

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ KULLANILARAK
SU ALTI ARAÇLARI İÇİN
PERVANE TASARIMI VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre GÜNGÖR

Disiplinler Arası Programlar Anabilim Dalı

Savunma Teknolojileri Programı

OCAK 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ KULLANILARAK
SU ALTI ARAÇLARI İÇİN
PERVANE TASARIMI VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Emre GÜNGÖR
(514091017)**

Disiplinler Arası Programlar Anabilim Dalı

Savunma Teknolojileri Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Bedii ÖZDEMİR

Teslim Tarihi: 12 Ekim 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **514091017** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Emre GÜNGÖR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ KULLANILARAK SU ALTI ARAÇLARI İÇİN PERVANE TASARIMI VE ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Bedii ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Bedii ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi

Prof. Dr. Fırat Oğuz EDİS
İstanbul Teknik Üniversitesi
Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi

Doç. Dr. İ. Hakkı HELVACIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi
Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi

Teslim Tarihi : **12 Ekim 2012**
Savunma Tarihi : **21 Ocak 2013**

Aileme ve Eşime,

ÖNSÖZ

Tez çalışmasının oluşum aşamalarında kendi özgün tasarım kodlaması aracılığıyla pervane tasarımına tüm desteğini sunan, beni hesaplamalı analiz sürecinde yönlendiren, kendi ofis ortamında bilgisayar ve yazılım olanaklarıyla yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Bedii Özdemir'e içten teşekkürlerimi sunarım.

Yine gerektiği zamanlarda yardım aldığım İTÜ-Akışkanlar Laboratuvarında görevli mühendis arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Tezin zorlu yazım aşamalarında kendisinden çaldığım vakitlere karşı gösterdiği sabır dolu fedakarlıktan dolayı eşim Sevil Güngör'e teşekkür borç bilirim.

Eğitim yaşantımda bana her türlü desteği veren, her anımda yanımda olan sevgili annem, babam ve kardeşime içten teşekkür ederim.

Ağustos 2012

Emre Güngör
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Kaynak Taraması	2
2. GENEL PERVANE SİSTEMİ VE HİDRODİNAMİĞİ.....	5
2.1 Pervane Sistemleri	5
2.1.1 Tek uskur pervaneler	6
2.2 Pervane Geometrisi	7
2.3 Pervane Hidrodinamiği ve Sevk Sistemi İlişkisi	8
2.4 Pervane Tasarım ve Analiz Yöntemleri	11
3. AKIŞ VE ÇALKANTI DENKLEMLERİ, VE SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....	13
3.1 Amaç	13
3.2 Korunum Denklemleri ve RANS	13
3.3 Çalkantı Modeli	14
3.3.1 Standart $k - \varepsilon$ modeli.....	15
3.3.2 RNG $k - \varepsilon$ modeli	16
3.3.3 Standart $k - \omega$ modeli	17
3.3.4 LES modeli	18
3.4 Çözücü Özellikleri	18
3.4.1 Ayrıklaştırma	19
3.4.2 Basınç-hız bağıntısı	21
3.4.3 Hareketli referans uzay çözümü	21
4. ANALİZ DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI.....	23
4.1 Pervane-4382 Doğrulama Analizleri.....	23
4.1.1 Deney çalışmaları ve sonuçları	24
4.1.2 Akış hacmi ve sınır koşulları	26
4.1.3 Ağ hücre sayısına bağlılık	28
4.1.4 Ayrıklaştırmada kullanılan interpolasyon derecesinin etkisi.....	30
4.1.5 Çalkantı modelinin seçimi	31
4.2 Pervane-4119 Doğrulama Analizleri.....	35
4.2.1 Test sonuçları	35
4.2.2 Hesaplamalı analiz süreci	35
5. ÖZGÜN PERVANE TASARIMI VE HAD ANALİZLERİ	39

5.1 Tasarım Girdileri	39
5.2 Pervane Tasarımı	40
5.3 Perv-1 ve Perv-2 HAD Analizleri.....	43
5.3.1 Perv-1 modeli HAD analizleri.....	43
5.3.2 Perv-2 modeli HAD analizleri.....	49
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	51
6.1 HAD Analizi Yöntem Belirleme Sonucu.....	52
6.2 Pervane Tasarım Süreci Sonucu	52
6.3 İleri Aşama Çalışmaları İçin Öneriler	53
KAYNAKLAR.....	55
EKLER	59
ÖZGEÇMİŞ	61

KISALTMALAR

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CFD	: Computational Fluid Dynamics
FEM	: Finite Element Methods
Prop	: Propeller
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes
SKE	: Standart k-epsilon çalkantı modeli
RNG	: Renormalization Group k-epsilon çalkantı modeli
RKE	: Realizable k-epsilon çalkantı modeli
SST	: Shear-Stress Transport k-omega çalkantı modeli
SA	: Spalart Allmaras çalkantı modeli
PROGEO	: Pervane geometri oluşturma kodu
PERV	: Pervane
İSA	: İnsansız Sualtı Aracı
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations
SIMPLEC	: Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent
PISO	: Pressure Implicit Splitting of Operators
ÇKE	: Çalkantı kinetik enerjisi
Re	: Reynolds sayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : 4382 pervanesinin test sonuçları, Boswell (1971)'den uyarlanmıştır. ..26	
Çizelge 4.2 : RNG ve SA çalkantı modelinde farklı hücre sayılarına sahip analiz sonuçlarının test sonuçları ile birlikte mukayesesi yapılmıştır.29	
Çizelge 4.3 : RNG çalkantı modelinde birinci ve ikinci dereceden uzaysal ayırıklaştırmaların sonuçları karşılaştırılmıştır.31	
Çizelge 4.4 : Farklı çalkantı modellerinin analiz çıktıları.31	
Çizelge 4.5 : 4382 pervanesi tasarım dışı noktalarının RNG modeli ile analiz sonuçları.34	
Çizelge 4.6 : 4119 pervanesinin fiziksel özellikleri.35	
Çizelge 4.7 : 4119 pervanesinin test sonuçları, Denny (1968)'den uyarlanmıştır.35	
Çizelge 4.8 : 4119 pervanesinin HAD analiz sonuçları.37	
Çizelge 5.1 : Tasarımı yapılacak pervane için fiziksel özellikler ve çalışma şartları. 39	
Çizelge 5.2 : Ağ yapısındaki toplam hücre sayısına bağımlılık irdelemesi.46	
Çizelge 5.3 : Tasarımın gerektirdiği, HAD analizlerinden beklenen sonuçlar.46	
Çizelge 5.4 : Perv-1 HAD analiz sonuçları.47	
Çizelge 5.5 : Perv-2 HAD analiz sonuçları.50	

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Takılıp sökülebilir kanatlara sahip pervane yapısı ve elemanları, Smith ve Slater (1988)'den uyarlanmıştır	5
Şekil 2.2	: Pervane sisteminin bağlantılı olduğu genel yapı	6
Şekil 2.3	: Sabit hatveli pervaneler	6
Şekil 2.4	: Pervane kanat kesit profili (a) ve geometrisi (b), (Smith ve Slater 1988)'den uyarlanmıştır	7
Şekil 2.5	: Damlacık profiline gelen akış ve oluşan kuvvetler	8
Şekil 2.6	: Pervane düzlemi üzerine düşen örnek bir iz profili	9
Şekil 2.7	: Pervane ve form arası güç ilişkileri	10
Şekil 3.1	: Basınç tabanlı, ayrık algoritma çözüm aşamaları	19
Şekil 4.1	: Pervane-4382 geometrisi.....	23
Şekil 4.2	: Elde edilen Pervane-4382 katı modeli.	24
Şekil 4.3	: Pervane performansının gözlemlenmesinde yararlanılan örnek bir kavitasyon tüneli (Url-1'den uyarlanmıştır).....	25
Şekil 4.4	: Deney sonucu elde edilmiş boyutsuz grafik, Boswell (1971)'den uyarlanmıştır.....	26
Şekil 4.5	: Hareketli referans uzay çözümünün uygulandığı silindirik hacim.	27
Şekil 4.6	: Referans alınan koordinat sistemi gösterilmiştir.	27
Şekil 4.7	: Pervanenin çalıştığı deniz ortamını yansıtan silindirik dış hacim.	28
Şekil 4.8	: Az hücreli ağ modeli (3.7 milyon).....	28
Şekil 4.9	: Çok hücreli ağ modeli (7.0 milyon).....	29
Şekil 4.10	: 4382 pervanesinin RNG çalkantı modeli ile hücre sayısı etkisinin sınanması.	30
Şekil 4.11	: 4382 pervanesinin SA çalkantı modeli ile hücre sayısı etkisinin sınanması.	30
Şekil 4.12	: Ayrıklaştırma mertebesinin etkisi.	31
Şekil 4.13	: Çalkantı modellerinin karşılaştırılması (dikey eksen % bağıl hatadır). ...	32
Şekil 4.14	: 4382 pervanesi tasarım dışı noktalarındaki analiz sonuçlarının boyutsuz katsayılar cinsinden deneysel veriler ile mukayesesi (egriler deneysel sonuçlardır).....	34
Şekil 4.15	: 4119 pervanesi katı modelinin gösterimi.	36
Şekil 4.16	: 4119 pervanesi yüzeylerinde örülen ağ yapısının gösterimi.	36
Şekil 4.17	: 4119 pervanesinin içinde bulunduğu silindirik akış hacimleri.	37
Şekil 4.18	: 4119 pervanesi deneysel sonuçları ve HAD analiz sonuçları (eğri, test sonuçlarının interpolasyon eğrisidir).	38
Şekil 5.1	: Pervane çalışma bölgesi.	40
Şekil 5.2	: Kodlama çıktısı olan pervane kanadı noktalar bulutu.	41
Şekil 5.3	: Nokta bulutundan katı model haline getirme.	41
Şekil 5.4	: Tasarlanmış pervanenin önden görünüşü.	42
Şekil 5.5	: Tasarlanmış pervanenin yandan görünüşü.	42

Şekil 5.6 : Faz kaymasının oluşturulduğu yöne göre alternatif kanat tipleri, sırası ile Perv-1 ve Perv-2 için modellerine aittir.	43
Şekil 5.7 : İki silindirik hacmin bulunduğu toplam akış bölgesi.	44
Şekil 5.8 : 5.2 milyon hücre sayısına sahip ağ yapısı ($y^+ > 100$).	44
Şekil 5.9 : 6.3 milyon hücre sayısına sahip ağ yapısı ($y^+ \sim 50-100$).	45
Şekil 5.10 : Kanat yüzeylerinde oluşturulan sınır tabaka kalınlığı.	45
Şekil 5.11 : Pervane giriş ve çıkış düzlemlerinde oluşan akım çizgileri.	47
Şekil 5.12 : Boyutsuzlaştırılan katsayıların grafiğe aktarımı (yatay eksen ilerleme katsayısını, dikey eksen ise boyutsuz katsayıları ifade eder).	48
Şekil 5.13 : Pervane eksenini boyunca +z yönündeki akışkan hızının değişimi.	48
Şekil 5.14 : Pervane kesitinde oluşmuş çalkantı kinetik enerjinin (TKE) dağılımı (maviden kırmızıya doğru artış simgeleniyor).	49
Şekil 5.15 : Perv-2 katı modeli.	49

SEMBOL LİSTESİ

V_A	İlerleme hızı
V_R	Bileşke hız
ω	Açısal hız kaynaklı teğetsel hız
L	Kaldırma kuvveti
T	İtme kuvveti
β	Hidrodinamik hatve açısı
α	Hücum açısı
dD	Sürüklenme kuvveti
V_s	Taşıt hızı
w	İz katsayısı
R	Form direnci
t	Emme katsayısı
P_D	Pervaneye sağlanan güç
P_M	Makina çıkışı güç
η_D	Dişli verimi
K_T	İtme katsayısı
K_Q	Tork katsayısı
J	İlerleme katsayısı
ρ	Yoğunluk
n	Pervane devri
D	Pervane çapı
u_a^*	İndüklenmiş aksenal hız
u_t^*	İndüklenmiş teğetsel hız
$\vec{V}_i$	Hız vektörü
∇	Diverjans operatörü
$\frac{D}{Dt}$	Materyal türev
δ_{ij}	Kroncker delta
p	Basınç
τ_{ij}	Gerilme tensörü
μ	Dinamik viskozite
u_i	x,y ve z eksenlerindeki hızlar
∇^2	Laplace operatörü
$\bar{u}$	Ortalama değer
u'	Salınım değerleri
ν	Kinematik viskozite

ε	Çalkantı yitim oranı
k	Çalkantı kinetik enerjisi
μ_t	Çalkantı viskozitesi
G_k	Çalkantı kinetik enerji üretimi
G_b	Kaldırma kuvveti kaynaklı çalkantı kinetik enerji üretimi
Y_M	Hacim değişim salınımları
$C_{1\varepsilon}$	Sabit katsayı
$C_{2\varepsilon}$	Sabit katsayı
$C_{3\varepsilon}$	Sabit katsayı
σ_k	Çalkantı prandtl sayısı (k terimi için)
σ_ε	Çalkantı prandtl sayısı (ε terimi için)
S_k	Çalkantı kinetik enerjisi için kaynak terimi
S_k	Çalkantı kinetik enerjisi yitim oranı için kaynak terimi
C_μ	Katsayı
α_k	Bölü etkin Prandtl sayısı (k terimi için)
α_ε	Bölü etkin Prandtl sayısı (ε terimi için)
μ_{t0}	Dönü etkisiz çalkantı viskozitesi
Ω	Karakteristik dönü sayısı
α_s	Dönü katsayısı
ω	Yitim oranı
Γ_k	Etkin diffüzyon (k terimi için)
Γ_ω	Etkin diffüzyon (ω terimi için)
Y_k	Yitim terimi (k terimi için)
Y_ω	Yitim terimi (ω terimi için)
S_ω	Kaynak terimi (ω terimi için)
ϕ	Skaler
$\vec{g}$	Hız vektörü
A	Alan
Γ_ϕ	Diffüzyon katsayısı (skaler terim için)
S_ϕ	Kaynak (skaler terim için)
V	Hücre hacmi
N_f	Kontrol hacmindeki toplam yüzey sayısı
m_f	Yüzeyden geçen kütle akısı
a_p	Doğrusallaştırma katsayısı
a_{km}	Doğrusallaştırma katsayısı
ϕ_{km}	Komşu hücreler için skaler terim
I	Birim matris
p_f	Hücre yüzeyindeki basınç
$\mathcal{Q}_r$	Bağıl hız
S_M	Bağıl hız için kaynak terimi

D_{hub}	Pervane göbek çapı
Z	Pervane kanat sayısı
$\dot{Q}$	Debi miktarı
$\dot{Q}_0$	(0) düzlemindeki debi
$\dot{Q}_1$	(1) düzlemindeki debi
V_A^1	(1) düzlemindeki akış hızı

HESAPLAMALARI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ KULLANILARAK SU ALTI ARAÇLARI İÇİN PERVANE TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZET

Pervane sistemleri su altı ve su üstü araçların sevk edilmesinde yararlanılan önemli bir itki sistemi elemanıdır. Kullanım alanına göre farklı niteliklerde olabilmektedir. Tasarımın doğru ve istenilen performansı verir şekilde olması yakıt tüketimini düşürmesinin yanı sıra kontrollü bir seyrin sağlanabilmesi adına da çok önemli olmaktadır. Belli koşullar altındaki pervane davranışının ve ondan alınacak güç, itme, tork, devir vb. çıktıların önceden bilinebilmesi deney düzenekleri ile mümkün olmakla birlikte buradaki maliyetler ve zaman etkenleri nedeni ile hesaplamalı akış dinamiği çözümüne dayalı analiz edilebilirliği daha ön plana çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasında su altı araçlarının sevk edilmesinde yararlanılan bir pervane sisteminin tasarımı ve sonlu hacimler yöntemi ile açık su ortamındaki performansını doğrulama amaçlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analiz süreci aktarılmıştır.

Başlangıç olarak keyfi bir forma sahip sistemin gereksinim duyacağı girdiler altında tasarım isterleri hesaplanmıştır. Özgün bir yazılım aracılığı ile bu tasarım isterlerini sağlayabilecek pervane formu meydana getirilmiştir. Pervane geometrisinin ve boyutsal değerlerin varlığında katı model üzerinde çeşitli düzenleme ve uyarlamalar yapılarak analiz sürecine hazır hale getirilmiştir.

Analiz aşamasına geçilmeden önce burada kullanılacak olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği süreci çözüm seçenekleri, ayırıklaştırma kurgusu ve çalkantı modelleri gibi bir takım tercihlerin sınanabilmesi için çeşitli pervane modelleri üzerinde analiz denemeleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Buradaki amaç tasarlanacak pervanenin doğru analiz edilebilmesi ve denektaşı çalışmaları ile kontrollü bir zemin oluşturmaktır. Deneysel veriler ile hesaplanmış analiz çıktıları birbiri ile çok uyumlu olduğu çalışma neticesinde gözlemlenmiştir.

Denektaşı analizleri ile doğrulanan yöntem ve kurgu sonrası, tasarlanmış pervanenin sonlu hacim elemanları yöntemine dayanan yazılım aracılığı ile performans incelemesi mümkün olmuştur. Tasarım girdilerinin analiz sonuçları ile detaylı mukayesesi yapılmıştır. Pervane tasarım kodlamasının tasarım girdilerine olan davranışını gözlemleyebilmek için öne ve arkaya faz verilerek kanat kesitlerindeki damlacık profillerinin konumu değiştirilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. İstenen performans değerlerini sağlayan pervane tasarım devri ile analiz edildiğinde bir miktar farklı netice alınmakla birlikte, devirdeki düzeltme sonucu istenilen sonuçlar elde edilebilmiş, yüksek verimlilik altında istenilen itkiyi ve çıkış gücünü sağlayan pervanenin tasarımı geçerlenmiştir.

DESIGN AND ANALYSES OF A PROPELLER FOR UNDERWATER VEHICLES USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

SUMMARY

Propellers are special propulsion systems which are utilized to propel marine as well as underwater vehicles. There are a vast variety of propeller types serving different purposes. Propeller design should have high efficiency so as to reduce fuel costs and have high performance in order to attain control of vehicle motions. The performance characteristics of propeller such as delivered horse power, obtained thrust, torque and operational rotation can be determined in exclusive test facilities, however they are expensive and need remarkable work making the design process slow down. Due to the cost and time requirements, softwares based on computational fluid dynamics (CFD) are taking over in such a way that analysis are performed to obtain the accurate solutions as much as possible. Although experimental tests are trustworthy for many cases, they also consists uncertainty and test errors in a margin so thus special care should be given in certain applications.

In this thesis, a typical skew propeller is designed using an original design code developed for turbomachinery as for example propellers and fans. The characteristics of designed propeller are obtained by performing analysis based on computational fluid dynamics. The requirements for propeller are decided considering an underwater vehicle which has arbitrary form and operational characteristics. Thrust of vehicle is selected so that an underwater vehicle can be set in motion with a constant velocity. Propeller revolution per minute (RPM), blade number, hub and tip diameters are all selected accordingly.

Original design code optimizes the shape of hydrofoils at each cross-section of the blade radially from hub to tip. Propeller model is obtained as point cloud, which, after some arrangements and surface modifications, cast into the solid typed propeller model ready for the analysis.

In order to examine the effects of direction in phase shift of blade profiles, two propellers were designed: Prop-1 and Prop-2 are both similar except for phase shift direction.

In order to tune the CFD tools for the analysis of new designs, the solver settings and preferences in software should be validated against experimental results attained in facilities which are arranged for almost similar applications. So as to determine proper solver type, discretization schema, mesh size and turbulence model, experimental results of Propeller-4382 and Propeller-4119 are used as a testcase before examining the performance of designed propeller in software.

Thrust and torque results in experiment of testcases are taken into account and compared with those of numerical outputs. Performance of design and off-design points are both evaluated in cases with several flow velocity and propeller revolution. Regarding this testcase, experimental study was performed on different subjects. Tests were run in cavitation tunnel in order to find not only thrust and torque, but also cavitation characteristics which is related with design process. However observation on cavitation tests are not handled in this thesis due to the requirement of huge effort.

In testcase of numerical study, propeller is located at center of the computational domain with boundaries set as velocity inlet, pressure outlet, symmetry and no slip wall conditions. Optimum mesh size is determined on the basis of both computing time and spatial resolutions resulted for different mesh cases. The rotation of propeller is achieved by using moving reference frame in which flow is circulated around axis instead of rigid body rotation. Discretization scheme was second order. As for turbulence model, Standart $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, Realizable $k-\varepsilon$, SST $k-\omega$, Spalart Almaras were examined. The results showed that RNG $k-\varepsilon$ and SST $k-\omega$ gives sufficient accuracy for both thrust and torque. Underwater vehicles requires rotational stability, therefore torque has to be simulated with high accuracy. It should be stated that relative error between numerical and experimental results do not exceed over nearly % 4 for all turbulence models. After testcase study applied on propeller-4382 and 4119, performance estimation for the new propellers is done by the same numerical methods and solver settings which are applied previously. Prop-1 and Prop-2 have similar properties except for phase shifting direction and same analysis process is applied for both.

Optimum design point is examined with various rotational speeds. Volumetric flow rate on the inlet and outlet of the propeller, thrust along the propeller axis, torque opposed to rotation direction and the power attained from propeller are observed in numerical analysis. The efficiency which is the rate of power gained on the outlet of propeller to the consumed power should be considerably high so as to reduce fuel costs.

Numerical results show that increase in rotation of propeller gives rise to much higher thrust likewise the power consumption. Therefore reduction in rotation rates are necessary even if the propeller efficiency decreases. Nevertheless thrust, power and flow rate in analysis are obtained almost close to experimental results. The optimum design point appears to be at 1830 rpm instead of 2000 rpm as expected. It should be stated that propeller performance in efficiency, thrust, flow rate and power obtained in numerical solution is considerably consistent with the experiments.

The results also show that there is a strong agreement between nondimensional points in performance charts of thrust and torque.

Phase shift effects are also investigated by comparing numerical results of both Prop-1 and Prop-2. Calculations show that Prop-1 model in which phase shift is given in similar direction with rotation of propeller has better and more consistent performance than Prop-2.

In this thesis, designed propeller is assumed to be located away from the vehicle body where form effects and mutual interactions are negligible. Therefore all the analyses are performed in steady solver without handling the flow computation around vehicle form. In order to consider interaction between propeller and vehicle body, the form should be modeled in domain together with propeller. Sliding mesh procedure may be an efficient way to take into account unsteady rotating cases. Structural analysis can be performed in software based on finite element methods (FEM). It is possible to transfer pressure data attained from CFD calculations on the surface of propeller blades to the FEM numerical solution.

1. GİRİŞ

Pervaneler su altı ve su üstü taşıtlarının yönlendirilmesinde yararlanılan, onlara istenilen hareket ve yol alma olanağı tanıyan itki elemanları olup, kullanıldıkları yerlere göre bir çok çeşitleri bulunmaktadır. Bazı sistemlerde sessizlik isteri ön planda olurken, bazı durumlarda hızlı manevra veya yüksek hız isterleri öncelikli olabilmektedir. Pervane tasarımının istenilen işlevi yerine getirebilmesi için tasarım süreci çok önemlidir. Yakıt tüketiminin en az düzeye çekilebilmesi, taşıt sistemi manevralarının istenildiği gibi olması doğru bir pervane tasarımı sonucunda gerçekleşebilmektedir. Pervane tasarımı için başvurulan bir çok yöntem olmakla birlikte, pervane beceri ve veriminin yükseltilmesi öncelikli hedeflerden bazılarıdır.

Tasarımı sonlanan pervanenin hidrodinamik becerilerinin belirlenmesi ve doğrulanması çeşitli deney ve analiz yöntemleri ile yapılabilmekle birlikte, deney sürecindeki artan maliyetler hızlı ve etkin sonuçlar sunabilen hesaplamalı analiz yöntemlerini ön plana çıkarmıştır. Bununla birlikte hesaplamalı akışkanlar dinamiği tabanlı yazılımlar aracılığı ile gerçekleştirilen analizlerin güvenilir olabilmesi için deneysel veriler ile doğrulamasının yapılması gerekmektedir. Farklı uygulamaların gerektirdiği farklı akış fiziği ve geometrisinin getirdiği sayısal yöntem, algoritma ve uzaysal ayrıklaştırma yapısındaki çeşitlilik, doğrulama çalışmalarını zorlaştıran en temel unsurlar olmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, genel amaçlı bir su altı formunun istenilen çalışma koşullarında yüksek verimlilikle çalışabilmesini sağlayacak tekli pervane sisteminin özgün bir tasarım yazılımı aracılığı ile tasarımı gerçekleştirilmiştir. Aynı tasarım öğeleri daha sonra sonlu hacimler yaklaşımına dayalı bir yazılıma girilerek hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) benzetimleri gerçekleştirilmiş, bunların çıktıları tasarım koşulları ile karşılaştırılmıştır. Söz konusu analizlerin kurgusu, çözüm seçenekleri, ayrıklaştırma dereceleri benzer pervane sistemlerinin deneysel verilerini barındıran denek taşı çalışmaları ile sınanmıştır. Böylece doğruluğu sınanan sonlu hacimler yöntemi yeni

geliştirilen pervanenin becerilerinin belirlenmesinde zaman ve ekonomik maliyeti yüksek deneysel yöntemlerin yerine kullanılmıştır.

1.2 Kaynak Taraması

Geçmişe bakıldığında, pervane tasarımında kullanılan bir çok farklı yöntem ve bunları geliştirmek üzere yapılmış ayrıntılı çalışmalar bulunmaktadır. Lerbs (1952) eniyileştirilmiş pervane için tasarım kısıtlarını belirlemiş ve radyal olarak değişken hız koşullarında bile kanatlar üzerindeki çevrintiyi bulabilen yöntem geliştirmiştir. İzleyen süreçte, Greely ve Kerwin (1982) benzer olgulardan yararlanarak kafes çevri yöntemine dayanan pervane tasarım ve analiz yazılımını kullanıma sunmuştur. Hidrofil kesit yapılarının ve kaldırıcı hat kuramının pervane tasarımının kavramsal altyapısında kullanımı ilk kez Kerwin (2001) ile gerçekleşmiştir. Bu çalışmaların devamında, RANS çözümlemesi ve kafes çevri yönteminin birlikte kullanımı nozullu pervanelerinin gelişimine yol açmıştır (Kerwin 2003). Tasarımı sonlanmış pervaneler üzerinde doğrulama çalışmaları çeşitli araçlar kullanılarak gerçekleştirilmektedir: Boswell (1971) gometrik özellikleri bilinen 4381-82-83-84 nolu pervanenin kavitasyon tüneline performans deneylerini gerçekleştirmiş, itme ve tork katsayılarını grafikler halinde sunmuştur. Bu çalışmanın deneysel verileri daha sonra RANS ve panel yöntemlerinin becerilerinin karşılaştırmalı olarak değerlendirilmesinde kullanılmıştır (Brizzolara ve diğ. 2010). Bezer şekilde, Potsdam Üniversitesi tarafından deneysel verileri elde edilmiş bir pervane üzerinde HAD yazılımları kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (Liu ve Hong 2011). Bir denizaltının pervanesi ile birlikte çeşitli çalışma koşullarındaki akış benzetimlerini Nathan ve diğ. (2012) araştırmıştır. Farklı bir uygulama olarak döner kanatların önünde sabit kanatların var olduğu nozullu pervaneler için LES çalkantı modeli altında analizler Jang ve Mahesh (2012) tarafından gerçekleştirilmiştir. Benzer bir uygulama olarak Xia ve diğ. (2012) tarafından yapılmış olunan pervane performansı tahmini verilebilir. Burada nozullu pervaneler için akış benzetimleri gerçekleştirilmesinin yanısıra, kanatlar üzerindeki kavitasyon varlığı da deneyler ile karşılaştırmalı olarak araştırılmıştır. Kinnas ve diğ. (2012) tarafından pervane tasarım ve analiz yazılımı geliştirilerek 4119 ve 4381 tipli pervanelere uygulanmıştır. Böylelikle deney sonuçları ile yazılımın uyumu sorgulanabilmiştir. Viskoz ve viskoz olmayan etkileşimler ele alınarak kanatlar

zerindeki basınç katsayısının değişimi gözlemlenmiştir. Taşıtın ters yönde gitmesi durumundaki pervanenin davranışı Miller R., Kim S. Ve Rhee B. (2012) tarafından araştırılmıştır. Araştırma içerisinde farklı olarak zamana bağlı durum ele alınmış, ayrıca esnek pervane yapısı gereği oluşan şekil değiştirme ile birlikte değişecek performans gözlemlenmiştir. Mukavemet analizleri ile birlikte HAD analizleri ard arda çalışılmıştır.

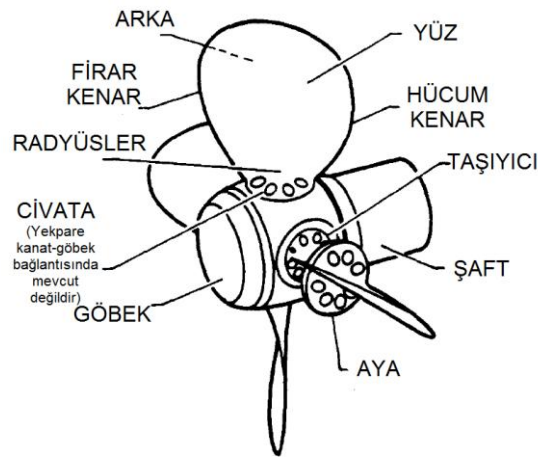
Bu tez çalışması kapsamında debi, yerel momentum dengeleri ve çalkantı kayıpları gözetilerek farklı kamburluk ve hucm açılarıyla radyal olarak dizilen damlacık profillerinden önce bir kanat formu ve daha sonra istenilen itkiyi sağlayacak katılık oranında dizilen bu kanatlardan bir pervane oluşturulmuştur. Yukarıda anılan kaynaklardan yola çıkılarak analiz kurgusu aşamasında farklı çözüm seçenekleri denenmiştir.

2. GENEL PERVANE SİSTEMİ VE HİDRODİNAMİĞİ

2.1 Pervane Sistemleri

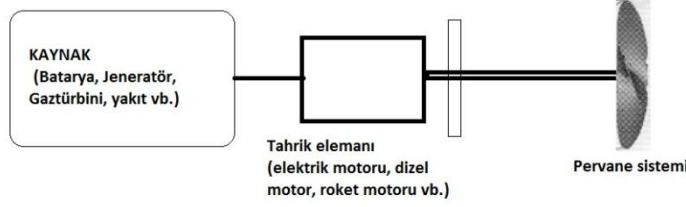
Pervaneler gemi, denizaltı, su altı silah sistemleri, bot ve insansız su altı araçları gibi farklı sistemlerde farklı biçimlerde kullanılmaktadır. Su altı ve su üstünde kullanım amacına göre türü değişebilmektedir. Genel olarak su ortamında yaygın kullanılan tipleri; tek uskur, nozullu, podlu, ters dönüşlü, tandem, hatve kontrollü, jet itkili vb. pervanelerdir.

Verim artışını sağlamak, gürültüyü ve kavitasyonu azaltmak, artık moment etkisini ortadan kaldırmak, manevra yeteneğini yükseltmek amaçlı farklı seçenekler geliştirilmiştir. Hidrodinamik becerisinin yanında gürültü, titreşim, kavitasyon unsurları göz önünde bulundurularak farklı tasarımlar ortaya çıkmıştır. Genel anlamda pervane sistemi; kanatlar, bağlantı elemanları, bağlantı arayüzü, göbek, göbek içi şaft bağlantı arayüzü, şaft ve yardımcı makine elemanlarından meydana gelmektedir. Yekpare olmayan, kanat ve göbeğin mekanik parçalar ile takılıp sökülebilir haldeki yapısı Şekil 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1 : Takılıp sökülebilir kanatlara sahip pervane yapısı ve elemanları, Smith ve Slater (1988)’den uyarlanmıştır.

Detaylı mekanik aksam incelemesi tez çalışması kapsamında olmamakla birlikte, genel hatları ile pervane sisteminin bağlantılı olduğu örnek bir yapı Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Pervane sisteminin bağlantılı olduğu genel yapı.

2.1.1 Tek uskur pervaneler

Bu tez kapsamında ele alınan pervane türü tek uskur pervanedir. Şaft ile arayüzündeki kolay bağlantı önemli bir avantajdır ve bir çok uygulamada kullanılmaktadır. Döküm yöntemi ile kanat ve göbek yapısı bütünleşik halde üretimi kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Tek uskur pervanelerin kanatları genelde 2’den 7’ye kadar çıkmakla birlikte, bazı askeri uygulamalarda gürültünün önemli bir faktör olması nedeniyle daha fazla sayıda kanat kullanılabilmektedir (Carlton, 2007). Ticari uygulamalarda ise genelde dört, beş ve altı kanatlı pervaneler tercih edilmektedir. Tek uskur pervaneler için örnekler Şekil 2.3’te gösterilmiştir. Pervaneler sabit veya değişken hatveli olabilmektedir. Tek pervaneli gemilerde pervanelerin genellikle sağa dönüşlü, çift pervane uygulamalarında ise dışa dönüşlü olmaları manevra yönünden, içe dönüşlü olmaları ise verim yönünden tercih edilmektedir (Çelik, ty).



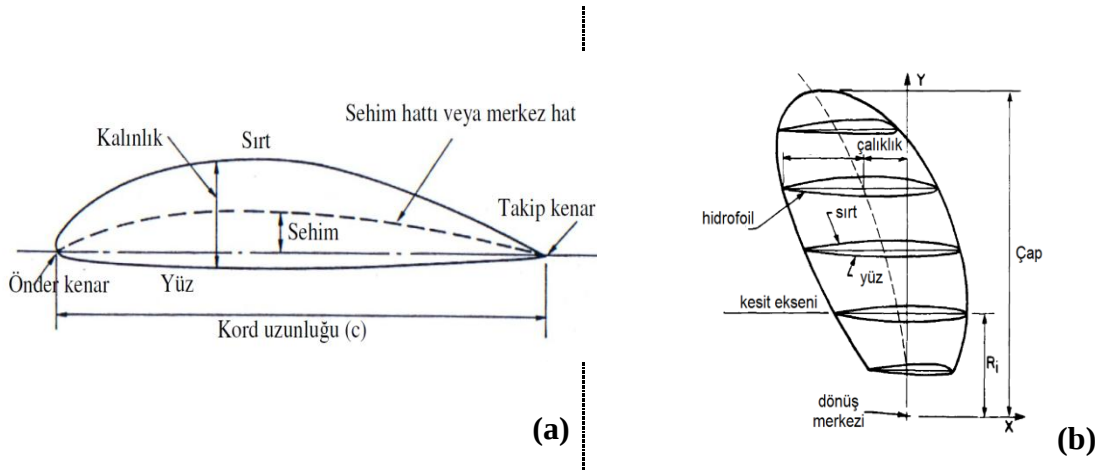
Şekil 2.3 : Sabit hatveli pervaneler.

Pervanelerin döküm malzemesi mangan ve nikel bronz, dökme demir, paslanmaz çelik, alüminyum alaşımı ve kompozit malzemeler olabilmektedir. Düz pervanelerin verimi hatve kontrollü, nozullu ve ters dönüşlü pervanelere oranla genelde daha düşüktür. Kanatların dönüşüyle birlikte kanat ucunda oluşan yüksek teğetsel hız ve

çevriler önemli verim kaybına yol açmakta ve bu nedenle bu etkileri azaltacak önlemler alınması gerekmektedir.

2.2 Pervane Geometrisi

Pervane kanat kesitleri belirli yapıya sahip damlacık profillerinden meydana gelir. Her kesitte farklı tip profil kullanılabileceği gibi, aynı profil ailesinden de yararlanılabilmektedir. Örnek bir profil ve kanat geometrisi Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4 : Pervane kanat kesit profili (a) ve geometrisi (b), (Smith ve Slater 1988)'den uyarlanmıştır.

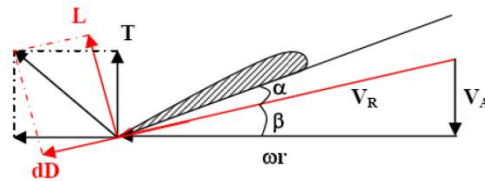
Kanat geometrisini oluşturan belli başlı tanımlamalar (Smith ve Slater 1988) aşağıda verilmiştir:

- **Hatve :** Pervanenin bir tam dönüşü ile birlikte katettiği yolu ifade eder.
- **Çalıklık :** Şekil 2.4'te gösterildiği gibi kanatın her kesitindeki kord merkezinin kanadın +y yönündeki eksenine olan uzaklığıdır.
- **Eğiklik :** Şekil 2.4'te gösterilen koordinatlara göre, kanatın XY düzleminde geriye veya ileriye yönlü kaçıklığıdır.
- **Kalınlık :** Her kesitteki kordların merkezinde yüz ve sırt kenarının birbirine olan uzaklığını ifade eder.
- **Pervane yarıçapı :** Göbek merkezinden kanat ucuna kadar olan uzaklıktır.
- **Kord boyu :** Kesitlerdeki damlacık profillerinde hücum ve kaçış kenarının birbirine olan uzaklığıdır.
- **Kanat yüzü :** Kanat yüzü, kanadın yüksek basınca maruz kaldığı tarafıdır.

- Kanat sırtı : Kanadın düşük basınca maruz kaldığı yüzüdür.
- Kanat önder (hücum) kenarı : Dönüş esnasında kanadın suyu yardığı kenardır.
- Kanat kaçış kenarı : Suyun kanat yüzeyini terk ettiğı kenardır.

2.3 Pervane Hidrodinamiğı ve Sevk Sistemi İlişkisi

Pervane kanatları damlacık profillerinin içten dışa dizilmesi ile oluşturulan biçimsel yapılara sahiptirler. Söz konusu profillere belli bir hücum açısı ile gelen akış kesitin sırt bölgesinde negatif, yüz bölgesinde ise pozitif basınç oluşturur. Bu basınç farkı sonucunda gelişen kaldırma kuvveti ile sürtünme etkileri sonucunda gelişen sürüklenme kuvvetinin bileşkesinin pervane eksenî yönündeki bileşeni itme kuvvetini (T) oluşturur (Şekil 2.5).

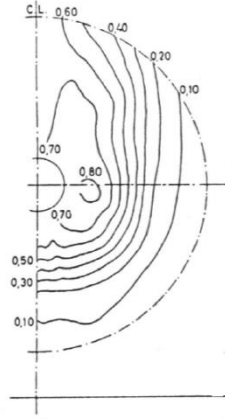


Şekil 2.5 : Damlacık profiline gelen akış ve oluşan kuvvetler.

Pervanenin takılı olduğu taşıtın hızı V_s , pervaneye yaklaşan akışın ilerleme hızı V_A ve profile gelen akışın hücum kenarı ile olan açısı α olup, hidrodinamik hatve açısı ise β ile gösterilmiştir. Kanat dönerken belli bir açısal hıza sahiptir ve bu ωr hızı olarak karşılık bulur. Taşıtın kendi hızı ile ardizinde bıraktığı hız arasında belli bir oran mevcuttur ve iz katsayısı w olarak tanımlanır (2.1).

$$w = \frac{V_s - V_A}{V_s} \quad (2.1)$$

Şekil 2.6'dakine benzer taşıt arkasındaki ardiz pervane düzlemi üzerinde simetrik veya simetrik olmayan yapıda bir hız bileşeni bırakır. Tasarlanacak pervanede buna uyulması gerekmektedir. Açık su ortamında form arkasına takılı olmayan pervanelerde ise bu durum geçerli değildir. Düzlem üzerine uniform yapıda sabit bir akış hızı geldiğı kabulü yapılır.



Şekil 2.6 : Pervane düzlemi üzerine düşen örnek bir iz profili.

Pervanenin itki sağladığı taşıt belli bir hızla hareket ederken üzerinde basınç ve sürtünme kaynaklı direnç kuvvetleri meydana gelir. Pervanesiz haldeki bu direnç değeri R , pervanenin çalışması ile birlikte taşıt formunun arkasında akış hızlanmasına bağlı olarak basınç düşmesine ve sonucunda R form sürüklenme direnç değerinin yükselmesine neden olur. Kaynaklarda bu etken t emme katsayısı olarak yer bulmaktadır:

$$t = \frac{T - R}{T} \quad (2.2)$$

Pervane karakteristiğini yansıtabilmek için itme katsayısı (2.3), tork katsayısı (2.4), ilerleme katsayısı (2.5) ve verim (2.6) gibi boyutsuz katsayılar tanımlanmıştır. Yoğunluk ρ , pervane devri n , pervane çapı D alınırsa söz konusu katsayılar,

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (2.3)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (2.4)$$

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (2.5)$$

$$\eta_o = \frac{K_T \cdot J}{K_Q \cdot 2\pi} \quad (2.6)$$

Diagram illustrating the power transmission system components and power flows:

- Generator:** Represented by a circle with a vertical line through its center. It has terminal voltage V_A and current T entering it. The total power is $P_T = TV_A$.
- Transmission Line:** Represented by a horizontal line with a vertical segment in the middle. It has resistance R_T and voltage drop V . The power lost in the transmission line is $P_E = R_T \cdot V$.
- Motor:** Represented by a rectangle labeled "Ana Makine". It has terminal voltage V_B and current P_B entering it. The power received by the motor is P_D .
- External Box:** A box labeled "Dışlı Kutusu" is connected to the transmission line and the motor.

Direnci R olan bir taşıt formunun V_s hızı ile sevk edilebilmesi için gerekli güç P_E etkin güç olarak tanımlanır,

Pervane T itme kuvveti oluşturarak düzlemine yaklaşan V_A hızı ile birlikte P_T pervane itme gücünü oluşturur,

Aktarılan güç, pervanenin verimi η_o oranında azalarak varsa dişli kutusuna erişir ki buna P_D iletim gücü adı verilir ,

Dişlideki kayıplar hesaba katılırsa ana makine çıkışında sağlanması gereken güç P_M elde edilecektir (Çelik t.y; Carlton 2007).

Bu tez kapsamında açık su ortamındaki pervane tasarımı ve performans incelemesi yapılacağından dolayı emme ve iz katsayısı geçerli değildir. Doğrudan şaft ucuna takılı haldeki açık denizde çalışan ve sabit uniform bir akışın pervane üzerine geldiği haldeki performansı dikkate alınacaktır. Tasarım sürecinde iz dağılımı dikkate alınarak form arkasına takılı halde analiz gösterimi de mümkün olmakla birlikte

pervanenin formdan yeteri derecede uzakta olacağı kabulü altında bu durum bu tez kapsamı dışında tutulmuştur. Belirli bir form ve gereksinim duyulan makine gücü hesabı yapılacak, dişli ve aktarma elemanları verimleri ihmal edilecektir.

2.4 Pervane Tasarım ve Analiz Yöntemleri

Pervane tasarım ve analiz sürecinde kullanılabilecek çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan sıklıkla kullanılanı, deneyleri açık su ortamında yapılmış standart pervane serilerine ait beceri verilerinden yararlanılarak pervane tasarımı gerçekleştirmektir. Söz konusu veriler kanat sayısı, pervane alan oranları, hatve/çap oranı, kanat kesit şekli değiştirilerek elde edilmektedir. Bu bağlamda Gawn (Carlton, 2007) ve Wageningen (Carlton, 2007) pervane türleri yaygın tercih edilmiştir. Oysa ki özgün kesitlere, önceden tanımlı geometrik ve performans özelliklerine sahip pervane tasarımlarında farklı yöntemlerden yararlanılmasının gerekeceği açıktır. Kafes çevri ayrıklaştırılması yapılarak uygulanan kaldırıcı hat yöntemi, kaldırıcı yüzey yöntemi ve RANS etkileşiminin dahil edildiği çözümlemeler sık başvurulmuş pervane tasarım seçeneklerinden bazılarıdır.

Kaldırıcı hat teorisinde (Lerbs, 1952) kanat kesitleri at nalı biçiminde çevri elemanlarıyla temsil edilmekte ve her bir elemanın bir adet bağlı çevri ve iki adet sarmal artıl çevrilardan oluştuğu varsayılmaktadır. Söz konusu çevri elemanlarının bir sonucu kanatların belli kontrol noktalarında u_a^* aksenal ve u_t^* teğetsel hızları oluşur ki, bunlar kullanılarak kanat boyunca yayılı haldeki çevrinti dağılımı hesaplanır. Daha sonra eniyileştirilmiş çevrinti dağılımını veren Betz-Lerbs kısıtları (Kerwin, 2001) kullanılarak maksimum itme ve minimum tork koşulu sağlanmaya çalışılır. Bu yolla kanat kesitlerinin sahip olduğu hatve dağılımı göbekten kanat ucuna doğru bulunmuş olur. Ancak Kerwin (2001) tarafından yapılan ayrıntılı çözümlemeler Bal (2011) tarafından örnek bir duruma uyarlandığında yaklaşımın hızlı bir şekilde sonuç üretmesine rağmen, sonuçlar yalnızca temel düzeydeki tasarım aşamasında yararlanılabilir bulunmuştur.

Kaldırıcı yüzey yönteminde önce kanat yüzeyleri kafeslere bölünmekte ve daha sonra kanat yüzeyinde hız oluşturacak çevri büyüklükleri belirlenmektedir. Ayrıca kanat kalınlıklarının kaynak elemanları ile benzeşimi yapılarak hız oluşumuna katkıda bulunması sağlanır. Çevrinti çözümlemesi sonucunda eniyileştirilmiş hatve

dağılımı, kanat kesitlerinin sehim (eğrilik) oranı ve kord boyu oranları bulunur ki bu yolla kaldırıcı hat teorisine dayanan çözümden daha ayrıntılı çıktılar elde edilebilmektedir.

Panel yöntemi analiz için yaygın olarak kullanılan bir başka yaklaşımdır. Buna göre, kanattaki toplam potansiyel, kanat ve göbek yüzeyindeki kaynak elemanlarının oluşturduğu potansiyel ile dipol kaynakların kanat, göbek ve iz yüzeylerindeki potansiyele olan katkısından oluşur. Kinematik sınır koşulu uygulanarak çözümü yapılan denklemden kanat yüzeyindeki tüm noktalarda toplam hız ve Bernoulli denklemi aracılığıyla da basınç dağılımı bulunur. Daha sonra basıncın yüzey üzerinde integrali alınarak yüzeye dik kuvvet bileşeni bulunur. Sürtünme etkilerinin dahil edilmesi katsayılar ile düzeltmeler yapılarak gerçekleşir. Hızlı iterasyon yapılabilmesi bu yöntemin avantajlı tarafı olmakla birlikte, sınır tabakanın ayrıntılı çözümünün olmaması, bu yöntemin karmaşık yapılar için etkisiz kalması sonucunu doğurmaktadır.

Oysa ki son yıllarda sonlu hacim yöntemi temelli hesaplamalı akışkanlar dinamiği etkin çözümler sunmaktadır. Doğrusal olmayan süreklilik ve momentum denklemleri çalkantıuygun bir çalkantı modeli ve belli dereceden ayırıklaştırmaya maruz bırakılarak sayısal olarak çözüldüğünde yeterli hassaslıkta sonuç alınabilmektedir. Bu yöntemde ağ hücre sayısı diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında oldukça fazladır; örüntü sıklığı sınır tabaka yakınlarında daha da arttırılmalıdır. Genelde zaman ve bilgisayar kapasitesi gereksinimi bu yöntemin en belirgin eksileri olmaktadır.

Hakları Bedii Özdemir'e ait olan pervane yine kendisi tarafından geliştirilen özgün bir yazılım ile tasarlanmış ve bu tez çalışmasında kullanılmıştır. Söz konusu yazılım çalkantı kayıplarının dahil edildiği momentum ve süreklilik dengesine dayalı olup, FORTRAN dili tabanlıdır. İster eksenel ister radyal olsun fan, pervane gibi döner sistemlerin tasarımında kullanılabilmektedir. Söz konusu yazılım, pervanenin itmesine karşılık gelen ön ve arka tarafındaki basınç farkını oluşturacak ve gereken debiyi sağlayacak şekilde kanatın her bir kesitindeki sehim ve hatve açısını belirlemekte ve katı modeli bir nokta bulutu formatında vermektedir. Tez kapsamında, oluşturulan özgün katı model etrafında gelişen akışın HAD yöntemi ile benzetimi yapılarak çıktıları tasarım değerleri ile karşılaştırılmıştır.

3. AKIŞ VE ÇALKANTI DENKLEMLERİ, VE SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

3.1 Amaç

Analiz aşamasından önce hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımında temel alınan teori özetlenmiştir. Kullanılan çözücü özellikleri, çözüm mantığı, ayrıklaştırma metodu detayları verilmeksizin alt başlıklarda sunulmuştur. Detaylı anlatım Ansys© (2010)'de verilmiş durumdadır.

3.2 Korunum Denklemleri ve RANS

Pervanenin etrafında gelişen akış sürtünmeli, sıkıştırılamaz ve sabit maddesel özellikleri olan bir akışkan hareketi varsayılabilceği için bu hareketle ilintili kinematik ve dinamik özellikler kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri ile betimlenebilmektedir. Buna göre yerel akış hızı V için süreklilik denklemi,

$$\nabla \cdot V_i = 0 \quad (3.1)$$

olarak yazılabilmektedir. Momentumun korunumu tipik bir $F=ma$ eşitliği olup gerilme tensörü τ_{ij} , yoğunluk ρ ve yerçekimi ivmesi g için,

$$\rho \frac{DV_i}{Dt} = \rho g_i + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

olarak verilmektedir. Gerilme tensörü newtonsal akışkan için,

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \nabla \cdot V \quad (3.3)$$

olarak tanımlanır. Burada eşitliğin sağındaki ilk terim $p\delta_{ij}$ termodinamik basıncı, ikinci terim ise viskoz etkileri ifade eder. İkincil viskisitenin bulunduğu son terim sıkıştırılamaz akış için süreklilik gereği düşürülebilmektedir. Denklemdaki u_i ve u_j hız vektörünün tensor gösterimleri olup μ dinamik viskoziteyi tanımlar.

Denklemler (3.1) ve (3.2) Navier Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Momentum ifadesindeki,

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V \quad (3.4)$$

denklemin sol tarafı akış parçacıkları için ataletsel ivmelenmeyi, sağ ilk terim akış parçacıklarına olan yerçekimi kuvvetini, ikincisi basınç kuvvetlerini, son terim ise sürtünme kuvvetlerini ifade eder.

Yukarıdaki denklemler laminar akış durumları için geçerli olup, çalkantılı akış durumlarında ya zaman yada uzaysal ortalaması alınmış denklemler kullanılmalıdır. Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) denklemleri akış hareketinin Reynolds ayrıştırması ve daha sonra zaman ortalaması alınmış hallerini tanımlamaktadır. Buna göre süreklilik ve momentum denklemleri sırası ile,

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.5)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\bar{p}\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] \quad (3.6)$$

olarak verilmektedir. Momentum içeren (3.6) denkleminde son terim Reynolds gerilmesidir. Burada üst çizgi ortalama değerleri simgelerken, kesme işaretli üst sembol salınım değerlerini tanımlamaktadır.

3.3 Çalkantı Modeli

RANS sistemi denklem sayısından çok bilinmeyen içerdiği için ek model kullanmadıkça çözülebilir sistem değildir. Bunun nedeni momentum denklemindeki 9 bilinmeyen büyüklük içeren $\rho \overline{u_i u_j}$ terimidir ki bu Reynolds gerilmesi olarak

adlandırılmaktadır. Söz konusu bilinmeyen büyüklüklerin çalkantı modelleri tanımlanıp denklem sistemi çözülebilir hale getirilmelidir. Buna sistemin kapatılması denmektedir. Reynolds gerilmesinin materyal türevi,

$$\begin{aligned} \frac{D\overline{u_i u_j}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial X_l} \left(-\overline{u_i u_j u_l} - \frac{p}{\rho} (\delta_{jl} u_i + \delta_{il} u_j) + \nu \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial X_l} \right) - \left(\overline{u_i u_l} \frac{\partial U_j}{\partial X_l} + \overline{u_j u_l} \frac{\partial U_i}{\partial X_l} \right) \\ - 2\nu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial X_l} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial X_l} + \frac{p}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) \end{aligned} \quad (3.7)$$

ile tanımlanmaktadır. Chinng ve Shenq (1998) tarafından belirtildiği üzere “Sağdaki ilk iki terim difüzyonu, üçüncü terim moleküler difüzyonu, dördüncü ve beşinci terimler Reynolds gerilimlerinin üretimini, altıncı terim viskoz dissipasyonu, son terim ise basınç yer değişimini simgeler” (s. 16).

Reynolds gerilme teriminin modellenmesi için bir çok yöntem geliştirilmiştir. Bu tez çalışmasında Standart $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, Standart $k-\omega$, SST $k-\omega$ ve Spalart Allmaras çalkantı modellemelerine ağırlık verilmiştir.

3.3.1 Standart $k-\varepsilon$ modeli

Bu modelde, çalkantı kinetik enerjisi (k) ve çalkantı yitim oranının (ε) taşınım denklemleri çözülmekte çalkantı momentum diffüzyon katsayısı (viskozitesi) k ve ε değerlerinin bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır (Ansys©, 2010). Çalkantı kinetik enerjisi taşınım denklemi,

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.8)$$

olarak tanımlanmaktadır. Burada G_k hızın uzaydaki değişimi nedeniyle gerçekleşen çalkantı kinetik enerji üretimini, G_b kaldırma kuvvetlerinden doğan çalkantı kinetik enerji üretimini, Y_M ise sıkıştırılabilirlik durumunda geçerli hacim değişiminin yitim oranına katkısını simgeler. μ_t terimi olan çalkantı viskozitesi için yazılan denklem,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.9)$$

olarak gösterilir. Benzer şekilde yitim oranı ε için,

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

yazılabilmektedir. Denklemdaki $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ sabitlerdir, ayrıca σ_k ve σ_ε terimleri sırası ile k ve ε için Prandtl sayılarıdır.

3.3.2 RNG $k-\varepsilon$ modeli

RNG $k-\varepsilon$ modeli standart $k-\varepsilon$ modelinden türetilmiştir ve bir takım avantajlara sahiptir (Ivanell 2001). Bu avantajlar:

- ε denkleminin içerisinde doğruluğun artırılmasında yarar sağlayan ek bir terim mevcuttur.
- Çalkantı kaynaklı çevrilerin etkilerini yansıtabilmektedir, böylece dönen akışlar için etkin çözümler sunmaktadır.
- Çalkantı Prandtl sayıları için analitik formülasyon hesabı yapılmaktadır. Standart modelde ise sabit değerler alınır.
- Düşük Reynolds sayılı akışlar için etkin viskozite hesabı, analitik türetilmiş diferansiyel fonksiyonlara dayanır. Fakat standart model, yüksek Re sayıları için etkindir.

Çalkantı kinetik enerjisi için kullanılan bağıntı standart modelden farklıdır,

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(ku_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\alpha_k \mu_{eff} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.11)$$

Yitim oranı için yazılan denklem de farklılık gösterir,

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (3.12)$$

Yukarıdaki bağıntılarda kullanılan α_k ve α_ε terimleri bir bölüetkin Prandtl sayılarıdır. G_k , G_b , Y_M ve μ_t standart model ile benzerlik gösterir. Sabit terimlerin $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ değerleri daha farklıdır (Ansys©, 2010). Etkin viskozite terimi μ_{eff}

olarak gösterilmiştir. Çalkantı viskozitesi terimini, dönü etkisini içerecek şekilde düzenleyerek etkin çözüm alınabilmektedir

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (3.13)$$

Bağıntıda kullanılan μ_{t0} dönü etkileri dahil edilmeksizin hesaplanan çalkantı viskozitesi ve Ω karakteristik dönü sayısıdır. Dönü katsayısı olan α_s akışın dönü etkili olup olmamasına göre farklı değerler almaktadır.

Yüksek şekil değiştirme oranlı akışlarda RNG model daha avantajlıdır çünkü denklem (3.12)'de yer alan R terimi ortalama şekil değiştirme oranına bağımlı kılınmıştır. Standart ve RNG $k-\varepsilon$ modellerinin ayrıntıları Ansys© (2010)'de verilmiştir.

Realizable $k-\varepsilon$ yöntemi de yine geliştirilen modeller arasında bulunmaktadır. Standart $k-\varepsilon$ yönteminden farklı olarak çalkantı viskozitesi için formülasyon geliştirilmiştir. Yitim oranı için geçerli taşınım denklemi, çevri salınımları için yazılmış transport denkleminde türetilmiştir. Ayrıca standart çözümden farklı olarak bir katsayı olan C_μ , bu çalkantı modelinde belirli bir fonksiyona bağlanmıştır. Bu fonksiyonun ortalama gerilme S_{ij} ve dönme oranı $\bar{\Omega}_{ij}$, sistemin açısal hızı ω , çalkantı kinetik enerjisi ve yitim terimlerine bağlı ifadesi şu şekildedir:

$$C_\mu = f(S_{ij}, \bar{\Omega}_{ij}, \omega, k, \varepsilon) \quad (3.14)$$

3.3.3 Standart $k-\omega$ modeli

Wilcox (1998) tarafından ortaya konulmuş bu yöntem düşük Re sayıları, sıkıştırılabilirlik ve gerilme kaynaklı saçılan akışlar için güncellemelere sahiptir. Kayma tabakasının üzerinde hassaslığa sahip oluşu bir dezavantajdır. Modelde geçerli çalkantı kinetik enerjisi k (3.15) ve yitim oranı ω için transport denklemleri verilmiştir (3.16).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (3.15)$$

$$\frac{D\rho\omega}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.16)$$

Her iki denklemde G terimleri çalkantı kinetik enerjisinin üretimini, Y terimleri yitim oranını, S_w ve S_k ise kaynakları temsil eder. Etkin difüzyon terimleri Γ_k ve Γ_ω olarak gösterilmiştir. Tüm bu terimler modellenmektedir. Düşük Re katsayılı akışlar için düzeltme ve difüzyon katsayıları çalkantı viskozitesi terimleri içine gömülmüştür. Sıkıştırılabilirlik düzeltmesi model içinde mevcut olmakla birlikte tüm genel uygulamalarda kullanılması önerilmemektedir (Ansys©, 2010).

SST $k-\omega$ modelinde, Standart $k-\omega$ modeli sınır tabaka içerisinde kullanılıp bunun dışındaki bölgede yüksek Re sayıları için $k-\varepsilon$ modeli kullanılmaktadır. Bu model serbest akış bölgesini daha etkin modelleyerek ters basınç gradyenli akışlar, kanatlar, transonic şok dalgaları için Standart $k-\omega$ modelinden daha güvenilir sonuçlar üretmiştir.

3.3.4 LES modeli

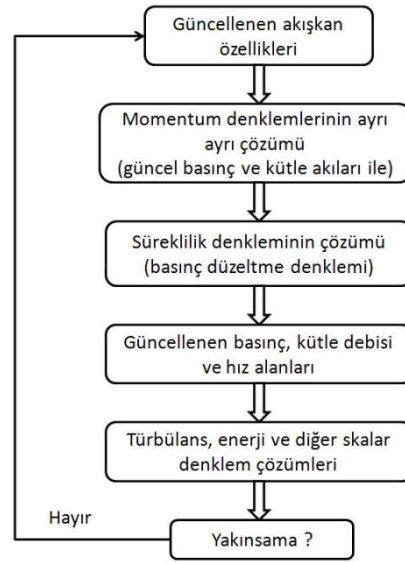
Çalkantılı akışlar farklı uzunluk ve zaman ölçeğine sahip burgaçların iç içe hareketinden oluşmaktadır. Büyük burgaçlar ortalama akışın uzunluk ölçeğine denktir. Küçük boyuttaki burgaçlar ise çalkantı yitiminden sorumludur (Ansys©, 2010). Doğrudan tüm çalkantı ölçeklerini çözümlemeye dayalı olan DNS yöntemi çok yüksek bilgisayar kapasiteleri gerektirir. Bu sebeple günümüzde basit geometriye sahip ve Re sayısı düşük olan akışlarda kullanılabilir. Diğer taraftan LES yönteminde büyük burgaçlar doğrudan çözülürken, küçük olanlar modellenir. RANS ve DNS arası bir niteliğe sahiptir. Momentum ve kütle taşınımı büyük oranda büyük burgaçlar aracılığı ile olur. Küçük burgaçlar geometriye bağlı değilken, büyük ölçekli olanlar geometri ve sınır koşullarından çok etkilenir. Duvar yakınlığında burgaç boyutları oldukça düşeceği için yüksek yoğunlukta hücre gereksimi doğmaktadır.

3.4 Çözücü Özellikleri

Yukarıda tanımlanan korunum denklemleri ve çalkantı skalerlerine ait taşınım denklemleri sonlu hacimler yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Bu amaçla akış hacmi içerisinde bir çok hücreden oluşan ağ yapısı oluşturulmuştur. Her bir hücredeki

denetim hacimlerinde hız, basınç ve skaler büyüklükler için birbirine bağımlı taşınım denklemlerinin integral formları elde edilmelidir. Daha sonra doğrusallaştırılarak cebirsel forma sokulan bu denklemler hız, basınç ve skalerler güncellenerek bir döngü içinde çözülürler. Söz konusu süreçte Basınç tabanlı ve yoğunluk tabanlı iki farklı sayısal çözümleme yöntemi kullanılmaktadır.

Basınç tabanlı çözümlemede hız alanı basınç düzeltme denklemi çözülerek elde edilir. Basınç düzeltme yönteminde momentum korunum denklemlerinden elde edilen hız alanının basınç terimi ile düzeltilerek süreklilik denklemini sağlamasına çalışılmaktadır. Basınç tabanlı çözümleme ayırık ve birleşik algoritmalarından oluşur. Ayırık algoritmanın aşamaları Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Basınç tabanlı, ayırık algoritma çözüm aşamaları.

Basınç tabanlı birleşik algoritma ise Şekil 3.1’den daha farklıdır. Momentum ve basınç düzeltme süreklilik denkleminin çözümü ile birlikte yapılmaktadır. Böylece yakınsama işlemi hızlanmakla birlikte aynı anda basınç ve hız alanlarının bellekte tutulması bellek gereksinimini artırmaktadır. Ayırık algorithmada denklemler sırası ile çözüldüğü için, bellek gereksinimi daha azdır (Ansys©, 2010). Bu tez çalışması kapsamında basınç tabanlı ayırık algoritma temel alınarak çözüm alınmıştır.

3.4.1 Ayırıklaştırma

Taşınım denklemlerinin çözülebilir cebirsel ifadelere dönüştürülmesi denetim hacmi tabanlı teknikler ile olmaktadır. Bu yöntemde taşınım denklemlerinin ayırıklaştırılmış hücre büyüklüğüne eşit bir hacim üzerinde integrali alınmaktadır. Buna göre korunan

bir skaler büyüklük ϕ için; A söz konusu hacmin yüzey alanını, S_ϕ bu hacimde üretilen kaynak büyüklüğünü, V denetim hacmini belirtirse, daimi durum için korunum bağıntısı

$$\oint \rho \phi \vec{g} \cdot dA = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot dA + \int S_\phi dV \quad (3.17)$$

olur. Bir hücre yüzeyinden geçen toplam skaler büyüklük ϕ_f akısı denklemin sol tarafında, difüzyon ve kaynak terim ifadeleri denklemin sağında yer almaktadır.

$$\sum_{f=1}^{N_f} m_f \phi_f A_f = \sum_{f=1}^{N_f} \Gamma_\phi (\nabla \phi) A_f + S_\phi V \quad (3.18)$$

Doğrusallaştırma işleminin yapılması ile birlikte skaler terimlerin başına katsayılar gelmektedir.

$$a_p \phi = \sum_{km} a_{km} \phi_{km} + b \quad (3.19)$$

Denklem (3.19)'deki km indisi komşu hücreler için ilgili terimleri gösterir. Komşu yüzeyler için skaler büyüklük ϕ_{km} , a_{km} doğrusallaştırma katsayısı ile birlikte tüm komşu yüzeyler için yazılıp toplandığında, denklemin sol tarafındaki a_p katsayısı ile doğrusallaştırılmış olan skaler ifadeye denk olur. Kaynakların etkisi b teriminde toplanır.

Skaler büyüklükler hücrelerin merkezinde hesaplandığı için bu noktaların dışındaki (örneğin hücre yüzeylerinde) değerleri merkezlerdeki değerlerinden interpolasyon yapılarak bulunur. Farklı interpolasyon yöntemler vardır ve Ferziger ve Peric (2010) tarafından ayrıntılarıyla verilmiştir. Süreklilik ve momentum denklemleri üzerinde bu integral denklemleri kullanılırsa,

$$\oint \rho \vec{g} \cdot dA = 0 \quad (3.20)$$

$$\oint \rho \vec{g} \cdot dA = \oint p I \cdot dA + \oint \tau \cdot dA + \int F dV \quad (3.21)$$

İntegral formunu almış süreklilik ve momentum denklemlerinin ayrıklaştırılması gerekmektedir. Örneğin, x-momentum denklemi ele alındığında u terimini içerir ayrıklaştırılmış denklem,

$$a_p u = \sum_{km} a_{km} u_{km} + \sum p_f A + S \quad (3.22)$$

halini alır. Denetim hacmini oluşturan hücrelerin yüzeyindeki basınç p_f terimi ile gösterilir.

Basınç alanı ve yüzeylerdeki kütle akılarının bilinmesi ile (3.22) denklemi çözülebilir. Ancak hesaplama başlangıcında basınç alanı ve kütle akıları mevcut olmadığı için bir kestirimde bulunulur. Süreklilik denklemi için yazılan (3.20) integral formunun ayrıklaştırılmış hali,

$$\sum_f^{N_f} (\rho v)_f A_f = 0 \quad (3.23)$$

Yüzeylerdeki kütle akısı hesabı için hücre merkezlerinde hesaplanan hız değerlerinin yüzeylere interpolasyonu gerekmektedir.

3.4.2 Basınç-hız bağıntısı

Süreklilik ve momentum denklemleri sırası ile çözülür ve süreklilik denklemi basınç çözümü için kullanılmaktadır. Ancak (3.23) denkleminden görüleceği üzere basınç terimi burada açıkça yer almamaktadır. Bu sebeple basınç hız denklemleri arasında bir irtibata gereksinim duyulur. Bunun için süreklilik denkleminde bazı değişiklikler yapılarak basınç teriminin çözümü sağlanabilmiştir. Basınç düzeltme işleminin gerçekleştirildiği bu algoritmalara örnek olarak “SIMPLE, SIMPLEC, PISO, Coupled” verilebilir (Ferziger, 2010).

3.4.3 Hareketli referans uzay çözümü

Pervanenin çalışır haldeki dönme sayısı sabit kabul edilirse daimi akış denklemleri geçerli olabilmektedir. Bunun için denklemler durağan koordinat düzlemi yerine hareketli koordinat sistemini temel alan bir uzay için yazılır. Döner sisteme göre oluşan bağıl hız $\mathcal{G}_r$,

$$\vec{\mathcal{G}}_r = \vec{\mathcal{G}} - \Omega \times \vec{r} \quad (3.24)$$

süreklilik denkleminde yerine konursa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathcal{G}_r)}{\partial x_i} = S_m \quad (3.25)$$

denklemini elde edilir. Momentum denkleminin bağıl hız cinsinden yazarken denklemin sağ tarafı olan S_m

$$\frac{\partial(\rho \mathcal{G})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathcal{G}_r \mathcal{G}_r) + 2\Omega \times \mathcal{G}_r + \Omega \times \Omega \times r + \rho \frac{\partial \Omega}{\partial t} \times r \quad (3.26)$$

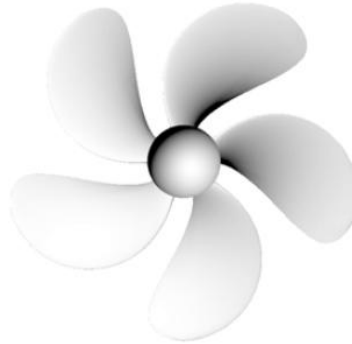
halini alır. Pervane çalışırken devir sayısı değişmeyeceği için denklemler içerisinde zamana bağlı terimler göz ardı edilerek daimi akış koşulları uygulanacaktır.

4. ANALİZ DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

Sonlu hacim yöntemleri tabanlı hesaplamalı akış dinamiği analizlerine geçilmeden önce çözücü türü, çalkantı modeli, ayırıklaştırma türü, ağ yapısı vb. durumlar bir dizi sayısal denemeyle sınanmıştır. Katı modelleri elde edilen pervaneler üzerinde ayırıklaştırılmış bir ortamda gerçek çalışma koşullarında benzetimler yapılmıştır. Bu pervaneler, literatürde mevcut olan 4382 nolu tekli pervane ve yine literatürde geometri detayları mevcut olan 4119 pervanesidir. Bunlara ait deneysel veriler Brizzolara ve diğ. (2010) ve Boswell (1971)'in çalışmalarında yer almaktadır. Katı modellerin elde edilmesinde farklı bir çalışma kapsamında geliştirilmiş olan PROGEO (Epps, 2010) yazılımı kullanılmıştır. Pervane geometri bilgileri yazılıma girilmek sureti ile koordinatsal noktalar bütününden oluşan katı model elde edilebilmektedir.

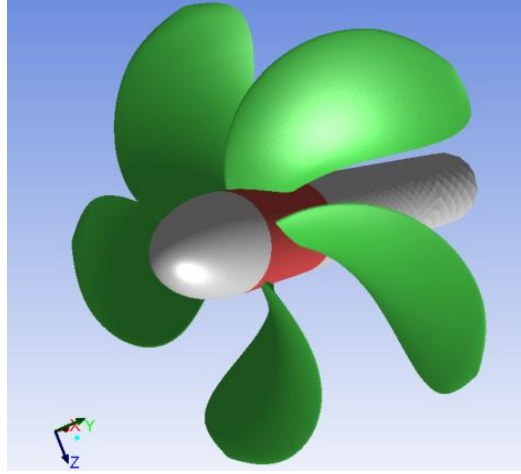
4.1 Pervane-4382 Doğrulama Analizleri

Pervane-4382 literatürde mevcut olan belli bir seriye ait bir tiptir (Şekil 4.1). Kavitasyon tüneline kavitasyon içeren ve içermeyen durumlardaki performans deney sonuçları Boswell (1971) tarafından sunulmakla birlikte, bu tez kapsamında kavitasyonsuz analizler yapılmıştır.



Şekil 4.1 : Pervane-4382 geometrisi

PROGEO yazılımı aracılığı ile elde edilen geometrinin deney koşullarında kullanılmış olunan pervane ile bire bir örtüşecek şekilde Şekil 4.2’de gösterildiği gibi katı modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.2 : Elde edilen Pervane-4382 katı modeli.

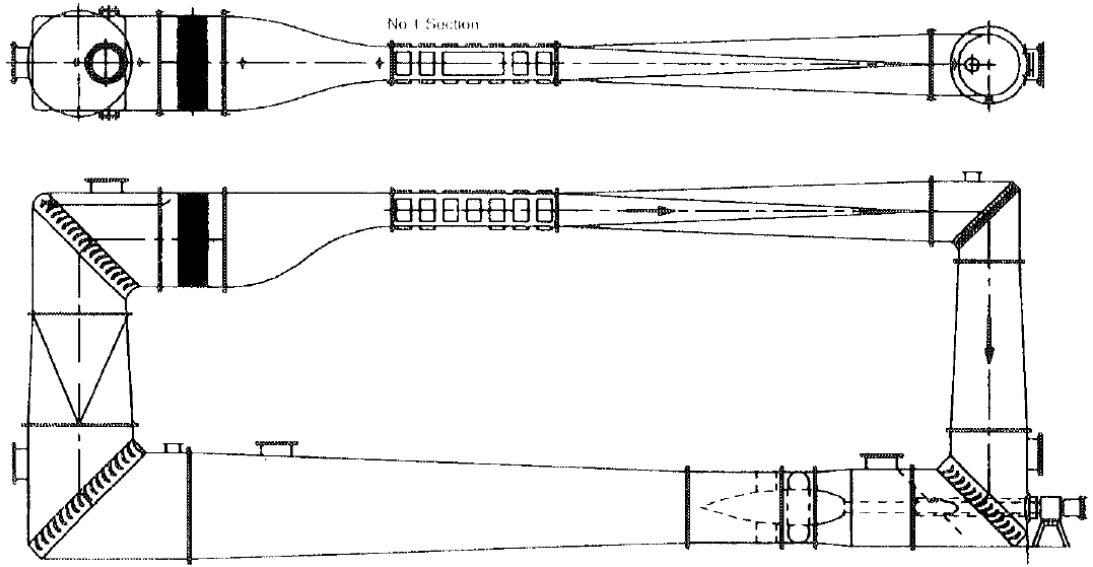
Sınamaların yapıldığı alt başlıklar şu şekilde sıralanabilir:

- Ağ hücre sayısına bağlılık
- Ayırıklaştırma yöntemi
- Çalkantı modellemesi

Ağ hücre sayısının yeterliliğini sınamak için farklı hücre sayılarını içeren fakat diğer etkenlerin değiştirilmediği durum ele alınmıştır. Ayırıklaştırmalar düşük ve yüksek mertebeden yapılarak yüksek mertebeli ayırıklaştırmanın analiz sonuçlarına olan etkisi gözlemlenmiştir. Farklı çalkantı modellerinin seçimi ile deneysel verilere olan uyum araştırılmıştır.

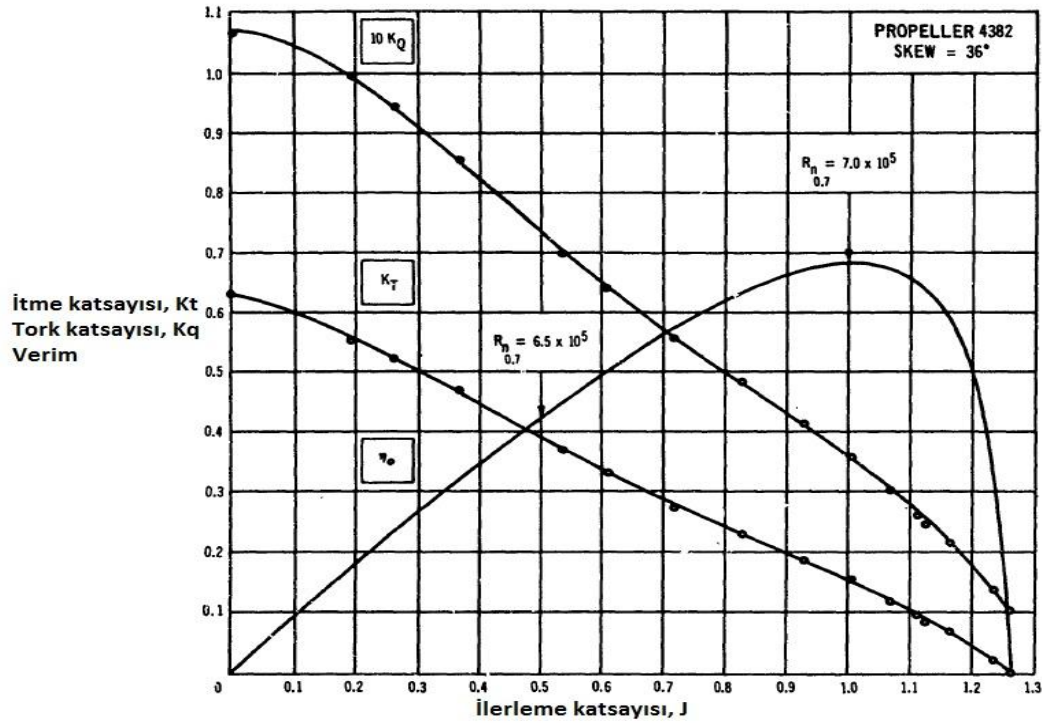
4.1.1 Deney çalışmaları ve sonuçları

Boswell (1971) pervane-4382 için deney düzeneğine detayları ile yer vermiştir. Pervanenin performansını gözlemleyebilmek için Şekil 4.3’dekine benzer bir kavitasyon tüneli kullanılmıştır.



Şekil 4.3 : Pervane performansının gözlemlenmesinde yararlanılan örnek bir kavitasyon tüneli (Url-1’den uyarlanmıştır).

Pompa aracılığı ile döngüsü sağlanan su pervane için gereken akışı sağlar ve motor aracılığı ile pervane belirli sabit bir devirde döndürülür. Pervane üzerinde oluşan kuvvet ve momentler dinamometre aracılığı ile ölçülebilmektedir. Deneylerde elde edilen değerler belli bir boyutsuzlaştırmaya tabi tutularak performans gözlenmesi daha kolay hale gelmiştir. Ölçülen deney verileri neticesinde ilerleme katsayısına karşılık gelen tork katsayısı ve itme katsayısı tablolaştırılmıştır. İlerleme katsayısı devir ve hız bakımından boyutsuz haldedir. İtme ve tork katsayıları ise kuvvet ve torkun boyutsuzlaştırılmasından ibarettir. Katsayıların özellikleri ve barındırdığı terimler bölüm 2.3’de anlatılmıştır. Sonuçta elde edilmiş tork ve itki değerlerine ait grafik boyutsuz terimler cinsinden Şekil 4.4’de verilmiştir. Grafikte ayrıca pervane verimine de yer verilmiştir.



Şekil 4.4 : Deney sonucu elde edilmiş boyutsuz grafik, Boswell (1971)'den uyarlanmıştır.

Testi gerçekleştirilmiş olunan P-4382 pervanesinin çapı 0.305 m, çalışma devri ise 468 d/dak olduğu için boyutsuz terimlerden yola çıkılarak hesaplanmış olunan pervaneye giren akış hızı, itme ve tork değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Bu değerlerin elde edilmesinde (2.3)-(2.5) denklemlerinden faydalanılmıştır. İtme değeri (T) pervanenin x eksenini boyunca hesaplanmış kuvveti, tork değeri (Q) ise pervanenin x eksenini boyunca oluşan moment değeridir. Tez kapsamında itme ve itki terimleri eş anlamda kullanılmıştır.

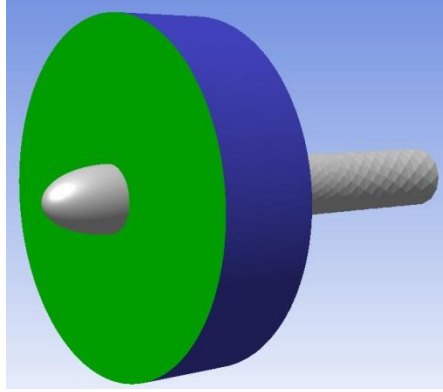
Çizelge 4.1 : 4382 pervanesinin test sonuçları, Boswell (1971)'den uyarlanmıştır.

J	V [m/sn]	K_t	K_q	T [N]	Q [Nm]
0.3	0.714	0.5	0.092	262.72	14.74
0.51	1.213	0.38	0.073	199.67	11.70
0.7	1.665	0.29	0.057	152.38	9.13
0.889	2.115	0.205	0.044	107.71	7.05
1.0	2.379	0.15	0.036	78.82	5.77
1.1	2.617	0.11	0.028	57.80	4.49
1.2	2.855	0.045	0.018	23.64	2.88

4.1.2 Akış hacmi ve sınır koşulları

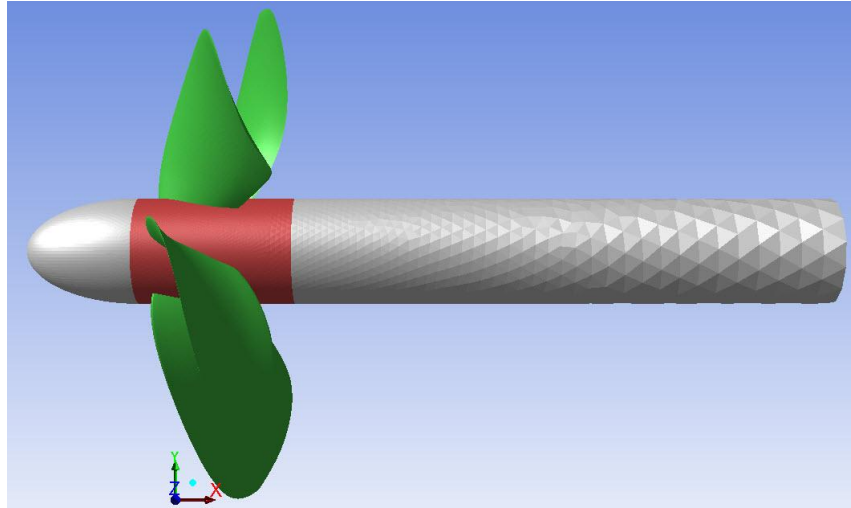
Pervane shaft, göbek, kubbe ve kanatlardan meydana gelmekte olup söz konusu katı yüzeylerde kaymama koşulu uygulanmıştır. Akış dinamiği denklemlerinin çözümü

için iki adet akış hacmi düşünülmüştür. Hareketli referans uzay çözümünün uygulanacağı hacim için pervane kanatlarını da içeren silindirik bir bölge tanımlanmıştır. Şekil 4.5'te gösterilmiş olunan bu bölge eksen etrafında pervanenin sahip olduğu devirde dönmektedir. Bölgenin yüzeyleri arayüz adı altında sınır koşuluna sahiptir. Böylelikle hareketli yüzeyler dış hacim ile ilişkisi sağlamış olmaktadır.



Şekil 4.5 : Hareketli referans uzay çözümünün uygulandığı silindirik hacim.

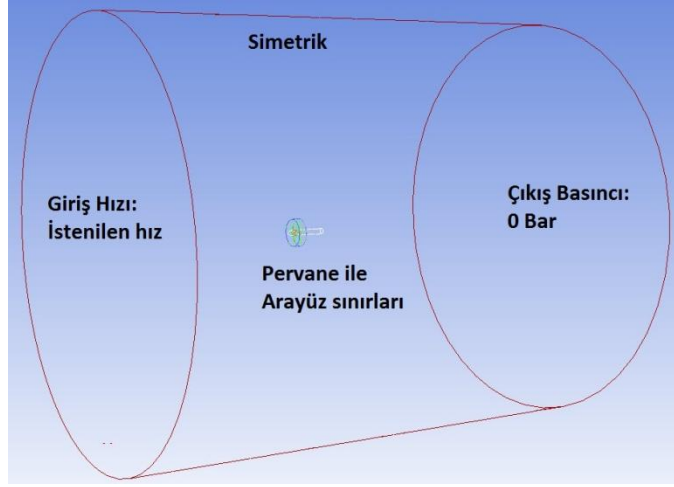
Analiz çalışmalarında referans alınmış olunan koordinat sistemi Şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.6 : Referans alınan koordinat sistemi gösterilmiştir.

Pervaneden uzaklaştıkça akışkanın durağanlaştığı bilinmektedir, bu sebeple akışkana +x yönünde sabit bir hız tanımlaması yapılan bir hacim bölgesi oluşturulmuştur. Bu silindirik bölgenin pervanenin hareketli düzlemleri ile olan ilişkisi arayüz olarak tanımlanan yüzeyler üzerinden sağlanmaktadır. Diğer yüzeylerin sınır koşul tanımlamaları Şekil 4.7'de verilmiştir. Analizin yapılacağı giriş hızı her koşul için

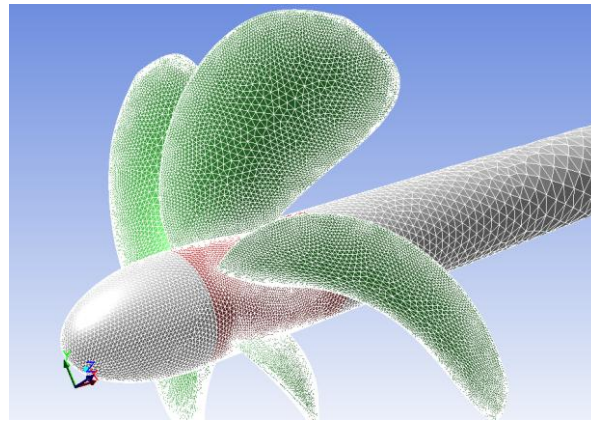
farklı olmakla birlikte kavitasyon tüneline giriş hızına eşittir. Çıkış basıncı sıfır alınmıştır.



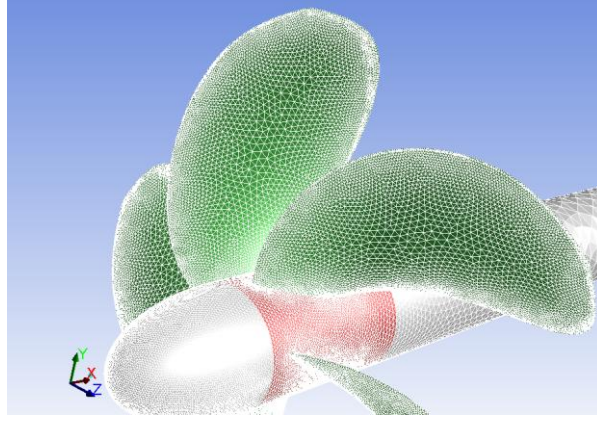
Şekil 4.7 : Pervanenin çalıştığı deniz ortamını yansıtan silindirik dış hacim.

4.1.3 Ağ hücre sayısına bağlılık

Sayısal çözümleme yapılırken uzaysal interpolasyonlar ağ yapısından diğer bir deyişle hücre sayısından bağımsız olmalıdır. Analiz doğrulaması kapsamında, ağ yapısındaki hücre sayısının yoğunluğuna bağlı olarak değişen iki adet durum ele alınmıştır. Diğer tüm özellikler sabit kalmak koşulu ile analiz sonuçları tasarım noktasındaki deneysel verileri ile karşılaştırılmıştır. Hücre sayısının az olduğu (3.7 milyon hücre) kaba ağ yapılı model Şekil 4.8’de, hücre sayısının fazla olduğu (7.0 milyon hücre) yoğun ağ yapılı model ise Şekil 4.9’de görülmektedir.



Şekil 4.8 : Az hücreli ağ modeli (3.7 milyon).



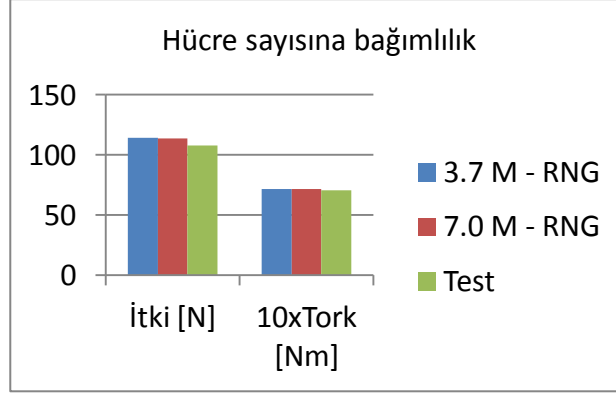
Şekil 4.9 : Çok hücreli ağ modeli (7.0 milyon).

Seçilen çalkantı modeli iki durum içinde benzer seçilmekle birlikte RNG $k-\varepsilon$ ve Spalart Allmaras çalkantı modelleri uygulanmıştır.

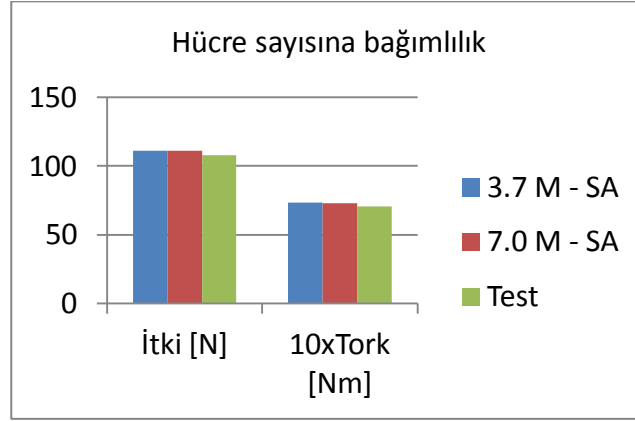
Boswell (1971) tarafından P-4382 pervanesinin çapı 0.305 m, dönme devri 468 devir/dak olarak verilmiştir. Deney sonuçları Çizelge 4.1’de verilmekle birlikte zamandan tasarruf etmek için sadece tasarım noktası olan $J=0.889$ noktası için hücre sayısının etkinliği sınanmıştır. Sonuçlar karşılaştırma için Çizelge 4.2’de rakamsal, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de ise grafik olarak verilmiştir. Çalkantı model seçimi önemli olduğu için RNG $k-\varepsilon$ ve Spalart Allmaras tercih edilmiştir. Buradaki amaç çalkantı modelinin etkisini gözlemlemekten daha çok, hücre sayısı farklılığının etkisini farklı çalkantı modelleri ile incelemek ve bir sonraki aşamaya uygun hücre sayısında devam etmektir.

Çizelge 4.2 : RNG ve SA çalkantı modelinde farklı hücre sayılarına sahip analiz sonuçlarının test sonuçları ile birlikte mukayesesi yapılmıştır.

Analiz	Çalkantı Modeli	J []	n [d/dak]	V [m/s]	T [N]	$10 \times Q$ [Nm]	Zaman [saat]
3.7 M	RNG	0.889	468	2.115	114.1	71.8	~4 saat
7.0 M	RNG	0.889	468	2.115	113.7	71.7	~20 saat
3.7 M	SA	0.889	468	2.115	111.2	73.3	~3 saat
7.0 M	SA	0.889	468	2.115	111.1	73.1	~18 saat
Deney	-	0.889	468	2.115	107.7	70.5	-



Şekil 4.10 : 4382 pervanesinin RNG çalkantı modeli ile hücre sayısı etkisinin sınanması.



Şekil 4.11 : 4382 pervanesinin SA çalkantı modeli ile hücre sayısı etkisinin sınanması.

Fazla hücre sayısına sahip model için geçen çözümleme süresi oldukça fazla gözükmeyle birlikte, farklı hücre sayısına sahip modeller için yapılan analiz sonuçları her iki çalkantı modelinde büyük farklılıklar göstermemektedir. Hücre sayısı 3.7 milyonun üzerinde olduğu sürece hücre sayısına bağımlılık gözlenmemiştir. Zamandan tasarruf edebilmek adına bir sonraki aşamadaki analizler 3.7 milyon hücreye sahip model ile yapılmıştır. Çünkü çözüm alınan bilgisayardaki bellek ve işlemci kapasitesinin yanında, çözüm için geçen süre özellikle bir çok nokta için yapılacak numerik çalışmalarda önemli rol oynamaktadır.

4.1.4 Ayırıklaştırmada kullanılan interpolasyonun derecesinin etkisi

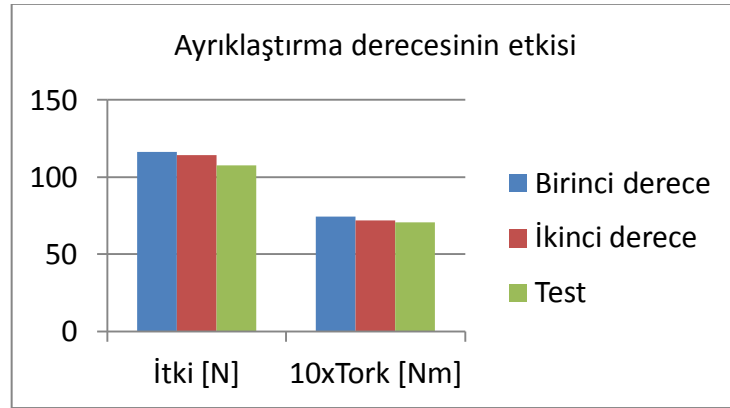
Kısım 3.4.3'te anlatıldığı üzere analiz çözümlemesi yapılırken denklemlerin ayırıklaştırma mertebesi, analiz sonuçlarının doğruluğu adına önem kazanmaktadır. Zamana bağımlı bir çözümleme yapılmadığı için zamansal olarak bir ayırıklaştırma önemsiz olmakla birlikte, uzaysal ayırıklaştırma birinci ve ikinci dereceden yapılarak

sonuçlar karşılaştırılmıştır. Analiz yapılmadan önce de tahmin edileceği üzere ikinci dereceden yapılan ayırıklaştırmaların daha doğru sonuç vermesi beklenmektedir. Bu durum Çizelge 4.3'te tork ve itkinin testler ile olan farklılığına yansımıştır.

Çizelge 4.3 : RNG çalkantı modelinde birinci ve ikinci dereceden uzaysal ayırıklaştırmaların sonuçları karşılaştırılmıştır.

Analiz	Çalkantı Modeli	J []	n [d/dak]	V [m/s]	T [N]	$10 \times Q$ [Nm]
Birinci derece	RNG	0.889	468	2.115	116.5	74.3
İkinci derece	RNG	0.889	468	2.115	114.1	71.8
Deney	-	0.889	468	2.115	107.7	70.5

Şekil 4.12'de görüleceği gibi ikinci dereceden yapılmış uzaysal denklemlerin ayırıklaştırılması test sonuçlarına daha yakın değerler vermiştir.



Şekil 4.12 : Ayırıklaştırma mertebesinin etkisi.

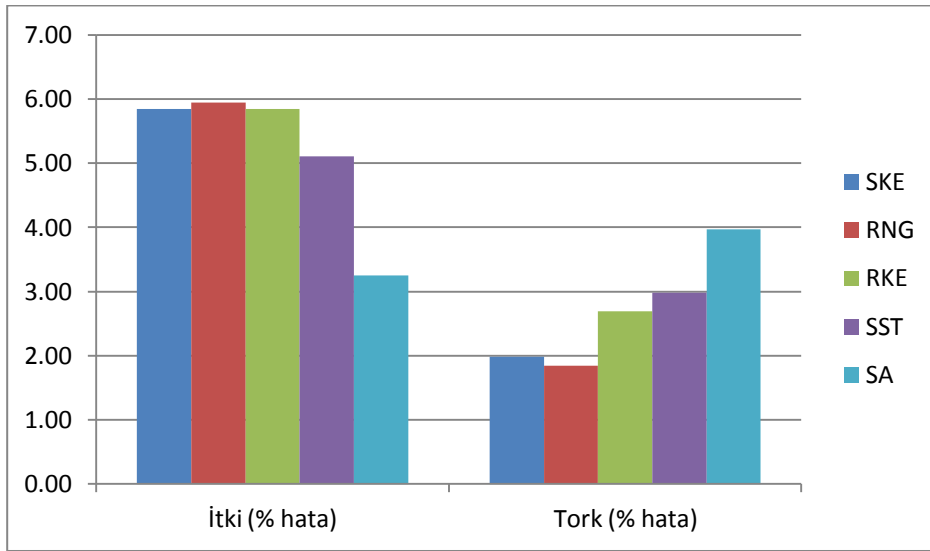
4.1.5 Çalkantı modelinin seçimi

Tüm çalışma şartları ve durumları için geçerli evrensel bir çalkantı modeli mevcut değildir. Bu sebeple başlık 3.3'te ayrıntılı olarak anlatıldığı üzere bir çok çalkantı modeli düşünülmüştür. Her bir akış koşulu için uygun olabilecek, durumu daha iyi yansıtır bir çalkantı modeli mevcuttur. Bu sebeple pervane akış analizi için geçerli olabilecek, test sonuçları ile en yakın değerleri verecek olan çalkantı modelleri araştırılmıştır. Standart $k-\varepsilon$ (SKE), RNG $k-\varepsilon$ (RNG), Realizable $k-\varepsilon$ (RKE), SST $k-\omega$ (SST), Spalart Allmaras (SA) değerlendirilmiş olan modellerdir. Tüm modeller için yapılan uzaysal ayırıklaştırma ikinci dereceden olmakla birlikte, 3.7 milyon hücre sayısına sahip ağ yapılı model tercih edilmiştir. Sonuçta analizden elde edilmiş olunan çıktılar test verileri ile karşılaştırma için Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Farklı çalkantı modellerinin analiz çıktıları.

Analiz	Çalkantı Modeli	J []	n [d/dak]	V [m/s]	T [N]	$10 \times Q$ [Nm]
1	SKE	0.889	468	2.115	114	71.9
2	RNG	0.889	468	2.115	114.1	71.8
3	RKE	0.889	468	2.115	114.0	72.4
4	SST	0.889	468	2.115	113.2	72.6
5	SA	0.889	468	2.115	111.2	73.3
Deney	-	0.889	468	2.115	107.7	70.5

Tork değerlerinin küçük olması sebebi ile 10 ile çarpılmıştır. Modellerin birbiri ile olan farkını daha iyi görebilmek adına deneysel sonuçlar ile yüzde cinsinden bağlı hatalar Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13 : Çalkantı modellerinin karşılaştırılması (dikey eksen % bağlı hatadır).

Görüldüğü gibi farklı çalkantı modelleri ile yapılan analizlerde itki ve tork açısından bağlı hatalar oldukça düşük seviyelerdedir. İtki için hata yüzde altıyı geçmezken, tork için bağlı hata yüzde dört seviyelerine bile gelmemiştir. Bu göstermektedir ki, sözü edilen çalkantı modellerinden birisini kullanarak yapılan analizle diğerleri arasında ciddi bir sapma beklenmemektedir. Çizelge 4.4'te SKE, RNG, RKE benzer çalkantı algoritmasından ($k-\varepsilon$) türetildikleri için değerler birbirine oldukça yakındır. SST ve SA çalkantı çözümleri farklı bir kurguya sahip olup, değerlerin farklılaştığı açıklıkla görülmektedir. İtki değerlerinde SA etkin sonuç verirken tork değerlerinde tam tersine SA en kötü sonucu vermiş, $k-\varepsilon$ modelleri ise en az hatayı sunmuştur.

SA modelinin çıkış noktası aerodinamik akış koşulları olması sebebi ile itkidaki bağıl hata payı göreceli daha düşüktür. Özellikle pervane kanatlarında sınır tabaka bölgesinde meydana gelen ters basınç gradyenlerinin çözümü için uygun bir modeldir (Ansys©, 2010). Ancak tork değerlerinde doğruluk payının azalması özellikle yuvarlanma momentinin sıfırlanma amacının güdüldüğü su altı sistemlerinde pervane analizleri açısından dezavantajdır. Sınır tabaka kalınlığının oldukça küçük tutulma gereksinimi modelin kullanımını zorlaştırmaktadır. Yine de duvar fonksiyonları kullanarak kalınlığın küçük tutulma koşulu hafifletilebilir. Model içinde modifiye edilmiş çalkantı kinematik viskozite için transport denklemi çözülmektedir.

SST $k-\omega$ modeli bağıl hatası makul seviyelerdedir. İtke ve torkdaki orta seviye bağıl hata, görece olarak diğer modellere göre üstünlüğünü yansıtmaktadır. Model çözümlemesinde ω transport denklemindeki çapraz difüzyon türev teriminin varlığı ayrışma ve kopmaların olduğu aerodinamik ve turbomakina uygulamaları gibi karmaşık sınır tabaka akışları için oldukça uygun bulunmuştur. Üstelik çalkantı viskozitesi modifiye edilerek bu modellerin çalkantılı kayma gerilmesinin hesabında doğruluk payı arttırılabilmektedir (Ansys©, 2010).

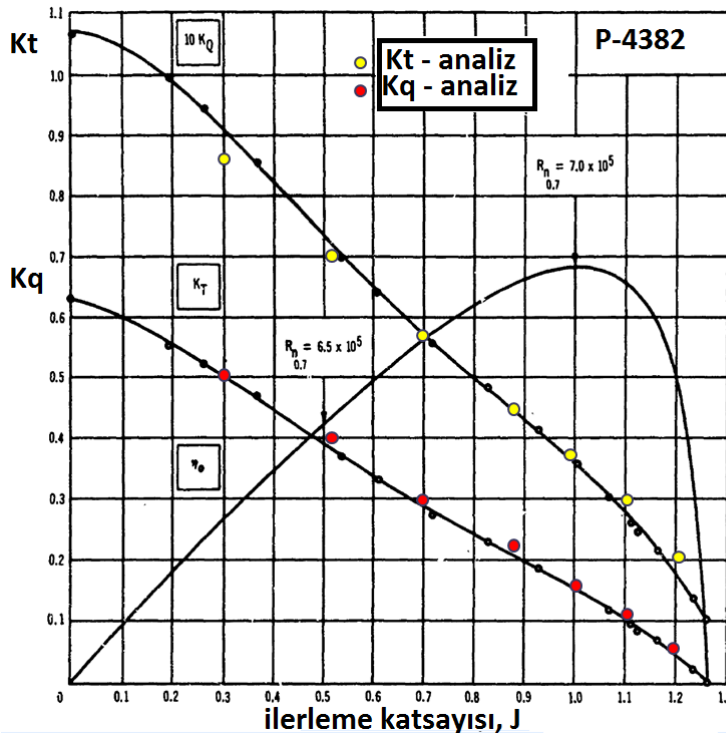
RKE $k-\varepsilon$ modeli hareketli referans uzay yöntemi için ideal bir çalkantı çözümüne sahiptir. Kaldı ki dönü etkilerinin modellenemediği değiştirilmiş yitik enerji oranı denklemi nedeniyle kullanışlı bir modeldir. İtke değerlerinde $k-\varepsilon$ içerisinde en az hataya sahipken tork sonuçlarında durum tersidir.

Değerlendirme yaparken itke ve tork sonuçları birarada düşünülmelidir. Su altı sistemlerinde yuvarlanma momentinin en aza indirginmesi önemli bir isterdir ve torktaki hata az olmalıdır. İtke değerlerinde $k-\varepsilon$ modelleri sonuçları birbirine çok yakın olmakla birlikte tork açısından da bakıldığında RNG $k-\varepsilon$ modelinin tercih edilmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır. SST $k-\omega$ da uygun bir çalkantı modelidir ve tercih edilebilmektedir. Fakat tork değerlerindeki hata payının fazlalığı sebebiyle bu araştırmada tercih edilmemiştir. RNG $k-\varepsilon$ modeli ile tasarım dışı noktalar için de analizler yapılmıştır ve Çizelge 4.1'deki koşullar irdelenmiştir. Çizelge 4.5'de gösterilmiş itke ve tork değerlerinin boyutsuzlaştırılması neticesinde Şekil 4.14'deki grafik ortaya çıkmıştır.

Çizelge 4.5 : 4382 pervanesi tasarım dışı noktalarının RNG modeli ile analiz sonuçları.

Analiz	J []	n [d/dak]	V [m/sn]	K_t []	K_q []	T [N]	$10 \times Q$ [Nm]
1	0.3	468	0.714	0.50	0.086	263.00	137.3
2	0.51	468	1.213	0.40	0.070	207.70	112.3
3	0.7	468	1.665	0.30	0.057	160.00	91.9
4	0.889	468	2.115	0.22	0.045	114.10	72.4
5	1	468	2.379	0.16	0.037	86.00	59.0
6	1.1	468	2.617	0.11	0.029	59.48	46.2
7	1.2	468	2.855	0.06	0.020	29.18	31.3

Hesaplamalar deney verileri ile oldukça uyumlu olmakla birlikte yalnızca düşük ve yüksek ilerleme katsayılarında deney sonuçlarından bir miktar sapma gözlemlenmektedir. Bunun sebebi yüksek devir veya yüksek akış hızlarında kanat üzerindeki ayrılmaların fazlalığı ve akışkanın kanat üzerindeki tutunma karakterinin aşırı düzensizliğidir.



Şekil 4.14 : 4382 pervanesi tasarım dışı noktalarındaki analiz sonuçlarının boyutsuz katsayılar cinsinden deneysel veriler ile mukayesesi (egriler deneysel sonuçlardır).

Doğrulama çalışmaları sonucunda uygun hücre sayısındaki ağ modeli, ayrıklaştırma yöntemi ve çalkantı modeli seçilebilmiştir. Doğrulama tasarım dışı tüm noktalar için genişletilerek, seçimlerin sınanması sağlanmıştır. Bu veriler ışığında 4119

pervanesinin analizleri gerçekleştirilecek, doğrulamanın sağlanması ile birlikte tasarımı yapılan özgün pervane daha sağlıklı bir şekilde irdelenebilecektir.

4.2 Pervane-4119 Doğrulama Analizleri

Pervane 4382 türünün doğrulama analizleri başarı ile gerçekleştirilmiş, yöntem ve izlenecek kurgu belirlenmiştir. Tasarımı yapılmış özgün pervanenin analizlerine geçilmeden önce doğrulanmış analiz şeması ve model seçimleri 4119 pervanesinde tekrar ele alınarak teyit edilecektir. Burada önceden ayrıntılandırılmış olunan bilgiler verilmeyecek, yalnızca özet halinde pervanenin modellenmesi, ağ oluşturma süreci ve analiz çözümlemesinin aşamaları sunulacaktır. Pervanenin testlerdeki performansı analiz sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

4.2.1 Test sonuçları

Denny (1968) tarafından kavitasyon tünellerinde 4119 pervane türünün performans testleri gerçekleştirilmiştir. Pervanenin fiziksel özellikleri Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6 : 4119 pervanesinin fiziksel özellikleri.

Özellik	Simge	Değer
Çap	D	0.3048 m
Göbek çapı	D_{hub}	0.06096 m
Tasarım noktası	J	0.833
Kanat sayısı	Z	3

Pervane performans deneyleri kavitasyon tüneline gerçekleştirilmiştir. Elde edilmiş itki ve tork değerleri Çizelge 4.7'de sunulmuştur.

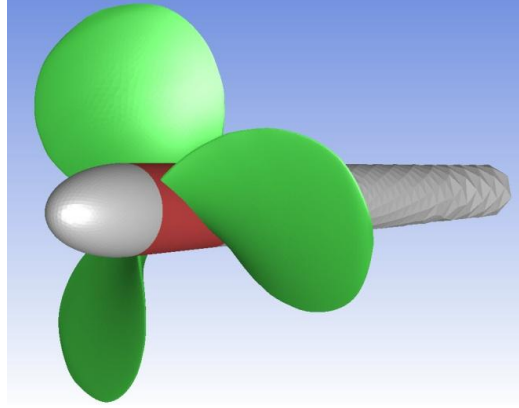
Çizelge 4.7 : 4119 pervanesinin test sonuçları, Denny (1968)'den uyarlanmıştır.

J	V [m/sn]	K_t	K_q	T [N]	Q [Nm]
0.5	1.524	0.280	0.046	241.2	12.08
0.7	2.134	0.205	0.036	176.6	9.45
0.833	2.539	0.150	0.028	129.2	7.35
0.9	2.743	0.125	0.024	107.7	6.30
1.0	3.048	0.075	0.018	64.6	4.73
1.1	3.353	0.03	0.011	25.8	2.89

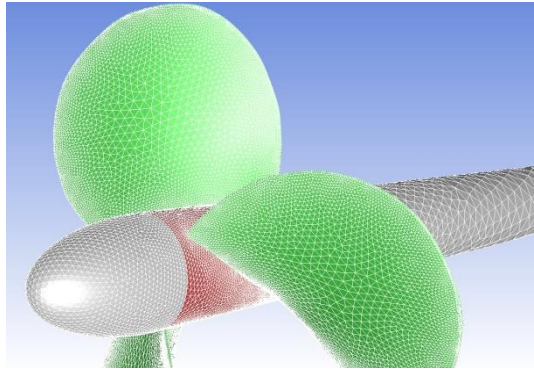
4.2.2 Hesaplamalı analiz süreci

Bir önceki bölümde yapılan 4382 pervanesi doğrulama çalışmaları neticesinde uygulanacak yöntem ve tercih edilecek özellikler belirlenmiştir. Benzer kurgu

izlenerek 4119 pervanesinin HAD analizleri yapılmıştır. Pervane katı modelinin elde edilmesinde PROGEO yazılımından faydalanılmıştır. Yazılıma Denny (1968) tarafından verilen pervane geometrik özellikleri girilerek katı model nokta bulutu elde edilebilmektedir. Oluşturulan katı model ve yüzeylerine örülmüş ağ yapısı sırası ile Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da görülmektedir.

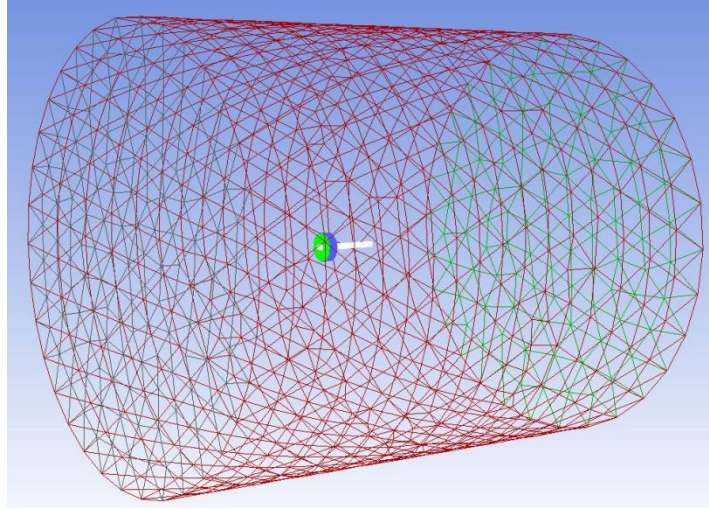


Şekil 4.15 : 4119 pervanesi katı modelinin gösterimi.



Şekil 4.16 : 4119 pervanesi yüzeylerinde örülen ağ yapısının gösterimi.

Uygulanan sınır şartları ve hareketli referans uzay çözümü 4382 pervanesi ile aynıdır. Pervanenin döner haldeki bölgesi ve hareketsiz dış hacim tanımlaması yapılarak hareketli referans uzay çözümü uygulanmıştır . Hacim ağ yapısındaki toplam hücre sayısı 4.3 milyon civarındadır ve Şekil 4.17’de gösterilmiştir.



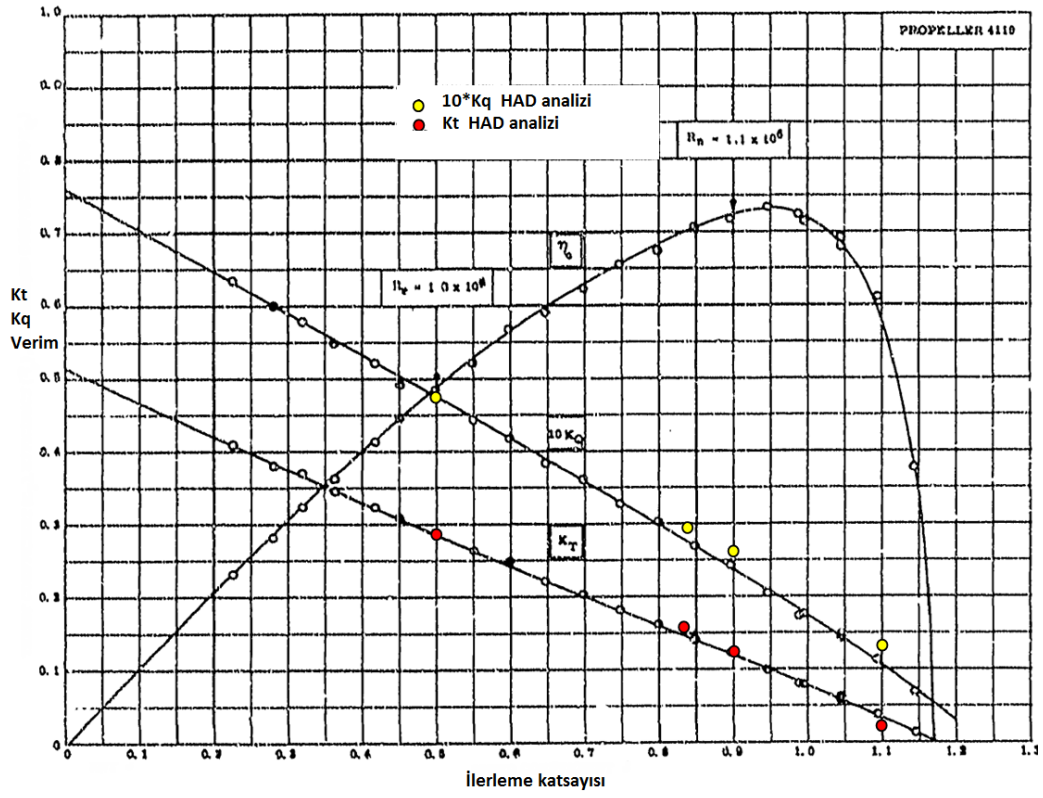
Şekil 4.17 : 4119 pervanesinin içinde bulunduğu silindirik akış hacimleri.

Tercih edilen çalkantı modeli RNG $k-\varepsilon$, ayrıklaştırmaların mertebesi ikinci derecedendir. Analizlerde gözlemlenen parametreler itki ve tork değerleridir. Farklı çalışma noktalarında elde edilmiştir. Analiz sonuçları belirli noktalar için yapılmış olup rakamsal olarak Çizelge 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.8 : 4119 pervanesinin HAD analiz sonuçları.

J	V [m/sn]	K_t	$10 \cdot K_q$	T [N]	Q [Nm]
0.5	1.524	0.286	0.475	246	12.47
0.833	2.539	0.152	0.291	131.2	7.64
0.9	2.743	0.125	0.252	108.1	6.62
1.1	3.353	0.044	0.127	37.5	3.324

Deneysel sonuçların bulunduğu performans tablosuna analiz sonuçları yerleştirilerek Şekil 4.18’de karşılaştırılmıştır. İtme katsayısının K_t deney sonuçları ile tutarlılığı yüksektir fakat tork katsayısı K_q bir miktar değişiklik göstermektedir. Bu durum tork değerlerinin analiz ile doğru elde edilebilmesindeki zorluktan kaynaklıdır. Özellikle yüksek ilerleme katsayılarında HAD analizleri ve deneysel verileri arasındaki fark açılmaktadır çünkü söz konusu noktalardaki akış hızları fazladır. Deneysel verilerin yüksek hızlardaki güvenilirlik seviyesinin düşmesi ise diğer önemli etkindir.



Şekil 4.18 : 4119 pervanesi deneysel sonuçları ve HAD analiz sonuçları (eğri, test sonuçlarının interpolasyon eğrisidir).

5. ÖZGÜN PERVANE TASARIMI VE HAD ANALİZLERİ

Bir su altı aracının istenilen tahrikini elde ederek belli bir hızda daimi hareketini sağlayacak olan pervanenin özgün tasarımı Prof. Bedii Özdemir'e ait olan bir tasarım aracı ile gerçekleştirilmiştir. Pervanenin fiziksel boyut kısıtları ve performans gereksinimleri çalışma öncesinde belirlenmiştir. Bu isterlere göre tasarım gerçekleştirilmiştir. Performansının gözlemlenebilmesi için HAD analizlerine başvurulmuş ve sonuçlar tasarım girdileri ile mukayese edilmiştir. Alternatif tasarım olarak pervanenin dönüş yönünün tersine hidrofillere faz verilmiş, analizler tekrarlanmıştır.

Bu tez kapsamında su altı aracının formuna ait detaylara girilmemiş, hayali bir araç üzerinden pervanenin tasarımı ve HAD analiz safhalarına yoğunlaşmıştır. Pervane formdan yeterli derecede uzakta olduğu kabulü yapılarak form etkisinin ihmalı düşünülmüş, sevk sistemi verimi içerisinde dişli kayıpları öngörülmemiştir.

5.1 Tasarım Girdileri

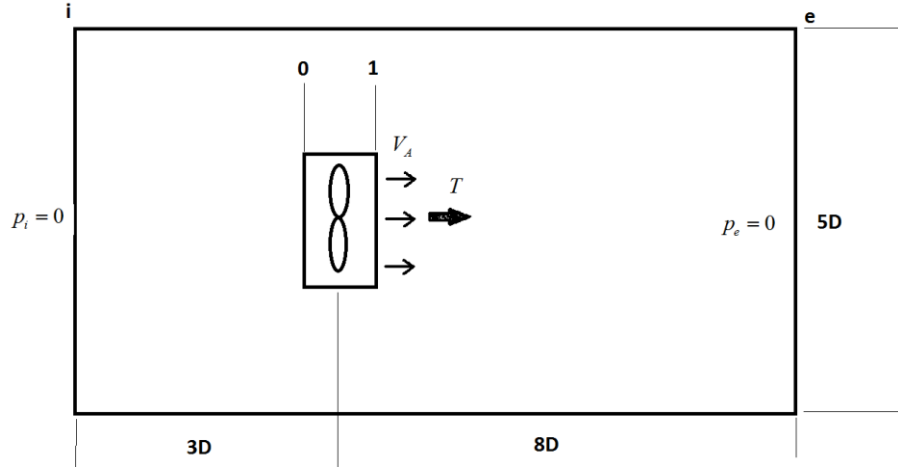
Pervanenin daimi çalışma anında meydana gelecek basınç farkı neticesinde oluşan debi miktarını karşılayan pervane tasarımı gerçekleştirilmiştir. Su altı aracının gereksinim duyduğu tahmini kuvvet değeri öngörülmüştür. İstenilen devir ve form hızı belirlenmiştir. Tasarım için girdi sağlayacak olan bu özellikler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Tasarımı yapılacak pervane için fiziksel özellikler ve çalışma şartları.

Gereksinim	Simge	Değer
Pervane çapı	D	0.5 m
Göbek çapı	D_{hub}	0.1 m
Kanat sayısı	Z	5
Form için itki	T	10000 N
Form hızı	V_A	25 m/s
Pervane devri	n	2000 rpm

Pervane deniz ortamında yeterli bir derinlikte yer almaktadır. Pervane girişinden yarıçapının üç katı uzaklığında ve çıkışından sekiz katı uzaklığında ortam basıncının

sıfır olacağı düşünülmüştür. Formun, belirlenen hızı için gereksinim duyacağı düşünülen itki değerini pervane oluşturmak durumundadır. Pervane önü ve arkasında oluşacak basınç farkı neticesinde sabit devir altında belli debide su önden arkaya atılacaktır. Bunun gerçekleşebilmesi için pervaneye yeterli miktarda güç girdisi verilebilmelidir. Anlatılanlar özet halinde Şekil 5.1’de görülmektedir.



Şekil 5.1 : Pervane çalışma bölgesi.

Pervanenin 0 ve 1 düzlemleri arasında oluşan basınç farkı Δp_{0-1} denklem (5.1)’deki gibi itkinin alana bölümü ile bulunabilir.

$$\Delta p_{0-1} = \frac{T}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{10000}{\frac{\pi}{4} (0.5)^2} = 50955 \text{ Pa} \quad (5.1)$$

Pervaneden atılan suyun hızı ile debiye $\dot{Q}$ ulaşılması mümkündür (5.2). Debi miktarı kadar su basınç farkı neticesinde 0-1 düzlemleri arasında taşınmış olacaktır. Bu durumda pervanenin sağladığı güç değeri P_T denklem (5.3) ile bulunabilir.

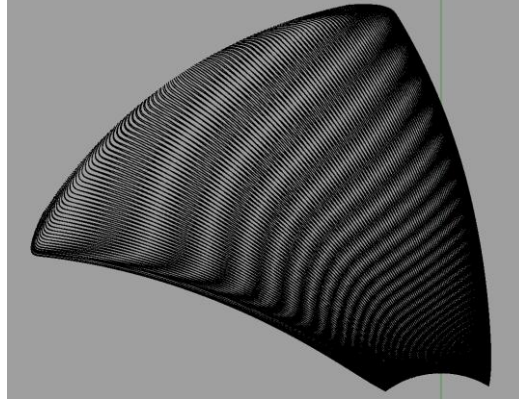
$$\dot{Q}_{0-1} = V_A \cdot A = 25 \cdot \frac{\pi (0.5)^2}{4} = 4.91 \frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \quad (5.2)$$

$$P_T = \dot{Q} \cdot \Delta P \cong 250 \text{ kW} \quad (5.3)$$

5.2 Pervane Tasarımı

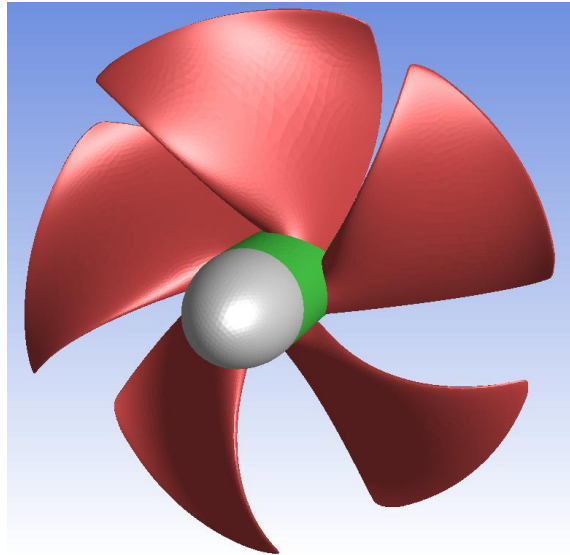
Hesaplanmış debi miktarını sağlayan, istenilen basınç farkını oluşturabilen pervane Çizelge 5.1’deki fiziksel değerlere göre tasarlanmıştır. Pervane tasarım yazılımının

çıkıtısında, istenilen özellikteki pervanenin tek bir kanadını oluşturan nokta bulutu Şekil 5.2’de gösterilmektedir. Nokta bulutu göbekten uca radyal yönde 1200 adet damlacık profili bilgisi içerir. Her bir profilin kendisine ait kamburluk, kalınlık, sehim özelliği mevcuttur ve bunlar arzu edilen tasarım girdilerine göre yazılım içinde şekillenmiştir.



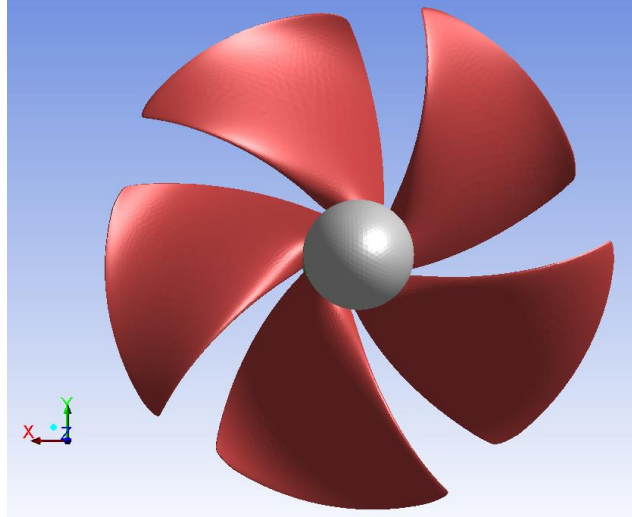
Şekil 5.2 : Kodlama çıktısı olan pervane kanadı noktalar bulutu.

Nokta bulutu üzerinde katı modelleme yazılımı kullanılarak yüzeyler tanımlanmış ve katı model elde edilmiştir (Şekil 5.3). Ek A’da, kanadın katı model haline dönüştürülebilmesi için gerekli nokta bulutundan yüzey oluşturabilen yazılım sunulmuştur. Nokta bulutunu içeren dosya ismi yazılım içerisine girilmek sureti ile pratik olarak katı model yüzeyleri ortaya çıkmaktadır.

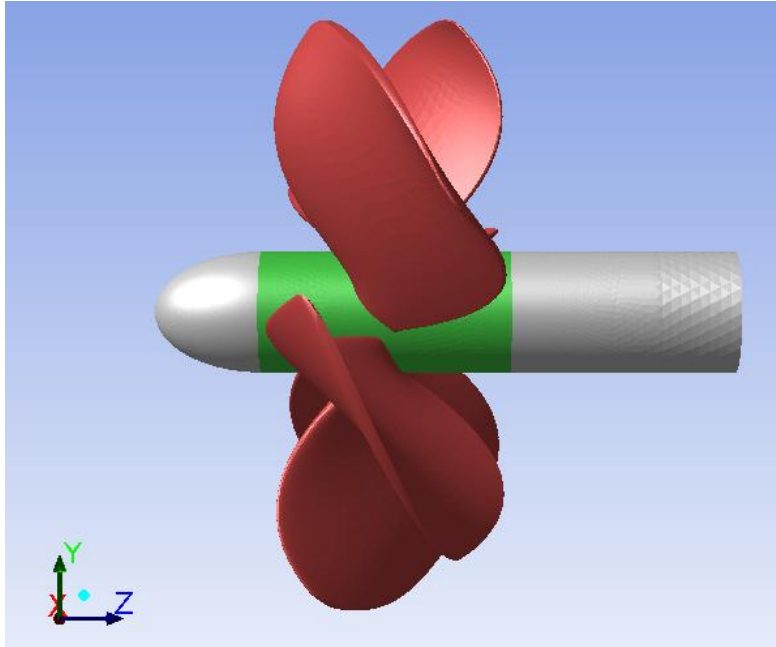


Şekil 5.3 : Nokta bulutundan katı model haline getirme.

Soz konusu pervanenin önden ve yandan görünüşleri sırası ile Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’te verilmiştir.

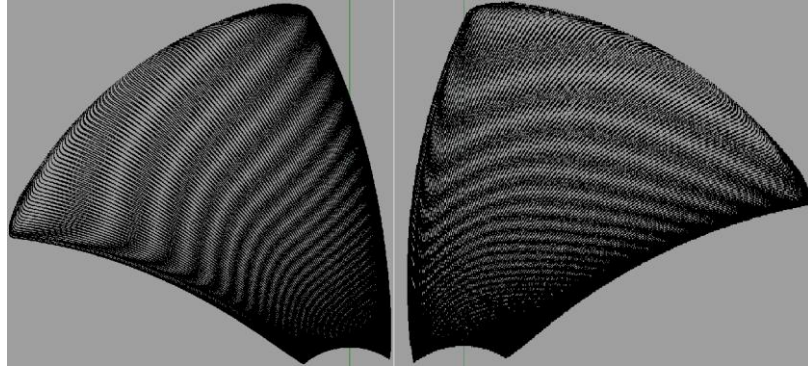


Şekil 5.4 : Tasarlanmış pervanenin önden görünüşü.



Şekil 5.5 : Tasarlanmış pervanenin yandan görünüşü.

Kanat kesitlerindeki hidrofillerin pervane dönüş yönüne göre olan yönlenişi faz kayması olarak adlandırılmıştır. Bu durumun performans sonuçlarına yansımaları görebilmek adına iki alternatif için katı model elde edilmiştir. Pervanenin dönüş yönüne olan faz kaymalı model Perv-1 ve tersi yönüne olan faz kaymalı model Perv-2 olarak adlandırılacaktır. Bu modellerdeki hidrofillerin geometrik özellikleri birbirinin aynısıdır. Her iki durum için hazırlanmış nokta bulutu Şekil 5.6’da gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Faz kaymasının oluşturulduğu yöne göre alternatif kanat tipleri, sırası ile Perv-1 ve Perv-2 için modellerine aittir.

Önceki bölümlerde Pervane-4382 ve Pervane-4119 için doğrulama yapılarak gerçekleştirilmiş HAD analiz süreci tasarlanmış olunan Perv-1 ve Perv-2 için de aynen uygulanacaktır. Sonuçlar tasarıma başlanırken kullanılmış olunan girdiler ile karşılaştırılacaktır.

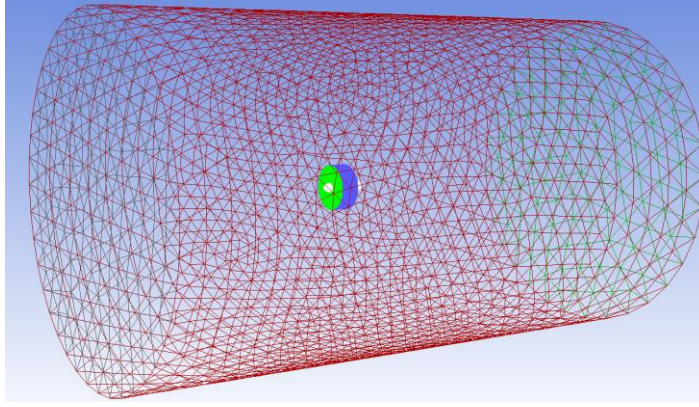
5.3 Perv-1 ve Perv-2 HAD Analizleri

Pervane 4382 doğrulama çalışmasında uygun bulunmuş olunan ağ yapısı, çözüm yöntemi, sınır koşulları, ayrıklaştırma seçeneği, çalkantı modeli burada da aynen tercih edilerek tüm süreç bir kez daha burada yinelenmemiştir. Başlangıç olarak Perv-1 ve Perv-2 modellerine hücre sayısı yeterlilik sınaması yapılmıştır. Sınır koşulları ve akış hacmi yapısı her iki model için de geçerli olup benzer hücre sayına sahip ağ yapısı uygulanmıştır. HAD analizleri sonucunda pervane döner silindiri girişindeki ve çıkışındaki düzlem normalinde oluşan ortalama akışkan hızı ve debisi, pervane eksen yönünde oluşan itki ve tork değeri, pervane için gereksinim duyulan güç ve pervane verimi bilgilerine ulaşılmıştır. Bu sonuçlar tasarım girdileri ile karşılaştırılarak, farklı devir sayılarının etkisi gözlenmeye çalışılmıştır. Pervanenin tasarım ve tasarım dışı noktaları için boyutsuz haldeki katsayılar grafiğe dökülmüştür. Bu analiz süreci, faz verme yönünün etkisini görebilmek için Perv-1 ve Perv-2 modellerine ayrı ayrı uygulanmıştır.

5.3.1 Perv-1 modeli HAD analizleri

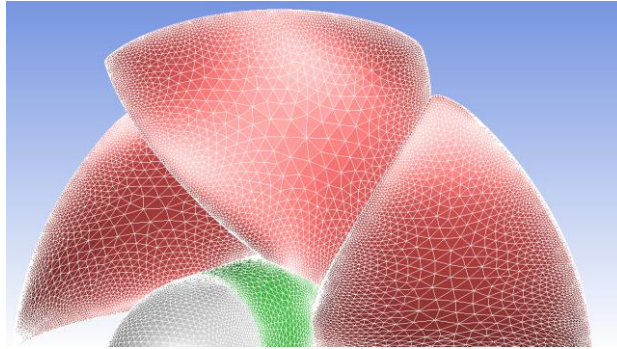
Perv-1 modeli, kanat kesitlerindeki damlacık profillerinin dönüş yönü ile aynı yönde faz kaydırmasının yapıldığı modeldir. Analiz sürecinde uygulanan akış hacmi; pervane dönüşünün modellendiği hareketli referans bölgesi ve dış kısımdaki durağan

bölge olmak üzere Şekil 5.7’dekine benzer şekilde iki hacimden oluşmaktadır. Sınır koşulları olarak girişe sabit hız, çıkışa sabit basınç, yan duvarlara simetri, pervane ve şaft yüzeylerinde kaymayan duvar koşulu tercih edilmiştir. Pervanenin döndüğü silindirik bölge ile dış hacmin bulunduğu yüzeylerde arayüz sınır koşulu uygulanmıştır.

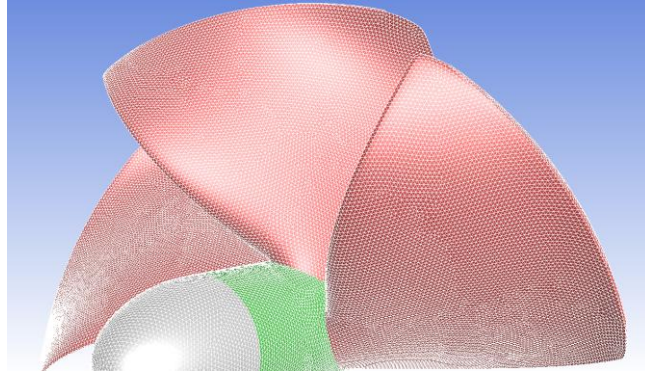


Şekil 5.7 : İki silindirik hacmin bulunduğu toplam akış bölgesi.

Hücre sayısına bağımlılık olup olmadığını görebilmek için 5.2 milyon ve 6.3 milyon olmak üzere iki farklı ağ modeli oluşturulmuştur. Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’de sırası ile gösterilmiş her iki modelde yüzeyler üçgensel elemanlarla örülmüş, hacim ise üç boyutlu dörtgenlerle doldurulmuştur. Ayrıca fazla hücre sayısına sahip modelde duvar yüzeylerine altı adet sınır tabaka katmanı oluşturulmuştur. Sınır tabaka oluşturularak y^+ değeri düşük tutulmuş (kanat yüzeyleri boyunca ~50-100 arasında değişecek şekilde), viskoz çözümlerin daha sağlıklı olabilmesi amaçlanmıştır. Standart duvar fonksiyonların kullanılması nedeniyle oldukça düşük y^+ değerleri hedeflenmemiştir. Sonuçlar sürtünme kaynaklı viskoz etkilerin basınç odaklı etkiye oranla daha düşük kaldığını göstermektedir.

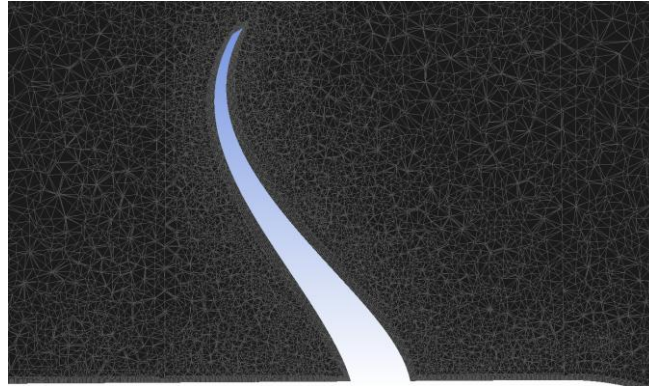


Şekil 5.8 : 5.2 milyon hücre sayısına sahip ağ yapısı ($y^+ > 100$).



Şekil 5.9 : 6.3 milyon hücre sayısına sahip ağ yapısı ($y^+ \sim 50-100$).

Kanat uçlarında ve profillerin hücum-kaçış kenarlarında çevrilerin ve akış kopmalarının fazlalığından dolayı ağ hücre sayısının yoğunluğu yüksek tutulmaya çalışılmıştır. Yüzeylerden hacime geçişte kanat yüzeyleri yakınında oluşturulmuş sınır tabaka yapısı kanat ekseninden kesit alınarak Şekil 5.10’da gösterilmiştir.



Şekil 5.10 : Kanat yüzeylerinde oluşturulan sınır tabaka kalınlığı.

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’de belirtilmiş olunan koordinatlara göre $-z$ eksenini doğrultusunda kuvvet ve tork değerleri ele alınarak hücre sayısının etkisi gözlemlenmiş ve sonuçlar Çizelge 5.2’de verilmiştir. Akış hızı için tasarım koşulu beslenmiş, devir için ise başlangıç olarak kestirimde bulunulmuştur. İzleyen süreçte tasarım noktasına kadar belirli devir aralıkları analiz edilmiştir. HAD analizlerinin yapıldığı bilgisayar kapasitesine göre hücre sayısına bağlı olarak çözümlemelerin gerektirdiği toplam süre değişmektedir. Özellikle bellek sınırlarına yaklaştıkça analizlerin göreceli düşük hücre sayısında yapılma zorunluluğu doğmaktadır. Kaldı ki, itki ve tork değerleri kendi içerisinde bağlı olarak yaklaşık %1 mertebelerinde değişmektedir. Hücre sayısına bağımlılık çok düşük seviyelerdedir. Bu nedenle HAD analizleri için tercih edilecek model düşük hücre sayısındaki ağ yapısı olmuştur.

Çizelge 5.2 : Ağ yapısındaki toplam hücre sayısına bağımlılık irdelemesi.

Hücre sayısı	Giriş hızı [m/s]	Devir [d/dak]	İtki [N]	Tork [Nm]	Zaman [s]
5.2 milyon	25	1800	9130	2163	~5
6.3 milyon	25	1800	9250	2190	~9

Perv-1 modeli için uygulanacak ayırıklaştırma yönteminin doğruluğunu artırmak için interpolasyon yöntemi ikinci dereceden seçilmiştir. Çalkantı çözümü için ise RNG $k-\varepsilon$ çevri baskın akış modeli tercih edilmiştir. Böylece kanatlarda oluşan akış kopmaları ve çevrilerin çözümü olanaklı kılınacaktır. RNG $k-\varepsilon$ çalkantı modeli döner akışlar için iyi sonuçlar vermektedir (Fluent©, 2005). Bunun yanısıra Li ve Grekula (2008), Amoraritei (2005) pervane ve kanat HAD analizi çalışmalarında benzer çalkantı modelinden faydalanmıştır. Salvatore ve diğ. (2009) çalışmasında RNG $k-\varepsilon$ modelinin deneysel veriler ile olan tutarlılığından bahsetmektedir.

Tasarım sonrasında HAD analizlerinden elde edilmesi beklenen çıktılar Çizelge 5.3'te sunulmuştur.

Çizelge 5.3 : Tasarımın gerektirdiği, HAD analizlerinden beklenen sonuçlar.

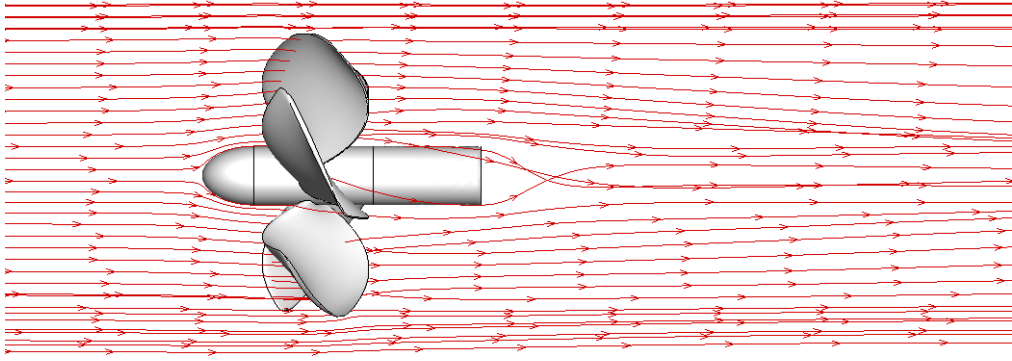
	Sembol	Değer
Akış giriş hızı	V_A	25 m/sn
Devir	n	2000 d/dak
İtki	T	10000 N
Debi	$\dot{Q}$	4.91 m ³ /sn
Çıkış gücü	P_T	250 kW

Akışın giriş ve çıkışının tanımlandığı Şekil 5.1'e göre verilmiş olunan HAD analiz sonuçları Çizelge 5.4'te görülmektedir. Analiz no 1 ve 5 arasında devir değişikliği yapılarak sonuçlar gözlemlenmiştir. İtki, çıkış gücü ve debi miktarı incelenerek tasarım koşulu olan 2000 d/dak devrinden ne kadar uzaklaşılması gerektiği belirlenmiş olmaktadır. HAD yazılımı içerisinde pervane giriş ve çıkış düzlemindeki +z yönünde ortalama akışkan hızı ölçülmüş, alan ile çarpılarak debiye erişilmiştir. İtki değeri kanatlar üzerinde oluşan -z yönündeki eksenel kuvvet değeridir. Tork ise yine aynı eksenle kanatlar üzerindeki net moment değeridir. Çıkış gücü ve verim hesabı için (5.4) ve (5.5) denklemlerinden faydalanılmıştır. V_A^1 terimi pervane çıkış düzlemindeki akışkanın eksenel hız ifadesidir. Verim ifadesindeki terimlerden n devri, Q torku, P_T pervane çıkış gücünü simgeler.

$$T \cdot V_A^1 = P_T \quad (5.4)$$

$$\eta_o = \frac{P_T}{Q \cdot n} \quad (5.5)$$

Pervane düzlemine giriş debisi $\dot{Q}_A^0$ ve pervane arkasından çıkış debisi $\dot{Q}_A^1$ incelendiğinde debi miktarının arttığı görülmektedir. Pervanenin akışı toparlayarak arka düzlemden hızlandırıp huzme halinde gönderdiği Şekil 5.11’de gösterilen akım çizgilerinden de anlaşılmaktadır.



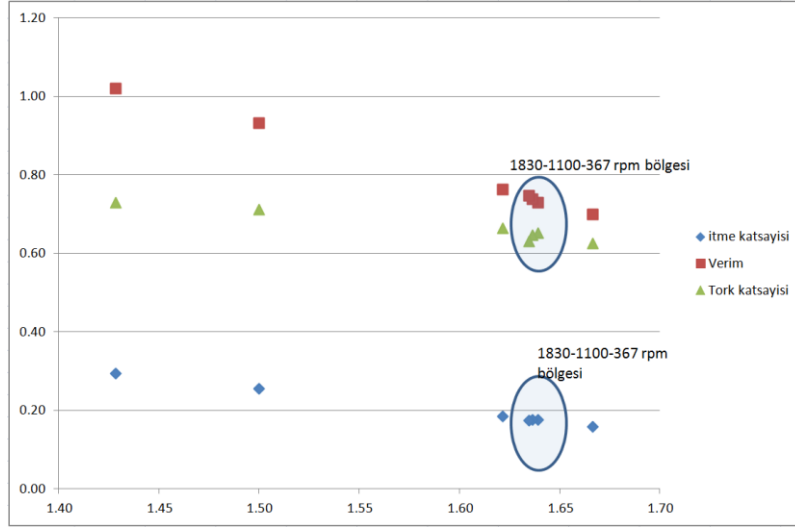
Şekil 5.11 : Pervane giriş ve çıkış düzlemlerinde oluşan akım çizgileri.

Analiz no-2, Çizelge 5.3’te verilmiş olunan tasarım koşullarında analiz edilmesine rağmen itki ve çıkış gücü değerleri incelendiğinde yüksek pervane giriş ve çıkış gücü gereksinimi doğmuştur. Bunun sebebi söz konusu akışkan giriş hızı için pervane devrinin yüksek olmasıdır. Bu sebeple devir düşürülerek istenilen seviyelere gelinmesi sağlanmıştır. Analiz no-4 istenilen çıkış gücü ve pervane itki değerini sağlamaktadır. Her ne kadar pervane veriminde düşüş yaşanmış olsa da yüksek güç gereksinimleri bulunmamaktadır. Bununla birlikte pervaneden beklenen akışkan debilerine erişim mümkün olmuştur.

Çizelge 5.4 : Perv-1 HAD analiz sonuçları.

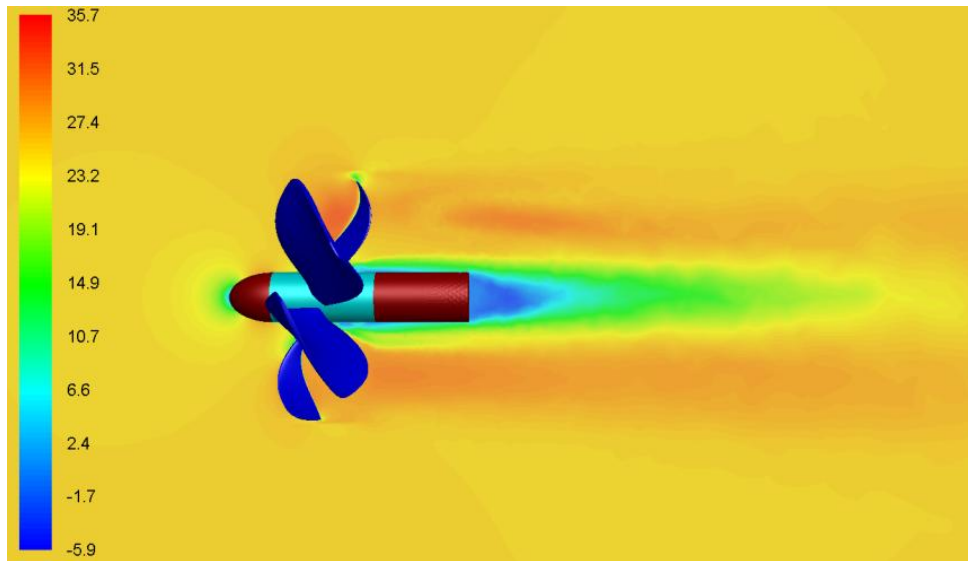
No	Devir n	Giriş debisi $\dot{Q}_0$ m3/sn	Çıkış debisi $\dot{Q}_1$ m3/sn	İtki T [N]	Tork Q [Nm]	Çıkış gücü P_T kW	Verim η_o
1	2100	5.26	5.65	23015	3980	637	72.8
2	2000	5.22	5.53	18140	3300	492	71
3	1850	5.16	5.34	11230	2313	297	66.4
4	1830	5.15	5.31	10390	2163	270	65.3
5	1800	5.14	5.28	9130	2006	236	62.5
6*	1100	3.09	3.19	3770	790	59	64.7
7*	367	1.03	1.06	415	89	2.16	63.2

Analiz 6* ve 7*'nin yapılmasındaki amaç akış hızı ve devir oranında boyutsuzlaştırma yaparak itki ve tork katsayıları oluşturmak ve farklı noktalar için boyutsuz katsayıların uyumunu gözlemlemektir. Şekil 5.12'de gösterildiği üzere 1830, 1100 ve 367 d/dak devir sayılarında oluşturulan boyutsuz katsayılar üst üste düşmektedir. Diğer noktalar ise tasarım dışı noktalar olup Şekil 4.14'deki Pervane-4382 performans eğrilerinin yapısı ile benzeşmektedir.



Şekil 5.12 : Boyutsuzlaştırılan katsayıların grafiğe aktarımı (yatay eksen ilerleme katsayısını, dikey eksen ise boyutsuz katsayıları ifade eder).

Tasarlanmış olan pervanenin +z ekseni boyunca hızındaki değişimi Şekil 5.13'te gösterilmiştir. Pervanenin dönüşü ile akışa enerji kazandırılır ve sahip olduğu hız akışkan içinde sönmöleninceye kadar etkisini devam ettirir.



Şekil 5.13 : Pervane ekseni boyunca +z yönündeki akışkan hızının değişimi.

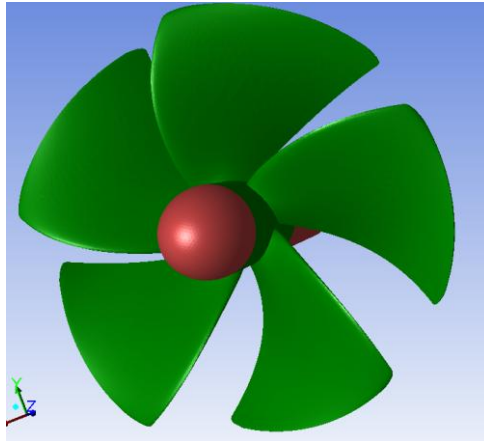
Kanatların hücum ve kaçış kenarlarında çevriler etkin olmaktadır. Özellikle kanat uç noktaları çalkantı kinetik enerjisinin fazla olduğu, akış kopmalarının yoğun yaşandığı bölgelerdir. Kanat yüzeylerinden uzaklaştıkça enerji yitimi etkinlik kazanarak çalkantı kinetik enerjisi azalmaktadır. Pervane dönüşü ile birlikte enerji kazanmış olan akışkan, göbeğin arkasında ve kanat kökünde oluşan iz bölgesi içinde yoğun çalkantı kinetik enerjisine sahiptir ve bölgeden uzaklaştıkça yitime uğramaktadır. Bu durum çalkantı kinetik enerjisi (çke) büyüklüklerine atıf yapılmadan Şekil 5.14'te gösterilmiştir. Kanat yüzeyine çok yakın bölgede görülen çke özellikle sınır tabaka bölgesinde daha net görülmektedir.



Şekil 5.14 : Pervane kesitinde oluşmuş çalkantı kinetik enerjisinin (TKE) dağılımı (maviden kırmızıya doğru artış simgeleniyor).

5.3.2 Perv-2 modeli HAD analizleri

Perv-2 modeli, Perv-1 modelinin kesitlerindeki profillere pervanenin dönüş yönüne ters yönde kaydırılmanın uygulandığı çalışmadır. Bir önceki HAD analiz sürecinde uygulanmış tüm aşamalar bu model için de uygulanmış olup ayrıntılara girilmeksizin sonuçlar üzerinde durulacaktır. Şekil 5.3 ve Şekil 5.15 iki pervane katı modeli arasındaki farkı göstermektedir.



Şekil 5.15 : Perv-2 katı modeli.

HAD analizi iki farklı devir noktası için gerçekleştirilmiş olup sonuçlar Çizelge 5.5'te verilmiştir. Tasarım noktasına erişebilmek için devir sayısının 1830 d/dak seviyelerinden aşağılara çekilmesi gerekmiştir. Bu durumda pervane verimi oldukça düşmekte, istenilen çıkış gücü için gerekli motor gücü gereksinimi artmaktadır. Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5 birlikte değerlendirildiğinde, 1830 d/dak devir noktasında Perv-1 modeli daha verimli olmakla birlikte, tasarım girdisi olarak verilen 2000 d/dak devir seviyesine daha iyi uyum sergilemektedir. Bu nedenle tasarım yazılımı kapsamında pervane dönüş yönüne doğru verilmiş faz kayma modelinin daha etkin ve verimli çalışacağı sonucuna varılabilir.

Çizelge 5.5 : Perv-2 HAD analiz sonuçları.

No	Devir n	Giriş debisi $\dot{Q}_0$ m ³ /sn	Çıkış debisi $\dot{Q}_1$ m ³ /sn	İtki T [N]	Tork Q [Nm]	Çıkış gücü P_T kW	Verim η_o
1	2000	5.29	5.60	20120	3748	553	70.5
4	1830	5.19	5.36	11578	2486	304	63.9

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında su altı sistemlerinin itkisinde yararlanılan tekli pervane sisteminin tasarımı, hayali bir gövde formunun gereksinim duyacağı performans isterleri altında gerçekleştirilmiştir. Tasarımın geçerlemesi yapılmadan önce; literatürde performansına ait deneysel verileri mevcut olan 4119 ve 4382 tip tekli pervanelerin analizleri gerçekleştirilerek HAD sürecinde tercih edilecek yöntem ve seçenekler belirlenmiştir. Analiz ve deney sonuçlarında elde edilen tutarlılık sonucunda yeni tasarlanmış özgün bir pervanenin HAD analizlerinde de benzer yöntemler uygulanarak doğrulama yapılmıştır. Tasarımın istenilen performansı verebildiği noktalar sınanarak verim, itki, tork, devir, pervane giriş ve çıkışındaki debi miktarı ve pervane çıkış gücü gibi veriler elde edilmiştir. Tasarım sonucundaki çalışma devri noktası tayin edilmesinin yanısıra, tasarım dışı noktalar için de çözümler bulunabilmektedir.

Bu çalışma göstermektedir ki, faydalanan pervane tasarım yazılımı istenilen özelliklere sahip bir pervanenin tasarım aşamalarında güvenle kullanılabilir. Çalışma devri noktası için yazılım içerisinde yapılacak güncellemeler ile pervane veriminde artış görülebilecektir. Diğer yandan tercih edilen HAD analiz metodu ile tekli pervane sistemlerinin performansı yüksek doğrulukla tanımlanabilmekte, emek-yoğun deneyler için harcanan masrafların azaltılması mümkün olabilmektedir. Benzer metodlar uygulanarak farklı tip pervane sistemleri (ters dönüşlü, pump-jet, kaplan vb.) için yapılacak doğrulama süreçleri neticesinde analiz aşamalarının geliştirilmesi mümkün olacaktır. Tez kapsamında pervanenin takılı olduğu gövdeden yeterli seviyede uzak olduğu kabulü bulunmaktadır. Özellikle pervanenin forma olan uzaklığının az olduğu su altı sistemlerinde form ve pervane etkileşiminin önemli olacağını düşünürsek, gövde ile bütün olarak yapılacak yüksek bilgisayar kapasitesi gerektiren HAD analizleri ileri çalışma konuları olabilecektir. Bununla birlikte tez kapsamında ele alınmayan pervane mukavemeti, çeşitli sonlu elemanlar analizleri ile HAD analizlerinin eş yürütüleceği bir çalışma kapsamında değerlendirilebilir. Alınan

sonuçlar neticesinde uygun malzemenin tercihi veya tasarımda boyutsal güncellemelerin yapılması mümkün olabilecektir.

6.1 HAD Analizi Yöntem Belirleme Sonucu

Pervane-4119 ve Pervane-4382 üzerinde yapılan doğrulama çalışmaları neticesinde önce uygun ağ yapısı, ayırıklaştırma derecesi ve çalkantı modeli saptanmıştır. Bu çalışmalarda pervane dönüşünün modellenebildiği hareketli referans uzay çözümü uygulanmıştır. İkinci dereceden yapılan ayırıklaştırmalar ile daha doğru sonuç alındığı teyit edilmiştir. alkantı modelleri tercihi aşamasında SKE, RNG, RKE, SST, SA değerlendirilmiş, deneysel verilere göre bağıl hata itki değeri için % 6, tork değeri için ise % 4 üzerine çıkmamıştır. İtki için en uygun model SA olurken, tork değeri için RNG olmuştur. Su altı aracı gibi eksenindeki yuvarlanma momentinin düşük olması gereken formlarda pervane torkunun analiz doğruluğu yüksek olmalıdır. Bu sebeple hem itki hem de tork değerleri birlikte düşünüldüğünde en uygun çalkantı modeli olarak RNG bulunmuştur. Ağ yapısında kullanılan hücre sayısına göre alternatifler oluşturulmuş, bunlar sonuçların kesinliği, harcanan zamana ve bilgisayar kapasitesi gereksinimine sınıflandırılmıştır. Değerlendirilmeler ışığında sonuçların önemli ölçüde değişmediği, çözüm zamanının aşırı olmadığı ağ yapısı üzerinde karar kırılmıştır. Sonuçlar neticesinde uygulanan yöntem ve kurgunun, tekli pervane sistemlerine uygulanabileceği görülmüştür. Bununla birlikte tutarlı ve zaman gerektiren deneysel yöntemler yerine HAD analiz yöntemleri ile doğruluk payı yüksek sonuçların alınabileceği görülmüştür.

6.2 Pervane Tasarım Süreci Sonucu

Pervane tasarımı istenilen girdiler neticesinde gerçekleştirildikten sonra, becerisinin geçerliliği deney yerine HAD analizleri ile teyit edilmiştir. HAD analizi neticesinde tasarımın istenilen itki, debi, pervane çıkış gücünü sağlayabildiği görülmüştür. Pervanenin alışma devir noktasının 2000 d/dak bölgesinden 1830 d/dak seviyesine kaydığı analiz sonucunda gözlemlenmiştir. Pervane veriminin tasarım noktası için % 65 civarında olması, literatürdeki pervane verimlere göre oldukça iyi bir sonuçtur. Pervanenin, dönüşü ile birlikte oluşan arka düzlemdeki akışı hızlandırarak huzme oluşturması ve akışın büzülmesi verim artışında önemli bir etkindir. Ayrıca damlacık profilleri faz kaydırma yönünün birbirinin tersi olan Perv-1 ve Perv-2

modelleri incelendiğinde, pervane dönüş yönüne doğru faz kaydırmanın pervane tasarımından beklenen sonuçları daha iyi verdiği bulunmuştur. Çalışma neticesinde, kullanılan pervane tasarım yazılımının benzer sahada kolaylıkla kullanılabileceği, su altı aracı için istenilen özelliklere sahip pervanenin tasarımında yararlanılabileceği görülmüştür. Yine yazılım içerisinde yapılacak güncellemeler ile birlikte farklı pervane tipleri için de uygulama genişletilebilecektir.

6.3 İleri Aşama Çalışmaları İçin Öneriler

Tez kapsamında su altı aracı gövde formu için herhangi bir analiz gerçekleştirilmemiştir. Farklı bir çalışmada, mevcut bir form için pervane sistemi ile birlikte çözümleme yapıp elde edilen sonuçlara göre gövde formunda veya pervanede iyileştirilmelerin yapılması mümkün olabilecektir. Böyle bir durumda hareketli referans uzay çözümü yerine, pervanenin dönüşünün daha iyi modellenebileceği, zamana bağlı etkilerin gözlemlenebilir olduğu kayıcı ağ modeline geçiş yapmak gerekecektir. Zhang ve diğ. (2010) çalışmaları buna örnek olabilecektir. Bilgisayar kapasitesindeki gereksinim ve çözüm zamanındaki artışın çalışmaları engelleyen bir diğer unsur olacağı da göz ardı edilmemelidir.

Elde edilen sonuçlar neticesinde su altı aracının hareket denklemlerine besleme yapılarak, sevk sistemi modelleme ve benzetiminin yapılabilmesi mümkün olacaktır. Su altı aracı üzerinde yapılacak form hidrodinamiği analizleri sonucunda ise sisteme ait hareket dinamiği araştırmasının yapılabilmesi mümkündür.

Diğer yandan, HAD analizlerinde elde edilmiş, kanatlar üzerindeki basınç bilgisi sonlu elemanlar analizlerine aktararak mukavemet ve yorulma analizleri gerçekleştirilebilmektedir. Bunun için yeterli derecede ağ yapısı oluşturmak ve sınır koşullarını doğru tayin edebilmek yeterli olacaktır. Nitekim HAD analizlerine göre mukavemet analizleri oldukça hızlı çözüm alınabilen çalışmalardır.

KAYNAKLAR

- Amoraritei, M.** (2005). Application of CFD in analysis of conventional propeller and Azimuth thruster, Workshop on Vortex Dominated Flows, Timisoara, Romanya.
- Ansys©.** (2010). Ansys v13 Fluent User's Guide, USA.
- Bal, Ş.** (2011). A method for optimum cavitating ship propellers, Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences, 35 (2011), p.139-158.
- Boswell, J. R.** (1971). Design, cavitation performance, and open-water performance of a series of research skewed propellers, Department of the Navy Naval Ship Research and Development Center, Washington, D.C.
- Brizzolara, S., Villa, D., Gaggero S.** (2010). A systematic comparison between RANS and Panel methods for propeller analysis, *The 9th International Conference on Hydrodynamics*, Shanghai, China, 11-15 Ekim.
- Carlton, J.** (2007). Marine Propellers and Propulsion, Elsevier Press, Burlington, USA
- Ching, J. C. ve Shenq, Y. J. (1998).** Fundamentals of Turbulence Modeling, Washington, DC , Taylor & Francis.
- Çelik, F.** (ty). Pervane geometrisi ve sevk sistemi, Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- Denny, S. B.** (1968). Cavitation and open-water performance tests of a series of propellers designed by lifting-surface method, Department of the Navy Naval Ship Research and Development Center, Washington, D.C.
- Epps, B.** (2010). OpenProp v2.4 Theory Document, MIT Department of Mechanical Engineering Technical Report.
- Ferziger, J. H., Peric, M.** (2010). Computational Methods for Fluid Dynamics, Berlin, 2002.
- Fluent©.** (2005). Modeling Turbulent Flows, USA.
- Greely, D. S. ve Kerwin, J. E.** (1982). Numerical Methods for Propeller Design and Analysis in Steady Flow, Trans. SNAME, 90, 415-453.
- Ivanell, S.** (2001). *Hydrodynamic simulation of a torpedo with pumpjet propulsion*, (Yüksek lisans tezi), Kungl Tekniska Högskolan, Stockholm, Sweden.
- Jang, H. ve Mahesh K.** (2012). Large eddy simulation of crashback in ducted propellers with stator blades, *The 29th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Gothenburg, İsveç, Ağustos.
- Kerwin, J. E.** (2001). Hydrofoils and Propellers, Lecture notes, Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, USA.

- Kerwin, J. E.** (2003). The Preliminary Design of Advanced Propulsors, *Proc. Of Propellers/Shafting 2003 Symposium*, SNAME, Virginia Beach, VA, USA, 16-17 Eylül
- Kinnas, S. A. ve diğ.** (2012). Prediction of propeller performance under high loading conditions with viscous/inviscid interaction and a full wake alignment model, *The 29th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Gothenburg, İsveç, Ağustos.
- Kırkköprü, K. (t.y).** Viscous flows, Lecture Notes, İstanbul Teknik Üniversitesi
- Lerbs, H. W.** (1952). Moderately loaded propellers with a finite number of blades and arbitrary distribution of circulation, Lecture notes, Trans. SNAME, 60, 73-117.
- Li, D.Q. ve Grekula, M.** (2008). Prediction of dynamic shedding of cloud cavitation on a 3D twisted foil and comparison with experiments, *Proceedings of the 27th ONR Symposium on Naval Hydrodynamics*, Seoul, Korea.
- Liu, D. ve Hong, F.** (2011). The numerical predicted of SMP11 propeller performance with and without cavitation, *The 2th International Symposium on Marine Propulsors*, Hamburg, Germany, Haziran.
- Miller, R., Kim S. ve Rhee B.** (2012). Unsteady fluid structure interaction response of marine propellers in crashback, *The 29th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Gothenburg, İsveç, Ağustos.
- Nathan, C., Michael T. ve Carrica P. M.** (2012). Overset Simulation of a Submarine and Propeller in Towed, Self-Propelled and Maneuvering Conditions, *The 29th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Gothenburg, İsveç, Ağustos.
- Smith, D. R. ve Slater, J. E.** (1988). The Geometry of Marine Propellers, National Defence Research and Development Branch Technical Memorandum, 88/214, Canada, Kasım.
- Salvatore F., Streckwall H., Terwisga T.** (2009). Propeller cavitation modeling by CFD-Results from VIRTUE 2008 Rome Workshop, First international Symposium on Marine Propulsors smp'09, Trondheim, Norveç.
- Wilcox, D. C.** (1998). Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc. La Canada, California.
- Xia, L., Lundberg J. ve Bensow R. E.** (2012). Performance prediction of a nozzle propeller, *The 29th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Gothenburg, İsveç, Ağustos.
- Zhang, G., Yang, S., Xu Y.** (2010). Investigation of Propeller-Wing interaction based on the Sliding Mesh Technology, *WMSVM '10 Proceedings of the 2010 Second International Conference on Modeling, Simulation and Visualization Methods*, Washington, USA.
- Url-1** <<http://ittc.sname.org/Catalogueoffacilities/K/K8-2.pdf>>, alındığı tarih: 23.09.2012.

EKLER

EK A: Katı model yüzeyleri oluşturma aracı

EK A

KATI MODEL YUZEYLERİ OLUŞTURMA ARACI

```
%%% NOKTA BULUTUNDAN KANAT KATI MODEL YUZEYLERİ OLUŞTURMA ARACI %%%

clear all,clc

fid1 = fopen('XXX.asc','r');

[a,b,c]=textread('XXX.asc','%f %f %f',287039);
A=[a,b,c];

% KANAT YÜZEYİNDEKİ TÜM NOKTALARI ÇIKARIR VE ÖN-ARKA YÜZEY OLUŞTURUR
fid2 = fopen('noktalar.txt','w');
fprintf(fid2,'srftgrid\n');
fprintf(fid2,'keep\n');
fprintf(fid2,'1201\n');
fprintf(fid2,'239\n');
for m=1:287039

fprintf(fid2,'%.15f%s%.15f%s%.15f\n',A(m,1),' ',A(m,2),' ',A(m,3));
end

% KANADIN HÜCUM KENARINDAKİ NOKTALARI BİRLESTİRİR VE KENAR ATAR
fid3 = fopen('onkenar.txt','w');
fprintf(fid3,'interpcrv\n');
for m=0:1200

fprintf(fid3,'%.15f%s%.15f%s%.15f\n',A(120+239*m,1),' ',A(120+239*m,2),' ',A(120+239*m,3));
end

% KANADIN KÖK KISMINDAKİ NOKTALARI BİRLESTİRİR VE KENAR ATAR
fid4 = fopen('kokkenar.txt','w');
fprintf(fid4,'interpcrv\n');
for m=1:239

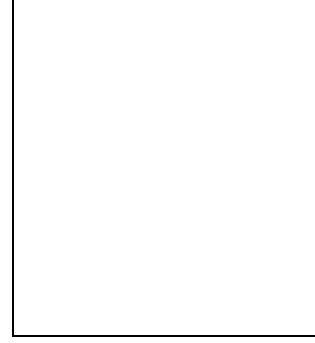
fprintf(fid4,'%.15f%s%.15f%s%.15f\n',A(m,1),' ',A(m,2),' ',A(m,3));
end

% KANADIN UÇ KISMINDAKİ NOKTALARI BİRLESTİRİR VE KENAR ATAR
fid5 = fopen('uckenar.txt','w');
fprintf(fid5,'interpcrv\n');
for m=239*1200+1:239*1201

fprintf(fid5,'%.15f%s%.15f%s%.15f\n',A(m,1),' ',A(m,2),' ',A(m,3));
end

fclose('all');
```

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Emre Güngör

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara – 29.10.1985

Adres: Soğanlık Orta Mah. Cengiz Topel sok. 18/3 Kartal-İSTANBUL

E-Posta: emregungor@hotmail.de

Lisans: Makina Mühendisliği – İstanbul Teknik Üniversitesi

**Mesleki Deneyim ve Ödüller: Sevk Sistemleri Tasarım Mühendisi (2009 - ...)
Roketsan Roket San. Tic. A.Ş.**