük akustik ize sahip olmaları gerekmektedir. Geminin sualtı akustik izini oluşturan toplam gürültü; makine gürültüsü, akış kaynaklı hidrodinamik gürültü ve pervane gürültüsü olarak alt gruplara ayrılabilir. Bu alt gruplardan makine gürültüsü konusu üzerine uzun yıllardır çalışılmakta ve uygun damper ve ses izolasyon sistemleriyle gürültü yalıtımı yapılabilmektedir. Akış kaynaklı hidrodinamik gürültü konusunda daha az gürültü yaratacak şekilde form ve takıntı tasarımları gerçekleştirilerek bu tip gürültünün düşürülmesine çalışılmaktadır. Diğer yandan, pervane kaynaklı gürültü, operasyon süratine bağlı olarak geminin tüm diğer gürültü kaynaklarını bastırarak gürültü iz karakterinin belirleyici unsuru olarak öne çıkmaktadır. Günümüzün gelişmiş sonar sistemleri kullanarak pervane gürültüsü sonarlar tarafından fark edilebilen bir geminin; tipi, konumu, seyir yönü ve sürati saptanabilmekte ve modern torpido sistemlerinin en ucuzu olan akustik güdümlü torpidolar ile bu geminin etkisiz hale getirilmesi söz konusu olmaktadır. Bu sebeple bir gemi inşa ve pervanesi imal edilmeden akustik izinin hesaplanabilmesi ve dizaynın bu veriler ışığında düzenlenmesi günümüz savaş gemisi tasarımının en önemli unsurudur.

Pervane gürültüsünün ampirik yöntemlerle hesabı ile ilgili uzun yıllardır çalışmalar yapılmaktadır. Bu tezde ise gürültünün sonlu hacim temelli hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak nümerik olarak hesabı üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemle gürültü tahmini için öncelikle pervane etrafındaki akımın zamana bağlı olarak çözülmesi ve pervane kanatları üzerindeki basınç değişimlerinin ve akışkan içindeki yoğunluk ve akış hızı değerlerinin zamana bağlı

olarak saptanması gerekmektedir. Bunun ardından daha çok uçak ve uzay mühendislerinin hava taşıtlarının pervanelerinin aeroakustik özelliklerini belirlemek için tercih ettikleri ve yakın zamanda sualtı akustiği uygulamalarında da kullanılmaya başlanan Ffowcs William Hawkings Yöntemi'ne dayanarak gürültü tahmini gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleriyle gerçekleştirilen pervane çalışmalarında sıklıkla deneysel geçerliliğin (validation) kontrolü için faydalanılan David Taylor Model Basin'in 4119 numaralı pervanesi üzerinde çözümler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle pervane etrafındaki akım çözdürülmüş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bunun ardından Ffowcs William Hawkings yöntemiyle pervane akustiği hesaplamaları gerçekleştirilmiş ve literatürdeki benzer çalışmalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tatmin edici sonuçların alınmasının ardından da hesap, beş kanatlı çalıklığa sahip bir savaş gemisi pervanesi modeli için ve yedi kanatlı yüksek derecede çalıklığa sahip bir denizaltı pervanesi için tekrar edilmiştir. Hesaplamalı çalışmaların ardından İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'ndeki kavitasyon tüneline deneysel çalışmalara geçilmiş, Brüel Kjaer PULSE akustik ölçüm sistemi kullanılarak öncelikle kavitasyon tüneline arkaplan gürültüsü tespit edilmiş ve ardından hesaplamalarda kullanılan 5 kanatlı, çalıklı savaş gemisi pervanesi ile deneyler gerçekleştirilmiş ve bu pervaneye ait net gürültü saptanmıştır.

Bu tezde yapılan çalışma ile elde edilen deneyimin; savaş gemisi, denizaltı ve torpidoların pervanelerinin, dümen, stabilizör ve sonar dom gibi takıntılarının geometrik tasarımında ve sonar sistemleri için veritabanı geliştirilmesinde uygulanabilecek bir araç olduğu değerlendirilmektedir.

PREDICTION OF PROPELLER NOISE OF SURFACE SHIPS AND SUBMARINES BY USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHODS

SUMMARY

Underwater acoustics has gained importance with the effective use of submarines in World War I and the studies made about this topic allowed the use of the first anti-submarine warfare system (ASW).in World War II. With the growing importance of submarine warfare in World War II the studies about underwater acoustics has improved and maintained importance with the development of sonar systems and torpedo guidance systems which form the basics of submarine weapon systems. Today while warships and submarines have to posses strong sonar systems to detect and attack other ships, they must have also an acoustic signature as low as possible for being undetected by other ships which also affects their sonar systems performance. The noise, which forms the underwater acoustic signature of a ship, can be separated into machinery noise, hydrodynamic noise and propeller noise. From these sub-groups, machinery noise has been studied for many years and the noise isolation can be made with adequate dampers and sound insulation systems. About the flow induced hydrodynamic noise the design of the hull and appendages are made in a manner to streamline the flow in order to reduce this kind of noise. On the other hand, the propeller-induced noise stands out in the noise signature character by suppressing other noise sources on the ship depending on the speed of the operation. With the use of today's sonar systems, it is possible to determine the type, position, bearing and speed of a ship by the propeller noise which is noticed by the sonar system and it is possible to deactivate this ship with acoustic-guidance torpedoes which are the cheapest of modern torpedo systems.

Thanks to the hydrophone array systems, it is possible to measure and specify the acostic signature of a ship and its propeller. However, it is far more expensive or sometimes impossible to improve these properties ones the ship is built and the propeller is manufactured. For this reason, the most crucial element in today's warship design is to predict a ship's acoustic signature during its design phase and continue designing in a manner of competing to reduce the signature before the construction of a ship and manufacturing of her propeller.

Therefore, noise predictions for cavitating and non-cavitating propellers become a momentous subject of naval architecture for more than 50 years. Prior to the modern computers with acceptable computing capabilities, numerical methods was almost

absent and Empirical, semi-empirical methods and Bernoulli-based methods have been investigated by many scientists and engineers with low accuracy and unsensitive to change in the geometry. Acoustic improvements of propellers mainly depend on trial and errors. However, generation of a method by aero-acousticians Ffowcs Williams – Hawkings (FWH) for calculation of noise of an arbitrary body moving in a fluid, can be considered a mile stone in acoustic predictions. With the advancement of computing power and numerical practice, this method became available also for hydro-acoustic predictions.

Computational requirement of the FWH method mainly depend on the solution of the water flow around the propeller in time-domain. To employ the FWH method, pressure, velocity, density values of computational domain must be known precisely in time domain. While some scientists are using boundary element or finite element methods for computational fluid dynamic calculations, in this thesis the study was mainly focused on the finite volume methods. After the 22nd ITTC Workshop on Propeller RANS/Panel Methods, a number of studies have been published on the using of finite element methods for the determination of propeller hydrodynamic properties and solution of the flow around the propeller. In 2004, Kawamura et. al. comparatively analyzed different turbulence models for the prediction of open water performance for a conventional propeller. In 2006, Li published his results of estimating open water characteristics of a highly skewed model propeller employing $k-\omega$ turbulence model and validation study with experimental data.

Seol et. al. in 2002, investigated the non-cavitating propeller noise employing Boundary Element Methods (BEM) for the calculation of flow around propeller in time-domain and used FWH method to predict the far-field acoustics. In 2003, Salvatore et. al. published the preliminary results for cavitating propeller noise predictions and Testa demonstrated the updated state of the studies in his PhD thesis.

This thesis demonstrates the preliminary results of a TUBITAK-funded research project on the prediction of propeller induced non-cavitating noise of surface ships and underwater vehicles. A validation study for RANS calculations on the open water performance estimation of DTMB 4119 experimental propeller has been carried out. Three different computational meshes generated using ANSYS ICEMCFD for the mesh dependence study. ANSYS 13 – FLUENT was used as the cell centered finite volume solver and SST $k-\omega$ turbulence method has been selected for the RANS calculations with absolute velocity selection. Transient solution is performed with second order implicit pressure based solver. Velocity and pressure coupled via SIMPLE algorithm. Green Gauss Node Based is used for gradient and PRESTO for pressure discretizations. For Momentum, Turbulent Kinetic Energy and Specific Dissipation Rate calculations, QUICK scheme is selected. Initial calculations were performed for steady conditions, in order to validate the RANS calculations of the propeller in comparison to published experimental results. After obtaining satisfying results from for the determination of hydrodynamic performance of the propeller, unsteady calculations were carried on. Unsteady calculations obtain solutions in time

domain for pressure, velocity and density which allows employing FWH method for the prediction of far-field acoustic properties. 15 different receiver locations has been defined around the propeller and acoustic data has been collected simultaneously. Results has been compared to the ones of Seol et. al. which was performed for the same propeller similar conditions.

Studies carried on with a model of a warship propeller. The geometry of this five bladed highly skewed propeller prepared by rhinoceros and computational domain prepared for meshing in ANSYS 13 Design Modeler. ANSYS ICEMCFD was employed for the generation of tetrahedral meshes. SST $k - \omega$ turbulence method has been selected for the RANS calculations.

Simultaneously, acoustic measurement experiments have been conducted in the cavitation tunnel in the Ata Nutku Model Basin of Istanbul Technical University Naval Architecture and Ocean Engineering Faculty. The experimental setup was three folds; cavitation tunnel, PULSE analyzer and the hydrophone arrangement. Dimensions of the large sections of cavitation tunnel are 63cmx35cm (BxH). With a maximum flow speed of 4.5 m/s; all partially or fully cavitating propeller, hydrofoil or wing sections can be tested in the tunnel for open water or behind model (with wake) conditions. Brüel Kjaer PULSE acoustic measuring systems was employed for the measurements. A metal can has been manufactured and attached at the top of cavitation tunnel. The hydrophone was arranged in this water filled cylindrical can. With this assembly, the distance between the hydrophone and the propeller was 0.295 m.

Primary measurements were performed for the determination of back ground noise of cavitation tunnel, impeller and dynamometer. An idle model produced to simulate the propeller mass and assembled to the tunnels shaft and background noise has been measured for various advanced coefficients. Following measurements were performed with the five bladed propeller for several advanced coefficients.

At the conclusion part of the thesis, pressure and pressure over time derivative contour graphics of propeller surfaces are introduced. Moreover, the acoustic solutions obtained by CFD calculations using Ffowcs Williams and Hawkings Method and from experimental measurements were compared in Sound Pressure Level (SPL) scales. Exploring these graphs shows that a shift on frequency axis and in SPL axis experienced. It is concluded that, this calculations and measurements must be performed for another propeller to show if same shift will repeat. Afterwards, an improvement for the method can be applied.

It is appreciated that the experience gained from the study of this thesis offer a tool for the development of a database for the geometric design of warships, submarines, torpedo propellers, stabilizer and sonar domes.

1. GİRİŞ

Denizaltıların 1900'lerin başında etkin şekilde kullanılmaya başlanması ile sualtı akustiği çalışmalarının önemi anlaşılmış ve bu konuda çalışmalara hız verilmiştir. 2. Dünya Savaşı'na gelinirken denizaltının harp gücü çok daha iyi anlaşılmış ve çeşitli boy ve özellikteki denizaltılar Almanya başta olmak üzere tüm donanmalar tarafından etkin şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Bir denizaltı dalışa geçtikten sonra radar tarafından saptanabilecek hiç bir iz oluşturmamakta ve yeterince derine inebilmesinin ardından uçaklar tarafından da fark edilemeyerek şekilde tespit edilememektedir. Bu durum, sualtı akustiği konusundaki çalışmaları zorunluluk haline getirmiş ve Kanadalı fizikçi Boyle tarafından ilk olarak 1920'lerde geliştirilmeye başlanmış olan ilk sonar sistemi ASDIC üzerine çalışmalar devam ettirilmiş ve savaş sırasında Alman denizaltılarının sualtı gürültülerinden tespit edilebilmeleri için bir çok İngiliz fırkateyni bu sistemle donatılmıştır[1]. Günümüzde savaş gemileri tarafından hala denizaltıların konumlarının, yönlerinin tespit edilmelerinde denizaltı savunma harbi (ASW) gereksinimleri içerisinde sonarlardan faydalanılmaktadır. Denizaltılar da dalışa geçmelerinin ardından başka gemilerin veya torpidoların tiplerinin, konumlarının ve yönlerinin saptanması, denizaltının etrafındaki mayın vb engellerin tespiti, yüz ve tabana olan mesafenin tayini, sualtı haberleşmesi gibi konularda sualtı akustiği temeline dayalı olarak çalışan sonar sistemlerinden yararlanılmaktadır. Bir savaş gemisinin veya denizaltının başka gemiler tarafından fark edilmeden önce onları fark edebilmesi stratejik açıdan büyük önem taşımakta ve birçok durumda o geminin ve içindeki personelin kaderini belirlemektedir. Bu da ancak bu geminin düşman gemilerinden daha sessiz olabilmesi ve onlardan daha iyi sonar sistemlerine sahip olması ile mümkün olabilmektedir. Geminin düşük bir gürültü seviyesine sahip olması, üzerindeki sonar sistemlerinin performansı açısından da fevkalade önemlidir.

Geminin sualtı akustik izini oluşturan toplam gürültü; makine gürültüsü, akış kaynaklı hidrodinamik gürültü ve pervane gürültüsü olarak alt gruplara ayrılabilir. Bu alt gruplardan makine gürültüsü konusu üzerine uzun yıllardır çalışılmakta ve uygun

damper ve ses izolasyon sistemleriyle gürültü yalıtımı yapılabilmektedir. Akış kaynaklı hidrodinamik gürültü konusunda daha az gürültü yaratacak şekilde form ve takıntı tasarımları gerçekleştirilerek bu tip gürültünün düşürülmesine çalışılmaktadır. Diğer yandan, pervane kaynaklı gürültü, operasyon süratine bağlı olarak geminin tüm diğer gürültü kaynaklarını bastırarak gürültü iz karakterinin belirleyeci unsuru olarak öne çıkmaktadır. Günümüzde gelişmiş sonar sistemleri kullanarak pervane gürültüsü sonarlar tarafından fark edilebilen bir geminin; tipi, konumu, seyir yönü ve sürati saptanabilmektedir. Yüksek akustik izinden ötürü tespit edilen bir gemi ise modern torpido sistemlerinin en ucuzu olan akustik güdümlü torpidolar ile bu geminin etkisiz hale getirilebilmektedir. Bu sebeple bir geminin inşa ve pervanesinin imal edilmesinden evvel akustik izinin hesaplanabilmesi ve dizaynın bu veriler ışığında akustik izi düşürecek şekilde yeniden düzenlenmesi günümüz savaş gemisi ve denizaltı tasarımının en önemli unsurudur. Diğer yandan savaş gemisi ve denizaltıların pervane karakteristiklerinin saptanabilmesi sonar, atışkontrol ve torpido silah sistemleri için büyük önem taşımaktadır.

Bu tez, “Su Üstü ve Su altı Savaş Gemilerinin Pervane Kaynaklı Gürültü Karakteristiklerinin Sayısal Hesabı” isimli TÜBİTAK Projesi kapsamında hazırlanmıştır [2]. Literatür araştırması ile başlanan çalışmalar günümüzde bilimsel araştırmalar ve mühendislik hesapları için sıklıkla kullanılmakta olan ticari bir sonlu hacim temelli hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS 13 – FLUENT programı kullanılarak pervane gürültüsünün nümerik olarak hesabı üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemle gürültü tahmini için öncelikle pervane etrafındaki akımın zamana bağlı olarak çözülmesi ve pervane kanatları üzerindeki basınç değişimlerinin ve akışkan içindeki yoğunluk ve akış hızı değerlerinin zamana bağlı olarak saptanması gerekmektedir. Bunun ardından daha çok uçak ve uzay mühendislerinin hava taşıtlarının pervanelerinin aeroakustik özelliklerini belirlemek için tercih ettikleri ve yakın zamanda sualtı akustiği uygulamalarında da kullanılmaya başlanan Ffowcs William Hawkings Yöntemi’ne dayanarak gürültü tahmini gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleriyle gerçekleştirilen pervane çalışmalarında sıklıkla deneysel geçerliliğin (validation) kontrolü için faydalanılan David Taylor Model Basın’ın (DTMB) 4119 numaralı pervanesinin geometrisi yaratılmış ve bu pervanenin etrafındaki akışı hesaplamak için gerekli olan denetim hacmi oluşturulmuştur. Bu denetim hacmi içerisinde hesap

yapabilmek için gerekli olan çözüm ağı (mesh) hem GAMBIT hem de ANSYS 13 – ICEM CFD programları kullanılarak kaba (coarse) ve ince (fine) olarak oluşturulmuştur. Öncelikle pervane etrafındaki akım çözülmüş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bunun ardından Ffowcs William Hawkins yöntemiyle pervane akustiği hesaplamaları gerçekleştirilmiş ve literatürdeki benzer çalışmalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tatmin edici sonuçların alınmasının ardından da hesap, beş kanatlı, çalıklığa sahip bir savaş gemisi pervanesi modeli için tekrar edilmiştir. Hesaplamalı çalışmaların ardından İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'ndeki kavitasyon tüneline deneysel çalışmalara geçilmiştir. Kavitasyon tüneli'nde akustik ölçümlerin yapılabilmesi için gerekli test düzeneği tasarlanılarak imal edilmiştir. Bunun ardından Brüel Kjaer PULSE akustik ölçüm sistemi kullanılarak öncelikle kavitasyon tüneline arkaplan gürültüsü tespit edilmiş ve ardından hesaplamalarda kullanılan 5 kanatlı, çalıklı savaş gemisi pervanesi ile deneyler gerçekleştirilmiş ve bu pervaneye ait net gürültü saptanmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezde, denizaltı ve suüstü savaş gemilerinin tespitinde çok önemli bir rolü olan pervane gürültüsünün, pervanenin geometrik verisi kullanılarak hazırlanan bir sonlu hacim temelli hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi aracılığı ile doğru olarak tahmin edilmesi amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Pervane gürültüsünün bileşenleri kavitasyon gürültüsü ve kavitasyonsuz haldeki gürültü olmak üzere ikiye ayrılır. Pervanelerde kanat etrafındaki yerel basıncın suyun buharlaşma basıncına eşit ya da daha az olması durumunda ortaya çıkan kavitasyon olayının en büyük etkilerinden birisi gürültü seviyesini önemli ölçüde arttırmasıdır. Bu nedenle kavitasyon gürültü modellemesinde, kavitasyon kabarcık modelinin de bulunması gerekmektedir. Kavitasyon kabarcığının dinamiği Rayleigh-Plesset denklemiyle çözülmekte ve kavitasyon sayısı ile bir bağlantı kurulmaktadır [3], [4]. Fitzpatrick [5] kavitasyon tarafından yaratılan gürültü radyasyonunu teorik olarak tek kavitasyon kabarcığının davranışına bağlı olduğunu kabul ederek çözmüştür. Fakat bu yaklaşım birim zamandaki kabarcık sayısına ve dağılımına bağlı olan kabarcık yoğunluklarının yüksek olduğu durumlarda yetersiz kalmaktadır [6]. Hsiao ve diğerleri [7] klasik Rayleigh-Plesset denkleminde kabarcık merkezinde alınan basınç ifadesini

kabarcığın dış yüzeyindeki basınç cinsinden hesaba katarak daha gerçekçi bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Salvatore ve Ianniello (2003)[8] kavitasyon yapan bir pervanın akustik modellemesini yapmışlardır. Bu yaklaşımda hidrodinamik model ile hidroakustik model birleştirilmiştir. Hidrodinamik model de akım alanı hesaplarında yaygın olarak kullanılan sınır elemanı (panel) yöntemi (boundary element method) ile viskoz olmayan akım şerit (sheet) kavitasyon modeli kullanılmıştır. Hidroakustik analiz ise uçak mühendisliği uygulamalarında görülen Ffowcs Williams-Hawking [9] denklemi kullanılarak yapılmıştır. Bu yaklaşım gürültü hesaplamalarında oldukça iyi sonuçlar vermektedir.

Kavitasyonsuz haldeki gürültü ise, pervaneye gelen akımın düzgün olmamasına, turbülans düzeyine ve pervane kanadının (unsteady) istikrarsız yüklenmesine bağlıdır [10]. Şimdiye kadar yapılan çalışmalarda kavitasyon gürültüsü ile ilgili araştırmalara rastlamak mümkün iken kavitasyonsuz haldeki gürültü ile ilgili çalışma bulmak oldukça zordur [11]. Seol ve diğerleri [11] akım alanını pervane gürültüsünde olduğu gibi panel yöntemi ile çözmüştür. Zamana bağlı basınç datası Ffowcs Williams-Hawking formulünü çözmede kullanılmıştır. Salvatore ve Ianniello'nun kullandığı modellere benzerlik göstermesine rağmen doğal olarak burada kavitasyon modellemesi yoktur ve viskozite etkileri dikkate alınmamıştır. Bir diğer taraftan akım turbülans düzeyinin gürültü ile ilişkisi olduğu bilinmektedir [10]. Turbülans seviyesine bağlı integral uzunluk ölçeğinin (integral length scale) gürültü ile olan ilişkisi uçak mühendisliği uygulamalarında kullanılmaktadır. Bunun ayrıca gemi uygulamalarında (hidro-akustik) da dikkate alınması ve aralarındaki korelasyonun araştırılması önemlidir.

Bunun yanında bir diğer önemli parametre de tekne ve pervane yüzeyinin durumudur. Çalışmalar göstermiştir ki deniz canlılarının zaman içinde gemi gövdesine yapışmasını önlemek için kullanılan anti-fouling boyaların gemi yüzeyinin karakteristiğini olumlu yönde etkilediği bilinmekte yakıt tüketimlerinin anti-fouling boya kullanılmamış gemilere göre artmadığı saptanmıştır [12]. Bu bağlamda hem gemi gövdesinin hemde pervane yüzeyinin bu durumdan etkileneceği gürültü ve kavitasyon karakteristiklerini de olumlu olarak etkileyeceği beklenmektedir.

Bu çalışmada ise öncelikle bir deneysel pervane olan DTMB 4119 etrafındaki akım HAD ile daimi akış için çözülmüş ve pervanenin açık su performans değerleri istenen

doğrulukla saptanmıştır. Bunun ardından pervane etrafındaki akım zamana bağlı olarak çözülerek elde edilen basınç, yoğunluk ve hız değerleri kullanılmış ve Ffowcs Williams ve Hawkings methodu kullanılarak akustik hesaplama gerçekleştirilmiş, pervaneye ait Ses Basıncı Seviyesi tahmini yapılmıştır. Ardından, geliştirilen yöntem beş kanatlı, yüksek derece çalıklığa sahip bir savaş gemisi pervanesine uygulanmış, akustik tahmin gerçekleştirilmiş ve sonrasına İstanbul Teknik Üniversitesi Ata Nutku Model Deney Laboratuvarı'ndaki Kavite Tüneli'nde aynı pervane için deneyler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

2. TEORİ

2.1 Pervane Teorileri

Geçmişten günümüze pervane dizaynı ve pervane karakteristiklerini hesaplamak için pek çok yöntem geliştirilmiştir. Bunların başlıcaları aşağıdaki gibidir.

- Momentum Teorisi
- Kanat Elemanı Teorisi
- Buril analiz Yöntemi
- Lerbs Analiz Yöntemi
- Eckhardt ve Morgan Dizayn Yöntemi
- Kaldırıcı Yüzey Yöntemi
- Vorteks-Lattice Yöntemi
- Sınır Eleman Yöntemi
- Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemleri

Bu çalışmada ulaşılması amaçlanan nihai hedef, pervanelerdeki akış kaynaklı gürültünün hesabıdır. Bunun için öncelikle pervane etrafındaki akışın çözülmesi ve pervane kanatları üzerindeki zamana bağlı basınç değerlerine ek olarak yoğunluk ve hız verilerinin de bulunması gerekmektedir. Bu verilerin istenen hassasiyetle ve istenen zaman adımları için saptanmasında, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemlerinden faydalanılmıştır [13].

2.1.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri

Gemi pervanelerinin analizinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinin kullanımı geçtiğimiz on senelik süreçte gittikçe önem kazanmıştır. HAD yöntemleri pervane karakteristiklerinin incelenmesinin yanı sıra kavitasyon analizleri için de kullanım alanı bulmaktadır. HAD yöntemlerindeki gelişmelere rağmen bu yöntemler ile elde edilen sonuçlardaki hata oranları hala model deneylerinin önemini korumasına

neden olmaktadır. HAD yöntemlerinde akışkan fiziğini modellemek için birçok yaklaşım geliştirilmiştir. Kaviteasyonlu ya da kaviteasyonsuz gemi pervaneleri etrafındaki akışı inceleyebilmek için kullanılan metodlar Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) metodları, LES (Large Eddy Simulation) teknikleri [14], DES (Detached Eddy Simulations) ve DNS (Direct Numerical Simulations) metodlarıdır. Bu metodların kullanımı bilgisayar kapasitelerine bağlı olarak sınırlıdır. Bu bağlamda, RANS kodları çözüm zamanlarının daha kısa olması ile daha etkili bir kullanım sağlarlar. RANS metodları sonlu hacimler yöntemlerini kullanmaktadırlar. K-ε, k-ω ve Reynolds stres modelleri gibi kullanılan türbülans modellerinden özellikle son ikisi deney sonuçları ile iyi eşleşme göstermektedir [15].

2.1.1.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde yönetici denklemler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği formülasyonları akışkanlar dinamiğinin temel denklemlerine dayanır. Bu denklemler fiziksel kanunları matematiksel olarak tasvir eder [16]. HAD yöntemlerinde kullanılan temel denklemlerden

- Kütlenin Korunumu
- Momentumun Korunumu

Denklemleri aşağıda detaylarıyla verilmiş durumdadır.

2.1.1.2 Kütlenin korunumu denklemi

Kütlenin korunumu veya diğer adıyla süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır [16].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.1)$$

(2.1) denklemi, kütlenin korunumu denklemidir ve hem sıkıştırılmaz hem de sıkıştırılabilir akım için geçerlidir. Burada S_m dağılık fazdan sürekli faza eklenen kütledir (örneğin su damlacıklarının buharlaşması).

3 boyutlu eksenel simetrik geometriler için süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = S_m \quad (2.2)$$

Şeklinde verilmektedir. Burada x , eksenel koordinat, r radyal koordinat, v_x eksenel hız ve v_r radyal hızdır.

2.1.1.3 Momentumun korunumu denklemi

Momentumun korunumu, atalet referance ekseninde aşağıdaki gibi verilmektedir [16].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.3)$$

Burada p statik basınç, $\bar{\tau}$ gerilme tensörü, $\rho \vec{g}$ ve $\vec{F}$ ise sırasıyla yer çekimi kuvveti ve dış kuvvetlerdir. $\vec{F}$ aynı zamanda modele bağlı kaynak terimlerini de içermektedir.

Gerilme tensörü aşağıdaki şekilde verilmektedir.

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (2.4)$$

Burada μ moleküler viskozite, I birim tensör ve sağ taraftaki ikinci terim ise hacimsel genişlemedir.

2 boyutu eksenel simetrik geometriler için, eksenel ve radyal momentum korunumu denklemleri aşağıdaki şekilde verilmektedir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_x) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (2.5)$$

ve

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] - 2 \mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r} + F_r \end{aligned} \quad (2.6)$$

burada

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \quad (2.7)$$

ve v_z girdap hızıdır.

2.1.1.4 Türbülanslı akım, türbülans modeli etkisi ve $k - \omega$ SST türbülans modeli

Kawamura ve diğerleri [17], Reynolds Ortalama Navier Stokes (RANS) yöntemini kullanarak pervanelerin açık su karakteristiklerinde türbülansın etkisini incelemiştir. Konvansiyonel bir pervane üzerinde RNG $k - \epsilon$, Standart $k - \omega$ ve (Shear Stress Transport) SST $k - \omega$ türbülans modellerini denemiş ve itme ve tork değerlerini karşılaştırmıştır. Karşılaştırma sonucunda tork değerlerinde sapmalar gözlenmiş ancak en küçük sapma, Standart $k - \omega$ türbülans modelinde yakalanmıştır.

Li [18] türbülans modeli etkisini model ve gerçek boyuttaki pervaneler üzerinde incelemiştir. SST $k - \omega$, RNG $k - \epsilon$ ve Realizable $k - \epsilon$ türbülans modellerini denendiği çalışmada konvansiyonel ve ileri derece çalıklığa sahip pervaneler üzerindeki ölçek etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada, model ölçeğinde yalpan hesaplamalarda tüm türbülans modellerinin performans tahminleri birbirine yakın sonuç vermiştir. Sonuçlar deney verileriyle karşılaştırıldığında ise, K_T değerlerinde %2'ye varan ve K_Q değerlerinde %12'ye varan sapmalarla karşılaşmıştır. Konvansiyonel pervanede, gerçek boyut için yapılan hesaplamalarda SST $k - \omega$ modeli kullanılarak yapılan hesaplamalarda performansın diğer iki modele göre farklı sonuç verdiği bildirilmiş ve çalıklığa sahip olan pervanede ise tüm modellerde farklı sonuçlar elde edilmiştir. SST $k - \omega$ modeli K_T yi %5 yüksek olarak tahmin ederken K_Q değerinde bir fark gözlenmemiştir. Lokal yüzey sürtünme dağılımlarını hesaplamasında ise SST $k - \omega$ modelinin beklenen sonucu tahmin edebildiği ancak diğer iki modelin hatalı sonuçlar verdiği kaydedilmiştir [19].

Li [18], ilerleyen çalışmada çalıklığa sahip bir pervanenin shaft, hub ve domun da etkileri göz önüne alınarak performans hesabı yapılmış ve deneysel verilerle doğrulama gerçekleştirilmiştir. Duvarla sınırlı sınır tabaka çözümlerindeki iyi performansı nedeniyle SST $k - \omega$ türbülans modelinin tercih edildiği bu çalışmada, hız-basınç kaplininden faydalanılmış ve çözüm SIMPLE algoritması ile çözülerek yakınsatılmıştır. Konveksiyon terimleri için QUICK algoritması ve difüzyon terimleri için ikinci derede merkezi farklar algoritması kullanılmıştır.

Bu tez kapsamında da tercih edilmiş olan SST $k - \omega$ türbülans modeline ilişkin ayrıntılı bilgiler aşağıdaki bölümde sunulmuştur.

2.1.1.4.1 SST $k-\omega$ modeli ile ilgili genel bilgiler

Kayma Gerilmesi Taşınması (Shear-Stress Transport) SST $k-\omega$ türbülans modeli Menter tarafından, $k-\omega$ modelinin sağlıklı ve güvenilir şekilde yakın-duvar bölgesinde kullanımı ve $k-\epsilon$ modelinin uzak bölgede kullanımına izin verecek şekilde geliştirilmiştir. Bunun için, $k-\epsilon$ modeli, $k-\omega$ formülasyonu ile yazılmıştır. SST $k-\omega$ modeli standart $k-\omega$ modeline benzemekte ancak aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir [16].

- Standart $k-\omega$ modeli ve dönüştürülmüş $k-\epsilon$ modelinin her ikisi de bir karışım fonksiyonu ile çarpılarak iki model de toplanır. Karışım fonksiyonu iki şekilde tasarlanmıştır; birincisi duvara yakın bölgede standart $k-\omega$ modelini etkinleştirir diğeri yüzeyden sıfır mesafede dönüştürülmüş $k-\epsilon$ modelini etkinleştirir.
- SST modeli ω denkleminde sönmülmüş çapraz difüzyon türevini dahil eder.
- Türbülanslı viskozite tanımı türbülanslı kesme gerilmesi taşınımını dahil etmek için modifiye eder.
- Modelleme sabitleri farklıdır.

Bu özellikler SST $k-\omega$ modelini standart $k-\omega$ modeline göre daha geniş akış çeşitleri için (örn. Ters basınç gradyenli akımlar, aerofoiller, transonik şok dalgaları) doğru ve güvenilir kılar. Diğer değişiklikler ω denkleminde bir çapraz difüzyon teriminin eklenmesini ve yakın duvar ve uzak alan bölgelerinde modelin uygun davranmasını sağlayan bir karışım fonksiyonu eklenmesini kapsar.

2.1.1.4.2 SST $k-\omega$ modelin hareket denklemleri

SST $k-\omega$, standart $k-\omega$ ile aynı forma sahiptir [16];

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.8)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.9)$$

Bu denklemlerde, $\tilde{G}_k$ ortalama hız gradyenlerine bağılı türbülans kinetik enerji üretimini temsil etmektedir. G_w w 'nin üretimini temsil etmektedir. Γ_k ve Γ_ω ise aşağıda açıklandığı gibi sırasıyla k ve ω 'nin efektif difüzyonunu temsil eder. Y_k ve Y_ω k ve ω 'nin türbülansa bağılı olarak yayılımını ifade eder. D_ω çapraz difüzyon terimini gösterir. S_k ve S_ω ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

2.1.1.4.3 Efektif geçirgenliğin modellenmesi

SST **k - ω** türbülans modeli için efektif geçirgenlik, aşağıdaki gibi verilmektedir [16];

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.10)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.11)$$

Burada σ_k ve σ_ω sırasıyla k ve ω için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Türbülans viskozitesi, μ_t aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^* a_1 \omega}, \frac{SF_2}{\alpha^* a_1 \omega}\right]} \quad (2.12)$$

Burada S , gerilme oranı değeridir ve

$$\alpha_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1-F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (2.13)$$

$$\alpha_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1-F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (2.14)$$

Burada harman fonksiyonları, F_1 ve F_2 aşağıda gösterildiği gibidir;

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (2.15)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (2.16)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (2.17)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (2.18)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (2.19)$$

Burada y , bir sonraki yüzeye olan uzaklık ve D_ω^+ çapraz difüzyon teriminin pozitif kısmıdır.

2.1.1.4.4 Türbülans oluşumunun modellenmesi

k 'nin türetilmesi;

$\tilde{G}_k$ türbülans kinetik enerjisinin üretilmesini gösteren terimdir ve aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\tilde{G}_k = \min(\tilde{G}_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (2.20)$$

Burada $\tilde{G}_k$ standart $k - \omega$ gösterimindeki aynısı olarak kullanılmıştır.

ω 'nin türetilmesi;

$$G_\omega = \frac{\alpha}{v_t} \tilde{G}_k \quad (2.21)$$

Bu formülün standart $k - \omega$ modelinden farklı olduğuna dikkat edilmelidir. Bu fark, α_∞ teriminin kullanımından kaynaklanmaktadır. Standart $k - \omega$ modelinde α_∞ terimi bir sabit ile ifade edilirken SST $k - \omega$ modelinde bu ifade aşağıdaki gibidir [16];

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (2.22)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (2.23)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (2.24)$$

Burada κ 0.41'dir.

2.1.1.4.5 Türbülans yayılımının modellenmesi

k teriminin yayılımı

k terimi, standart $k - \omega$ modelinde tanımlandığı gibi, türbülans kinetik enerjisinin yayılımını temsil etmektedir. Fark f_β teriminin değerlendirilme tarzındadır. Standart

$k - \omega$ modelinde f_β parçalı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. SST $k - \omega$ modelinde ise f_β 1'e eşit bir sabit olarak tanımlanmıştır [16].

ω teriminin yayılımı

Y_ω terimi ω teriminin yayılımını temsil etmektedir ve $k - \omega$ modelindeki benzer şekilde tanımlanmaktadır. Farkları β_i ve f_β terimlerinin değerlendirilme tarzındadır. Standart $k - \omega$ modelinde β_i bir sabit olarak f_β ise bir denklem olarak tanımlanmıştır. SST $k - \omega$ modelinde f_β 1'e eşit bir sabit olarak tanımlanmıştır.

buradan;

$$Y_k = \rho \beta \omega^2 \quad (2.25)$$

sabit bir katsayı atanması yerine β_i terimi

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (2.26)$$

olarak ifade edilmiştir.

2.1.1.4.6 Çapraz difüzyon değişikliği

SST $k - \omega$ modeli hem standart $k - \omega$ modelini hem de standart $k - \epsilon$ modelini temel almaktadır. Bu iki modeli harmanlamak için standart $k - \epsilon$ modeli bir çapraz difüzyon teriminin (D_ω) dahil edilmesi ile k ve ω 'yi temel alan denklemlere dönüştürülmüştür. D_ω aşağıdaki gibi ifade edilmiştir [16];

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.27)$$

2.1.1.4.7 Model sabitleri

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \quad \sigma_{\omega,1} = 2, \quad \sigma_{k,2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1.168$$

$$a_1 = 0.31, \quad \beta_{i,1} = 0.075, \quad \beta_{i,2} = 0.0828$$

Bunlar dışındaki tüm sabitler, standart $k - \omega$ modeliyle aynıdır [16].

2.2 Ses ile İlgili Temel Bilgiler

Bu kısımda, pervane gürültüsüne girilmeden ses ve sualtı akustiği ile ilgili genel bilgiler verilmiştir [20].

2.2.1 Ses ve gürültü

Bir cisim titreştiğinde, enerjisinin bir kısmı kendisini çevreleyen ortamda ses olarak harcanır. Titreşen cisim dış yüzeyleri ile havada basınç salınımları yaratır. Bu basınç salınımları havada yaklaşık 340 m/s hızla yayılır. Kulağımız bu basınç salınımlarını ses olarak algılar. Sesin bir frekansı, boyu, periyodu ve hızı bulunmaktadır. Bir saniye içerisindeki titreşim sayısına sesin frekansı denir. Birimi ise Hertz (Hz)dir. Dalga boyu, bir ses dalgasının oluşması için sesin aldığı yoldur. Gürültü ise, istenmeyen ses veya ses kirliliği anlamıyla kullanılır. Bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilerin rahatsız olmasına bağlı olarak değişebilir, belli seviyeleri aştığında insan sağlığına zararlı hale gelir. Bu nedenle gürültü seviyeleri kontrol altında tutulmak istenir [20].

2.2.2 Ses ile ilgili temel büyüklükler

Ses ile ilgili temel büyüklükler desibel, ses gücü düzeyi, ses basıncı düzeyi ve ses şiddeti düzeyidir.

2.2.2.1 Desibel

Desibel, belirli bir referans güç ya da miktar seviyeye olan oranı belirten genelde ses şiddeti için kullanılan logaritmik ve boyutsuz bir birimdir. Desibel daima iki değer arasındaki karşılaştırmadır. Bunun sonucu olarak da, çoğu kez ölçülen güç değeri değişik olmasına rağmen desibel sayısı aynıdır. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel adı verilen birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Desibel ile ölçülen büyüklüklere düzey adı verilmektedir. Örneğin P değerindeki bir basıncın P_0 referans değerine göre düzeyi,

$$\text{Düzyay(dB)} = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (2.28)$$

olarak gösterilir [20], [21].

2.2.2.2 Ses gücü düzeyi

Ses gücü, bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücü olarak tanımlandırılabilir. Bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi L_w denir. Akustik hesaplar için kaynağın ses gücü seviyesi düzeyi kullanılır. Ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w , (2.29) ile gösterilmektedir[20], [21].

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.29)$$

2.2.2.3 Ses basıncı düzeyi

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir. Bu düzey, gürültü kaynağına olan uzaklığa, kaynakla ölçme noktası arasındaki engellere, ölçme ortamının akustik özelliklerine bağlıdır. Ses basıncı düzeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^2 \quad (2.30)$$

olarak tanımlanır. Burada P ses basıncının kareler ortalamasının karekökü, P_0 ise uluslararası standart olarak kabul edilmiş referans basıncıdır. Bu değer aeroakustik için $20 \mu Pa$ ($2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$) ve hidroakustik için $1 \mu Pa$ ($1 \times 10^{-6} \text{ N/m}^2$) alınır.

Ses gücü ile ses basıncı seviyeleri arasında yakın bir ilişki vardır. Ses basıncı birimi alandaki basıncı verdiği için, ses basıncı, kaynağı çevreleyen bütün alan üzerinden entegre edilebilirse kaynağın ses gücü seviyesi bulunur [20], [21].

2.2.2.4 Ses şiddeti düzeyi

Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir özelliğe ise ses şiddeti adı verilir. W gücüne sahip bir ses kaynağından çıkan ses dalgasının A alanından geçtiği zaman, birim alandaki güç;

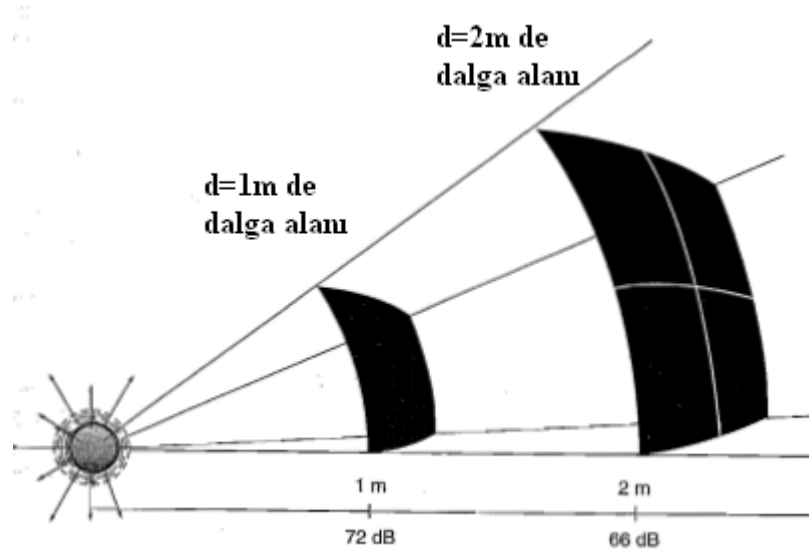
$$I = \frac{W}{A} \quad (2.31)$$

ses şiddetini verir. Ses şiddetini ölçmek zordur. Fakat,

$$I = \frac{P^2}{\rho \cdot c^*} \quad (2.32)$$

Formülündeki ortam yoğunluğu “ ρ ”, yayılma hızı “ c^* ” ve ses basıncının kareler ortalamasının karekökünden “ I ” hesaplanabilir.

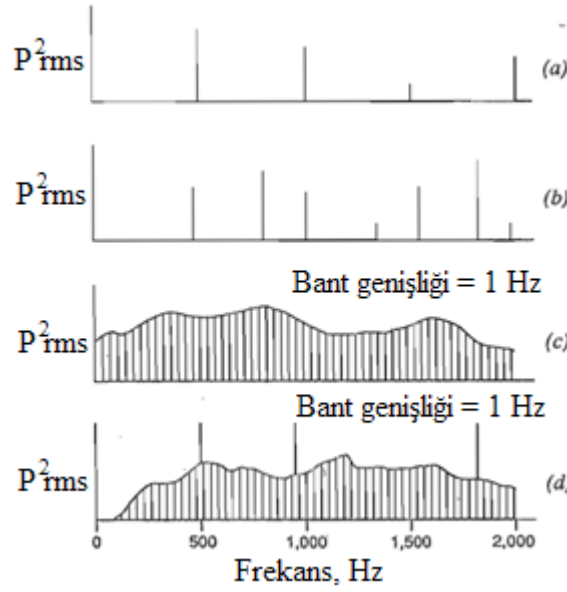
Şekil 2.1’den de görüldüğü gibi ses kaynağından 1m uzaklıkta dalga boyu $a \text{ m}^2$ iken, 2m uzaklıkta dalga boyu $4a \text{ m}^2$ olmaktadır. Ses gücü aynı büyüklükte ilerlemesine rağmen karşılaştığı alan büyüdüğü için şiddeti de azalacaktır ve ses şiddetinin 1m den 2m ye yayılmasıyla ses şiddetinin 72dB den 66 dB e düştüğü görülmektedir [20], [21].



Şekil 2.1: Bir boyutlu küresel dalganın oluşumu.

2.2.3 Ses spektrumu

Bir ses dalgası, sonlu veya sonsuz sayıda, harmonik ilişkili veya ilişkisiz frekansların birleşiminden ve sinüzoidal tonlardan oluşur. Sonlu sayıda tonlardan oluşanlarına çizgi spektrumu, sonsuz sayıda tonların birleşiminden oluşan spektruma ise sürekli spektrum denir. Normal (Gaussian) dağılımıyla, zamana göre sürekli gürültü spektrumu büyüklüklerine rastgele gürültü denir ve gürültünün bu üç çeşit frekans spektrumu Şekil 2.2.a,b,c’de gösterilmiştir. Şekil 2.2.d ile gösterileni ise çizgi spektrumu ile sürekli spektrumun birleşiminden oluşur[20], [21].



Şekil 2.2 : Ortalama ses basınç spektrumu a) harmoniklik ilişkili çizgi spektrumu, b) harmoniklik ilişkisiz çizgi spektrumu, c) güç yoğunluk spektrumu, d) çizgi ve sürekli spektrumun birleşimi.

Sürekli spektrum daha önce de açıklandığı gibi 1 Hz den binlerce Hz e kadar olan iki limit arasındaki çok büyük sayıdaki sinüzoidal tonların birleşimidir. İşitme sistemimiz çok büyük frekans aralıklarını işitebilir; fakat tüm frekans aralıklarına eşit duyarlılıkta değildir. Günümüzde, sürekli bir ses spektrumu bir ses analizörü kullanılarak bir dizi yan yana frekans bantları yardımıyla ölçülmektedir [20], [21].

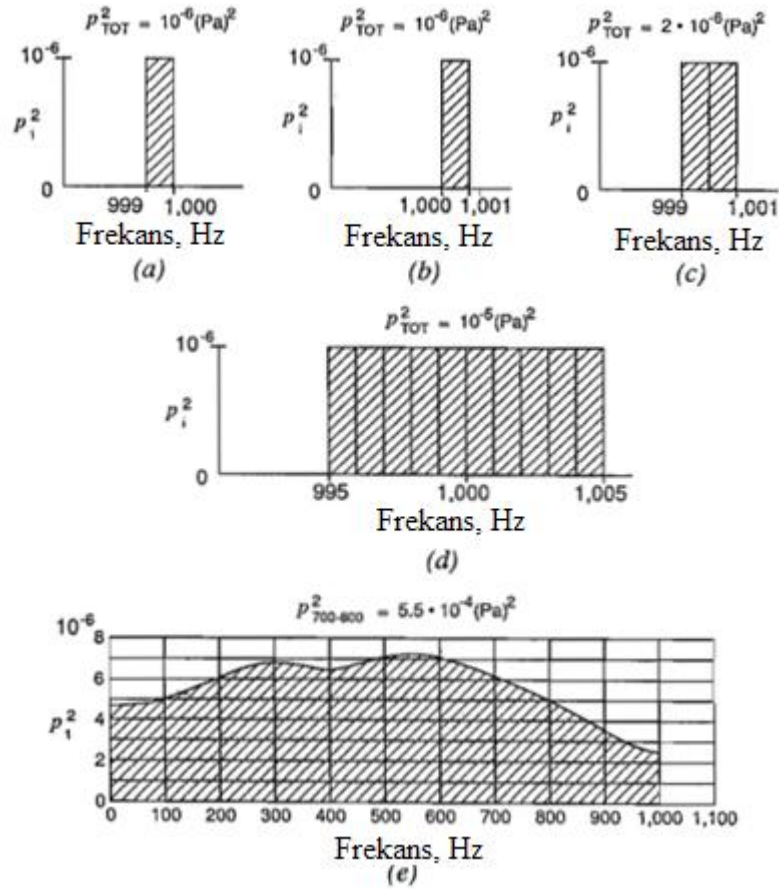
2.2.4 Bant genişliği

Ölçülen sesin, farklı bant genişliklerine dönüştürülmesine veya iki farklı ölçümün üçüncü bir bant genişliğine taşınmasına oldukça ihtiyaç duyulur. Şekilde etkin ses basıncı $p_1^2=10^{-6} \text{ Pa}^2$ olan 999-1000 Hz arasında 1 Hz bant genişliğine sahip bir makine, şekil 2.3.b’de aynı ses gücünü yayan ama bant genişliği 1000-1001 Hz arasında olan bir makine, şekil 2.3.c’de ise bu iki spektrumun toplamı gösterilmiştir, etkin basıncın 2 kat arttığı görülmektedir. Aynı şekilde 10 adet makinenin olduğu ve bunların basınçlarının toplandığı düşünülürse şekil 2.3.d’de de ki grafik elde edilir. Burada da etkin basıncın 10 kat arttığı görülmektedir.

Diğer bir değişle, genişliği Δf olan bir frekans bandındaki toplam ses basıncı $\Delta f_0 = 1$ Hz olmak üzere şu şekilde hesaplanır [20], [21]:

$$p_{top}^2 = p_1^2 \frac{\Delta f}{\Delta f_0} \quad \text{Pa}^2 \quad (2.33)$$

Şekil 2.4.e'ye göre de ise 700-800 Hz arasındaki ortalama ses basıncı $5.5 \times 10^{-6} \text{ Pa}^2$ dir. Toplamı ise $5.5 \times 10^{-6} \times 100 \text{ Hz} = 5.5 \times 10^{-4} \text{ Pa}^2$ dir.



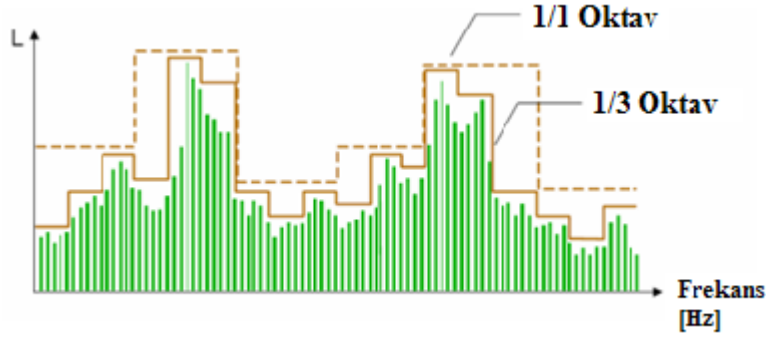
Şekil 2.3 : Gürültünün bant genişliğinin artmasıyla ortalama ses basıncının lineer artışını gösteren güç yoğunluk spektrumu.

Yaygın olarak kullanılan bant genişlikleri 1/3 ve 1 oktav bantlarıdır. Oktav bant analizinde, her bir bant diğerlerini ihmal ederek belirli bir frekans aralığına hitap eder. 1/n. oktav bant analizi için her bir bandın en düşük, orta ve en yüksek değerlerinin bulunması gerekmektedir. Bu parametreler arasındaki ilişki şu şekildedir [20], [21]..

$$f_{ort} = \sqrt{f_{alt} \times f_{üst}} \quad (2.34)$$

$$f_{üst} = 2^{\frac{1}{n}} \times f_{alt} \quad (2.35)$$

Burada n oktav bant aralığını tanımlar. Δf ise bant aralığının maksimum ve minimum değerleri arasındaki farktır.



Şekil 2.4 : 1 ve 1/3 oktav bant aralıklarının bant genişliği değerleri.

Çizelge 2.1 : “1” ve “1/3” oktav bantlarının frekans aralıkları

Bant	1/1 Oktav			1/3 Oktav		
	Alt Bant Limiti	Merkez	Üst Bant Limiti	Alt Bant Limiti	Merkez	Üst Bant Limiti
12	11	16	22	14.1	16	17.8
13				17.8	20	22.4
14				22.4	25	28.2
15	22	31.5	44	28.2	31.5	35.5
16				35.5	40	44.7
17				44.7	50	56.2
18	44	63	88	56.2	63	70.8
19				70.8	80	89.1
20				89.1	100	112
21	88	125	177	112	125	141
22				141	160	178
23				178	200	224
24	177	250	355	224	250	282
25				282	315	355
26				355	400	447
27	355	500	710	447	500	562
28				562	630	708
29				708	800	891
30	710	1,000	1,420	891	1,000	1,122
31				1,122	1,250	1,413
32				1,413	1,600	1,778
33	1,420	2,000	2,840	1,778	2,000	2,239
34				2,239	2,500	2,818
35				2,818	3,150	3,548
36	2,840	4,000	5,680	3,548	4,000	4,467
37				4,467	5,000	5,623
38				5,623	6,300	7,079
39	5,680	8,000	11,360	7,079	8,000	8,913
40				8,913	10,000	11,220
41				11,220	12,500	14,130
42	11,360	16,000	22,720	14,130	16,000	17,780
43				17,780	20,000	22,390

Filtre bant genişliği 1 Hz'se, frekansa göre sürekli ses spektrumunun filtrelenmiş etkin basıncının grafiğine *Güç Yoğunluk Spektrumu* denir. Dar bant genişliği ise makinelerden yayılan gürültü ve titreşimin ölçümü için kullanılır.

2.2.5 Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform - FFT)

Zamana bağlı verinin frekansa bağlı olarak dönüşümünü sağlayan matematiksel bir algoritmadır. $x(t)$ nin kompleks değerli bir fonksiyon olduğu varsayalım. Fourier dönüşümü ω frekansında şu fonksiyonla gösterilir.

$$X(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (2.36)$$

Burada, t bağımsız değişken olan zamanı ifade etmekte (birimi saniye cinsinden), dönüşüm değişkeni olan ω açısal frekanstır (birimi radyan/saniye). (2.36) denkleminde, (2.37.a) ω yerine konularak (2.37.b) denklemi elde edilir:

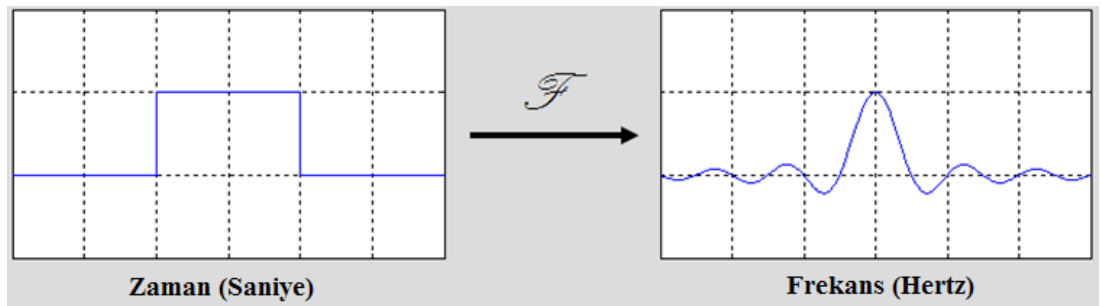
$$\omega = 2\pi f \quad (2.37.a)$$

$$X(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi f t} dt \quad (2.37.b)$$

ve ters dönüşümle (2.37.c) denklem elde edilir:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi f t} df \quad (2.37.c)$$

Sonuç olarak, zaman ekseninde verilen bir sinyal frekans ekseninde ifade edilebilmektedir.



Şekil 2.5 : Bir sinyalin zaman ve frekans frekansında gösterimi.

Hızlı Fourier dönüşümü (Fast Fourier Transform) titreşim analizinde, zamana göre alınan karışık sinyallerin hangi frekansta, ne şiddette bir titreşim olduğunu belirlemede ve bu sinyallerin büyüklüklerinin frekansa göre çizdirilmesinde kullanılan matematiksel bir işlemdir. Bu dönüşüme göre tüm karmaşık sinyaller aslında basit

harmoniklerin birleşimiyle meydana gelmiştir. Fourier dönüşümünde tekrarlamayan sinyaller dikkate alınmaz. Karmaşık sinyallerin içinden periyodik olanlar ayıklanıp harmoniklerine ayrılır [20].

2.2.6 Gürültünün yayılımı

Gürültünün yayılımı üç şekilde olur:

- a) **Hava yolu ile:** Titreşen cismin dış yüzeyleri havada basınç dalgaları oluşturur ve ses havada yayılır.
- b) **Hava + yapı yoluyla:** Bu ses basıncı salınımları diğer yüzeyleri titreşime zorlarlar ve bunları yeni ve değişik ses kaynağı olmaya zorlarlar. Motor gürültüsü taşıt kabinini panel duvarlarını titreştirerek taşıt içinde yeni yayılma yolları bulur.
- c) **Yapı yoluyla:** Titreşen kaynak bağlı bulundukları elemanları titreştirir, ses bu elemanların yüzeylerinden yayılır. Uygun motor takozları ile yapı üzerinden yayılacak gürültü azaltılabilir.

2.3 Sualtı Akustiği

Ses, suyun altında havada olduğundan 4.3 ila 4.4 kat daha hızlı yayılmaktadır. Daha detaylı bir sualtı ses hızı hesabı için Lovett tarafından geliştirilen aşağıdaki formülasyon kullanılabilir. Bu ifade, sualtındaki ses hızını sıcaklık, tuzluluk, enlem ve derinliğe göre vermektedir [15].

$$C(z, S, T, \emptyset) = 1449.05 + 4.57T - 0.0521T^2 + 0.00023T^2 + (1.333 - 0.0126T + 0.00009T^2) \times (S - 35) + (16.23 + 0.0253T)(1 - 0.0026 \cos \emptyset z + (0.213 - 0.01T)(1 - 0.0026 \cos \emptyset)^2 z^2 + [0.016 + 0.0002(S - 35)](S - 35) \times (0.1 - 0.00026 \cos \emptyset)Tz \quad (2.38)$$

Burada T ortam sıcaklığı [°C]

S tuzluluk [ppt]

z derinlik [km]

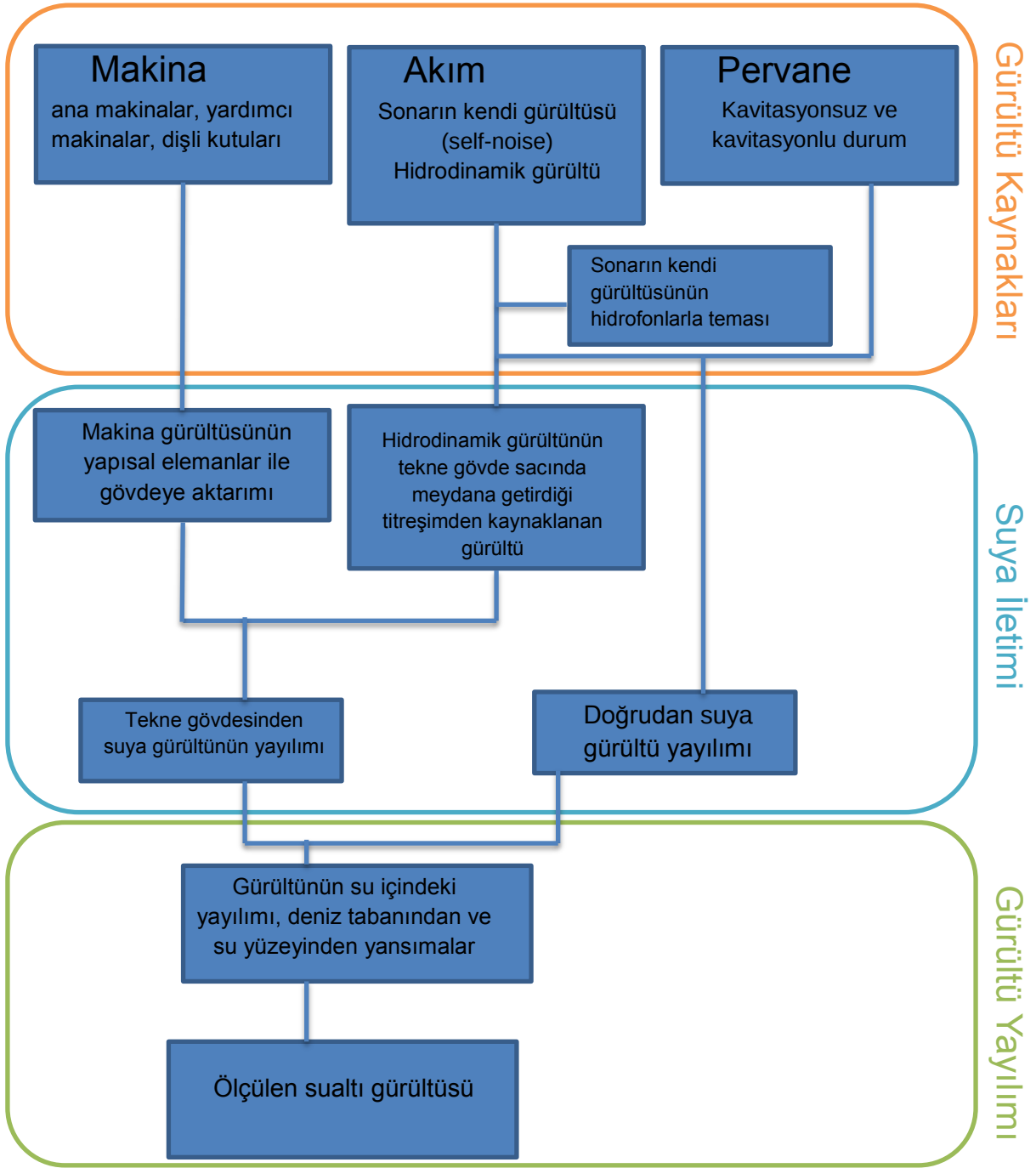
$\emptyset$ enlem [derece]

Bu formül, tüm okyanuslarda 4km'ye kadar derinlik için 0.02m/s hassasiyetle kullanılabilir.

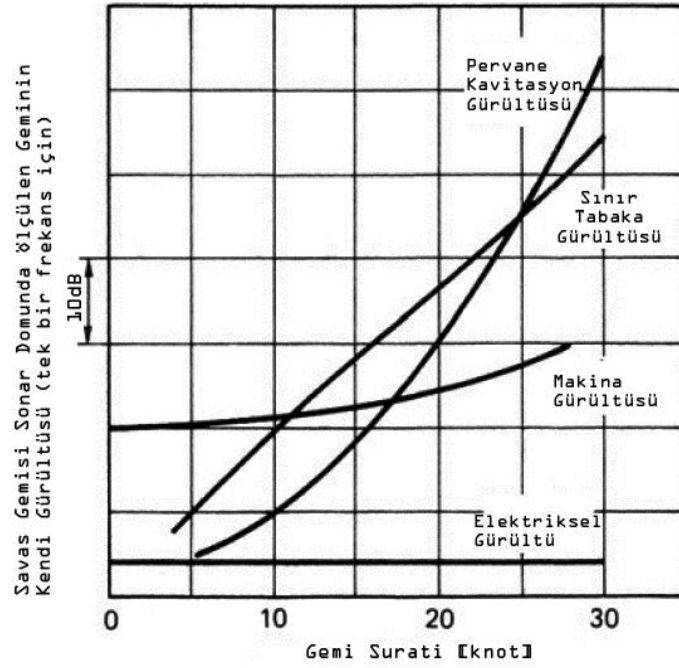
2.3.1 Gemilerde gürültü

Sualtı gürültüsünün ana bileşenleri yada kaynakları aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi pervane gürültüsü, akım gürültüsü ve makine sistemi gürültüsü olmak üzere üçe ayrılmaktadır [22].

Şekil 2.6'da [23], [24] bu bileşenlerin gemi hızına bağlı olarak gürültü seviyesi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi pervane ve akım gürültülerinin ve hatta makine sisteminin gürültüsünün etkileri kavitasyon ortaya çıkıncaya kadar bir geminin gürültü izi (noise signature) açısından önemlidir. Ancak pervanede kavitasyon oluştuğundan sonra pervane gürültüsü diğerlerine göre oldukça etkin olmaktadır. Bunun yanında 15 knot hızdan sonra akım ve pervane kavitasyonunun gürültüsü makine gürültüsüne göre daha belirgin duruma gelmektedir ki; savaş gemilerinin büyük bir kısmı bu hız üzerinde seyretmektedir. Ancak bu çalışmada akım (sınır tabaka) ve makina kaynaklı gürültüler çalışma dışı bırakılmıştır.



Şekil 2.6 : Gemilerin Sualtı Gürültü Bileşenleri.



Şekil 2.7 : Gürültü bileşenlerinin gemi hızına bağlı olarak etkisi [15], [20].

Pervane gürültüsünün bileşenleri kaviteasyon gürültüsü ve kaviteasyonsuz haldeki gürültü olmak üzere ikiye ayrılır. Pervanelerde kanat etrafındaki yerel basıncın suyun buharlaşma basıncına eşit ya da daha az olması durumunda ortaya çıkan kaviteasyon olayının en büyük etkilerinden birisi gürültü seviyesini önemli ölçüde arttırmasıdır [2].

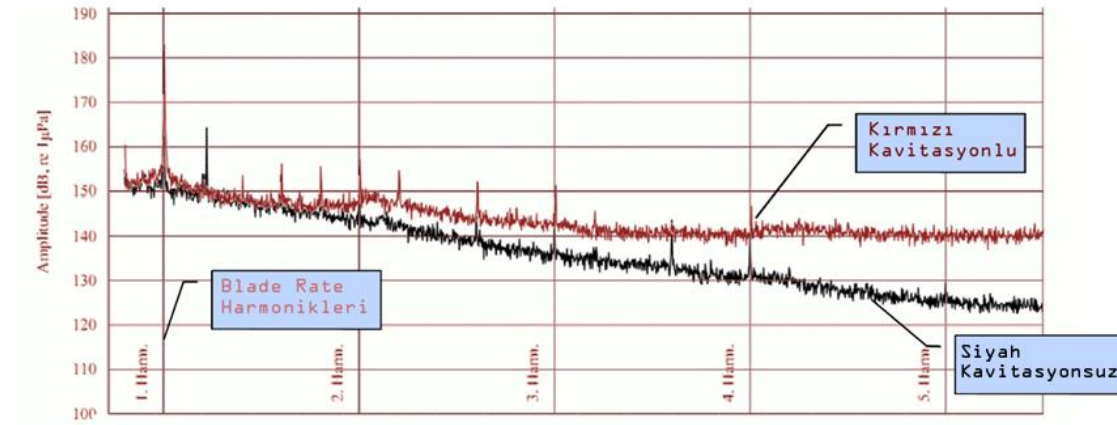
2.3.1.1 Pervane gürültüsü

Geminin suda ilerleyebilmesi için dönen ve etrafındaki suda hız ve dolayısıyla basınç dalgalanımları yaratan bir pervanenin gürültü yaratmasının temelde dört prensibi bulunmaktadır [15];

1. Pervane kanat profilinin sudan geçişi sırasında yer değiştirdiği su kütlesinin hareketi,
2. Dönme esnasında pervanenin emme ve basınç yüzeyleri arasında meydana gelen basınç farkı,
3. Gemi arkasındaki değişken izin içinde çalışan pervanenin yüzeyinde oluşan kaviteasyonun kararsızlığı,
4. Kaviteasyon kabarcıklarındaki veya girdaplardaki ani sönme sonucu meydana gelen gürültü.

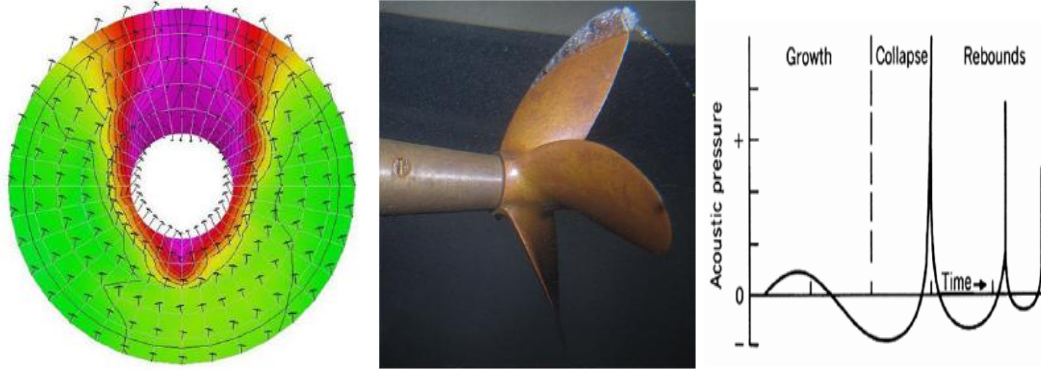
Görüldüğü gibi ilk iki durum kaviteasyonlu veya kaviteasyonsuz durumlarda çalışan her pervanenin sahip olduğu akış kaynaklı gürültünün sebebine işaret ederken son iki

madde, pervanenin kavitasyonlu durumdaki gürültüsünün sebeplerini özetlemektedir. Buradan da görüleceği gibi pervane gürültüsünü kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumlar için farklı şekilde incelemek mümkün olmaktadır. Şekil 2.8’de görüldüğü gibi, kavitasyonlu durumda pervane çok daha yüksek bir gürültü izine sahip olmakta ve şekil 2.7den de görüleceği gibi bu halde pervane gürültüsü geminin tüm diğer gürültü kaynaklarının yarattığı gürültü izini bastırmakta ve bu araçları kolaylıkla fark edilir kılarak tehlikeyle yüzyüze bırakmaktadır.



Şekil 2.8 : Kavitasyonlu ve Kavitasyonsuz Pervane Gürültüsü [21].

Bu yüzden savaş gemisi ve denizaltı pervaneleri kavitasyon yapmayacak şekilde dizayn edilmek durumundadır. Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar da, pervanenin kavitasyonsuz durumdaki gürültüsünü incelemektedir. Ancak yukarıda 3 numaralı prensiple değinilen gemi arkasındaki üniform olamayan izin kavitasyon üzerindeki etkisi kavitasyonsuz durumda neden olduğu basınç gradyeni nedeniyle pervane gürültüsü açısından önemli bir etkiye sahiptir. Bu etki, pervane gürültüsünün zamana bağlı basınç dalgalanımlarından oluşmasından kaynaklanmakta ve kanatlarının düşük hıza sahip olan iz bölgesinden geçişleri esnasında bu dalgalanım en yüksek basınç farkına neden olmaktadır [21]. Bu basınç farklarının gözlemlendiği frekanslara Kanat Geçiş Frekansı – KGF (Blade Passage Frequency – BPF veya Blade Rate) denilmektedir.

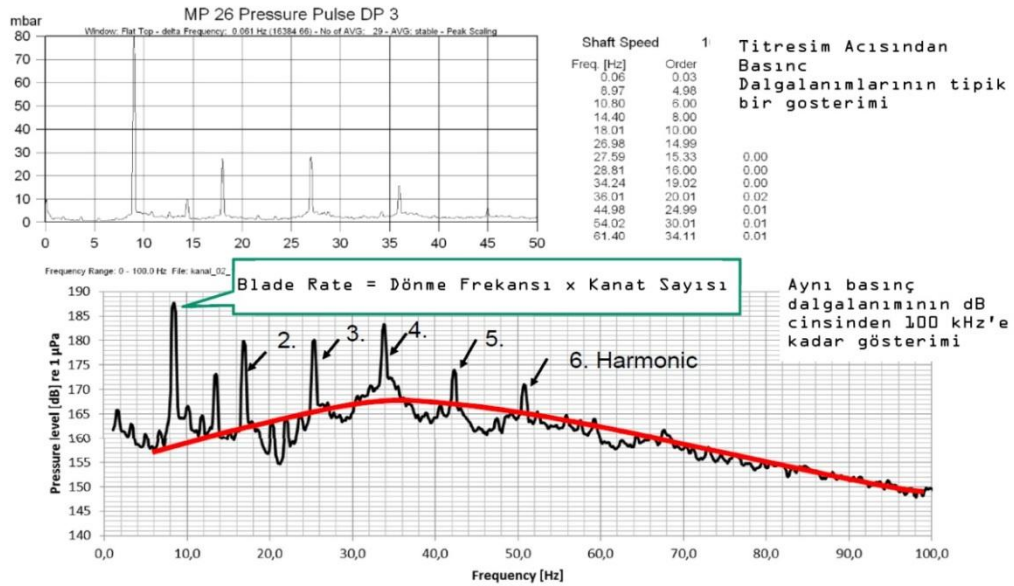


Şekil 2.9 : Gemi arkası izi ve kavitasyon oluşumu [21].

Pervanede kavitasyonun en önemli sebeplerinden bir tanesi, pervanenin homojen olmayan bir gemi arkası izinde çalışıyor oluşudur. Şekil 9’da görüldüğü gibi pervane kanadı bir tam dönüşünü tamamlayabilmek için geminin izinde bulunan düşük hız rejiminden geçerken oluşan basınç farkı kavitasyona neden olmaktadır. Kavitasyonun gözlenmediği durumda da yine bu basınç farkı gürültü açısından kendini göstermekte ve KGF değeri ve onun harmoniklerinde pervane gürültüsünün tepe noktaları gözlemlenmektedir. KGF değeri;

$$\text{Kanat Geçiş Frekansı} = \text{Dönme Frekansı (rps)} \times \text{Kanat Sayısı} \quad (2.39)$$

şeklinde hesap edilir. Şekil 2.10’da örnek bir pervane gürültü ölçümü verilmiş ve bu grafikte KGF harmonikleri işaretlenmiştir.



Şekil 2.10 : Kanat Geçiş Frekansı’nın akustik izdeki etkisi.

2.4 Hidroakustik Tahminlerde Kullanılan Sayısal Yöntemler

Akustik disiplini, akışkanlar dinamiği ile oldukça yakın ilişki içerisindedir. Teknolojik açıdan önemli olan birçok ses, akışkanların akışı sonucunda meydana gelmektedir. Bu nedenle de ses, akışkanlar dinamiği içerisinde görülmekte ve analiz edilmektedir (akustik alanında kullanılan yönetici denklemler, akışkanlar dinamiğinekilerle aynıdır).

Ses dalgalarının tahminindeki en önemli zorluk, akışkanın akışı sırasında sahip olduğu enerjinin sesin sahip olduğu enerjiden çok daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu durum, özellikle uzak bölgedeki ses yayılımının incelendiği hususlarda çok önemli olmakta ve ses dalgalarının enerjisini genel akışın enerjisinden ayırt etmek zorlu bir hale gelmektedir [16].

Son 80 yıldır, bilim adamları sesin fiziksel özelliklerini anlamak ve özellikle dönen cisimlere ait akustik izi tahmin etmeye yönelik hesaplamalı yöntemler geliştirmeye çalışmaktadırlar. Güvenilir bir gürültü tahmini yapabilmek, gürültü karaktersitiklerini azaltabilmek ve bu sayede istenilen gürültü seviyelerine ulaşabilmek için gereklidir. Pervane ve helikopter rotoru gürültüsü üzerine 1940'lardan beri çalışılmakta, buradaki önemli etkenin daimi olmayan akıştan ötürü kanatlarda meydana gelen yüklemenin etkisine dayandığı ise 1960'lardan beri bilinmektedir ve bu bilgi, bu konu üzerine yapılan çalışmaların ilerlemesine imkan vermiş ve birçok araştırmacı tarafından gürültü tahmini için bilgisayar programları hazırlanmıştır. Bu konudaki bir mihenk taşı şüphesiz 1969 yılında yayımlanan Ffowcs Williams ve Hawkins tarafından hazırlanmış, bir akışkan içerisinde hareket eden gövdenin yarattığı gürültüyü ifade eden yönetici denklemin sunulduğu makaledir [9]. Ancak bu denklemin pratik uygulamalar için etkin biçimde kullanılmaya başlanması, çözümü için ihtiyaç duyduğu hesaplama gereksinimi yüzünden 1980'lere kadar mümkün olmamıştır. Bugünse Ffowcs Williams - Hawkins Methodu (FWHM), birçok ticari çözücüye de dahil edilmiş olarak aeroakustik dalında pek çok pratik uygulamada kullanılmaktadır. 2000'li yıllara kadar ise gemi pervanelerinin akustik karakteristiğinin tahmini için bu yöntemin kullanılmasına pek rastlanmamaktadır [25].

Hidroakustik ve özellikle pervane gürültüsü konusunda gemi mühendisleri tarafından kullanılan yöntemler aeroakustik hesap yöntemlerine göre geri kalmış durumdadır. Çoğunlukla yarı-ampirik yöntemler kullanılmakta ve buna ek olarak Bernoulli

Denklemine dayanan nümerik yöntemlerden faydalanılmaktadır. Bu yöntemde potansiyel akış çerçevesi içerisinde ve genellikle sınır elemanları methodu (boundary element method) ile yapılan çözümlemelerde öncelikle pervane etrafındaki hız alanının hesaplanması gerekmekte ve buradan da gürültü alanın çözümlemesine geçilmektedir. Ancak Bernoulli denkleminde yapılan sıkıştırılamaz akış kabulü gürültü hesaplamalarında, sesin yayılım prensibi gereğince basıncın ilerleyişini doğru şekilde ifade edemeyerek hatalı sonuçlara neden olmaktadır [25]. Bu tez kapsamında yapılan hesaplarda, bir sonraki bölümde detaylı olarak açıklanacak olan FWHM kullanılmıştır.

2.4.1 Ffowcs Williams Hawkings akustik modeli

Ffowcs Williams Hawkings (FWH) denklemi, süreklilik denklemi ve Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiş homojen olmayan bir dalga denklemdir [16].

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{T_{ij} H(f)\} - \frac{\partial}{\partial t} \{[P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)\} + \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f)\} \quad (2.40)$$

burada u_i = x_i yönündeki akışkan hızı

u_n = yüzeye normal akışkan hızı ($f = 0$)

v_i = x_i yönündeki yüzey hızı

v_n = yüzeye dik yöndeki yüzey hızı

$\delta(f)$ = Dirac delta fonksiyonu

$H(f)$ = Heaviside fonksiyonudur

P' , uzak bölgedeki ses basıncıdır ($p' = p - p_0$). $f = 0$ genelleştirilmiş fonksiyon teorisi ve serbest-uzay Green fonksiyonunu uygulayarak çözüme ulaşmak için sınırlandırılmamış uzay dış akım problemini ($f > 0$) yerleştirebilmek için kullanılmış bir matematiksel yüzeydir. Bu yüzey ($f = 0$) kaynak (emisyon) yüzeyi olarak kullanılmaktadır ve gövdenin (geçirmez) bir yüzeyi ile çakışık veya gövdeden uzak bir geçirgen yüzey olarak kullanılabilir. n_i dış bölgeyi ($f = 0$) gösterir şekilde birim normal vektördür. a_0 uzak bölgedeki ses hızı ve T_{ij} de Lighthill tensörüdür ve şu şekilde ifade edilir [16];

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (2.41)$$

P_{ij} sıkıştırılabilir gerilme tensörüdür. Bir Stokes akışkanı için bu, aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (2.42)$$

Serbest akım ifadeleri, 0 alt imleciyle gösterilmiştir.

(2.41) denkleminin çözümü, serbest-uzay Green fonksiyonunun $(\delta(g)/4\pi r)$ kullanılmasıyla sağlanmıştır. Tam çözüm, yüzey ve hacim integrallerini bir arada içermektedir. Burada yüzey integrali, monopoll, dipoll ve biraz quadrupole kaynakların etkilerini içerirken hacim integrali sadece kaynak yüzeyi dışındaki quadrupole kaynakları içermektedir. Akışın düşük sesaltı hızda olduğu durumlarda hacim integrali değeri oldukça küçülmekte ve kaynak yüzeyi, kaynak bölgesini içine alır hale gelmektedir. Bu yüzden hacim integrali hesaba katılmamış ve aşağıdaki ifadeye ulaşılmıştır [16].

$$p'(\vec{x}, t) = p'_T(\vec{x}, t) + p'_L(\vec{x}, t) \quad (2.43)$$

burada;

$$4\pi p'_T(\vec{x}, t) = \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 (U_n + U_{\hat{n}})}{r(1-M_r)^2} \right] dS + \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 U_n \{r\dot{M}_r + a_0(M_r - M^2)\}}{r^2(1-M_r)^3} \right] dS \quad (2.44)$$

$$4\pi p'_L(\vec{x}, t) =$$

$$\frac{1}{a_0} \int_{f=0} \left[\frac{\dot{L}_r}{r(1-M_r)^2} \right] dS + \int_{f=0} \left[\frac{L_r - L_M}{r^2(1-M_r)^2} \right] dS + \frac{1}{a_0} \int_{f=0} \left[\frac{L_r \{r\dot{M}_r + a_0(M_r - M^2)\}}{r^2(1-M_r)^3} \right] dS \quad (2.45)$$

burada;

$$U_i = v_i + \frac{\rho}{\rho_0} (u_i - v_i) \quad (2.46)$$

$$L_i = P_{ij} \hat{n}_j + \rho u_i (u_n - v_n) \quad (2.47)$$

İntegrasyon yüzeyi, kapalı bir duvar (impenetrable wall) ile çakışıkça, 2.4.5 denklemindeki $p'_T(\vec{x}, t)$ ve $p'_L(\vec{x}, t)$ ifadeleri, sırasıyla *kalınlık gürültüsü* (thickness noise term) ve *yükleme gürültüsü* (loading noise term) terimleri olarak anılırlar [16].

Bunlardan ilki, kalınlık gürültüsü terimi; akış bölgesi içindeki akışkanın yer değiştirmesinden kaynaklanan gürültüyü ifade ederken ikincisi, yükleme terimi ise; kanatın dönme esnasında maruz kaldığı yükten kaynaklanan gürültüyü ifade etmektedir [25].

2.44 ve 2.45 denklemlerindeki terimlerin kare parantez içine alınmış olması, integralin çekirdeğinin gecikmeli zaman adımı (τ) için çözülmüş olduğu anlamın gelmekte ve t zaman ve r izleyici uzaklığı olmak üzere aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$\tau = t - \frac{r}{a_0} \quad (2.48)$$

Bunlar dışında, formüllerde görünen alt imleçli ifadeler, vektörlerin elemanları ve alt imleçler ise birim vektörlerdir. Örneğin, $L_r = \vec{L} \cdot \hat{r} = L_i r_i$ ve $U_n = \vec{U} \cdot \vec{n} = U_i n_i$ 'dir ve $\hat{r}$ ve $\vec{n}$ radyasyon ve duvar-normali yönlerindeki birim vektörlerdir. Bir değişken üzerindeki nokta (.) ifadesi ise o değişkenin kaynak-zaman diferansiyeli anlamında kullanılmıştır [16].

3. PERVANE GÜRÜLTÜSÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİYLE TAHMİNİ (DOĞRULAMA ve KARŞILAŞTIRMA)

3.1 DTMB 4119 Pervanesi Üzerinde Doğrulama ve Karşılaştırma Çalışması

Bu kısımda, geliştirilen yöntem ile DTMB 4119 deneysel pervanesi üzerinde doğrulama çalışması yapılmış ve bu pervane etrafındaki akımın istenilen doğrulukla çözülmesinin ardından gürültü hesabına geçilmiştir.

3.1.1 Pervane etrafındaki akımın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemiyle çözümü

Hesaplamalı akışkanlar mekaniği yöntemleri kullanılarak Ffowcs William Hawkins methodu ile pervane gürültüsü hesabı yapabilmek için öncelikle pervane etrafındaki akışın zamana bağlı (transient) olarak çözülmesi ve çözüm ağı içerisindeki basınç, yoğunluk ve akış hızı değerlerinin zamana bağlı olarak bulunması gerekmektedir. Bu noktaya gelmeden önce, ilk olarak pervane etrafındaki akışın kabul edilebilir bir doğrulukla çözüldüğünü doğrulamak gerekmektedir. Bu amaçla, pervane hesaplarında yapılan doğrulama (validation) çalışmalarında sıklıkla kullanılan [26], [13] DTMB (David Taylor Model Basin)'in 4119 numaralı pervanesi seçilmiştir.



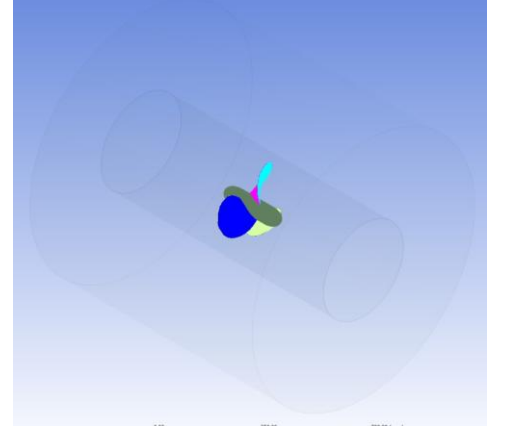
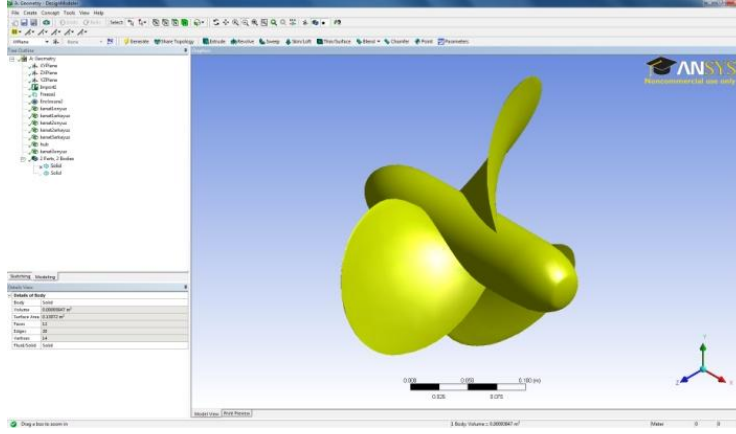
r/R	c/D	rk/D	sk[°]	P/D	t _{max} /c	f _{max} /c
4119						
0.20	0.3200	0.00	0.00	1.1050	0.2055	0.0143
0.30	0.3635	0.00	0.00	1.1022	0.1553	0.0232
0.40	0.4048	0.00	0.00	1.0983	0.1180	0.0230
0.50	0.4392	0.00	0.00	1.0932	0.0902	0.0218
0.60	0.4610	0.00	0.00	1.0879	0.0696	0.0207
0.70	0.4622	0.00	0.00	1.0839	0.0542	0.0200
0.80	0.4347	0.00	0.00	1.0811	0.0421	0.0197
0.90	0.3613	0.00	0.0000	1.0785	0.0332	0.0182
0.95	0.2775	0.00	0.00	1.0770	0.0323	0.0163
0.98	0.2045	0.00	0.00	1.0761	0.0321	0.0145
1.00	0.0800	0.00	0.00	1.0750	0.0316	0.0118

Şekil 3.1 : DTMB4119 deneysel pervanesinin 3 boyutlu görüntüsü.

Çizelge 3.1: Doğrulama Pervanesine ait özellikler [27].

Doğrulama Pervanesine Ait Özellikler	
Pervane Tipi / Modeli	DTMB 4119
İlerleme Hızı	2.54 m/s
Devir	600 devir/d
Çap	0.3048 m
Dönüş Yönü	Sağ
Kanat Sayısı	3
A_E/A_0	0.608
Hub-Çap Oranı	0.2
Dizayn İlerleme Katsayısı	0.150

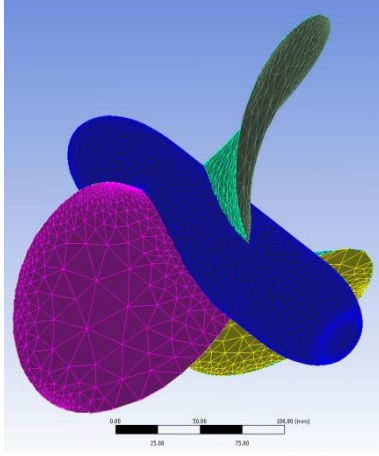
DTMB 4119 pervanesinin katı modeli Solidworks programı kullanılarak hazırlanmış, ANSYS ICEMCFD programı kullanılarak denetim hacmi oluşturulmuş ve pervane hacmi “boolean” fonksiyonu ile denetim hacminden kaldırılmıştır. Denetim hacmi iki kısımdan oluşmaktadır. İç kısım ortasında pervane bulunacak şekilde pervanenin önünde ve arkasında akımın şekillenebilmesi için yarımşar metre boşluk bırakılmış ve pervaneyi içine alabilecek şekilde 0.36m çapa sahip bir silindir yaratılmıştır. Bu silindirin dışına ise çapı bir metre olan ve aynı boya sahip bir başka silindir çizilerek denetim hacmi genişletilmiştir.



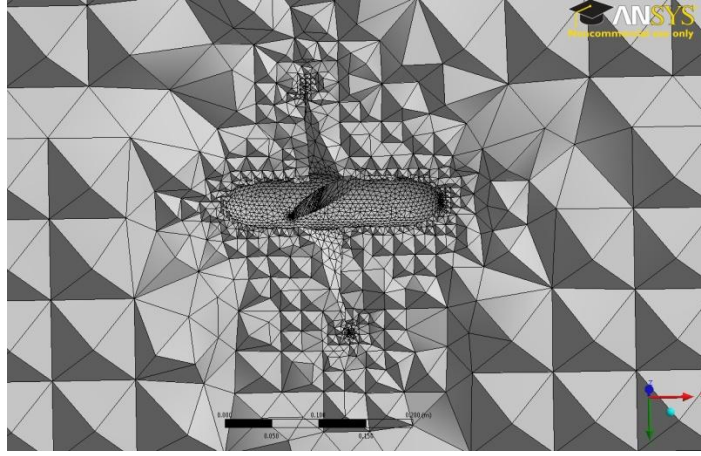
Şekil 3.2 : DTMB4119 deneysel pervanesi, kanatlar ve denetim hacminin görüntüsü.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak pervane etrafındaki akış çözümlenirken pervane geometrisini içinde bulunduran kısım ve dış akım birbirinden ayrı olarak yaratılmakta ve iç kısma pervanenin hesap edilmek istendiği devirde dönme tanımlanmaktadır. Bu tez kapsamında yapılan doğrulama çalışmasında pervane etrafındaki iç denetim hacmine quadratic elemanlar ve dıştaki sabit denetim hacmine ise geometrisinin elvermesi sayesinde hexagonal elemanlar kullanılarak çözüm ağı tanımlanmıştır. Bu şekilde üç adet farklı çözüm ağı yaratılmıştır. Yaratılmış çözüm ağlarının görüntüleri aşağıda verilmiştir.

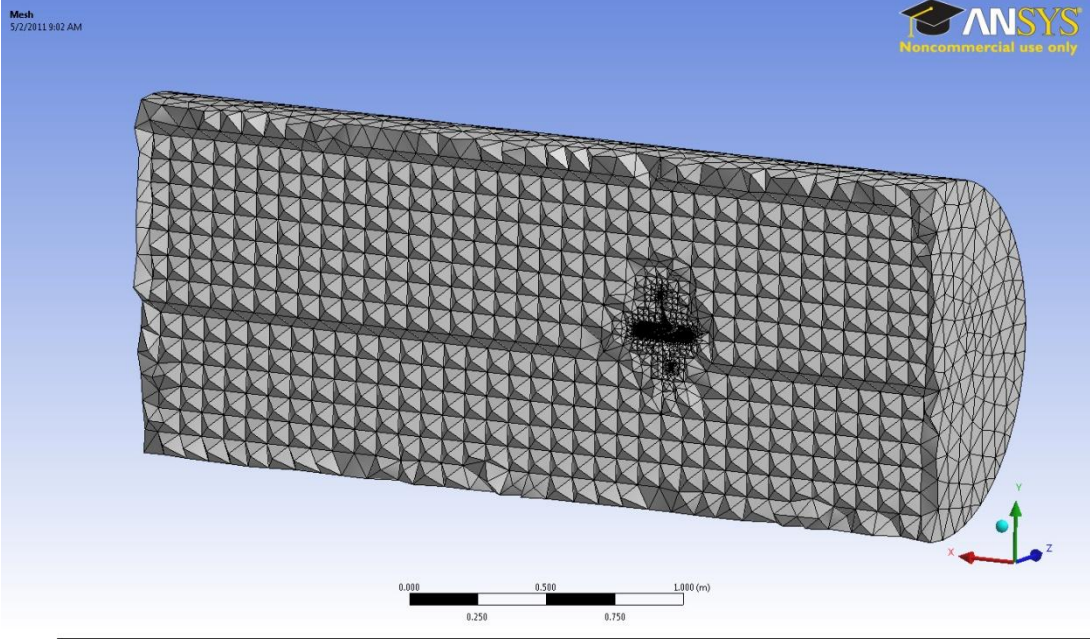
1 Numaralı Çözüm Ağına Ait Görseller



Pervane Kanadı Üzerinde



Denetim Hacmi Kesitinde



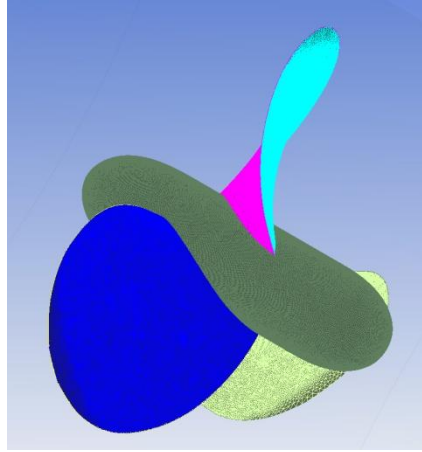
Genel Görünüm

Şekil 3.3 : DTMB4119 deneysel pervanesi etrafındaki denetim hacmi ve 1 numaralı çözüm ağı.

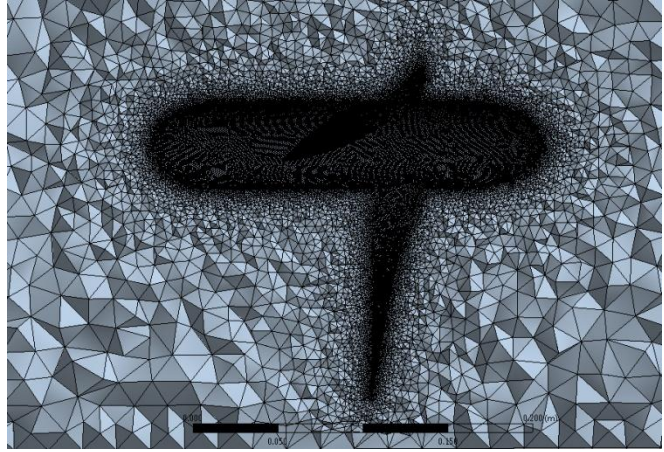
Çizelge 3.2: “1” Numaralı çözüm ağı özellikleri.

1 Numaralı Çözüm Ağı Özellikleri	
Node Sayısı	34274
Eleman Sayısı	179826

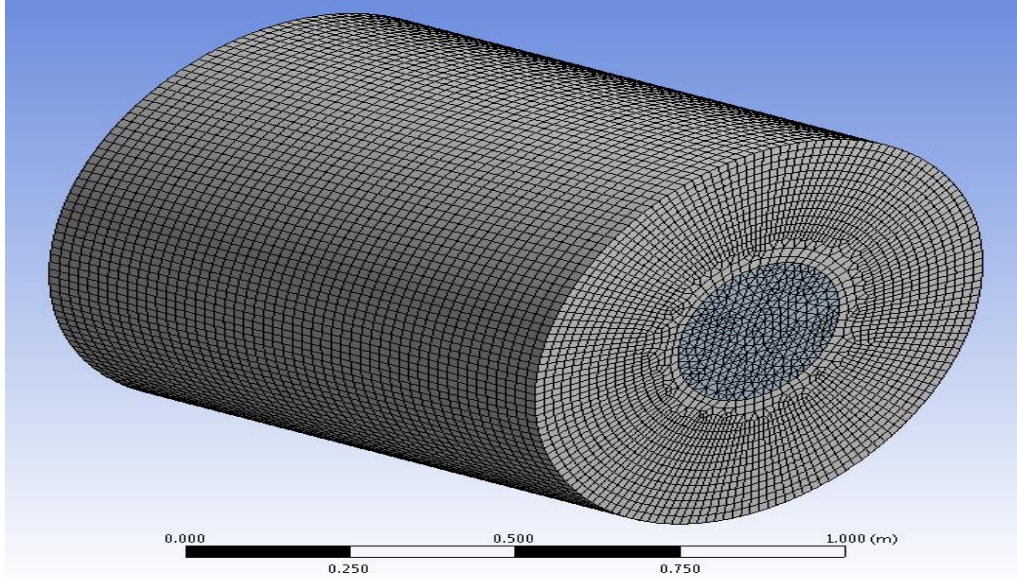
2 Numaralı Çözüm Ağına Ait Görseller



Pervane Kanadı Üzerinde



Denetim Hacmi Kesitinde



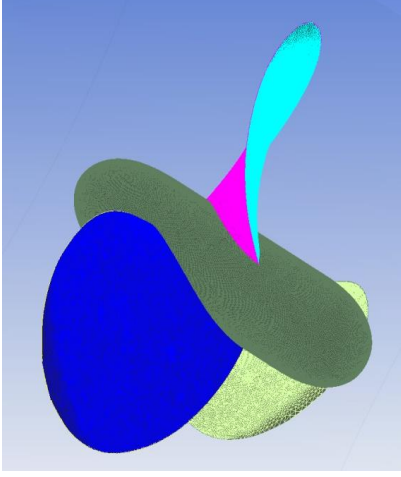
Genel Görünüm

Şekil 3.4 : DTMB4119 deneysel pervanesi etrafındaki denetim hacmi ve 2 numaralı çözüm ağı.

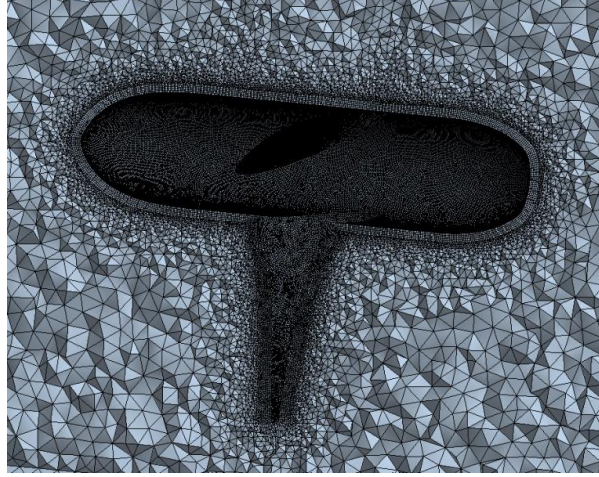
Çizelge 3.3 : “2” numaralı çözüm ağı özellikleri.

2 Numaralı Çözüm Ağı Özellikleri	
Node Sayısı	926,836
Eleman Sayısı	4,502,730

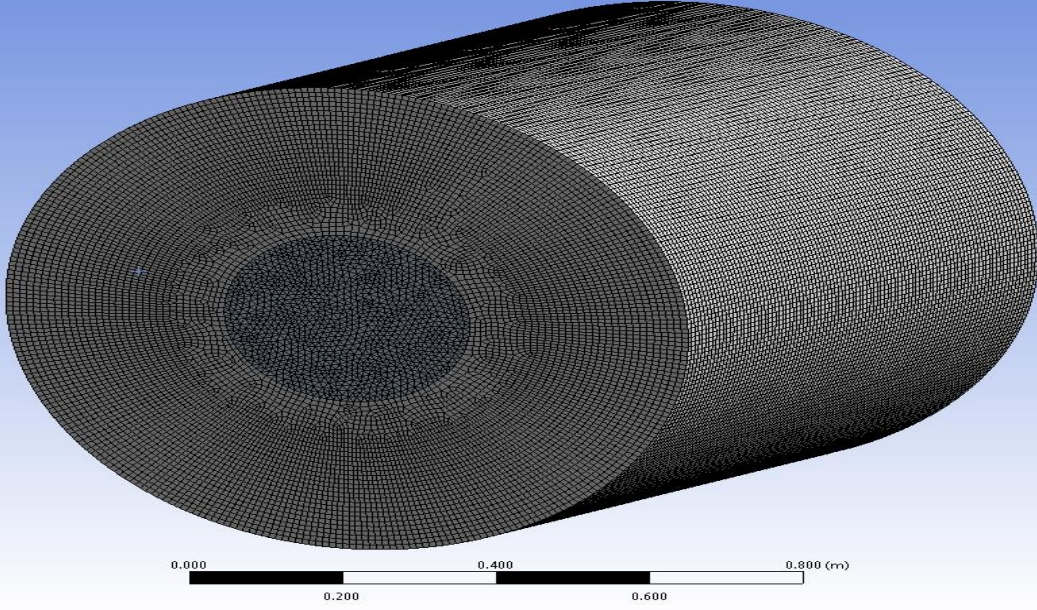
3 Numaralı Çözüm Ağına Ait Görseller



Pervane Kanadı Üzerinde



Denetim Hacmi Kesitinde



Genel Görünüm

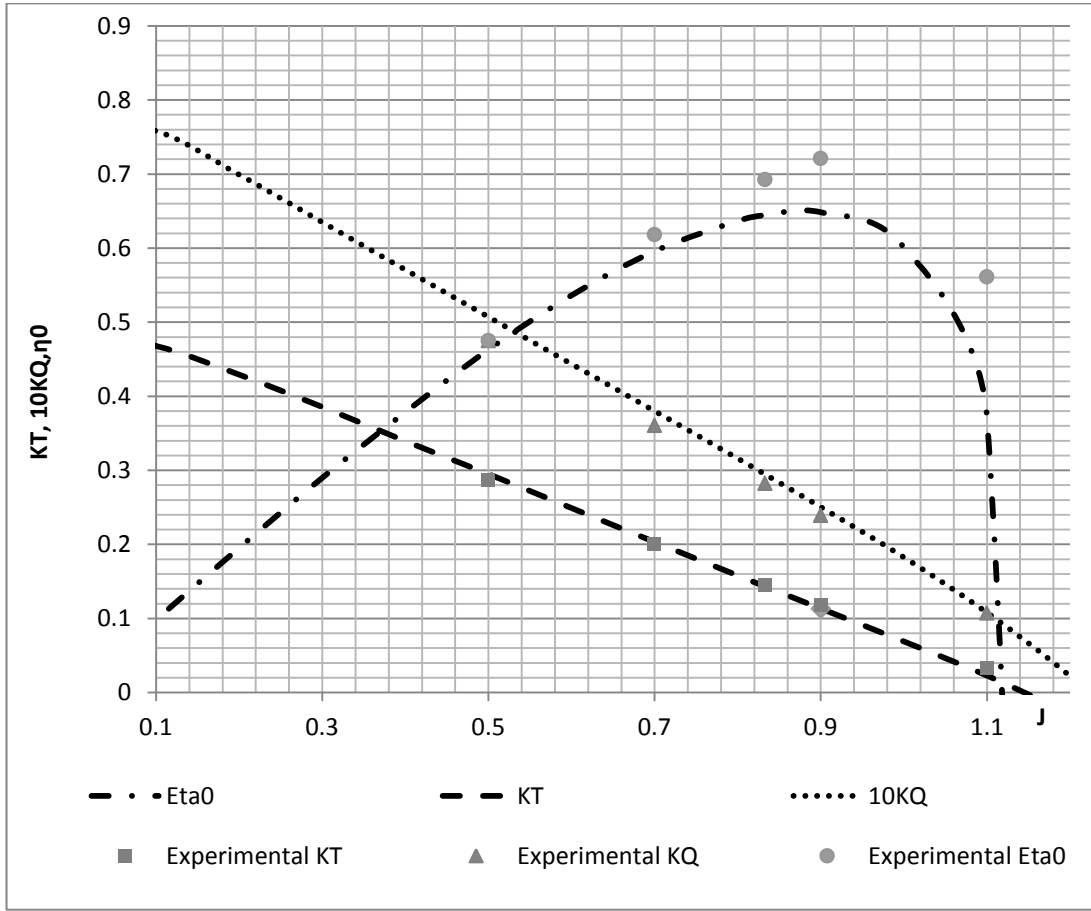
Şekil 3.5 : DTMB4119 deneysel pervanesi etrafındaki denetim hacmi ve 3 numaralı çözüm ağı.

Çizelge 3.4 : “3” numaralı çözüm ağı özellikleri.

3 Numaralı Çözüm Ağı Özellikleri	
Node Sayısı	4,004,777
Eleman Sayısı	13,155,808

Bu çözüm ağı hazırlanırken 1 numaralı çözüm ağında iç ve dış denetim hacmine quadratic elemanlar kullanılarak ağ yaratılmış ve kanat yüzeyinde boyut fonksiyonu kullanılmamıştır. 2 numaralı çözüm ağında iç denetim hacminde quadratic ve dış denetim hacminde hexagonal elemanlar kullanılmıştır. İç denetim hacminde kanat yüzeyleri ve habda yüzey boyut fonksiyonu uygulanmış, eleman boyutları 1.1 büyüme parametresiyle yavaş arttırılmış ve hexagonal elemanların uygulanmasında sweep ve haritalanmış yüzey ağı fonksiyonlarından faydalanılmıştır. Üç numaralı çözüm ağında ise eleman boyutları küçültülerek yeniden ağ oluşturulmuş ve bu defa Yplus değerini oldukça aşağıya çekecek ve sınır tabakayı yakalayabilecek şekilde 5 kat enflasyon uygulanarak ağ oluşturulmuştur.

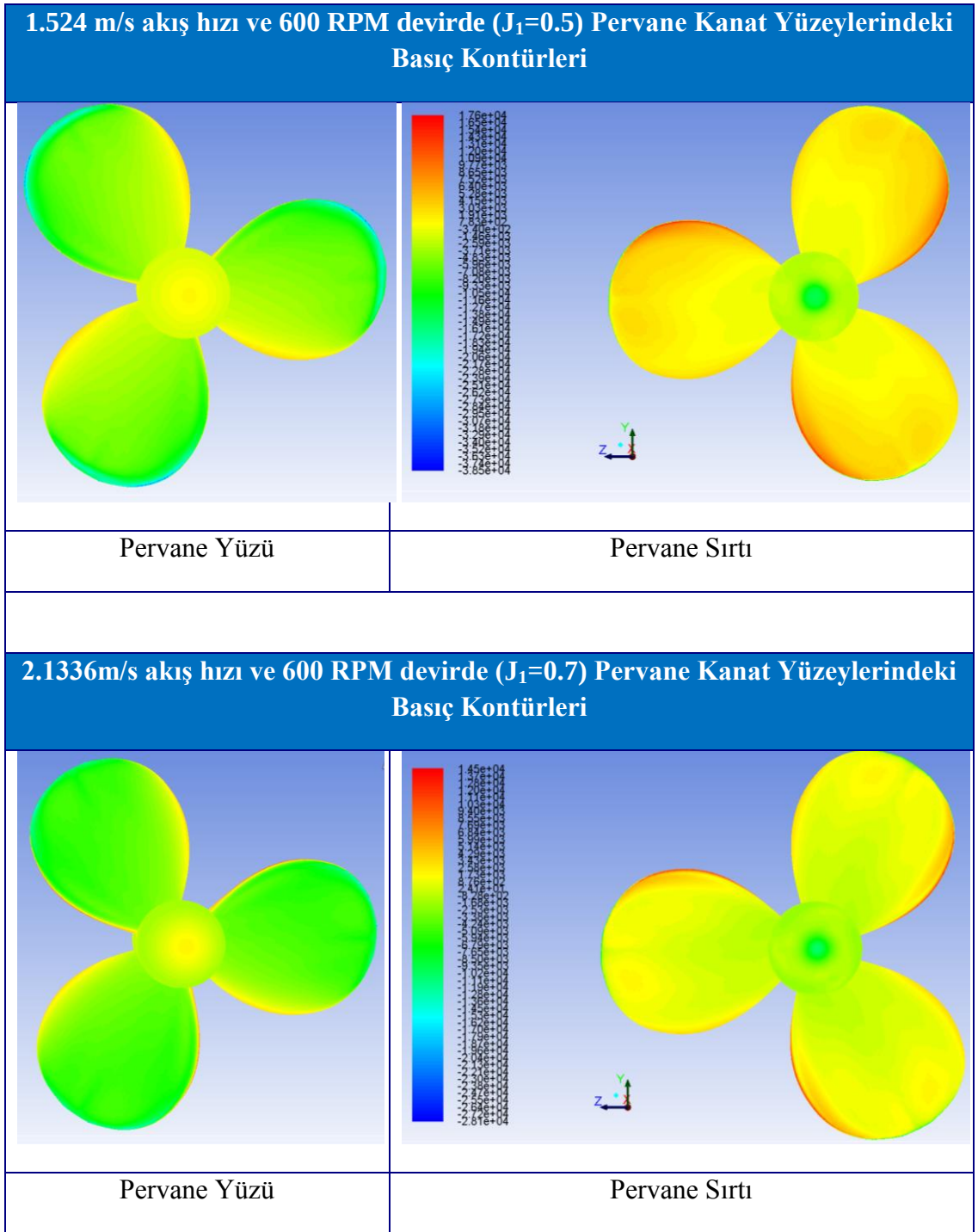
Bir numaralı çözüm ağının pervane geometrisini yakalamakta eksik kalması ve üç numaralı çözüm ağının astronomik eleman boyutlarına sahip olması neticesinde 2 numaralı çözüm ağı kullanılarak doğrulama çalışmalarına başlanmıştır. 1000 iterasyonla 0.1-1.1 J değerleri için yapılan daimi akış hesaplamaları sonucunda alınan kuvvet, tork ve bunlara bağlı hesaplanan verim değerlerinin yer aldığı pervane açık su eğrileri diyagramı şekilde sunulmuştur. Burada DTMB4119 numaralı pervaneye ait deney sonuçları ile kıyaslama gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.6 : DTMB4119 deneysel pervanesine ait hesapla bulunan açık su pervane eğrisi ile deneysel verilerin karşılaştırılması [26].

Şekilde görüldüğü gibi açık su eğrisi değerlerinden K_T değerleri birbirine çok yakın çıkmakta ancak K_Q değerlerinde farklılık gözlemlenmektedir. Moment değerindeki bu fark, verim hesabını da doğal olarak etkilemektedir.

Li, et al tarafından yapılan çalışmalarda $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modelleri için düz ve çalılık pervaneler için analizler gerçekleştirilmiş ve bu analiz sonucunda çalıklığa sahip olmayan pervanelerde K_T değerlerinde %2, K_Q değerlerinde ise deney verilerine göre %12'ye varan sapmalar gözlenmiştir [19]. Bu çalışma kapsamında yapılan analizlerden alınan sonuçların da bu limitler dâhilinde olması nedeniyle doğrulama uygun olarak değerlendirilmiş ve akustik hesaplamalar konusunda çalışmalara geçilmiştir.



Şekil 3.7 : DTMB4119 deneysel pervanesi kanat yüzeylerindeki basınç dağılımı

3.1.2 Pervanenin akış kaynaklı gürültüsünün hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleriyle çözümü

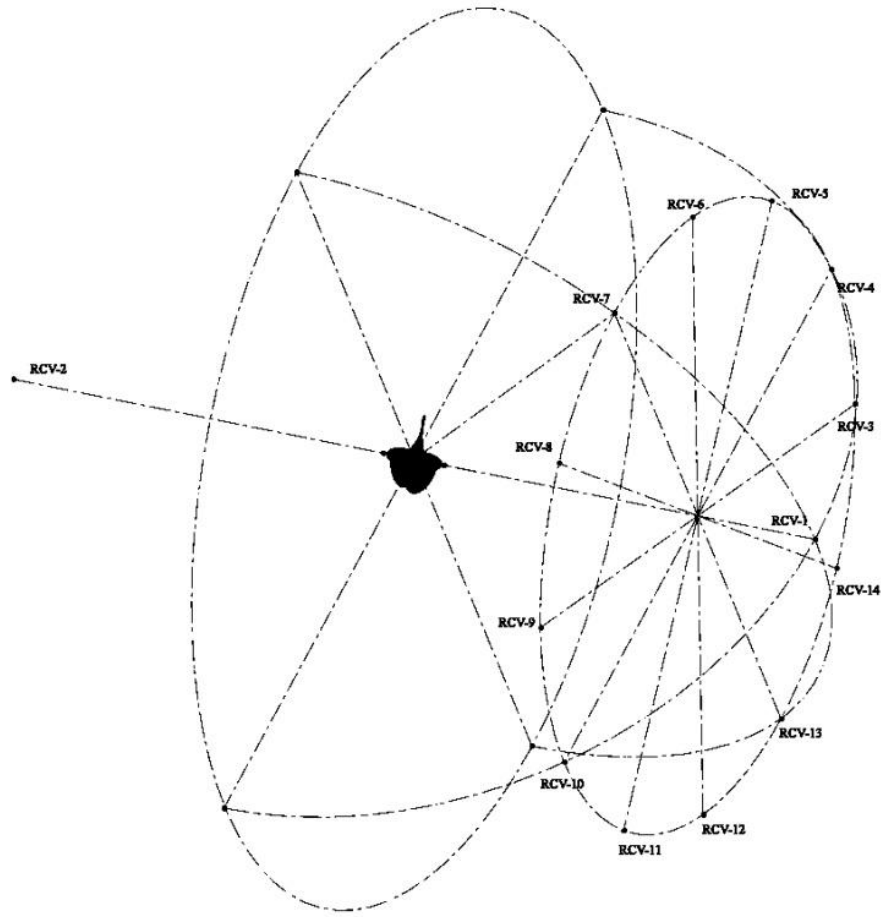
Pervane etrafındaki akımın istenen doğrulukla çözülmesinin ardından Ffowcs William Hawkings Methodu (FWHM) kullanılarak pervanenin akış kaynaklı gürültüsünün hesaplanmasına geçilmiştir. Bunun için ilk kısımda yapılan daimi akış kabulüne dayalı çözüm yeterli olmamaktadır. FWHM formülasyonundaki [9], [16] anlık basınç, hız ve yoğunluk değerlerinin bulunması için bu kez çözümün zamana bağlı (transient) olarak yapılması gerekmektedir.

Çözümde Basınç Temelli (pressure based), İkinci Derece Implicit çözücü kullanılmıştır. Çözümün zamana bağlı olarak seçilmesi sonucunda aktif olan akustik modülünde [16];

Çizelge 3.5 : Akustik hesap doğrulamasında kullanılan referans değerleri.

Akustik Hesap Doğrulamasında Kullanılan Referans Değerler	
Referans Basıncı	1e-06 Pa
Ses Hızı	1500 m/s
Deniz Suyu Yoğunluğu	1026 kg/m ³

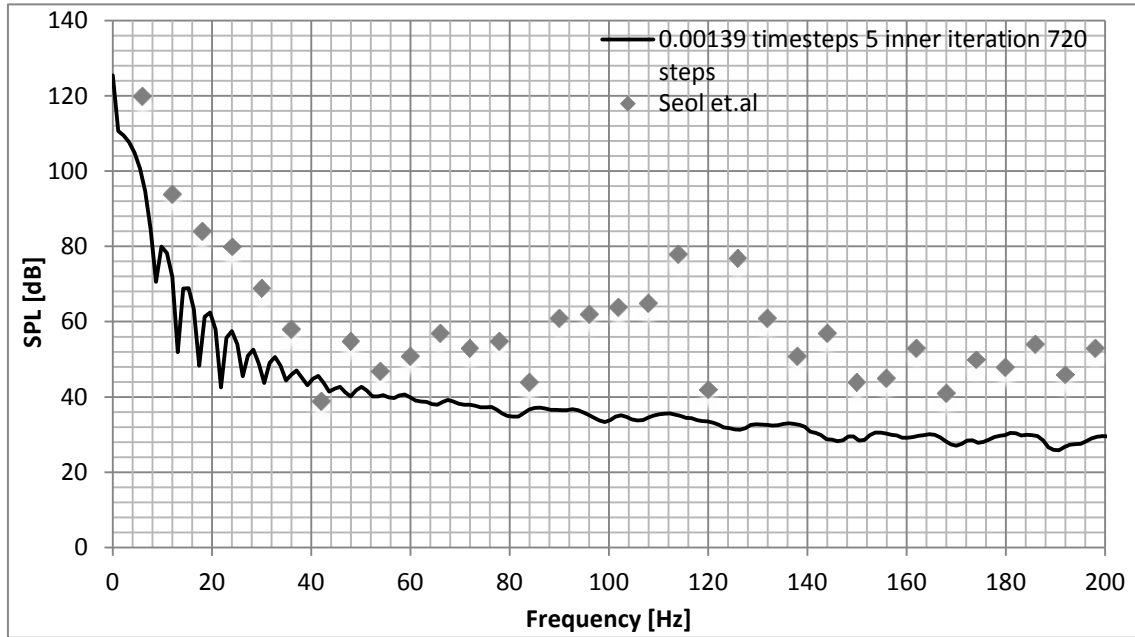
Gürültü kaynağı olarak kanat yüzeyleri, pervane göbeği ve domlar seçilmiş ve aşağıda verilen resimde görüldüğü şekilde 14 adet alıcı tanımlanmıştır. Genel uygulamalarda gürültü ölçümleri gürültü kaynağına 1m uzaklıkta konuşlandırılan mikrofonlarla yapılmasına karşın bu tez kapsamında karşılaştırma amacıyla kullanılacak olan Seol ve diğerleri tarafından yazılmış makalede [11] hesaplanan değerlerin pervane merkez ekseninden 10 yarıçap uzaklıkta konuşlanan alıcılar için yayınlanmış olması nedeniyle, doğrulama çalışmalarında kullanılacak alıcı konumları da bu doğrultuda tanımlanmıştır.



Şekil 3.8: DTMB4119 deneysel pervanesi etrafında alıcıların yerleşimi.

3.1.3 Sonuç ve karşılaştırma

Yapılan doğrulama çalışmalarının ardından pervanenin akış kaynaklı gürültüsünün hesabına geçilmiştir. Açık literatürde DTMB 4119 pervanesine ait akustik deney datasına rastlanmadığı için Seol ve diğerleri tarafından yapılan hesap [11] sonucunda bu pervane için bulunan pervane açık su gürültü sonuçları ile kıyaslama yapılmıştır. Bu makalede yapılmış olan hesabın da DTMB4119 pervanesinin deneysel sonuçlarıyla karşılaştırmasının yapılamamış olmasından ötürü bulunan sonucun gerçek sonuçla kıyaslanması mümkün olmamış ve bir doğrulama yapılamamıştır. Karşılaştırma olması açısından, [11] makalesinde aynı konumdaki bir alıcı için hesaplanan gürültü değerleriyle karşılaştırma yapılabilmesi için sonuçlar şekilde sunulmuştur.



Şekil 3.9: DTMB4119 deneysel pervanesine ait hesapla bulunan gürültü değerleri ile Seol ve diğerleri tarafından bulunan sonuçların kıyaslanması.

3.2 Su Üstü Savaş Gemisi Pervanesinin Akış Kaynaklı Gürültüsünün HAD Yöntemi ile Hesaplanması

Geliştirilen hesap yönteminin bir önceki bölümde anlatıldığı gibi DTMB 4119 pervanesinde denenmesinin ardından aynı yöntem bu defa 5 kanatlı, çalıklığa sahip bir savaş gemisi pervanesi modeline uygulanmıştır. Öncelikle bu pervanenin geometrisi ve çözümün yapılacağı denetim hacmi hazırlandıktan sonra çözüm ağı oluşturulmuştur. Ardından hesaplamalar bu pervane için tekrar edilmiş ve sonuçlar paylaşılmıştır. Bir sonraki bölümde de, yapılan hesap sonucunda bulunan değerler, ATA Nutku Model Deney Laboratuvarı'nda yapılan akustik deneyleriyle karşılaştırılmıştır.

3.2.1 Savaş gemisi pervanesinin çözüm yöntemi için hazırlanması

Söz konusu pervaneye ait özellikler Çizelge 3.6'da verilmiştir. Bu pervanenin çözümü için hazırlanan çözüm ağında, bir önceki bölümde yapılan doğrulama çalışmasından farklı olarak, pervane arkasındaki akımın şekillenebilmesi için denetim hacmi bir kat daha büyütülmüş ve bu sayede pervane arkasındaki akımın daha yüksek doğrulukla

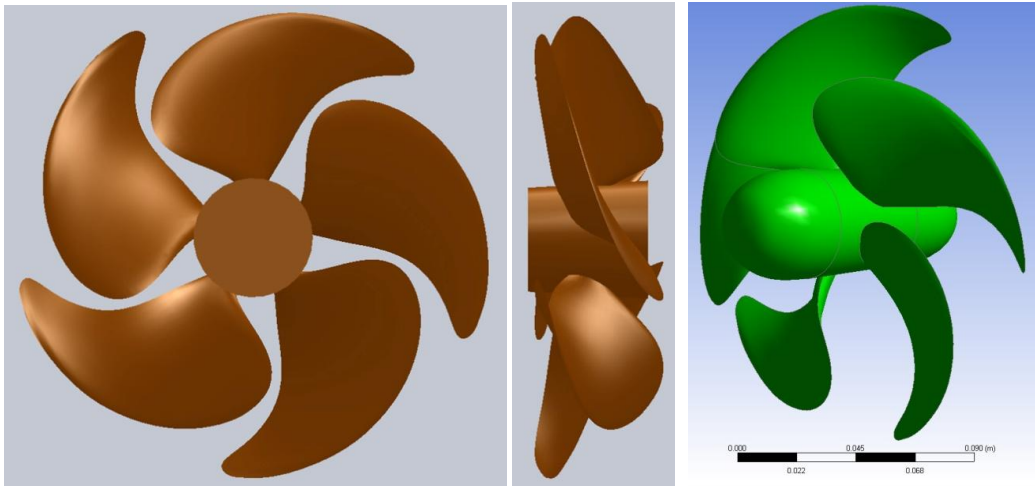
özölmesi amaçlanmıştır. Türbölans modeli olarak yine SST $k - \omega$ modeli kullanılmıştır.

özüm yine zamana bağlı olarak (transient) ikinci derece implicit basınç temelli çözücü ile yapılmış ve çözümde SIMPLE algoritması kullanılmış ve ayrıklaştırmada Green Gauss Nod temelli gradyan ayrıklaştırması, basınç ayrıklaştırması için PRESTO algoritması ve Momentum, Türbölanslı Kinetik Enerji ve spesifik dağınım oranı için de QUICK algoritmalarından faydalanılmıştır.

özüm 0.001 zaman aralığı ile ve her zaman aralığı arasında 5 iterasyon yapılacak şekilde toplam 500 adımda gerçekleştirilmiştir.

özüm esnasında Ffowcs Williams – Hawkins methodu akustik tahmin için kullanılmış ve gürültü kaynağı yüzeyler pervane kanat yüzeyleri, hab ve dom olarak seçildikten sonra 26 adet alıcı pervane ekseni, pervane eksenine dik bir şekilde pervane etrafında 30 derecelik açıyla dönecek şekilde ve pervane eksenine saatin tersi yönde 45 derece açı yapacak şekilde 30 derece radyal aralıklarla konumlandırılmış ve bu noktadaki gürültü değerleri hesaplanmıştır. Burada sadece izelge 3.7’deki konumlarda yer alan alıcılara ait gürültü değerleri sunulmaktadır.

Bunun ardından çözüm gerçekleştirilmiş, sonuçlar FFT yöntemiyle Hanning filtresi kullanılarak düzenlenmiş ve sonuç bölümünde deney sonuçlarıyla karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



şekil 3.10: Savaş gemisi pervanesine ait 3 boyutlu görüntüler.

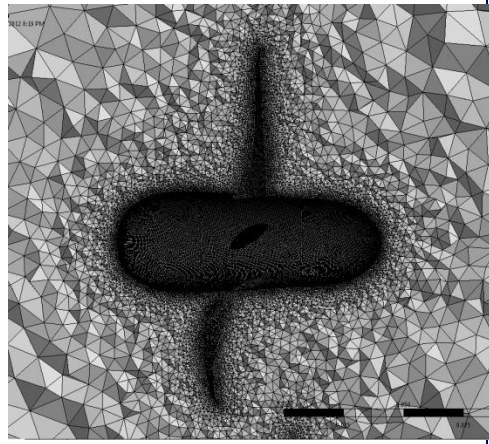
Çizelge 3.6 : Su üstü gemisi pervanesine ait özellikler [2].

Su Üstü Savaş Gemisi Pervanesine Ait Özellikler	
İlerleme Hızı, V	3.16 m/s
Devir, N	1206 RPM
Çap, D	0.17mm
P/D 0.7R	1.222
A_E/A_0	0.850
Dizayn İlerleme Katsayısı (J_{design})	0.925
İlerleme Katsayısı (J) Aralığı	$J_1=0.905, J_2=0.802, J_3=0.598, J_4=0.504$

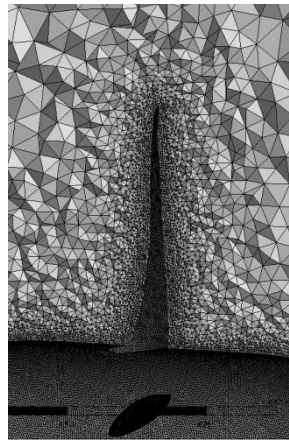
Çizelge 3.7 : Savaş gemisi pervanesi etrafındaki alıcı konumlandırması.

Savaş Gemisi Pervanesi Etrafındaki Alıcı Konumları	
Alıcı 1 (receiver-1)	Pervane Ekseninde 1 m önde
Alıcı 2 (receiver-2)	Pervane Ekseninde 1 m arkada
Alıcı 3 (receiver-3)	Pervane Eksenine dik 1 m üstte
Alıcı 15 (receiver-15)	Pervane Eksenine 45 derece açıyla 1m uzaklıkta üstte konumlandırılmıştır.

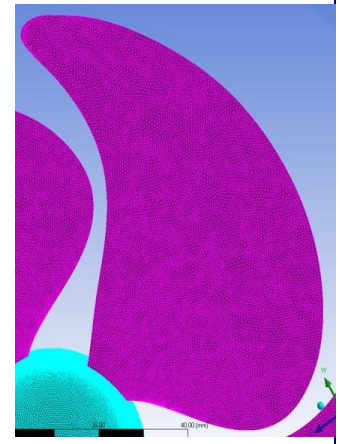
Savaş Gemisi Pervanesine Ait Çözüm Ağı



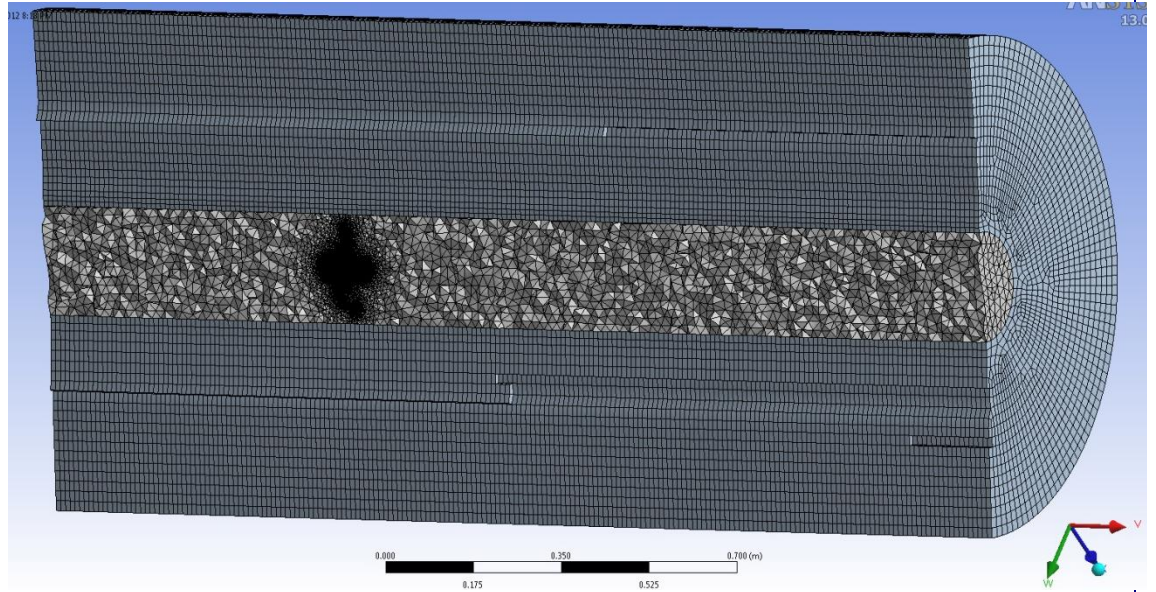
Denetim Hacmi Kesiti



Kanat Kesiti Yakın
Görünüş



Pervane Kanadı Üzerinde



Genel Görünüş

Şekil 3.11 : Savaş Gemisi Pervanesinin hesabı için hazırlanan denetim hacmi ve çözüm ağının görünüşü.

Çizelge 3.8 : Savaş gemisi pervanesine ait çözüm ağı özellikleri.

Savaş Gemisi Pervanesine Ait Çözüm Ağı Özellikleri	
Node Sayısı	1,683,782
Eleman Sayısı	6,696,101

4. PERVANE GÜRÜLTÜSÜNÜN DENEYSEL OLARAK ÖLÇÜMÜ

Bu kısımda, tez kapsamında yapılan deneysel çalışmalar sırasında kullanılan ekipmanların tanıtımı yapılmış ve ardından deneyin tarifine geçilmiştir.

4.1 Kavitasyon Tüneli

İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı bünyesindeki kavitasyon tüneli Almanya'nın Kempf-Remmers firması tarafından tasarlanıp imal edilmiştir. Kısmi ve tamamen kavitasyonlu pervaneler, hidrofoil kesitleri, kanatlar bu kavitasyon tüneli içerisinde açık su veya gemi arkası izi dahilinde test edilebilmektedir. Tünelin izin verdiği maksimum pervane çapı 20cm'dir. Tünelin büyük kesitine ait boyutlar ise (BxH) 63cmx35cm'dir. Tünelin deneylerde de kullanılan büyük kesitindeki maksimum akım hızı 4.5 m/s'dir.



Şekil 4.1 : Ata Nutku Model Deneyi Laboratuvarı Kavitasyon Tüneli.

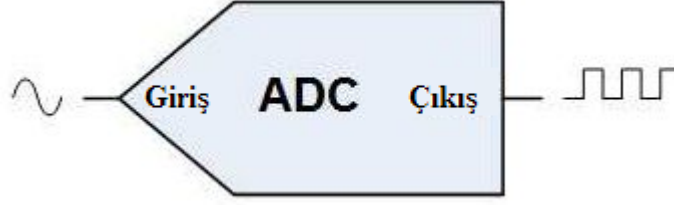
4.2 BruelKjaer PULSE Analizörü

PULSE, B&K firmasının bilgisayar tabanlı analiz sistemi olmakla beraber bilgisayar, uygulama yazılımı, analizör ve hidrofon, kalibrasyon cihazı gibi transdüserlerden meydana gelmektedir. PULSE sistemi akustik ve titreşim alanında genel akustik ölçümleri, ses gücü düzeyi belirleme, ses şiddeti ve gürültü kaynağı belirleme, ses kalitesi, genel titreşim ölçümleri, yapısal ve modal analiz, mertebe (order) analizi gibi uygulamalara cevap verir niteliktedir.

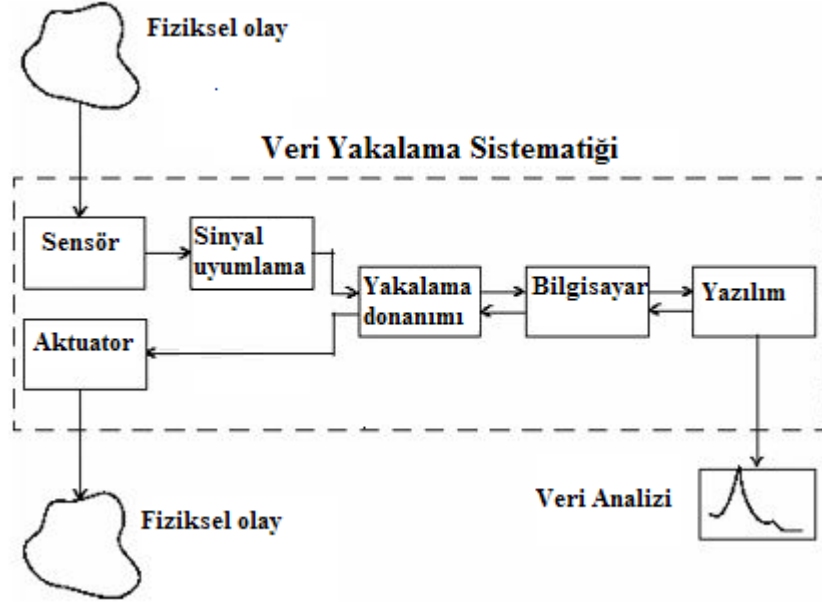


Şekil 4.2 : Bilgisayar, PULSE Analizörü, Kalibratör ve Kalibratörün içinde konumlandırılmış hidrofon.

Bir enerji çeşidini başka bir çeşide çevirmeye yarayan transdüserlerin ilettiği verinin analiz edilmesi, dijital olarak hızlı ve kolay bir şekilde yapılabilir. Fakat prosesin dijital ortamda yapılması verinin dijitalize edilmesi ihtiyacını beraberinde getirmektedir. Bu nedenle transdüserlerden alınan elektriksel sinyal ADC devreler aracılığı ile dijitalize edilerek analizler nümerik hesaplar ile yapılır.



Şekil 4.3 : ADC devrelerine giren ve çıkan sinyallerin gösterimi.



Şekil 4.4 : Veri yakalama sistematiği.

Bu sayısallaştırma işlemini yapan cihazlar, bilgisayar kontrolü ile çalışarak verinin toplanması ve sayısal analizlerin real-time yapılmasını sağlayan ekipmanlar olan analizörler yardımıyla yapılmaktadır.

PULSE sisteminin en önemli avantajlarından biri ise çok sayıda analizör tanımlama imkanıdır. Paralel Analiz imkanı ile aynı transdüserden gelen sinyal paralel olarak farklı analiz yöntemleri ile işlenerek ölçümün tekrar yapılmasına gerek kalmaksızın istenen tüm verilerin tek seferde elde edilmesi mümkündür. PULSE sistemi Windows NT platformunu kullanmakta olduğu için kullanıcı dostu bir sistemdir.

4.3 Deneyde Kullanılan Diğer Araç ve Ekipmanlar

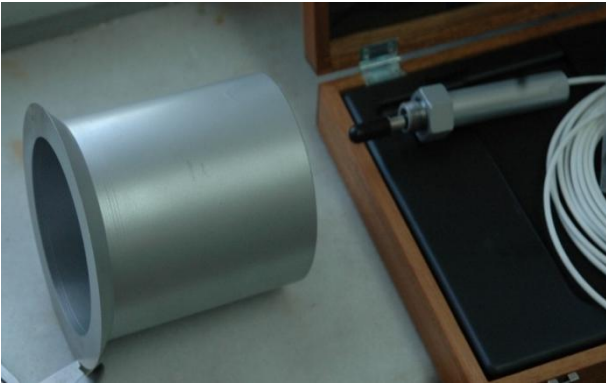
Akustik ölçümlerin yapılabilmesi için kavitasyon tünelinin üzerinde cama sabitlenecek ve içi su dolu olduğu halde hidrofona sabitlenebileceği bir kap imal edilmiştir. Bu kap,

üzerinde içinden hidrofonun zarar görmeden geçirilebileceği, bir ucuna dış açılmış ve kolayca kaba sıkılabilmesi için 6 köşe frezelenmiş bir boru parçaya sahiptir (Şekil 4.5)



Şekil 4.5 : Biri sola diğeri sağa dönüşlü pervaneler, kavitasyon tüneli itme/moment konektörü, hidrofon için silindir parça, kutusu içinde hidrofon.

Bu silindir parça kavitasyon tünelinin üzerine, şekil 4.6'da görüldüğü gibi silikon yardımıyla sabitlenmiş ve sızdırmazlığı sağlanmıştır.



Deneyler sırasında, stroboskoba ek olarak lazerli takometri ile de dinanmometre şaftının devri ölçülmüştür.



Şekil 4.6 : Hidrofonon deneyler sırasında sabitlendiği silindir kap ve kavitasyon tüneli üzerinde konumlandırılışı.

Kavitasyon tüneline pervane gürültü ölçümünün yapılması iki aşamalıdır. Öncelikle tünelin kendi gürültüsünün saptanması ve ardından pervaneli durumda gürültü ölçümünün yapılarak bu iki ölçümün farkının alınması gerekmektedir. Bu sebeple öncelikle pervane ile aynı kütleye sahip bir silindirik idle mass imal edilmiş ve kavitasyon tüneline pervanenin yerine bağlanmıştır.



Şekil 4.7 : Kavitasyon tüneli içerisinde pervane yerine şafta bağlanmış dummy parça.

Kavitasyon tüneli, dummy pervane bağlı olduğu halde, asıl pervanenin sahip olması gereken ilerleme katsayıları göz önünde bulundurularak çalıştırılmış ve akustik ölçümler yapılmıştır. Bu sayede kavitasyon tüneline ait impeller, dinamometre, elektrik motoru ve kavitasyon tüneli içindeki akıştan kaynaklanan gürültünün ölçümü gerçekleştirilmiş ve toplam arka plan gürültüsü farklı ilerleme katsayılarına göre saptanmıştır.

Bunun ardından dummy pervane şafttan sökülmüş ve ölçümün yapılacağı model pervane şafta takılarak önceden belirlenmiş ilerleme katsayılarına göre ölçümler tekrar edilmiştir. Ölçümlerde kullanılan model pervane şekil 4.8’de gösterilmektedir.



Şekil 4.8 : Akustik ölçümler sırasında kullanılan model pervaneye ait boşa ve kavitasyon tüneline takılı halde fotoğraflar.

Gürültü ölçümlerini analiz ederken ve sunarken her merkez frekans (f_{center}) ta ölçülen ve analiz edilen değerler standart 1 Hz band genişliğine International Towing Tank Conference (ITTC, 1978) tarafından önerilen aşağıdaki formül ile dönüştürülmüştür.

$$SPL_1 = SPL_m - 10 \log \Delta f \quad (4.1)$$

burada SPL_1 1 Hz band genişliğine dönüştürülen gürültü (dB; re 1 μ Pa), SPL_m ise her merkez frekansta ölçülen gürültü (dB; re 1 μ Pa) ve Δf is her 1/3 octave band filtre de kullanılan band genişliği (Hz)'dir. ITTC ayrıca gürültü seviyelerinin standart ölçüm uzaklığı olarak 1 m'ye aşağıdaki bağıntıyla dönüştürülmesini de istemektedir.

$$SPL = SPL_1 + 20 \log(r) \quad (4.2)$$

burada SPL is 1 Hz band genişliğinde 1 m uzaklıktaki eşdeğer gürültü (dB; re 1 μ Pa) ve r gürültü ölçümlerinin yapıldığı hidrofon ile pervane arasındaki düşey uzaklıktır ($r=0.295$ m).

Kavitasyon tüneline ölçülen gürültü analiz edilirken bir önemli husus ise tüneline pervane yok iken pervane ağırlığına eşit bir ağırlıkta bir silindir ile aynı deney koşullarında tüneline arka plan (background) gürültü seviyesinin ölçülmesidir. Pervane ile ölçülen gürültüden arka plan gürültüsünün Ross [22] tarafından verilen logaritmik bir ifade ile çıkarılıp net pervane gürültüsünün hesaplanması gerekmektedir.

$$SPL_N = 10 \log \left[10^{\left(\frac{SPL_T}{10} \right)} - 10^{\left(\frac{SPL_B}{10} \right)} \right] \quad (4.3)$$

burada SPL_T is ölçülen pervane (+arka plan) gürültüsü SPL_B ise arka plan gürültüsüdür [2].

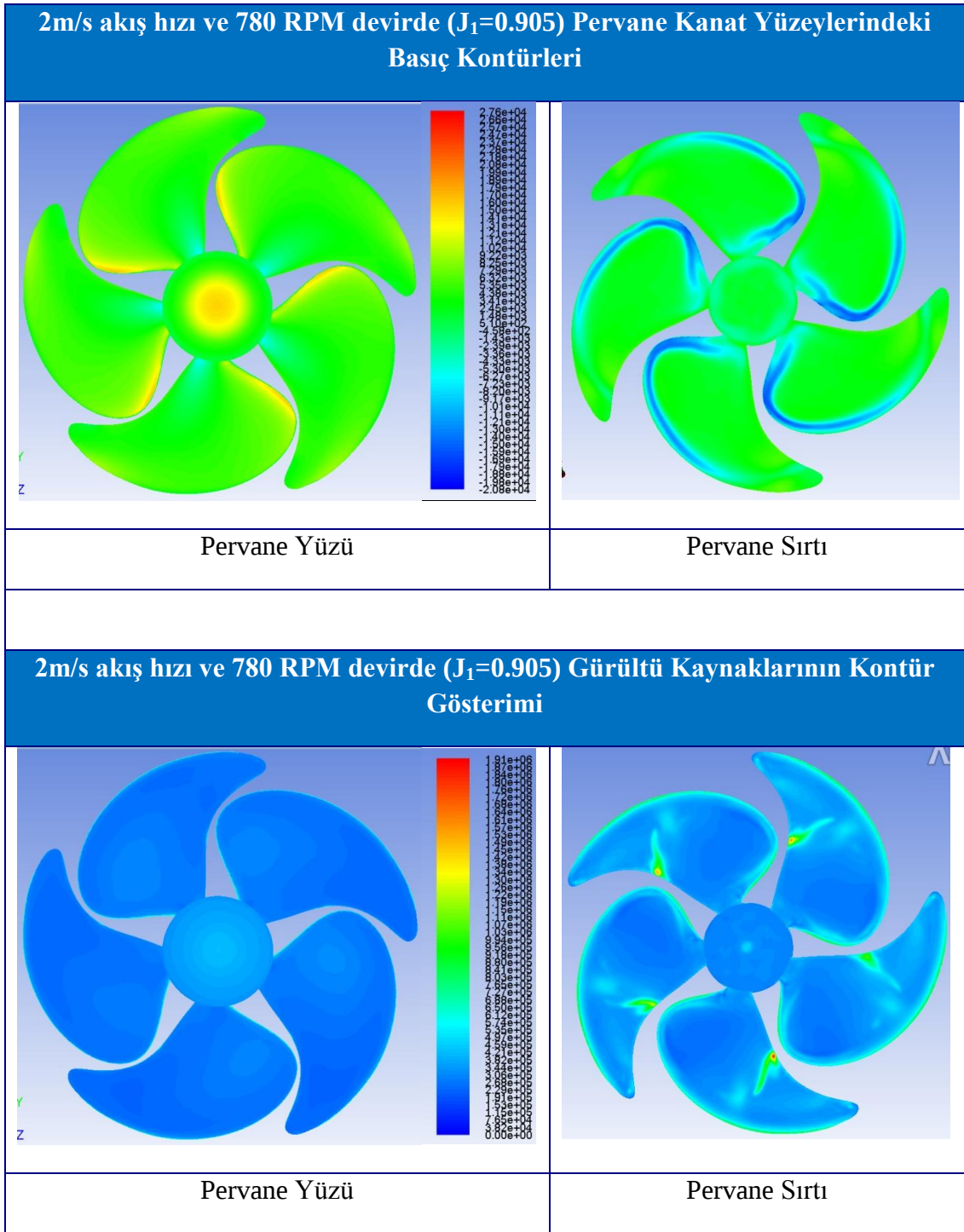
5. SONUÇLAR

Bu tez çalışması, savaş gemisi ve denizaltı pervanelerindeki akış kaynaklı gürültünün hesaplamalı akışkanlar mekaniği yöntemleri kullanılarak tayin edilebilmesini amaçlamaktadır. Bu kapsamda öncelikle hidrodinamik özellikleri bilinen deneysel DTMB 4119 pervanesi üzerine çalışmalar yoğunlaştırılmış ve bu pervane etrafındaki akışın çözülmesi ve hidrodinamik karakteristiklerinin deneysel sonuçlarla uygunluk göstermesinin ardından Ffowcs Williams Hawkins methodu kullanılarak bu pervanenin akustik karakteristikleri incelenmiştir. Bulunan sonuçlar, literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bunun ardından, beş kanatlı, yüksek derecede çalıklığa sahip bir savaş gemisi pervanesi için analizler tekrar edilmiştir.

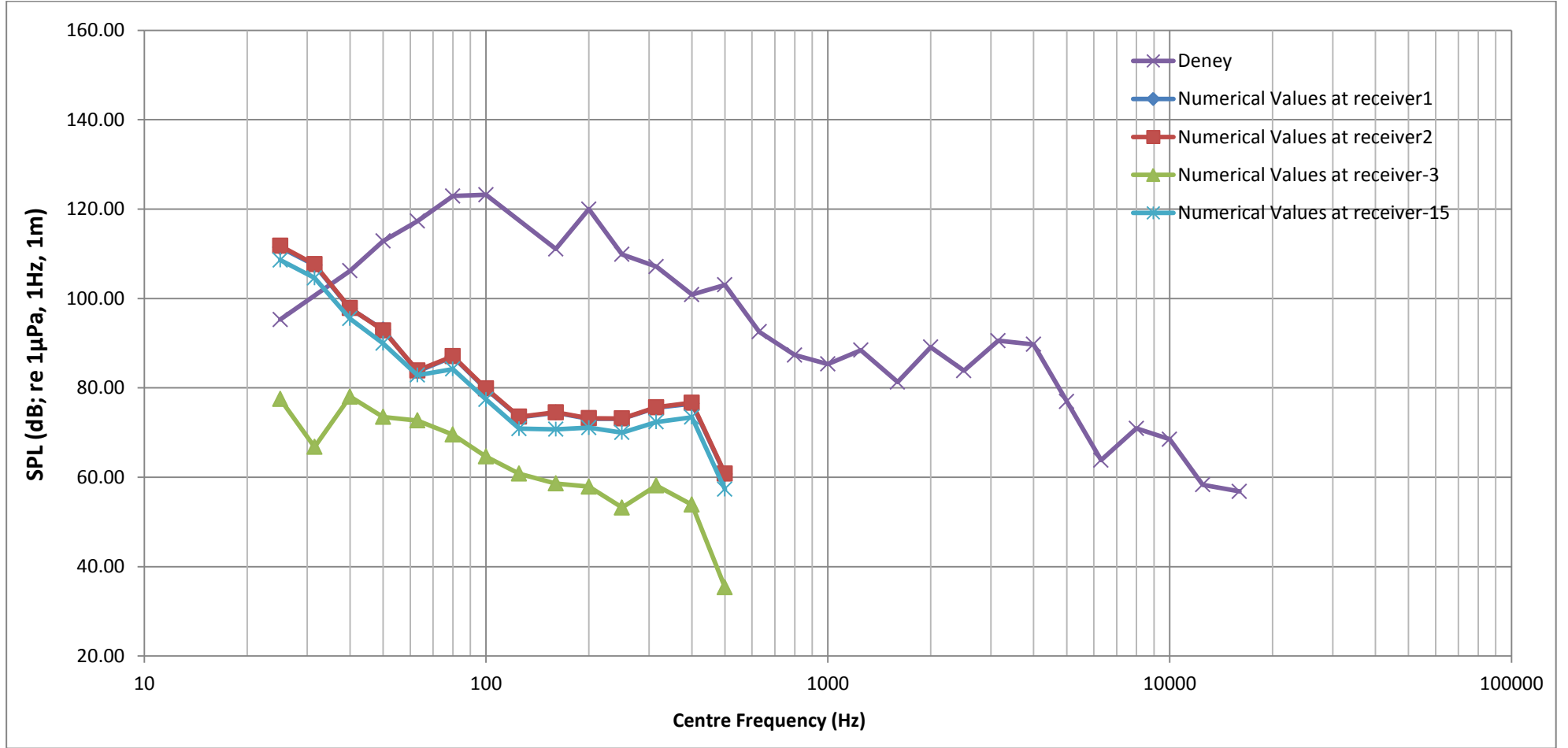
Yapılan analizlere ek olarak Ata Nutku Model Deney Laboratuvarı'ndaki kavitasyon tüneli, uygun aparatlarla pervane gürültü ölçümüne uygun hale getirilmiş ve bu tünel kullanılarak gürültü ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar öncelikle tünelin arka plan gürültüsünün saptanması için pervanenin ölçümünün yapılacağı ilerleme katsayılarına denk gelen akış hızı ve dinamometre devirlerinde dummy model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ardından, pervanenin çeşitli ilerleme katsayılarında gürültü ölçümleri gerçekleştirilmiş ve bu ölçümlerden logaritmik çıkarma yapılarak kavitasyon tünelinin arka plan gürültüsü kaldırılmış ve pervanenin açık su durumundaki net gürültüsü saptanmıştır.

Takip eden sayfalarda savaş gemisi pervanesine ait basınç ve gürültü kaynağı kontürlerine ek olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle yapılan gürültü tahminlerinin deney sonuçları ile kıyaslamalarına yer verilmiştir. Burada yapılan hesaplamaların, pervanenin farklı ilerleme katsayılarında pervanenin gürültü karakterini form olarak tahmin edebildiği ancak frekanslarda öteleme olduğu görülmektedir. Bu durumun pervane etrafındaki denetim hacminin büyütülmesi ve çözüm ağının iyileştirilmesi ile giderilebileceği düşünülmektedir.

Bu frekans ötelemesinin nereden kaynaklandığının bulunması ve giderilmesiyle bu yöntemin gemilere uygulanabilmesi mümkün olacaktır. Çalışmanın daha ileri götürülmesi, pervane düzlemine gemi izinin bir UDF fonksiyonu ile tanımlanması veya gemi kış geometrisinin de denetim hacmi içine dahil edilmesiyle mümkün olabilecektir.

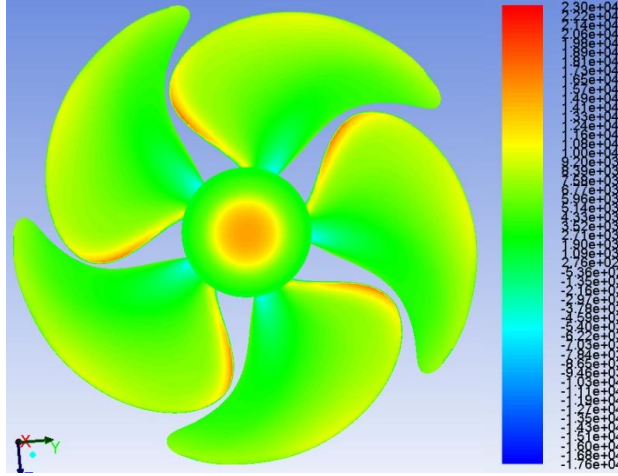


Şekil 5.1 : $J=0.905$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).

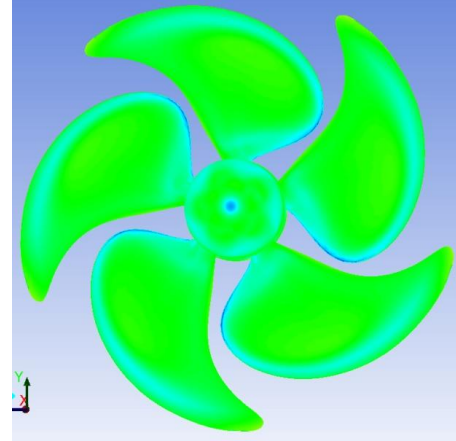


Şekil 5.2 : J1=0.905 için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.

2m/s akış hızı ve 880 RPM devirde ($J_2=0.802$) Pervane Kanat Yüzeylerindeki Basıç Kontürleri

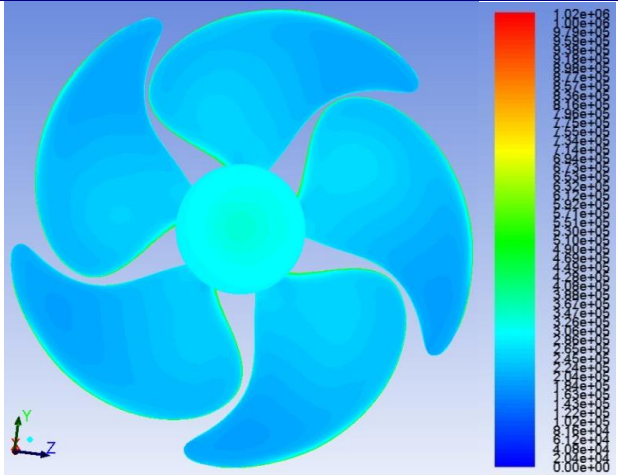


Pervane Yüzü

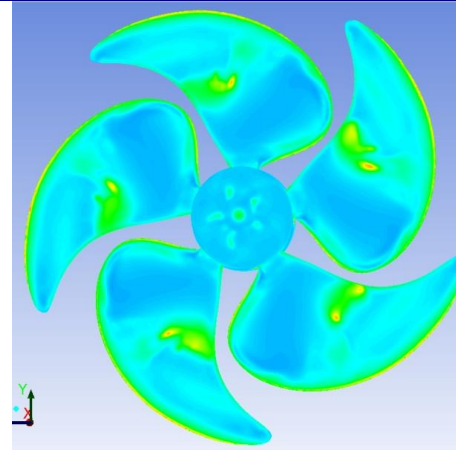


Pervane Sirtı

2m/s akış hızı ve 880 RPM devirde ($J_2=0.802$) Gürültü Kaynaklarının Kontür Gösterimi

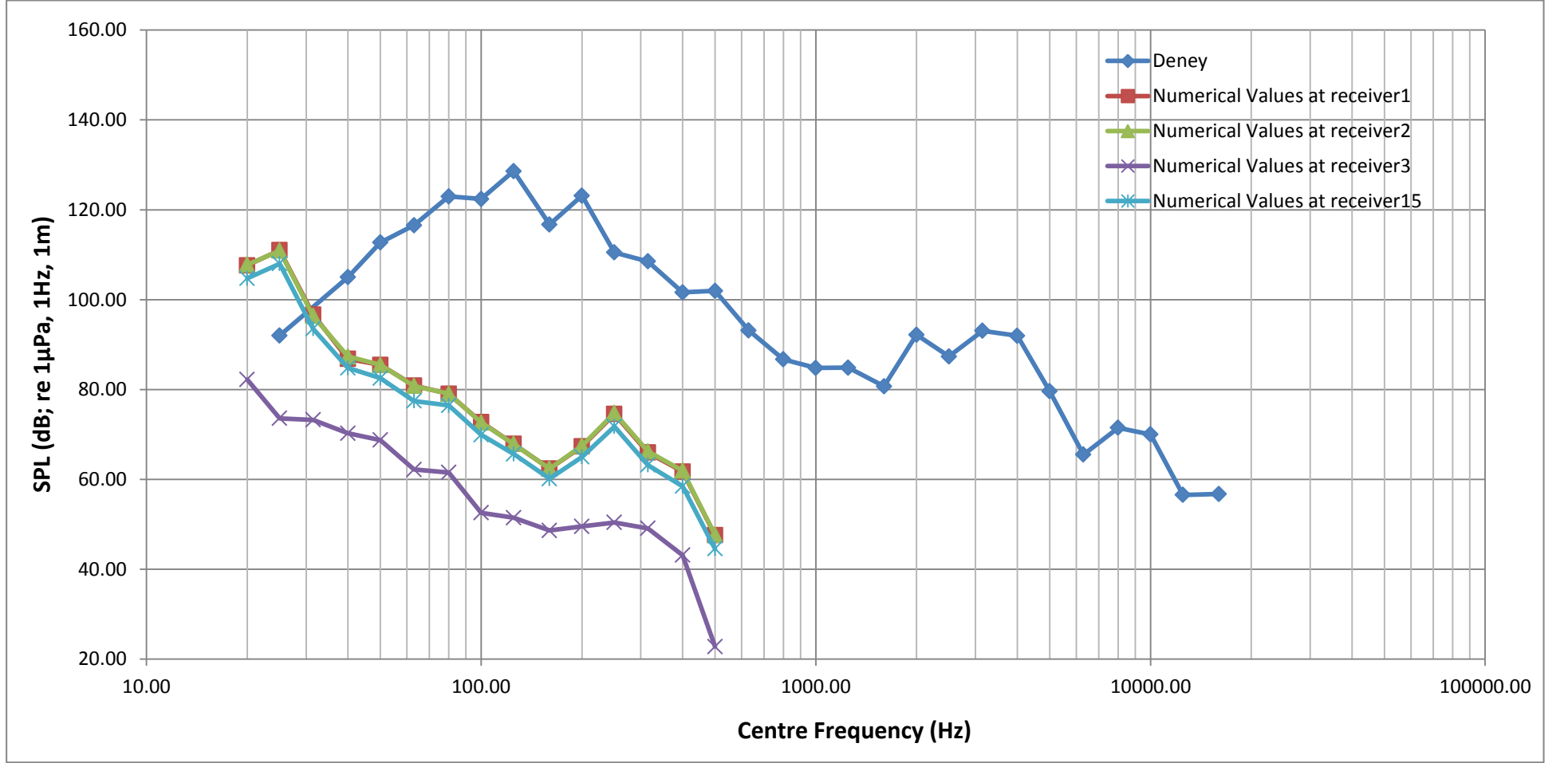


Pervane Yüzü

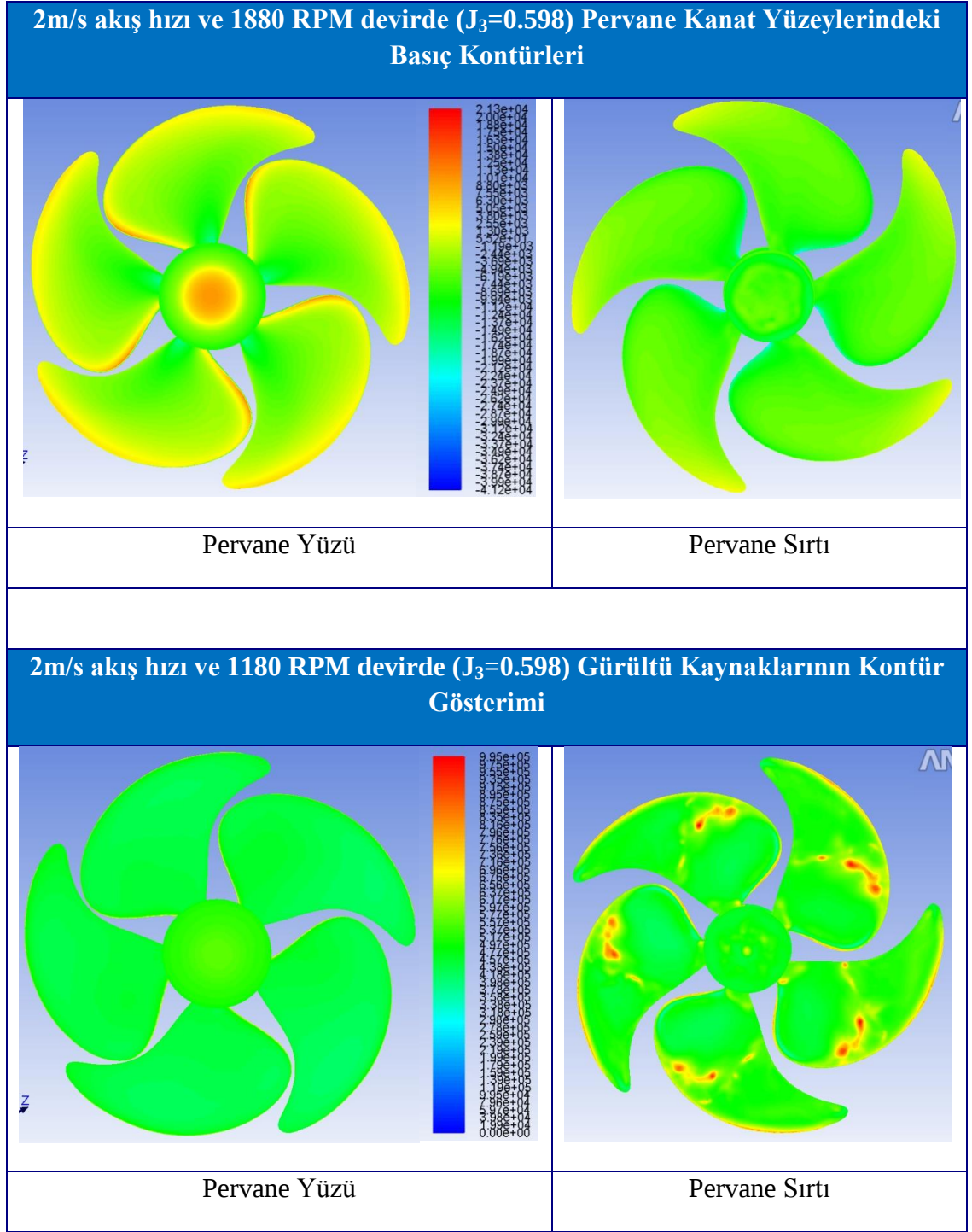


Pervane Sırtı

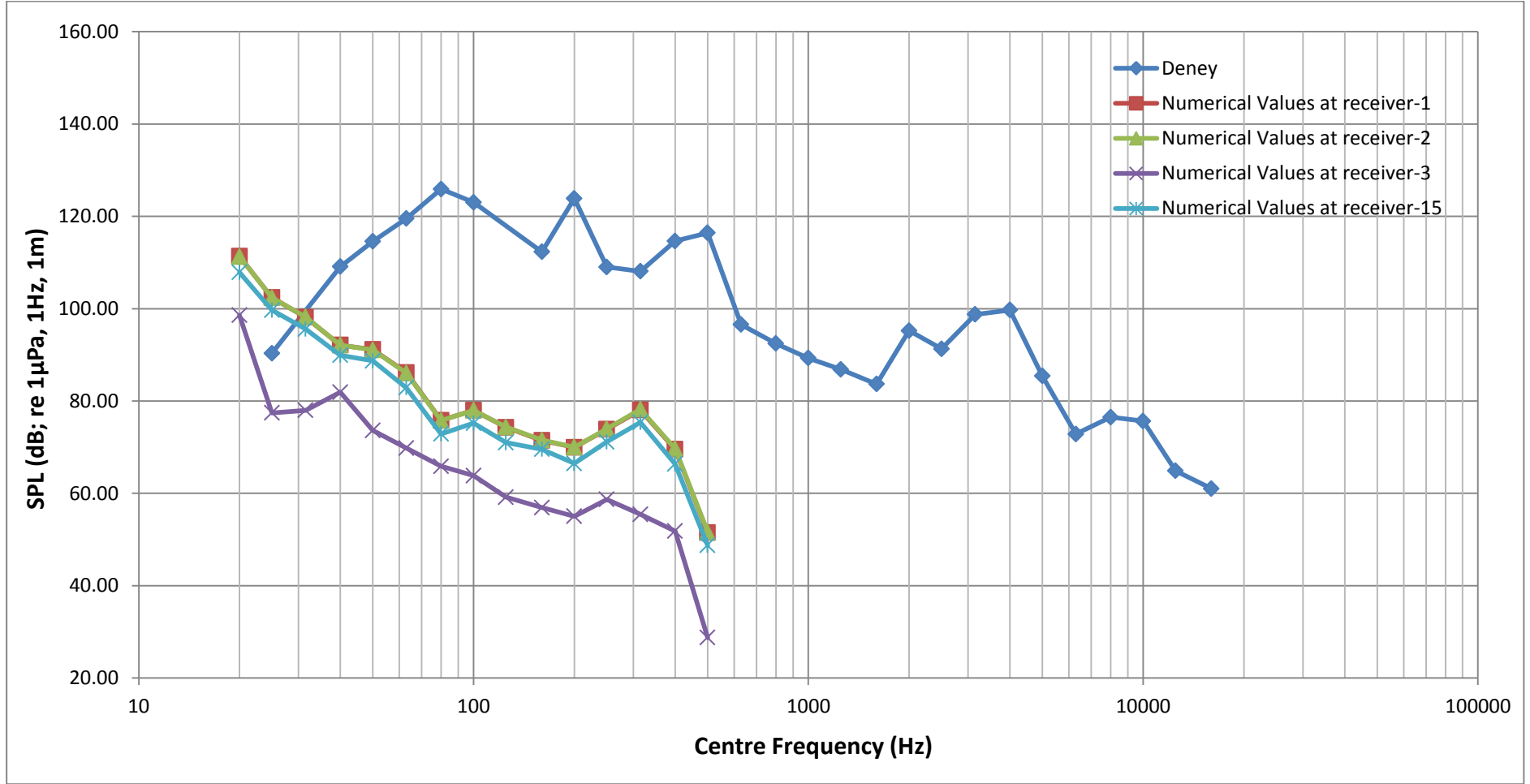
Şekil 5.3 : $J=0.802$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).



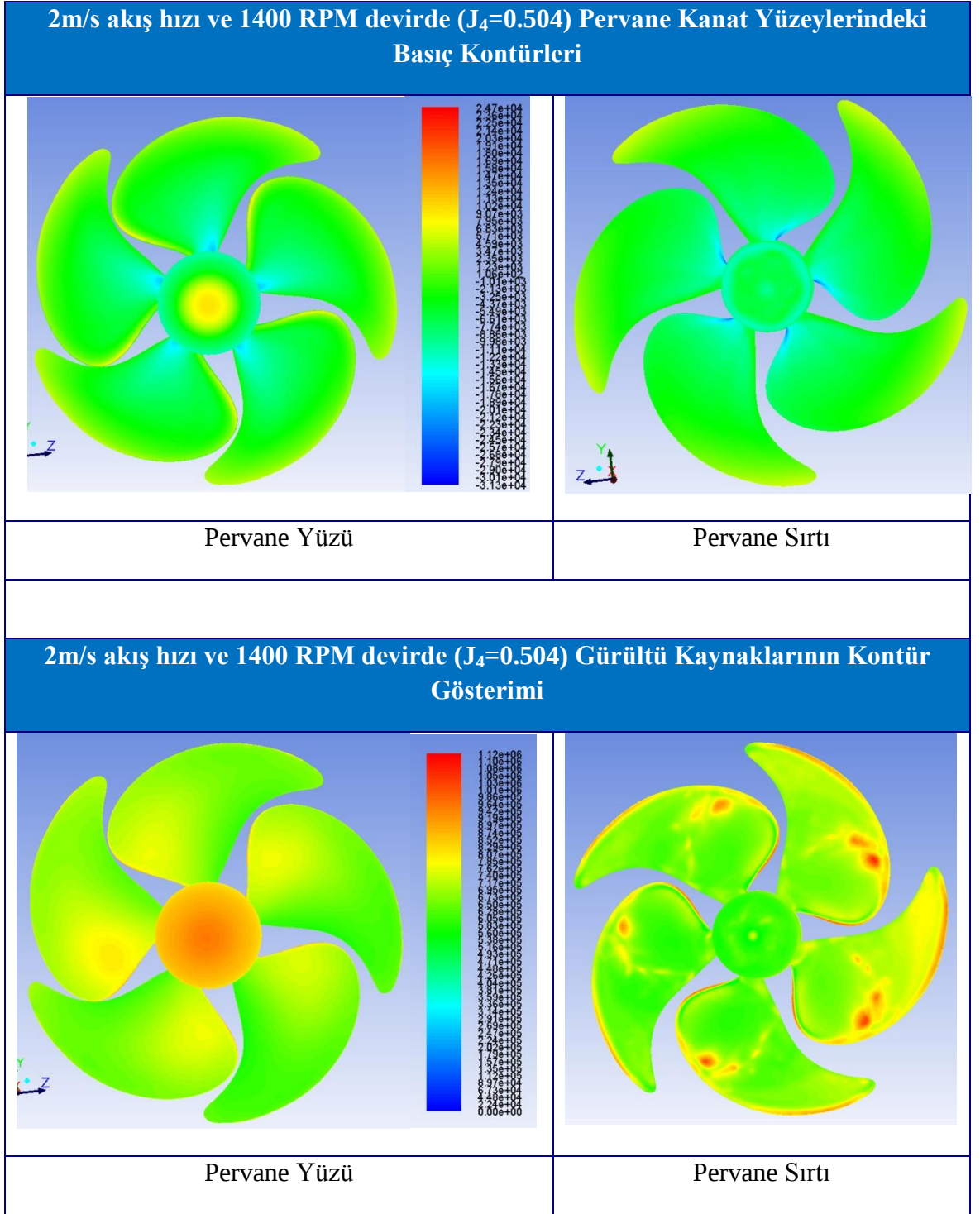
Şekil 5.4 : J2=0.804 için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.



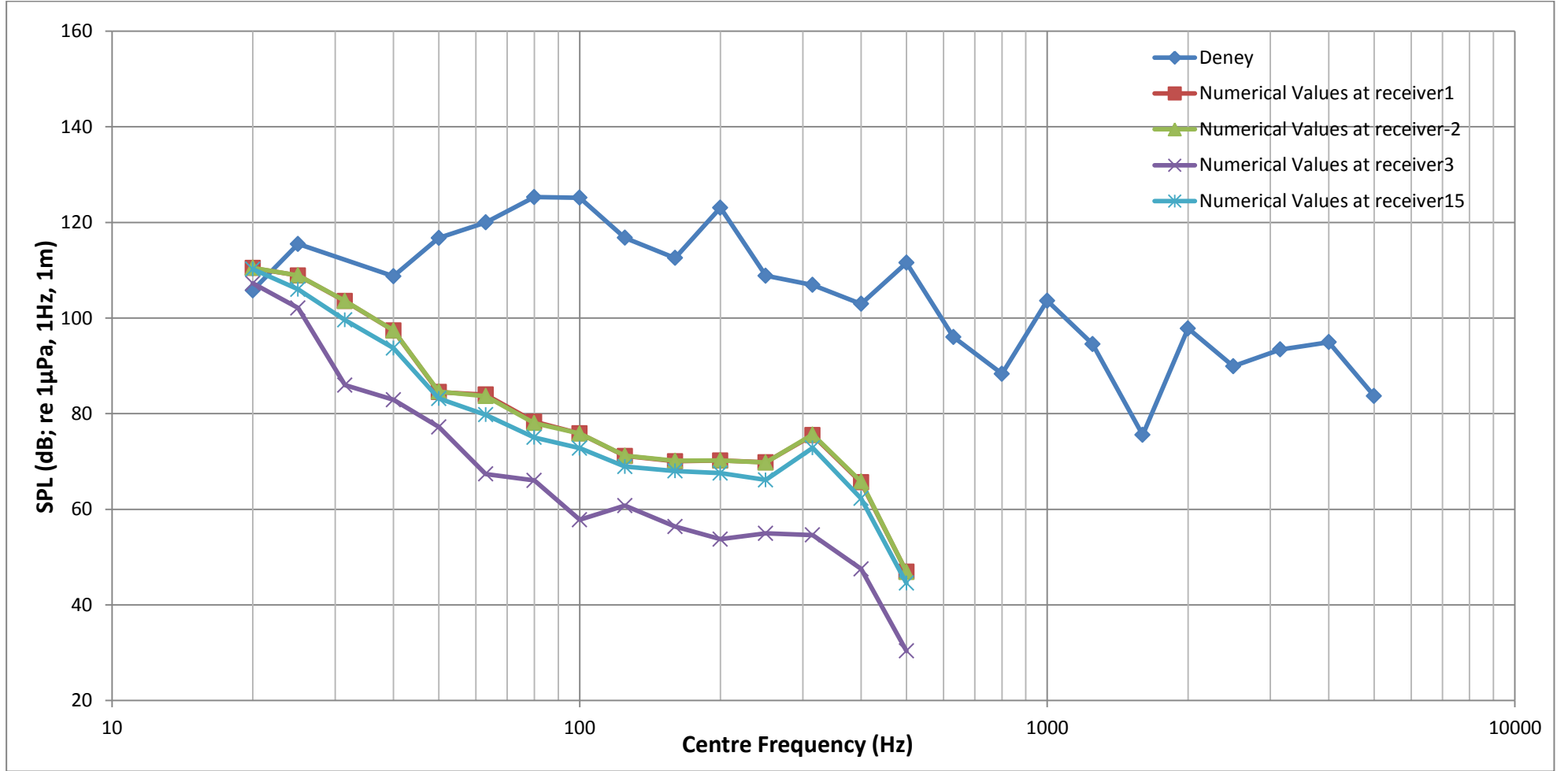
Şekil 5.5 : $J=0.598$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınç Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).



Şekil 5.6 : J3=0.598 için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.



Şekil 5.7 : $J=0.504$ için Pervane Kanatı Üzerinde Basınc Kontürleri (üstte), Gürültü Kaynaklarının Gösterimi (altta).



Şekil 5.8 : J4=0.504 için Deney ve HAD Sonuçlarının Gösterimi.

KAYNAKLAR

- [1] “Sonar” kelimesi araması sonucu , <http://en.wikipedia.org/wiki/Sonar> (18.05.2012)
- [2] **Korkut, E.** (2010). Su Üstü ve Su Altı Savaş Gemilerinin Pervane Kaynaklı Gürültü Karakteristiklerinin Sayısal Hesabı, Tübitak Proje Başvurusu, Ocak 2010, İstanbul.
- [3] **Rayleigh, L.**, (1917), On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity, Philosophical Magazine, Vol.34, pp.94-98.
- [4] **Plesset, M.S.**, (1949), The dynamics of cavitation bubbles, Journal of Applied Mechanics, pp.278-282.
- [5] **Fitzpatrick, H.M.**, (1958), Cavitation noise, 2nd Symposium on Naval Hydrodynamics, pp.201-205, Washington D.C., ABD.
- [6] **Yu, P-W., Ceccio, S.L. and Tryggvason, G.**, (1995). Direct numerical simulation of cavitation bubbles, International Symposium on Cavitation CAV'95, pp.407-416, Deauville, Fransa.
- [7] **Hsiao, C.-T., Chahine, GL, Liu, H-L.**, (2003), Scaling effect on prediction of cavitation inception in a line vortex flow, Journal of Fluids Engineering, Vol.125, pp. 53-60.
- [8] **Salvatore F. and Ianniello, S.**, (2003), Preliminary results on acoustic modelling of cavitating propellers, Computational Mechanics, Vol.32, pp.291-300.
- [9] **Ffowcs Williams J. E., Hawkings D. L.** (1969) Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. Phil. Trans. R. Soc. Lond., vol 264no.1151 321-342. İngiltere
- [10] **Subramanian, C.S.**, (1988). Underwater flow noise, Report of British Maritime Technology Limited, Report No:W1884, İngiltere.
- [11] **Seol, H., Jung, B., Suh, J.-C., Lee, S.** (2002). Prediction of Non-Cavitating Underwater Propeller Noise, Journal of Sound and Vibration, 257(1), pp. 131-156.
- [12] **Milne, A.**, (1990), Roughness and drag from the marine paint chemist's viewpoint”. Marine Roughness and Drag Workshop, Paper 12, Londra.

- [13] **Arıkan, Y.** (2010). Podlu Sevk Sistemlerinin Performans Analizi ve Çevreye Olan Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2010, İstanbul.
- [14] **Felice, D. F., Felli, M., Liefvendahl, M., Svennberg, U.** (2009). Numerical and Experimental Analysis of the Wake Behavior of a Generic Submarine Propeller, First International Symposium on Marine Propulsors, Temmuz 2009, Norveç.
- [15] **Carlton, J.** (2006). Marine Propellers and Propulsion, Elsevier, Oxford.
- [16] **ANSYS 12 FLUENT Theory Guide.** (2009).
- [17] **Kawamura, T., Watanabe, T., Takekoshi, Y., Maeda, M., Yamaguchi, H.** (2004). Numerical Simulation of Cavitating Flow around a Propeller, Japon Gemi İnşaatı Mühendisleri Odası Dergisi, Vol.195, Japonya .
- [18] **Li, D.-Q.** (2006). Validation of RANS Predictions of Open Water Performance of a Highly Skewed Propeller with Experiments, Conference of Global Chinese Scholars on Hydrodynamics, Journal of Hydrodynamics, Volume 18, Issue 3, Supplement, pp 520-528, Temmuz 2006.
- [19] **ITTC.** (2008) Proceedings of the 25th ITTC, Volume-I, pp 97, Eylül 2008, Japonya
- [20] **Arı, Ş.** (2011). Yanma Odası Tasarımının Dizel Motor Gürültüsüne Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Haziran 2011, İstanbul.
- [21] **Wittekind, D.** (2010). Ship Acoustics Course Materials, İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Şubat 2012, İstanbul.
- [22] **Ross, D.,** (1976). Mechanics of underwater noise, Pergamon Press, New York, ABD.
- [23] **Odabaşı, A. Y.** (1984). Propeller Noise – A Progress Report, BSRA, Kasım 1984, İngiltere
- [24] **Odabasi, A.Y.,** (1986). State of the art in underwater noise: part I: noise mechanisms, Report of British Maritime Technology Limited, Report No:W1607, İngiltere.
- [25] **Testa, C.** (2008). Acoustic Formulations for Aeronautical and Rotorcraft Noise Prediction Based on the Ffowcs Williams and Hawkins Equation, Doktora Tezi, Università degli Studi di ROMA TRE, Şubat 2008, İtalya.

- [26] **Brandner, P.** (1999) Steady Panel Method Analysis of DTMB 4119 Propeller. Calculation Results for the 22nd ITTC Propulsor Committee Workshop on Propeller RANS/PANEL Methods. Houston, ABD.

6. ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Münir Cansın ÖZDEN
Doğum Yeri ve Tarihi: ANKARA - 1983
Adres: İstanbul Teknik Üniversitesi Ayazağa Yerleşkesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi
E-Posta: cansinozden@gmail.com
Lisans: İTÜ Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Şubat 2012 – Halen : İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Araştırma Görevlisi

Ekim 2009 – Mayıs 2010 : STM AŞ, Denizaltı Sistem Mühendisi

Ağustos 2007 – Nisan 2008 : Yonca – Onuk A.O. – Ar-Ge Mühendisi

Yayın ve Patent Listesi:

- ***The Successful Design and Construction of Solar/Electric Boats Nusrat and Muavenet: An Overview***
- Ever Monaco 2009 Conferences on Ecological Vehicles and Renewable Energies, Monte Carlo 2009
- March 29, 2009
Authors: Munir Cansin Ozden, Ersin Demir
- ***Conceptual Design of a Visionary RoRo Ship and Loading/Unloading Terminal***

- 34th Annual Interferry Conferences, Istanbul
- October 15, 2009
- Authors: Munir Cansin Ozden, Enishan Özcan, Ersin Demir
 - ***Comparative Naval Architecture of Modern Non-Nuclear Submarines***
- January 2010
- Authors: Munir Cansin Ozden
- Istanbul Technical University, Istanbul, January 2010 (Turkish & English)