İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ANA MAKİNA VE JENERATÖR GÜÇ HESABI İLE UYGUN TEDARİKÇİ SEÇİMİNDE AHP UYGULAMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet ACAR

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2022

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ANA MAKİNA VE JENERATÖR GÜÇ HESABI İLE UYGUN TEDARİKÇİ SEÇİMİNDE AHP UYGULAMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet ACAR
(512181021)

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yasin ARSLANOĞLU

HAZİRAN 2022

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 512181021 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet ACAR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "ANA MAKİNA VE JENERATÖR GÜÇ HESABI İLE UYGUN TEDARİKÇİ SEÇİMİNDE AHP UYGULAMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Yasin ARSLANOĞLU** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Dr. Öğr. Üyesi Burak ZİNCİR** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Dr. Öğr. Üyesi Hasan Bora USLUER Galatasaray Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : 10 Haziran 2022
Savunma Tarihi : 13 Haziran 2022

Anneme, babama ve eşime,

ÖNSÖZ

Lisans mezuniyetimden 13 yıl sonra çok büyük bir heyecan ile yüksek lisans eğitimime başladım. Eğitimim boyuncada okula gitmek, en ön sırada ders dinlemek, ders çalışmak, ödev yapmak gibi beni çok mutlu eden eğitim ile ilgili tüm aktiviteleri yapmaya çalıştım. Yüksek lisans eğitimim; akademik olarak gelişmemi, eğitime başlamak için edinmiş olduğum dil puanı ile hayal ettiğim iş değişikliğini yapmamı, başta danışman hocam Sayın Prof. Dr. Yasin ARSLANOĞLU olmak üzere bölümdeki hocalarımı ve beraber eğitim gördüğüm değerli arkadaşlarımı tanımamı sağladı.

Tez çalışması uzun ve sıkıntılı bir süreç sonunda ortaya çıktı. Çalışma boyunca bana inanan, güvenen, destekleyen, yol gösteren ve sıkıntılı günlerimde destek olan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Yasin ARSLANOĞLU'na ve yoğunluğuna rağmen bana vakit ayırarak ilgilenen, tüm sorularımı içtenlikle yanıtlayan, moral veren hocam Sayın Araş.Gör. Çağlar KARATUĞ'a sabır ve ilgilerinden dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatım boyunca emeklerini ve desteklerini esirgemeyen değerli annem ve babama; yüksek lisans eğitimim boyunca yanımda olan ve moral veren eşime ayrıca teşekkür ederim.

Tezin oluşmasında emeklerini, desteklerini esirgemeyen ve tez ile ilgili bazı sorunları aşmama yardımcı olan çok arkadaşım oldu. Tezin uygulama bölümündeki; AHP ile ilgili verileri edinmeme yardımcı olan meslektaşlarım Vural AYDIN, Bora KÖK, Scania Türkiye satış müdürü Erhan GÜVEN, Yanmar Türkiye satış müdürü Tezcan KILIÇ, Özata Tersanesi üretim müdürü Musatafa TÜRKMEN'e, direnç deneyleri, güç analizi ve pervane tasarımı ilgili veriler hakkındaki değerli görüşlerini paylaşan hocam Arş.Gör. Cihad DELEN'e, Maxsurf programı analizleri konusunda yardımcı olan meslektaşım Gökhan GÖKALP'e ve beni sürekli motive eden, moral veren yüksek lisans sınıf arkadaşlarım Garip ERDOĞAN ve Selahattin ALAN'a teşekkür ederim.

Son olarak, eğitim hayatım boyunca kendilerinden çok şey öğrendiğim okulumuz gemi inşaatı ve deniz bilimleri fakültesi ile denizcilik fakültesindeki hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2022

Mehmet ACAR
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xiii**
SEMBOLLER ..... **xv**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xxiii**
ÖZET ..... **xxv**
SUMMARY ..... **xxix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Taraması 7
2. GEMİ DİRENCİ **17**
2.1 Gemi Direnci Bileşenleri 18
2.2 Gemi Direncini Belirleme Yöntemleri 20
2.3 Model Deneyleri İle Gemi Direncini Belirleme 21
2.3.1 Benzerlik ve model teorisi 21
2.3.2 Model deneyleri 24
2.3.3 ITTC 1978 yöntemi 27
3. ANA MAKİNA GÜCÜNÜN BELİRLENMESİ **33**
3.1 Gemi Sevkinde Kullanılan Güçlerin Tanımları 34
3.1.1 Güç ölçüsünün tanımı 34
3.1.2 Güç tanımları 35
3.1.3 Efektif beygir gücü (P_E) 35
3.1.4 Endike beygir gücü (P_I) 35
3.1.5 Fren beygir gücü (P_B) 36
3.1.6 Şaft beygir gücü (P_S) 36
3.1.7 Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) 36
3.1.8 İtme beygir gücü (P_T) 36
3.1.9 Minimum ana makina gücü (P_{bmin}) 36
3.2 Güç İletiminde Mekanik Kayıplar Ve Verimler 37
3.3 Efektif Güç Hesaplama Yöntemleri 38
3.3.1 Benzer gemilerden yararlanarak efektif güç hesabı 38
3.3.2 Ampirik formüller kullanarak efektif güç hesabı 38
3.3.3 Model deneyleri ile efektif güç hesabı 39
3.3.4 Ticari bilgisayar programları ile efektif güç hesabı 39
3.4 Ana Makina Gücünün Belirlenmesi 41
4. ANA MAKİNA VE PERVANE ARASINDAKİ İLİŞKİ **43**
4.1 İz Katsayısı 44
4.2 İtme Azalması (Emme Etkisi) 45
4.3 Açık Su Pervane Verimi, Bağıl Dönme Verimi Ve Tekne Verimi 46
4.4 Genel Sevk Verimi 47

4.5 Pervane Tasarımı 47
4.5.1 Sistematik pervane serileri ile pervane seçimi 50
5. DİZEL JENERATÖRLERİ VE YÜK ANALİZİ 57
5.1 Dizel Jeneratörler 58
5.1.1 Ana jeneratörler 60
5.1.2 Şaft jeneratörleri 60
5.1.3 Acil durum (emergency) jeneratörleri 62
5.1.4 Liman jeneratörleri 63
5.2 Elektrik Yük Analizi (Electric Load Analysis) 63
6. UYGULAMADA KULLANILAN METODOLOJİ 65
6.1 Tedarikçi Seçimi 66
6.2 Tedarikçi Seçme Yöntemleri 69
6.2.1 Karar, karar verme ve karar verme süreci kavramları 69
6.2.2 Çok kriterli karar verme yöntemleri 71
6.3 Analitik Hiyerarşi Prosesi 73
6.3.1 Problem, amaç ve hiyerarşik yapının belirlenmesi 77
6.3.2 İkili karşılaştırma matrislerinin oluşturulması 78
6.3.3 Faktörlerin ağırlıklarının hesaplanması 80
6.3.4 Tutarlılık oranının hesaplanması 81
6.3.5 Alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması ve sıralanması 82
7. UYGULAMA 85
7.1 Motorbotun Genel Özellikleri 88
7.2 Motorbotun Sevk Sistemi Özellikleri 89
7.3 Motorbotun Jeneratör Özellikleri 90
7.3.1 220 V AC elektrik yükleri 90
7.4 Direnç Analizi 91
7.5 Efektif Güç Analizi 99
7.5.1 Benzer bir motorbottan yararlanılarak efektif güç hesabı 99
7.5.2 Ampirik formül ile efektif güç hesabı 100
7.5.3 Model deneyleri ile efektif güç hesabı 100
7.5.4 Ticari bilgisayar programı ile efektif güç hesabı 101
7.5.5 Sonuçların değerlendirilmesi 102
7.6 Sevk Analizi 103
7.7 Pervane Tasarımı 107
7.8 Minimum Ana Makina Gücünün Belirlenmesi 109
7.9 Elektrik Yük Analizi 110
7.10 Ana Makina ve Jeneratör Seçimi: AHP Uygulaması 112
7.10.1 Ana makina seçimi 113
7.10.1.1 Ana kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması 118
7.10.1.2 Alt kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması 120
7.10.1.3 Alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması 124
7.10.1.4 Alternatiflerin ağırlıklandırılması ve sıralanması 138
7.10.1.5 Seçilen ana makinanın tasarlanan pervane ile uyumu 140
7.10.2 Jeneratör seçimi 140
7.10.2.1 Ana kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması 146
7.10.2.2 Alt kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması 148
7.10.2.3 Alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması 151
7.10.2.4 Alternatiflerin ağırlıklandırılması ve sıralanması 165
7.11 Motorbotun Yakıt Tankı Hesabı 167
8. SONUÇ VE ÖNERİLER 169

KAYNAKLAR 177
ÖZGEÇMİŞ..... 183

KISALTMALAR

AAP : Analitik Ağ Prosesi

ABD : Amerika Birleşik Devletleri

AC : Alternatif akım

AHP : Analitik Hiyerarşi Prosesi (Analytical Hierarchy Process)

AIP : Havadan bağımsız tahrik sistemli denizaltı

ARAS : Additive Ratio Assessment

ATTC : American Towing Tank Conference

AVR : Otomatik voltaj regülatörü

ÇAKV : Çok Amaçlı Karar Verme

ÇKKV : Çok Kriterli Karar Verme

ÇNKV : Çok Nitelikli Karar Verme

CO_2 : Karbondioksit

DC : Doğru akım

DEMATEL : The Decision Making Trial and Evaluation Laboratory

DTC : Duisburg Test Case

ECDIS : Elektronik Harita Gösterim ve Bilgi Sistemi

ELECTRE : Elemination and Choice Translating Reality English

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

HP : Horsepower (Beygir Gücü)

Hz : Hertz

ICSTS : International Conference of Ship Tank Superintendents

ITTC : International Towing Tank Conference (Uluslararası Model Deney Tankları Konferansı)

kg : Kilogram

KN : Kilonewton

kW : Kilowatt

LCS : Kıyı muharebe savaş gemisi

LOP : Lokal kontrol sistemi

LR : Loyd Register

MARPOL : Denizlerin Gemilerden Kirlenmesini Önleme Uluslararası Sözleşmesi

MAUT : Multi-Attribute Utility Theory

MCDM : Multi-Cretia Decision Making

MCR : Ana makina devamlı maksimum gücü

MOORA : Multi-Objective Optimization on The Basis of Ratio Analysis Artificial Neural Network

MÖ : Milattan önce

MSR : Ana makina servis gücü

N : Newton

NO_X : Azot

NPV : Net bugünkü değer

PROMETHEE : The Preference Ranking Organization Method for Enrichment Evaluation

PTI : Power take in (şaft jeneratörünün gemiyi sevk etme modu)

PTO : Power take of (şaft jeneratörünün elektrik enerjisi üretme modu)

RANS : Reynolds-Averaged Navier Stokes

rpm : Dakikadaki devir sayısı

SO_X : Sülfür

SAW : Simple Additive Weighting

SWARA : Step-Wise Weigth Assessment Ratio Analysis

TDK : Türk Dil Kurumu

TL : Türk Loydu

TOPSIS : Technique for Order Preference By Similarity

V : Volt

VIKOR : Çok Kriterli Optimizasyon ve Uzlaşık Çözüm

VOF : Volume of Fluid

SEMBOLLER

$\mathbf{A}$	: AHP ikili karşılaştırma matrisi
$\mathbf{A_C}$	: Admiralty sabiti
$\mathbf{A_E/A_0}$	: Pervane kanat açınım oranı
$\mathbf{A_{VT}}$	: Geminin ön tarafının su hattı üzerindeki iz düşüm alanı
$\mathbf{B}$	: Gemi kalıp genişliği
$\mathbf{B_p}$	: Taylor pervane serisi güç katsayısı
$\mathbf{C}$	: Boyutsuzluk katsayısı
$\mathbf{C_A}$	: Pürüzlülük katsayısı
$\mathbf{C_{AA}}$	: Hava direnci katsayısı
$\mathbf{C_F}$	: Sürtünme direnç katsayısı
$\mathbf{C_H}$	: Harvald ampirik formülü sabiti
$\mathbf{C_R}$	: Artık direnç katsayısı
$\mathbf{C_T}$	: Toplam direnç katsayısı
$\mathbf{D}$	: Pervane çapı
$\mathbf{D_{düz}}$	: ITTC'ye göre düzeltilmiş pervane çapı
$\vec{\mathbf{D}}$	: AHP ağırlıklı toplam vektörü
$\mathbf{d}$	: Denizaltı
$\mathbf{Fn}$	: Froude sayısı
$\mathbf{g}$	: Yerçekimi ivmesi
$\mathbf{h}$	: Pervane şaft ekseninin derinliği
$\mathbf{J}$	: Pervane ilerleme katsayısı
$\mathbf{k}$	: ITTC 1978 yöntemi form faktörü
$\mathbf{k_k}$	: Keller kavitasyon yöntemi sabiti
$\mathbf{k_s}$	: 50 mm dalga boyu üzerinde yüzey pürüzlülüğünün ortalama yüksekliği
$\mathbf{K}$	: AHP Karar matrisi
$\mathbf{K_T}$	: Pervane itme katsayısı
$\mathbf{K_Q}$	: Pervane tork katsayısı
$\vec{\mathbf{L}}$	: AHP alternatif sıralama sütun vektörü
$\mathbf{L_{OA}}$	: Gemi tam boyu

L_{BP} : Gemi dikmeler arası boy

LCB : Gemi kıç dikmeden hacim merkezinin boyuna yeri

LCF : Gemi kıç dikmeden yüzme merkezinin boyuna yeri

L_{WL} : Gemi su hattı boyu

m : Model

n : Pervane devir sayısı, AHP bir düzeydeki eleman sayısı

P : Pervane hatvesi

P_B : Fren beygir gücü

$P_{ana\ makina}$: Seçilen ana makina güç eğrisi

P_{bmin} : Minimum ana makina gücü

$P_{bmin\ sea\ margin}$: Deniz veya servis payı dahil minimum ana makina gücü

P_D : Pervaneye verilmesi gereken güç

P_{D0} : Tatlı suda pervaneye verilmesi gereken güç

P_E : Efektif beygir gücü

P_I : Endike beygir gücü

$P_{pervane}$: Seçilen ana makina optimum pervane güç eğrisi

P_S : Şaft beygir gücü

P_T : İtme beygir gücü

P_V : Suyun buharlaşma basıncı

P_0 : Yerel statik basınç

Q : Gemi arkasındaki pervane torku

Q_0 : Homojen akışkan içindeki pervane torku

R : Gemi direnci

R_A : Pürüzlülük direnci

R_{AA} : Hava ve rüzgar direnç

R_{APP} : Takıntı direnci

R_{AS} : Rota direnç

R_F : Sürtünme direnci

R_{PV} : Viskoz basınç direnci

R_R : Artık direnç

R_S : Serpinti direnci

R_T : Gemiye su tarafından etki eden toplam direnç

R_V : Viskoz direnç

R_W : Dalga yapma direnci

R_{WB} : Dalga kırılma direnci

Rİ : AHP random indeksi

s : Gemi

sn : Saniye

S : Islak yüzey alanı

T : Gemi itme kuvveti

Tİ : AHP tutarlılık indeksi

TO : AHP tutarlılık oranı

t : Emme etkisi

Rn : Reynolds sayısı

V : Hız

$\mathbf{V_A}$: Pervane hızı

$\mathbf{V_m}$: Model hızı

$\mathbf{V_s}$: Gemi hızı

$\mathbf{V_w}$: Ortalama iz hızı

$\vec{\mathbf{W}}$: AHP Öncelik vektörü

w : İz katsayısı

$\mathbf{w_{düz}}$: Akış değişiklikleri iz katsayısı

$\mathbf{w_F}$: Froude iz katsayısı

$\mathbf{w_p}$: Potansiyel iz katsayısı

$\mathbf{w_s}$: Sürtünme iz katsayısı

$\mathbf{w_T}$: Taylor iz katsayısı

$\mathbf{w_w}$: Dalga iz katsayısı

ν : Kinematik viskozite

Z : Pervane kanat sayısı

ρ : Yoğunluk

η : Genel sevk verimi

$\boldsymbol{\eta_B}$: Gemi arkasındaki pervane verimi

$\boldsymbol{\eta_d}$: Şanzumandaki kayıplar için verim

$\boldsymbol{\eta_k}$: Kavramadaki kayıplar için verim

$\boldsymbol{\eta_{kov}}$: Şaft kovanındaki kayıplar için verim

$\boldsymbol{\eta_{mm}}$: Ana makina içindeki mekanik kayıplar için verim

$\boldsymbol{\eta_R}$: Rölatif dönme verimi

$\boldsymbol{\eta_s}$: Şaft yatağındaki kayıplar için verim

$\boldsymbol{\eta_{tr}}$: Transmisyon verimi

$\boldsymbol{\eta_0}$: Açık su pervane verimi

η_H : Tekne verimi

λ : Benzerlik oranı

λ_{max} : AHP maksimum özdeğer

Δ : Gemi deplasmanı

δ : Taylor pervane serisi ilerleme sabiti

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Değişik sıcaklıklarda suyun buharlaşma basıncı değerleri. **55**
Çizelge 6.1 : Dickson'ın tedarikçi seçme kriterleri. **68**
Çizelge 6.2 : ÇNKV problemlerinde kullanılan yöntemler. **73**
Çizelge 6.3 : İkili karşılaştırma ölçeği. **79**
Çizelge 6.4 : Random indeksi değerleri. **82**
Çizelge 7.1 : Motorbot ana karakteristik özellikleri. **89**
Çizelge 7.2 : Motorbot ve model ana karakteristik değerleri. **93**
Çizelge 7.3 : Motorbot ve model hız aralığı. **94**
Çizelge 7.4 : Modelin takıntısız direnç değerleri. **95**
Çizelge 7.5 : Motorbotun takıntısız direnç değerleri. **96**
Çizelge 7.6 : Modelin takıntılı direnç değerleri. **97**
Çizelge 7.7 : Motorbotun takıntılı direnç değerleri. **98**
Çizelge 7.8 : Benzer motorbotun ana karakterteristik özellikleri. **99**
Çizelge 7.9 : Maxsurf yöntemleri ile bulunan efektif güç değerleri. **102**
Çizelge 7.10 : Servis hızında bulunan efektif güç değerleri. **103**
Çizelge 7.11 : Farklı yöntemlerin % hata oranları. **103**
Çizelge 7.12: Teinbridge model pervanesinin ana özellikleri. **104**
Çizelge 7.13 : Sevk deneyleri değerleri. **105**
Çizelge 7.14 : Pervaneye verilmesi güç ve minimum ana makina gücü değerleri. **106**
Çizelge 7.15 : B_p-δ diyagramı değerleri.. **108**
Çizelge 7.16 : Tasarlanan pervane ana karakteristik özellikleri. **109**
Çizelge 7.17 : Elektrik yük analizi değerleri. **111**
Çizelge 7.18 : Ana makina marka ve modelleri (alternatifler). **116**
Çizelge 7.19 : Ana kriterlerin ikili karşılaştırma matrisi. **118**
Çizelge 7.20 : Ana kriterlerin normalize matrisi. **118**
Çizelge 7.21 : Ana kriterlerin öncelik vektörü. **119**
Çizelge 7.22 : Ana kriterlerin ağırlıklı toplam vektörü. **119**
Çizelge 7.23 : Teknik kriter alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **120**
Çizelge 7.24 : Teknik kriter alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **121**
Çizelge 7.25 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **121**
Çizelge 7.26 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **122**
Çizelge 7.27 : Maliyet kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **122**
Çizelge 7.28 : Maliyet kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **123**
Çizelge 7.29 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **123**
Çizelge 7.30 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **124**
Çizelge 7.31 : Güç alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **124**
Çizelge 7.32 : Güç alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **125**
Çizelge 7.33 : Ağırlık alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **126**
Çizelge 7.34 : Ağırlık alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **126**
Çizelge 7.35 : Hacim alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **127**

Çizelge 7.36 : Hacim alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **127**
Çizelge 7.37 : Tepkime süresi alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **128**
Çizelge 7.38 : Tepkime süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **128**
Çizelge 7.39 : LOP alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **129**
Çizelge 7.40 : LOP alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **129**
Çizelge 7.41 : Yıllık çalışma saati alt kriterine ikili karşılaştırma matrisi. **130**
Çizelge 7.42 : Yıllık çalışma saati alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **130**
Çizelge 7.43 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **131**
Çizelge 7.44 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **131**
Çizelge 7.45 : İşletme maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **132**
Çizelge 7.46 : İşletme maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **132**
Çizelge 7.47 : Bakım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **133**
Çizelge 7.48 : Bakım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **133**
Çizelge 7.49 : Onarım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **134**
Çizelge 7.50 : Onarım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **134**
Çizelge 7.51 : Tedarik süresi alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **135**
Çizelge 7.52 : Tedarik süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **135**
Çizelge 7.53 : Geniş servis ağı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **136**
Çizelge 7.54 : Geniş servis ağı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **136**
Çizelge 7.55 : Güvenilirlik alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **137**
Çizelge 7.56 : Güvenilirlik alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **137**
Çizelge 7.57 : Ana makina alternatiflerinin ağırlıklandırılması. **139**
Çizelge 7.58 : Ana makina alternatiflerinin sıralanması **138**
Çizelge 7.59 : Jeneratör marka ve modelleri (alternatifler). **144**
Çizelge 7.60 : Ana kriterlerin ikili karşılaştırma matrisi. **146**
Çizelge 7.61 : Ana kriterlerin normalize matrisi. **146**
Çizelge 7.62 : Ana kriterlerin öncelik vektörü. **147**
Çizelge 7.63 : Ana kriterlerin ağırlıklı toplam vektörü. **147**
Çizelge 7.64 : Teknik kriter alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **148**
Çizelge 7.65 : Teknik kriter alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **149**
Çizelge 7.66 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **149**
Çizelge 7.67 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **149**
Çizelge 7.68 : Maliyet kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **150**
Çizelge 7.69 : Maliyet kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **150**
Çizelge 7.70 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi. **151**
Çizelge 7.71 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı. **151**
Çizelge 7.72 : Güç alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **152**
Çizelge 7.73 : Güç alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **153**
Çizelge 7.74 : Ağırlık alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **153**
Çizelge 7.75 : Ağırlık alt kriterine tutarlılık oranı hesabı. **154**
Çizelge 7.76 : Hacim alt kriterine ikili karşılaştırma matrisi. **154**
Çizelge 7.77 : Hacim alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **155**
Çizelge 7.78 : LOP alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **155**
Çizelge 7.79 : LOP alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **156**
Çizelge 7.80 : Arıza sıklık oranı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **156**
Çizelge 7.81 : Arıza sıklık oranı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **157**
Çizelge 7.82 : Ses yalıtımı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **157**
Çizelge 7.83 : Ses yalıtımı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **158**
Çizelge 7.84 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **158**
Çizelge 7.85 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **159**

Çizelge 7.86 : İşletme maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **159**
Çizelge 7.87 : İşletme maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **160**
Çizelge 7.88 : Bakım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **160**
Çizelge 7.89 : Bakım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **161**
Çizelge 7.90 : Onarım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **161**
Çizelge 7.91 : Onarım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **162**
Çizelge 7.92 : Tedarik süresi alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi. **162**
Çizelge 7.93 : Tedarik süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı. **163**
Çizelge 7.94 : Geniş servis ağı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi..... **163**
Çizelge 7.95 : Geniş servis ağı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı..... **164**
Çizelge 7.96 : Güvenilirlik alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi..... **164**
Çizelge 7.97 : Güvenilirlik alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı..... **165**
Çizelge 7.98 : Jeneratör alternatiflerinin ağırlıklandırılması. **166**
Çizelge 7.99 : Jeneratör alternatiflerinin sıralanması. **167**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Görev tanımlarına göre gemi çeşitleri ve örnekleri. **1**
Şekil 2.1 : Gemiye su tarafından etki eden direnç bileşenleri. **19**
Şekil 2.2 : Gemi direncinin belirlenmesi esnasında uygulanan bilgi akışı şeması. ... **20**
Şekil 2.3 : Deney havuzu. **24**
Şekil 2.4 : Model arabası. **25**
Şekil 2.5 : Model arabası ile çekilen model. **25**
Şekil 3.1 : Gemi sevkinde kullanılan güçler. **35**
Şekil 3.2 : Transmisyon verimi bileşenleri. **37**
Şekil 4.1 : Tek pervaneli bir gemide optimum iz dağılımı. **45**
Şekil 4.2 : Ana makina güvenli bölge çalışma grafiği. **48**
Şekil 4.3 : Açık su pervane diyagramı örneği **51**
Şekil 4.4 : (B_p-δ) diyagramının kullanımı. **53**
Şekil 4.5 : Kavitasyonun pervane kanadında oluşturduğu aşınma. **55**
Şekil 5.1 : Redüktör ile şafta bağlanan şaft jeneratörü uygulaması. **61**
Şekil 5.2 : Cold ironing sistemi örneği. **63**
Şekil 6.1 : Karar verme süreci adımları. **71**
Şekil 6.2 : AHP yönetiminin akış şeması. **77**
Şekil 6.3 : Hiyerarşik yapı örneği. **78**
Şekil 7.1 : Kayıcı tekne konfigürasyonu. **86**
Şekil 7.2 : Motorbotun modeli. **92**
Şekil 7.3 : Modelin takıntıları. **96**
Şekil 7.4 : Servis hızındaki takıntılı model deneyi. **97**
Şekil 7.5 : Takıntılı ve takıntısız direnç değerleri grafiği. **98**
Şekil 7.6 : Takıntılı ve takıntısız efektif güç grafiği. **101**
Şekil 7.7 : Maxsurf yöntemleri efektif güç grafiği. **102**
Şekil 7.8 : Teinbridge model pervanesinin açık su diyagramı **104**
Şekil 7.9 : P_D ve P_{bmin} grafiği. **107**
Şekil 7.10 : Ana makina seçimi hiyerarşik yapısı **117**
Şekil 7.11 : Seçilen ana makina-pervane güç grafiği. **140**
Şekil 7.12 : Jeneratör seçimi hiyerarşik yapısı. **145**

ANA MAKİNA VE JENERATÖR GÜÇ HESABI İLE UYGUN TEDARİKÇİ SEÇİMİNDE AHP UYGULAMASI

ÖZET

Gemiler kendilerine tahsis edilen görev ve fonksiyonları her türlü hava ve deniz şartlarında kesintisiz olarak ve güvenle yerine getirirken yakıt tüketimi yapan donatım ekipmanları ana makina, jeneratör ve kazandan oluşmaktadır. Geminin ihtiyacı olan; sevk gücü ana makinadan, elektrik enerjisi gücü jeneratörden ve ısı enerjisi gücü kazan tarafından sağlanır. Bu üç donatım ekipmanı tasarım aşamasında geminin ihtiyaçları doğrultusunda minimum özelliklerde ağırlık, hacim, güç, maliyet ve maksimum özelliklerde güvenilir, geniş servis ağına sahip ve yedek parça bulma kolaylığı sağlayan tedarikçi firmalar ve operasyonel kullanım kolaylığı (ses yalıtımı, tepkime süresi, kullanım kolaylığı, titreşim, gürültü vb.) kriterleri çerçevesinde seçilir. Ayrıca, yakıt tüketiminin geminin en önemli işletme maliyeti olması ve yakıt tüketiminden kaynaklanan ve hava kirliliğine neden olan emisyonların uluslararası kurallar gereği minimum seviyede olmasının istenmesinden dolayı bu üç donatım ekipmanının minimum yakıt tüketimi yapması istenir.

Geminin sevki için gerekli gücü sağlayan ana makina seçiminin en önemli teknik kriteri ana makina gücünü belirlemek için gemi direncinin (R) hesaplanması gerekir. Model deneyleri, ticari bilgisayar programları, deneylerden elde edilen standart seriler ve istatistiksel analizler gemi direncinin belirlenmesinde kullanılan başlıca yöntemlerdir. Günümüzde, ticari bilgisayar programları ile tasarlanan nihai tekne formunun hesaplanan direnç değerleri ile bu tekne formundan yola çıkarak yapılan model deneyleri sonucunda hesaplanan direnç değerleri karşılaştırılarak sonuçların güvenilir ve tutarlı olması kontrol edilmektedir. Gemi direnci belirlendikten sonra efektif güç (P_E) hesaplanır. Daha sonra, pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) ve minimum ana makina gücü (P_{bmin}) hesaplanır. Minimum ana makina gücüne belirli bir deniz veya servis payı eklenerek ana makinanın devamlı maksimum gücünde (MCR) gerekli olan minimum ana makina gücü hesaplanır.

Geminin hareketi için itme kuvveti pervane, su jeti gibi sevk ekipmanları ile sağlanır. En yaygın sevk sistemi ekipmanı olarak kullanılan pervane; ana makina gücü, ana makina devri, gemi boyu, gemi kıç formu ve gemi hızı ile uyumlu olmalıdır. Pervane tasarımı, sistematik serilere ait test sonuçları ile elde edilen diyagramlar kullanılarak veya sirkülasyon teorisine dayanan matematiksel yöntemler ile yapılır. Pervane tasarımı yapıldıktan sonra kavitasyon kontrolü yapılır.

Geminin tüm operasyon durumları için gerekli olan elektrik enerjisi gemi yardımcı makinalarından bir tanesi olan jeneratörler tarafından sağlanmaktadır. Jeneratör seçiminin en önemli teknik kriteri jeneratör gücü elektrik yük analizi hesabı ile belirlenir.

Tedarikçi seçimi kendi aralarında çelişen nitel, nicel değerler alan birçok kriterin dengelenmesini gerektiren çok kriterli bir karar problemidir. Karar verme problemlerinde kullanılan yöntemlerden bir tanesi çok kriterli karar verme (ÇKKV)

yöntemidir. ÇKKV yöntemi birçok kriter, alt kriter ve alternatif arasından seçim yapılma aşamasını ve bu aşama sonunda en iyi alternatifi seçmeyi hedefleyen yöntemdir. Analitik hiyerarşi prosesi (AHP), bir amaca ulaşmak için belirlenen kriterleri değerlendirilmek üzere bir hiyerarşik yapıda modelleyen ve bu kriterleri birbirlerine göre göreceli önemini değerlendiren, her kriter için alternatifleri karşılaştıran ve alternatifleri önem derecelerine göre sıralayarak en uygun alternatifi belirleyen ÇKKV yöntemidir.

Bu çalışmanın uygulama bölümünde, görev/devriye gemisi olarak İstanbul Boğazı ile Çanakkale Boğazı'nda denetim hizmeti yapan bir motorbot kullanılmıştır.

İlk olarak, ektrapolasyon tekniklerinden biri olan Uluslararası Model Deney Tankları Konferansı (ITTC) 1978 yöntemini kullanarak model deneyleri yöntemi ile motorbotun direnci hesaplanmıştır.

Daha sonra, motorbotun servis hızında; benzer gemilerden yararlanarak, Harvald isimli ampirik formül ile, model deneyleri ile ve Maxsurf isimli ticari bilgisayar programı ile efektif beygir güç hesabı yapılarak sonuçlar model deneyleri ile bulunan efektif beygir gücüne göre değerlendirilmiştir.

Motorbotun hız aralığında takıntılı olarak yapılan model deneylerinde hesaplanan direnç değerleri ile sevk deneyleri yapılarak pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü hesaplanmıştır.

Pervane ana karakteristikleri Wageningen B serisi pervane diyagramları kullanılarak belirlenmiş ve pervane kavitasyon kontrolü yapılmıştır.

Seyir, manevra ve liman operasyon durumları için elektrik yük analizi yapılarak jeneratör gücü hesaplanmıştır.

Motorbotta kullanılacak optimum ana makina ve optimum jeneratörü belirlemek için ÇKKV yöntemlerinden AHP uygulanmıştır. İlk olarak, problem, amaç, kriterler, alt kriterler ve alternatifler belirlenmiştir. Çalışmanın problemi motorbot ana makina ve jeneratör seçimi, amaç ise en uygun ana makinanın ve jeneratörün seçilmesidir. Kriterler ve alt kriterler yapılan literatür taraması, ve gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile, alternatifler ise kriterler ve alt kriterler doğrultusunda piyasa araştırması ile belirlenmiştir. Optimum ana makina seçimi için 4 ana kriter, 13 alt kriter ve 5 alternatif, optimum jeneratör seçimi için 4 ana kriter, 13 alt kriter ve 7 alternatif belirlenmiştir. Ana makina ve jeneratör için ana kriterler, alt kriterler ve alternatifler belirlendikten sonra hiyerarşik bir yapı oluşturulmuştur. Kriter ve alt kriter verileri markaların (alternatiflerin) internet sitelerinden ve firma yetkilileri ile görüşülerek sağlanmıştır. Kriter, alt kriterler ve alternatiflerin değerlendirilmesi gemi inşa sektöründe tecrübeli mühendisler yardımı ile yapılmıştır. AHP analizi, Microsoft Office programlarından biri olan Excel ile yapılmıştır. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin kendi aralarında alternatiflerin ise alt kriterlere göre ikili matrisleri oluşturularak tutarlılık oranları hesaplanmış olup, tüm matrislerin tutarlılık oranlarının 0,10'dan küçük olduğu tespit edilmiştir. Ana kriterin öncelik vektörü, alt kriterin (ilgili kriterin alt kriteri) öncelik vektörü ve alternatifin öncelik vektörü (ilgili alt kritere göre olan öncelik vektörü) çarpılarak alternatifin ana kritere bağlı olan alt kritere göre ağırlıklı değeri hesaplandı. Her bir alternatifin tüm alt kriterlere ait ağırlıklı değerleri toplanarak o alternatifin ağırlıklandırılma değeri hesaplandı. Ticari etik açısından marka ve model belirtilmeden alternatiflerin ağırlıklandırılma değerleri büyükten küçüğe doğru sıralanarak en uygun ana makina alternatifi ve en uygun jeneratör alternatifi belirlenmiştir.

AHP analizi ile belirlenen ana makina ile ana karakteristik özellikleri belirlenen pervanenin uyumu kontrol edilmiştir.

Çalışmanın son aşamasında motorbotun kesintisiz olarak 200 deniz mili seyir yapabilmesi için gerekli olan yakıt tankı kapasitesi hesaplanmıştır.

AHP APPLICATION FOR SELECTING THE SUITABLE SUPPLIERS WITH THE MAIN ENGINE AND THE GENERATOR POWER CALCULATION

SUMMARY

While the ships perform their assigned duties and functions uninterruptedly and safely in all weather and sea conditions, the outfit equipment that consumes fuel are the main engine, generator and boiler. The propulsion power is provided by the main engine, the electrical energy power is provided by the generator and the heat energy power is provided by the boiler. During the design phase, according to the needs of ship, these three outfit equipment are selected in terms of weight, volume, power, cost at minimum specifications and in terms of suppliers which are reliable, have wide service network, provide ease of finding spare parts at maximum specifications and in terms of operational ease of use (sound isolation, reaction time, ease of use, vibration, noise, etc.) at maximum specifications. In addition, it is desirable that these three outfit equipment have minimum fuel consumption, due to the fact that fuel consumption is the most important operating cost of the ship and emissions caused by fuel consumption and causing air pollution are required to be at a minimum level in accordance with international rules.

The ship resistance (R) should be calculated in order to determine the main engine power, the most important technical criteria of the selection of the main engine that provides the power required for the propulsion of the ship. Model experiments, commercial computer programs, standard series obtained from experiments and statistical analysis are the main methods to determine the ship resistance. Today, the final hull form and resistance values determined by commercial computer programs are compared with the resistance values determined by model experiments which are made with this form, and the reliability and consistency of the results are checked. After the ship resistance is determined, the effective power (P_E) is calculated. Then, the power to be given to the propeller (P_D) and the minimum main engine power (P_{bmin}) are calculated. The minimum main engine power required at the maximum continuous rate (MCR) of the main engine is calculated by adding a certain sea and service margin to the minimum main engine power.

The thrust for the movement of the ship is provided by propulsion equipment such as propeller and water jet. The propeller, which is the most widely used propulsion system equipment should be compatible with main engine power, main engine speed, ship length, ship stern form and ship speed. Propeller design is made by using diagrams obtained with test results of systematic series and by mathematical methods based on circulation theory. After the propeller design, the cavitation control is checked.

The electrical energy required for all operational situations of the ship is provided by generator, which is one of the ship auxiliary engines. The generator power which is the most important technical criteria of the generator selection is determined by the electrical load analysis calculation.

Supplier selection is a multi-criteria decision problem that requires balancing many criteria that contradict each other and take qualitative and quantitative values. One of the methods used in decision making problems is the multi-criteria decision making (MCDM) method. The MCDM method is a method that aims the stage of choosing among many criteria, sub-criteria and alternatives and to choose the best alternative at the end of this stage. Analytical hierarchy process (AHP) is a MCDM method that models the criteria determined to achieve a goal in a hierarchical structure to be evaluated, evaluates the relative importance of these criteria with respect to each other, compares the alternatives for each criteria and rank the alternatives according to their importance and determines the most appropriate alternative. In the application part of this study, the motorboat which was used as a duty/patrol ship performing inspection services in the Bosphorus and the Dardanelles.

First of all, the resistance of the motorboat was calculated with the method of model experiments by using the International Towing Tank Conference (ITTC) 1978 method, which is one of the extrapolation technique.

Then, the effective horsepower calculation was carried out at service speed of the motorboat with using the similar ships, the Harvald empirical formula, model experiments and a commercial computer program called Maxsurf, and the results were evaluated according to the effective horsepower found with the model experiments.

The power required to be given to the propeller and the minimum main engine power were calculated by carrying out propulsion experiments with the motorboat resistance values calculated in the appendage model experiments in the speed range of the motorboat.

Propeller characteristics were determined by using Wageningen B series propeller diagrams and propeller cavitation control was carried out.

Generator power was calculated by performing electrical load analysis for cruising, maneuvering and port operation situations.

AHP, one of the MCDM methods, was applied to determine the optimum main engine and optimum generator to be used in the motorboat. First of all, the problem, the purpose, the criteria, the sub-criteria and the alternatives were determined. The problem of the study is the selection of the motorboat main engine and generator, the aim is to choose the most suitable main engine and generator. The criteria and the sub-criteria were determined by literature review and with the help of experienced engineers in the shipbuilding sector, and the alternatives were determined by market research in line with the criteria and sub-criteria. 4 main criteria, 13 sub-criteria and 5 alternatives were determined for optimum main engine selection, 4 main criteria, 13 sub-criteria and 7 alternatives were determined for optimum generator selection. After determining the main criteria, sub-criteria and alternatives for the main engine and generator, a hierarchical structure was created. The criteria and sub-criteria data were obtained from the websites of the brands (alternatives) and by interviewing the company officials. Evaluation of the criteria, the sub-criteria and the alternatives was made with the help of experienced engineers in the shipbuilding industry. The AHP analysis was made with Excel, one of the Microsoft Office programs. Consistency ratios were calculated by creating pair-wise comparisons matrices of the main criteria and the sub-criteria among themselves and the alternatives according to the sub-criteria, and it was determined that the consistency ratios of all matrices were less than 0.10. The eigenvector of the main criteria, the eigenvector of the sub-criteria (sub-criterion of the relevant criteria) and the eigenvector of the alternative (the eigenvector

according to the relevant sub-criteria) were multiplied, and according to the sub-criteria which dependent on the main criteria, weighted value of the alternative was calculated. The weighted values of each alternative for all sub-criteria were summed and the weighting value of that alternative was calculated. Without specifying the brand and model of commercial ethics the weighting values of the alternatives were ordered from the largest to the smallest, and the most suitable main engine alternative and the most suitable generator alternative were determined.

Conformity of the the most suitable main engine determined by the AHP analysis with the propeller whose main characteristic specifications were determined was checked.

At the last stage of the study, the fuel tank capacity required for the motorboat to cruise for 200 nautical miles uninterruptedly was calculated.

1. GİRİŞ

Tarihte ilk olarak M.Ö. 2566'da Mısır Firavunu Keops'un cenazesini taşımak için Mısırlılar tarafından inşa edildiği düşünülen gemi, belirli bir amacı (ticaret, spor, araştırma, savaş, eğlence, görev, hizmet vb.) yerine getirmek için tasarlanan ve inşa edilen endüstriyel yapılardır. Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı tarafından 17.11.2009 tarih ve 27409 sayılı Resmi Gazete ile yayımlanarak yürürlüğe giren Gemilerin Teknik Yönetmeliği'ne göre ise "denizde kürekten başka bir aletle yola çıkabilen adı, tonilatosu ve kullanma amacı ne olursa olsun her araca gemi denir" (Gemilerin Teknik Yönetmeliği, 2009).

Gemiler görev tanımlarına göre ticaret gemileri, endüstriyel gemiler, servis gemileri ve savaş gemileri olmak üzere dört çeşittir. Ticaret gemileri yük ve yolcu taşıyan gemiler; endüstriyel gemiler denizde bulunan doğal kaynakları araştırmak, değerlendirmek ve bulmak için kullanılan gemiler; servis gemileri ticaret ve endüstriyel gemileri görevleri esnasında destekleyen ve denizde can ve mal güvenliğini temin etmek için kullanılan gemiler ve savaş gemileri ise ülkenin savunma ihtiyacını karşılamak için çeşitli silahlar ile donatılmış gemiler ve bu gemilere lojistik destek sağlayan (tanker vb.) gemilerdir. Şekil 1.1'de görev tanımlarına göre gemi çeşitleri ve bu gemi çeşitlerinin örnekleri gösterilmiştir (İ.T.Ü., 2001).

Ticaret Gemileri	Endüstriyel Gemiler	Servis Gemileri	Savaş Gemileri
•Genel yük gemisi •Konteyner gemisi •Tanker •Yolcu gemisi •Ro-ro	•Tarak gemisi •Araştırma gemisi •Sondaj gemisi	•Romorkör •Deniz ambulansı •Pilot motorbotu •Gümrük motorbotu •Görev/devriye gemisi	•Destroyer •Fırkateyn •Denizaltı •Hücumbot •Mayın gemisi

Şekil 1.1 : Görev tanımlarına göre gemi çeşitleri ve örnekleri.

Gemiler görevlerini yerine getirirken yakıt tüketimi yapan donatım ekipmanları ana makina, jeneratör ve kazandan oluşmaktadır. Ana makina geminin sevki için gerekli olan sevk gücü, jeneratör geminin ihtiyacı olan elektrik enerjisi gücünü ve kazan geminin ihtiyacı olan ısı enerjisi gücünü sağlayan donatım ekipmanlarıdır. Genel

olarak tasarım aşamasında bu üç ekipmanda geminin ihtiyaçları doğrultusunda minimum özelliklerde ağırlık, hacim, güç, maliyet ve maksimum özelliklerde güvenilir, geniş servis ağına sahip ve yedek parça bulma kolaylığı sağlayan tedarikçi firmalar ve operasyonel kullanım kolaylığı (ses yalıtımı, tepkime süresi, kullanım kolaylığı, titreşim, gürültü vb.) kriterleri çerçevesinde seçilir. Ayrıca, iki nedenden dolayı bu üç donatım ekipmanının minimum yakıt tüketimi yapması istenir. Bunlardan birincisi yakıt tüketiminin geminin en önemli işletme maliyeti olması, ikincisi ise gemilerin yakıt tüketiminden kaynaklanan ve hava kirliliğine neden olan azot (NO_x), sülfür (SO_x), karbondioksit (CO_2) gibi emisyonların uluslararası kurallar gereği minimum seviyede olması istenmesidir.

Bu çalışmada kullanılan motorbot, Lozan Barış Antlaşması ve Montrö Boğazlar Sözleşmesi gereği yurt dışından gelen ve Türkiye limanlarına uğramadan transit olarak geçiş yapan gemilere İstanbul ve Çanakkale Boğazı girişlerinde belirlenen yerlerde ve geminin geçişi esnasında borda bordaya yanaşarak denetim görevini yapan görev tanımlarına göre servis gemisi çeşidi olan bir görev/devriye gemisidir. Motorbotun en önemli iki donatım ekipmanı ana makina ve jeneratörün motorbotun ihtiyacı doğrultusunda güç hesabı ve pervane tasarımı yapılarak, belirlenen kriterler, alt kriterler ve alternatifler doğrultusunda hiyerarşik yapı oluşturulmuş ve en uygun ekipman seçimi ÇKKV yöntemlerinden AHP kullanılarak yapılmıştır.

Bir geminin sevki için gerekli olan gücü sağlayan ana makina en pahalı ve en çok yakıt tüketimi yapan donatım ekipmanıdır. Ayrıca geminin istenen servis hızını sağlayamaması durumunda tersaneler sözleşme gereği yüklü miktarda maddi ceza ödemek zorunda kalmaktadırlar. Bu sebeplerden dolayı geminin optimum ana makina seçimi için gerekli olan kriterlerin doğru bir şekilde belirlenmesi gerekir. Ana makina seçiminde en önemli teknik kriterler güç, hacim ve ağırlıktır. Genel olarak geminin ihtiyacı doğrultusunda minimum ağırlık ve hacimdeki ana makina tercih edilir. Ana makina gücünü belirlemek için ise öncelikle gemi direncinin belirlenmesi gerekir.

Gemi belirli bir hızda ilerken su kesimi altındaki bölgesine (karina) suyun, su kesimi üstündeki bölgesine havanın geminin hareketine ters yönde oluşturduğu ve gemi hareketini engelleyen kuvvetlerin toplamına *gemi direnci (R)* denir. Toplam direnç (R_T) ise geminin su kesimi altındaki bölgesine su akışkan ortamının oluşturduğu gemi hareketine ters yönde etki eden ve gemi hareketini engelleyen kuvvetlerdir. Toplam direncin, sürtünme direnci (R_F), viskoz basınç direnci (R_{PV}) ve dalga yapma direnci

(R_W) olarak üç bileşeni vardır. Sürtünme ve viskoz basınç direnci suyun viskozitesi tarafından, dalga yapma direnci ise yüzey dalgaları tarafından oluşturulan direnç bileşenleridir. Geminin toplam direncini hesaplamak için gerekli olan direnç bileşenlerinden biri de artık dirençtir (R_R). Artık direnç toplam dirençten sürtünme direncinin çıkarılması veya viskoz basınç direnci ile dalga yapma direncinin toplanması ile hesaplanır. Gemiye su tarafından etki eden direnç bileşenleri dışında ek direnç bileşenleri de etki eder. En önemli ek direnç bileşenleri; takıntı direnci (R_{APP}), pürüzlülük direnci (R_A), hava ve rüzgar direnci (R_{AA}) ve rota direncidir (R_{AS}).

Tasarım aşamasında bir geminin direnci; geleneksel ve standart seri yöntemleri, regresyon temelli yöntemler, model deneyleri ve ticari bilgisayar programları ile belirlenir. Bu çalışmada motorbotun direncini belirlemek için model deneyleri yöntemi kullanılmıştır.

Bir geminin belirli bir ölçekte ahşap, kompozit gibi malzemelerden yapılan modelinin model arabasına bağlanarak çekme tankında belirli hızlarda çekilmesi ile oluşan toplam dirençleri ölçülür. Modelin hızları gemi hızlarından model ölçeği ile hesaplanır. Benzerlik kanunları ile model ile ölçülen direnç değerleri gerçek gemiye uyarlanarak geminin direnci hesaplanır. Bu çalışmada model deneyleri ile ölçülen modelin takıntısız ve takıntılı direnç değerlerini gerçek geminin direnç değerlerine çeviren ekstrapolasyon tekniklerinden ITTC 1978 yöntemi kullanılmıştır.

Bir gemi projesinin en önemli noktalarından bir tanesi aşağıdaki sebeplerden dolayı ana makina gücünün belirlenmesidir:

- Gemi sözleşmede istenen hız değerini sağlayamadığı taktirde tersaneler çok büyük miktarlarda maddi ceza ödemek zorunda kalırlar.
- Ceza ödemek riskine girmek istemeyen tersaneler optimum güçten daha fazla güçlü ana makina seçerler. Bu durumda ana makina ilk yatırım maliyeti ve ana makina yakıt tüketimi artar.
- Ana makina yakıt tüketimin artması geminin en önemli işletme maliyeti olan yakıt maliyetini artırır. Ayrıca fazla yakıt tüketimi hava kirliliğine neden olan emisyonları artırır.
- Ana makina gücü artıkça ana makinanın boyutları (hacmi) ve ağırlığı artar. Ağırlıkların az miktarlarda artması bile özellikle motorbot gibi küçük deniz

araçlarında hız ve seyir performansı olumsuz yönde etkiler. Ayrıca gemi personeli tarafından makina dairesinde az yer kaplayan ekipman olması istenir.

Gemilerin ana makina gücünü belirlemek için öncelikle gemi direnci (R) ile geminin istenen hız değeri (V) çarpılarak efektif güç (P_E) hesaplanır. Gemi efektif gücü; benzer gemilerden yararlanarak, istatistiki diyagramlar kullanarak, ampirik formüller kullanarak, sistematik direnç araştırmalarının istatistiki analizi yaparak, model deneyleri, sistematik model deneyleri sonuçlarından faydalanılarak ve ticari bilgisayar programları ile belirlenebilir.

Efektif gücün hesaplanmasından sonra, pervane ve ana makina arasındaki kayıplar dikkate alınarak pervaneye verilmesi gereken güç (P_D), minimum ana makina gücü (P_{bmin}) ve belirli bir deniz veya servis payı ile gerekli minimum ana makina gücü hesaplanır. Minimum ana makina gücü (P_{bmin}), gemiyi istenilen hızda sevk edebilmek için, deniz marjini olmadan ve % 100 MCR'da gerekli olan ana makina gücüdür. Rüzgarlı, dalgalı deniz durumlarında ve gemi karinasının zamanla kirlenerek pürüzlü hale gelmesi durumunda gemi direnci artar. Bu sebeplerden dolayı geminin istenilen hızda gidebilmesi için sakin hava, deniz durumları ve karinasının pürüzsüz olduğu durumda belirlenen güç değerini belirli bir oranda artırmaya *deniz veya servis payı (sea or service margin)* denir. Deniz marjini genellikle % 10 ~ %15 arası alınır. Ana makina gücünün belirlenmesinin son aşaması ise servis gücünün (MSR) belirlenmesidir. Servis gücü genellikle devamlı maksimum gücün (MCR) % 85-%90 aralığındadır (İ.T.Ü., 2001).

Bu çalışmada benzer gemilerden yararlanarak, Harvald ampirik formülü ile, model deneyleri ile ve Maxsurf isimli ticari bilgisayar programı ile motorbotun efektif güç hesabı yapılmıştır. Sonuçlar model deneyleri ile bulunan efektif güce göre değerlendirilmiştir.

Modele; 2 adet Teinbridge firmasına ait pervane modeli, elektrik motoru, dişli sistem ve 2 adet pervane dinamometresi montajı yapılarak sevk deneyleri yapılmıştır. Sevk deneylerinde motorbot hız aralığındaki itme, moment, pervane devir sayısı ve model hız değerleri ölçülerek pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) ve minimum ana makina gücü (P_{bmin}) hesaplanmıştır.

Ana makina gücü kullanılarak geminin hareketi için itme kuvveti pervane, su jeti gibi sevk sistemleri ile sağlanır. Pervane en yaygın kullanılan sevk sistemi ekipmanıdır.

Pervane; ana makina gücü, ana makina devri, gemi boyu, gemi kıç formu ve gemi hızı ile uyumlu olmalıdır.

Bir pervanenin ana karakteristik özelliklerini belirleyecek parametreler pervaneye verilmesi gereken güç, pervane devri ve gemi hızıdır. Gemi hızı geminin tasarımı aşamasında bellidir. Pervaneye verilmesi gereken güç direnç deneyleri ile hesaplanır. Pervane devri ise, ana makina devrinin şanzumanın devir düşürme oranı ile düşürülmesi sonucu belirlenir. Pervane, minimum güç ile maksimum verimde çalışacak, yeterli mukavemette, minimum kavitasyon ve titreşim sağlayacak şekilde tasarlanır. Pervane tasarımı sistematik serilere ait test sonuçları ile elde edilen diyagramlar kullanılarak veya sirkülasyon teorisine dayanan matematiksel yöntemler ile yapılır.

Bu çalışmada, sistematik serilere ait test sonuçları ile elde edilen diyagramlar kullanılarak motorbot pervanesinin ana karakteristik özellikleri belirlenmiştir. Sistematik serilerden Wageningen B 5-105 pervanesi kullanılmıştır. Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D), pervane devir sayısı (n) ve pervane ilerleme hızı (V_A) belli olduğu için optimum pervane çapı (D) ve pervane hatvesi (P) değerleri B_p-δ diyagramları kullanılarak hesaplanmıştır.

Sıvı akışkanın içerisinde basınç ve hız değişimleri varsa bu akışanda kabarcıklar ve boşluklar oluşur. Bu fiziksel olaya *kavitasyon* denir. Kavitasyon pervanede; itme azalması, gürültü, titreşim aşınmaya neden olur. Bu sebepten dolayı pervane tasarımı yapıldıktan sonra kavitasyon kontrol edilmelidir. Pervane kavitasyon kontrolü Crouch Yöntemi, Burrill Yöntemi ve Keller Yöntemi olarak üç yöntemle yapılabilir. Bu çalışmada, Keller Yöntemi ile motorbot pervanesinin kavitasyon kontrolü yapılmıştır.

Sevk deneylerinde kullanılan model pervanenin açık su verimi ile motorbot pervanesinin açık su verimi farklı olduğu için genel sevk verimi motorbot pervanesinin açık su verimi ile yeniden hesaplanmıştır. Daha sonra pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü revize edilmiştir. Minimum ana makina gücüne % 10 deniz marjini eklenerek motorbotun teknik istekler gereği % 100 MCR'da minimum toplam ana makina gücü ve bir ana makina gücü hesaplanmıştır.

Gemilerin kendilerine tahsis edilen görevi güvenli ve kesintisiz olarak yerine getirmeleri için seyir, manevra, demir durumu, liman durumu ve yükleme-boşaltma operasyonları için elektrik enerjisi ihtiyacı gemi yardımcı makinalarından bir tanesi

olan jeneratörler tarafından sağlanmaktadır. Gemilerde en çok kullanılan jeneratörler dizel jeneratörlerdir. Dizel jeneratörler kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye, mekanik enerjiyi ise elektrik enerjisine dönüştüren makinalardır. Jeneratörlerin kapasiteleri geminin farklı operasyon durumlarında kullanılan elektrik yüklerinin analizi yapılarak tespit edilir. Bu çalışmada motorbotun; seyir, manevra ve liman operasyon durumları için elektrik yük analizi yapılarak teknik istekler gereği bir adet, 230 V AC, 1 faz, 50 Hz dizel jeneratörün gücü hesaplanmıştır.

İşletmeler için tedarikçi seçimi kendi aralarında çelişen nitel ve nicel değerler alan birçok kriterin dengelenmesini gerektiren çok kriterli bir karar problemidir. Çünkü karar verme, kriter ve alt kriter sayısındaki artış ve alternatiflerin özellikleriyle değerlendirme aşamasında zor olmaktadır. Karar verme sürecinde kullanılan yöntemlerden bir tanesi çok kriterli karar verme (ÇKKV) yöntemidir. ÇKKV yöntemi birçok kriter, alt kriter ve alternatif arasından seçim yapılma aşamasını ve bu aşama sonunda en iyi alternatifi seçmeyi hedefleyen yöntemdir. ÇKKV yöntemleri çok nitelikli karar verme (ÇNKV) yöntemleri ve çok amaçlı karar verme (ÇAKV) yöntemleri olarak ikiye ayrılır. ÇNKV yöntemlerinden bir tanesi olan analitik hiyerarşi prosesi (AHP), bir amaca ulaşmak için belirlenen kriterleri değerlendirilmek üzere bir hiyerarşik yapıda modelleyen ve bu kriterleri birbirlerine göre göreceli önemini değerlendiren, her kriter için alternatifleri karşılaştıran ve alternatifleri önem derecelerine göre sıralayarak en uygun alternatifi belirleyen yöntemdir.

Bir geminin inşa aşamasında bir çok problem birden fazla kriter ve alt kriterlerden oluşan ve birden fazla alternatifin olduğu çok kriterli karar verme probleminden oluşur. Ana makinanın gemi sevkinin ana ekipmanı, jeneratörün elektrik enerjisi kaynağının ana ekipmanı olması ve her ikisinin de ilk yatırım, işletme, bakım ve onarım maliyetlerinin yüksek olmasından dolayı gemi için ana makina ve jeneratör tedarikçi firma seçimi problemdir. Ayrıca her iki ekipmanında optimum bir şekilde seçilmesi için birden çok kriter, alt kriter ve alternatif mevcuttur. Bu sebeplerden dolayı gemi için optimum ana makina ve jeneratör seçimi ÇKKV problemidir.

Bu çalışmada, ÇNKV yöntemlerinden biri olan AHP kullanılarak motorbot için en uygun ana makina ve jeneratör seçimi yapılmıştır. Öncelikle problem, amaç, kriterler, alt kriterler ve alternatifler belirlenerek hiyerarşik yapı oluşturulmuştur. Kriterler ve alt kriterler yapılan literatür taraması, ve gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile, alternatifler ise kriterler ve alt kriterler doğrultusunda piyasa araştırması

ile belirlenmiştir. Kriter ve alt kriter verileri markaların (alternatiflerin) internet sitelerinden ve firma yetkilileri ile görüşülerek sağlanmıştır. Kriter, alt kriterler ve alternatiflerin değerlendirilmesi gemi inşa sektöründe tecrübeli mühendisler yardımı ile yapılmıştır. AHP analizi, Microsoft Office programlarından biri olan Excel ile yapılmıştır. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin kendi aralarında alternatiflerin ise alt kriterlere göre ikili matrisleri oluşturularak tutarlılık oranları hesaplanmış olup, tüm matrislerin tutarlı olduğu belirlenmiştir. Daha sonra alternatiflerin ağırlıklandırılması değerleri hesaplanarak en uygun ana makina alternatifi ve en uygun jeneratör alternatifi ticari etik açısından marka ve model belirtilmeden belirlenmiştir.

Seçilen ana makinanın güç eğrisi ($P_{ana\ makina}$) ve optimum pervane güç eğrisi ($P_{pervane}$) ile motorbotun tasarlanan pervanesine verilmesi gereken güç (P_D) karşılaştırılarak ana makina ile pervane arasındaki uyum kontrolü yapılmıştır.

Bu çalışmanın son aşamasında teknik istekler gereği AHP ile seçilen makina ve jeneratörün yakıt tüketimine göre motorbotun kesintisiz olarak 200 deniz mili seyir yapabilmesi için gerekli olan yakıt tankı kapasitesinin hesabı yapılmıştır.

1.1 Literatür Taraması

Çalışmanın uygulama bölümünde, görev tanımlarına göre servis gemisi çeşidi olan görev/devriye gemisi cinsindeki bir motorbotun direnci ve ana makina gücünün hesabı yapılarak ana makina ile uyumlu pervanenin ana karakteristik özellikleri ve elektrik yük analizi hesabı yapılarak jeneratör gücü belirlenmiştir. AHP analizi ile motorbot için optimum ana makina ve jeneratör belirlendikten sonra ekipmanların yakıt tüketimine göre ve 200 deniz mili seyir sıası için yakıt tankı hesabı yapılmıştır. Uygulama bölümü doğrultusunda çalışmanın literatür taraması; gemi direnci, ana makina, pervane, gemi elektriği ve AHP konularını kapsayacak şekilde yapılmıştır.

Gemi direnci, ana makina, pervane ve gemi elektriği konuları ile ilgili incelenen çalışmalar;

Demirel (2021), çalışmasında Fouling'in sürtünme direnci ve gemi toplam direnci üzerine olan etkilerini ve bu etkileri azaltmak için kullanılan yöntemleri incelenmiştir. Çalışmada Fouling ve Antifouling boya uygulamasının gemi toplam direncine etkilerini sayısal olarak incelemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli bilgisayar yazılım programlarından biri olan STAR-CMM+ kullanılmıştır.

Gökçe ve Sukas (2016), yüksek süratli kayıcı tekne tipindeki bir deniz aracının direnç analizini RANS tabanlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli bir bilgisayar yazılım programı ile yapmıştır. Deniz aracının toplam direnç sonuçları doğrultusunda potansiyel tabanlı kaldırıcı yüzey yöntemi ile pervane tasarımı yapılarak ana makina gücü belirlenmiştir.

Ersöz (2011), çalışmasında 62 formunun ana modeli özelliklerinde bir modelin; model deneyleri, Maxsurf isimli ticari bilgisayar programı, matematiksel yöntemler ile oluşturulan ampirik formüller ve daha önce yapılan model deneylerinin ekstrapolasyonu ile direnç hesaplarını yapmış ve kullanılan yöntemlerin direnç değerlerini karşılaştırmıştır.

Çelik (2019), Muğla ili, Akyaka Bölgesi sınırları içerisinde bulunan Kadın Azmağı Nehiri'nde gezinti teknesi olarak kullanılmakta olan 10 metre boyundaki ahşap piyade tipi bir teknenin direncini ve ana amkina gücünü hesaplayarak pervane tasarımını yapmıştır. Bölgede hizmet vermekte olan benzer özelliklerdeki teknelerin bölgenin ekolojik özelliklerine zarar vermesini engellemek için belirlenen ana makina gücü ve tasarlanan pervane baz alınarak elektrik tahrik sistemi tasarımı yapılmıştır.

Kükner ve Kadıoğlu (2015), bir kayıcı teknenin farklı boylardaki (16,8 m, 20 m, 25 m ve 30 m) ve belirlenen hız aralıklarında Savitsky Pre Planing, Savitsky Planing, Blount-Fox, Lahtiharju ve Wyman yöntemleri ile direnç hesaplarını yaparak sonuçları karşılaştırmıştır.

Öksüz (2008), bir filoda hizmet vermekte olan beş adet kardeş (aynı tip) geminin tekne-pervane pürüzlülüğünün ve farklı deniz-hava şartlarının direnç ve hız değişimine olan etkilerini incelemiştir.

Can ve Bal (2019), gemi hidrodinamiği konusunda kullanılan referans tekne formlarından biri olan Duisburg Test Case (DTC) teknesinin direncini hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımıyla Telfer Geosim yöntemi ile hesaplamıştır.

Delen (2015), deplasman tipi ve kayıcı tekne tipindeki iki farklı geminin model deneyleri ile direnç hesaplamaları esnasında oluşan belirsizliği 2002 ve 2014 ITTC belirsizlik analizi yöntemlerini kullanarak incelemiştir.

Yılmaz (2020), Loyd Register (LR) klas kuruluşu tarafından belgelendirilen bir kargo gemisinin gemi seyir testlerinde elde edilen direnç, açık su pervane performansı, sevk, pervane performansı ve kavitasyon verilerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

yöntemi ile karşılaştırmıştır. HAD yöntemi için Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) ve Volume of Fluid (VOF) isimli ticari bilgisayar programları kullanılmıştır.

Deniz (2000), gemi ana makinasının enerji ekonomisine etkilerini, bu etkilerin verimliğini artırma yöntemlerini ve işletme maliyetlerini azaltmak için yapılması gerekenleri incelemiştir. Ayrıca, çok kriterli karar verme yöntemlerinden Electre kullanılarak enerji ekonomisi etkilerinin verimli olarak yapılabilmesi için en uygun gemi seçimi uygulaması yapılmıştır.

Kınacı (2013), gemi, pervane ve dümenin birbirleri üzerine olan etkilerini ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) bilgisayar programını kullanarak ve serbest su yüzeyi ile kavitasyon etkisini ihmal ederek hidromekanik açıdan incelemiştir.

Çelik (1997), kaldırıcı hat ve kaldırıcı yüzey yöntemlerini kullanarak uskur pervane tasarımı yapmış ve her iki yöntemin sonuçlarını karşılaştırmıştır.

Ersöz (2006), direnç değerleri daha önceki çalışmalar ile hesaplanan piyade tipi balıkçı teknesinin ana makina gücünü belirleyerek ana makina ve şanzuman seçimini yapmıştır. Wageningen B tipi serilerinden (Bp-δ) sistematik diyagramlarını kullanarak çeşitli kanat sayısı ve kanat açınım oranları analizleri ile optimum pervane karaktaristikleri belirlenmiştir. Pervanelerin; kavitasyon, pervane yuvasına sığma kontrolleri ve mukavemet hesapları yapılarak sonuçlar karşılaştırılmış ve tüm şartları sağlayan optimum pervane belirlenmiştir.

Pekşen ve diğ. (2014), Marmara Denizi'nde bulunan Marpold Limanı'na cold ironing yöntemini uygulayarak gemi emisyon değişimlerini incelemiş ve net bugünkü değer (NPV) yöntemi ile enerji üretim maliyet analizini yapmıştır.

Yağmur (2001), alternatif akım (AC) ve doğru akım (DC) elektrik tahrik sistemleri ile gemi modeli uygulaması yapmıştır. Model üzerinde yük akışı, kısa devre hesapları ve sisteme yeni bir yük devreye alma veya çıkarma durumları incelenmiştir.

Konar (2019), bir savaş gemisinin elektrik sistemi modelini çevresel faktörleri ve operasyon durumlarını ihmal ederek tasarlamış ve sistemin Matlap Simulink benzetimi ile yük değişimlerini incelemiştir. Ayrıca, acil durum yüklerinin acil durum jeneratörü ve hidrojen yakıt pili ile beraber beslenmesi için Matlap Simulink benzetimini kullanarak acil durum besleme sistemini incelemiştir.

Masat (2010), bir fırkateynin farklı operasyon durumları için elektrik yük analizini yapmış ve benzer fırkateynlerin jeneratör güçlerini inceleyerek jeneratör toplam gücü belirlemiştir. Fırkateynin diğer yardımcı sistemlerin (havalandırma-iklimlendirme, kompresör, iticiler, pervane vb.) kapasiteleri ülkemizde görev yapmakta olan çeşitli tiplerdeki fırkateynlerde kullanılmakta olan sistemlerin kapasiteleri, miktarları, avantajları ve dezavantajları değerlendirilerek belirlenmiştir.

Çalışmanın uygulama bölümünde motorbot için kullanılacak optimum ana makina ve jeneratörü belirlemek için kullanılan metodoloji AHP ile ilgili literatür taraması AHP'nin diğer sektörlerdeki uygulamaları ve denizcilik sektöründeki uygulamaları olarak iki aşamada yapılmıştır.

AHP'nin diğer sektörlerdeki uygulamaları ile ilgili incelenen çalışmalar;

Kapar (2013), 1980 yılından beri İzmir'de ütü makinaları ve basınçlı buhar kazanları üretimi yapan bir işletme için üç adet tedarikçi firma arasından en uygununu belirlemek amacıyla çok kriterli karar verme (ÇKKV) yöntemlerinden biri olan analitik hiyerarşi prosesini (AHP) kullanmıştır. Konusunda uzman altı kişi tarafından altı ana kriter ve yirmi üç alt kriter ile yapılan değerlendirme sonucunda üç adet tedarikçi firma arasından en uygun olanını AHP ile belirlemek için Expert Choice 11.5 isimli ticari bir bilgisayar programını kullanılmıştır.

Ecer ve Küçük (2008), bir mağaza zinciri için dört adet tedarikçi firma arasından en uygun olanını belirlemek için ÇKKV yöntemlerinden biri olan AHP yöntemini kullanmıştır. Dört adet ana kriter ve bu ana kriterlerin altında onbir adet alt kriter Expert Choice isimli ticari bir bilgisayar programı ile değerlendirilerek en uygun tedarikçi firma belirlenmiştir.

Ak Oğuz ve Köksal (2018), İstanbul Bilişim ve Akıllı Kent Teknolojileri A.Ş.'de kullanılması planlanan kamera sistemi kameralarının tedarik edilmesi için beş adet tedarikçi firma arasından en uygun olanını belirlemek için ÇKKV yöntemlerinden AHP ve TOPSIS yöntemlerini kullanmıştır. Literatür taraması ile yedi adet kriter belirlenmiş ve konusunda uzman beş kişi tarafından bu kriterler önem derecesine göre sıralanmıştır. Kriterler AHP yöntemi ile ağırlıklandırılmış, TOPSIS yöntemi ile tedarikçi firmaların sıralaması yapılarak en uygun tedarikçi firma belirlenmiştir.

Supçiller ve Çapraz (2011), Türkiye'de bulunan bir oluklu mukavva kutu üretici firması için kağıt hammaddesinin tedarik edilmesi amacıyla tedarikçi firma seçimini

ÇKKV yöntemlerinden AHP ve TOPSIS ile belirlemiştir. Literatür taraması ile kalite, fiyat, teslimat ve hizmet olarak dört adet ana kriter ve bu ana kriterlerin altında toplam onbir adet alt kriter ve piyasa araştırması ile dört adet tedarikçi firma belirlenmiştir. İlgili kriterlerin ağırlıklandırılması için AHP yöntemi, tedarikçi firmaların sıralanması için TOPSIS yöntemi kullanılmıştır. Kriter ve alt kriterler konusunda uzman kişilerce değerlendirilerek Super Decisions 2.0.8 programı ile ağırlıklandırılmıştır. Bu ağırlıklandırmalar kullanılarak TOPSIS yöntemi ile tedarikçi firmalar sıralanmış ve en uygun tedarikçi firma belirlenmiştir.

Akdeniz (2021), tek bir firma ve kişi bazında otomobil satın alma problemini ÇKKV yöntemlerinden biri olan AHP ile belirlemiştir. Öncelikle literatür taraması yapılarak yedi adet ana kriter ve firmanın internet sitesinden faydalanılarak üç ayrı modele ait onyedi adet farklı alternatif tespit edilmiştir. AHP yöntemi, bireyin değerlendirmelerinin Super Decisions 2.10.0 ticari bilgisayar programı ile kullanılması ile uygulanmış olup alternatifler sıralanarak birey için en uygun alternatif belirlenmiştir.

Uçakcıoğlu ve Eren (2017), Ankara'da hava savunma sektöründe hizmet vermekte olan bir firmanın yatırım projesi seçimini ÇKKV yöntemlerinden AHP ve VIKOR yöntemleri ile yapmıştır. Yatırım uzmanı olan yirmi kişi tarafından beş adet kriter ve sekiz adet alternatif belirlenerek değerlendirme yapılmıştır. AHP ve VIKOR yöntemleri ile alternatifler sıralanarak en uygun alternatif tespit edilmiştir. AHP yönteminde uzmanların görüşlerinin kullanılması, VIKOR yönteminde ise gerçek değerlerin kullanılmasından dolayı AHP yöntemi ile belirlenen en iyi alternatif ve VIKOR yöntemi ile belirlenen en iyi alternatifin farklı olduğu görülmüştür.

Akdeniz (2018), bir işletmenin B olarak kodlanmış biriminde, X olarak kodlanmış yöneticisi tarafından birimde çalışanlar arasından en iyisini belirlemek için AHP yöntemini kullanmıştır. X yönetici tarafından üç adet göreli somut kriter, üç adet göreli soyut kriter ve altı adet alternatif (çalışan personel) belirlenmiştir. Göreli somut kriterler ve göreli soyut kriterler ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, göreli somut kriterlerin değerlendirilmesi sonucunda oluşan en iyi alternatif (çalışan kişi) ve göreli soyut kriterlerin değerlendirilmesi sonucunda oluşan en iyi alternatifin (çalışan kişi) aynı kişi olduğu görülmüştür.

Hoş ve Demirer (2020), Çorum Organize Sanayi Bölgesi'nde makina sanayi sektöründe hizmet vermekte olan bir işletmenin talaşlı imalat sektöründe faaliyet gösteren sekiz adet tedarikçi firmasını AHP yöntemi ile sıralayarak en uygun tedarikçi firmayı belirlemiştir. Kriterler; fiyat, kalite, esneklik ve teslimat olarak belirlenmiştir. AHP yöntemi işletmenin sekiz adet uzman personelinin görüşleri alınarak Expert Choice 11 isimli ticari bir bilgisayar programı ile yapılmış ve tedarikçi firmalar sıralanarak en uygun tedarikçi firma belirlenmiştir.

Çetinbaş (2017), ÇKKV yöntemlerinden AHP, AAP, TOPSIS, MAUT, DEMATEL ve SAW yöntemini Microsoft Excel programı ile uygulamıştır. Uygulama ile karar verici tarafından belirlenen kriterler ve alternatifler programa girilerek alternatifler arasında sıralama yapılıp en uygun alternatif belirlenmiştir. Ancak, hazırlanan program sadece 3x4, 4x3, 4x6 ve 6x5 boyutundaki matrisler içindir.

Ersöz ve Kabak (2010), 1995 yılından beri yayımlanan savunma sanayi sektöründeki ÇKKV yöntemleri ile ilgili 37 akademik çalışma inceleyerek en yaygın olan yöntemleri belirlemiştir. ÇKKV yöntemleri arasındaki ilişkileri belirlemek için çoklu uyum analizi uygulanmış ve sonuç olarak en fazla AHP yönteminin kullanıldığı görülmüştür.

Yeşilkaya (2018), atık kağıttan üretim yapacak bir kağıt fabrikasının akdeniz bölgesindeki beş şehirden (Adana, Hatay, Mersin, Kahramanmaraş, Osmaniye) hangisinde kurulacağının belirlenmesi için ÇKKV yöntemlerinden AHP, TOPSIS ve PROMETHEE'yi kullanmıştır. Literatür taraması ve uzman görüşleri alınarak sekiz adet kriter belirlenmiştir. Kriterlerin ağırlıkları ise kağıt endüstrisinde faaliyet gösteren üç fabrikanın yöneticisi ve yedi adet öğretim üyesinin görüşlerinin geometrik ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Daha sonra AHP, TOPSIS ve PROMETHEE yöntemleri uygulanarak kağıt fabrikasının kurulacağı en uygun şehir belirlenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Özkök ve Kaçtıoğlu (2021), ÇKKV yöntemlerinden AHP ve TOPSIS ile optimum jeneratör seçimini yapmıştır. Kriterler ve dizel jeneratör marka-modelleri (alternatifler) kuruluş temsilcileri, jeneratör firması temsilcileri, jeneratör operatörleri ve teknisyenlerinden oluşan on kişilik bir çalışma grubu tarafından belirlenmiştir. Jeneratör seçimi için dört adet kriter ve dört adet alternatif belirlenmiştir. Sonuç olarak her iki yöntem ile bulunan alternatiflerin sıralamasının aynı olduğu görülmüştür.

Karim ve Karmaker (2016), ÇKKK yöntemlerinden AHP ve TOPSIS ile optimum makina seçimi yapmıştır. Literatür taraması ve farklı alanlarda çalışan şirket yöneticileri ile görüşülerek yedi adet ana kriter, toplam yirmi altı adet alt kriter ve Bangladeş'te bulunan markalardan üç adet alternatif belirlenmiştir. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin ağırlıklandırılması AHP yöntemi ile, alternatiflerin sıralanması TOPSIS yöntemi ile yapılmıştır.

Ballıca (2020), çalışmasında 6 adet hava savunma projesinin 11 kriter çerçevesinde analitik hiyerarşi prosesi ile önceliklendirilmesini anlatmıştır.

İnan (2017), Analitik hiyerarşi prosesi yöntemini kullanarak 2015 yılı dünya havayolu şirketi ödülleri anketinde tam hizmet geleneksel taşıyıcısı stratejisini uygulayan ve ilk 100'e giren şirketleri hizmet-konfor ve performans kriterleri kapsamındaki faaliyet ve finansal performansları açısından değerlendirmiştir.

Özcan (2019), AHP yöntemi ile taşınmazın değerini etkileyen kriterleri değerlendirerek elde edilen veriler ışığında coğrafi bilgi sistemi ile taşınmaz değer haritası tasarlamıştır.

Bozkurt Uzan (2019), bir havayolu şirketinin bilgi teknolojileri departmanı için yazılım şirketi seçimini çok kriterli karar verme yöntemleri ile yapmıştır. AHP ile kriter ve alt kriterlerin ağırlıkları hesaplandıktan sonra, TOPSIS, VIKOR, ARAS ve MOORA yöntemleri bir arada kullanılarak yazılım şirketi tedarikçi firma seçimi yapılmıştır.

Erdoğan (2019), çalışmasında hayvansal atıklardaki kemik iliği yağlarından biyodizel yakıt elde etmeyi ve en iyi biyodizel yakıtı çevre kirliliği, makina performansı, yanma verimi ve ülke ekonomisine katkıları kriterleri çerçevesinde belirlemiştir. Çalışmada, çok kriterli karar verme yöntemlerinden AHP, AAP, SWARA (Step-Wise Weight Assessment Ratio Analysis) ve MOORA (Multi-Objective Optimization on The Basis of Ratio Analysis) hibrit şekilde kullanılmıştır.

Karagöz (2009), Denizli Büyükşehir Belediyesi tarafından inşa edilen toplu konutlarda kullanılan seramik için belirlenen kriterler doğrultusunda tedarikçi firma seçimini çok kriterli karar verme yöntemlerinden biri olan AHP ile yapmıştır.

Kaplan (2010), ülkemizde perakende sektöründe büyük bir paya sahip olan bir firma için belirlenen kriterler doğrultusunda 3 adet tedarikçi arasından en uygun olanı AHP yöntemi ile belirlemiştir.

Özboğan (2019), üretici ve kullanıcıların görüşleri doğrultusunda bir split klimada olması gereken 11 özelliğin önem sıralamasını AHP yöntemi ile belirlemiştir.

Hacıoğlu (2015), çalışmasında bir yıl boyunca Kütahya bölgesinin hava kalitesinin ölçülmesi için bir adet kentsel ve bir adet kırsal bölgede olmak üzere iki adet hava kalitesi ölçüm istasyonunun bulunacağı yerin tespit etmek için çok kriterli karar verme yöntemlerinden AHP ve ELECTRE kullanmıştır.

Gürün (2015), belirlenen ana kriterler ve alt kriterler çerçevesinde AHP yöntemini kullanarak dört adet iş jeti arasından en uygun olanını tespit etmiştir.

AHP'nin denizcilik sektöründeki uygulamaları ile ilgili incelenen çalışmalar;

Sürekli (2010), çalışmasında uzman görüşleri doğrultusunda belirlenen beş kriterin (iç tasarım, dış tasarım, performans, fiyat ve marka) öncelik sırası AHP yöntemini kullanarak 18 m altı, 24 m üstü ve trawler tipi üç çeşit motoryat için uygulamıştır.

Uzun ve Kazan (2016), Türkiye'de inşa edilen bir balıkçı gemisinde kullanılmak üzere optimum ana makina seçimini ÇKKV yöntemlerinden AHP, TOPSIS ve PROMETHEE ile yapmış ve bulunan sonuçları karşılaştırmıştır. Ana makina seçimi için beş adet ana kriter, toplam on adet alt kriter ve yedi adet alternatif belirlenmiştir. AHP ve PROMETHEE yöntemlerinin alternatif sıralamasının yakın sonuçlar verdiği ve gerçek durum ile tutarlı olduğu görülmüştür.

Herişçakar (1999), Çelik Tekne Tersanesi'nde Furtrans Şirketi için inşa edilen 6000 DWT kimyasal tankerin optimum ana makina seçimini ÇKKV yöntemlerinden AHP ve SMART ile yapmıştır. Ana makina seçimi için beş adet ana kriter, onüç adet alt kriter ve altı adet alternatif belirlenmiştir. Yöntemler Criterium Decision Plus isimli ticari bir bilgisayar programı ile uygulanmış ve her iki yöntemde de optimum ana makinanın aynı olduğu görülmüştür.

Görçün (2020), AHP yöntemi ile gemi seçimini yapmıştır. Sektörde en az on yıl deneyime sahip yedi kişilik bir uzman ekip tarafından yedi adet kriter ve dört adet gemi alternatifi (tanker, konteyner, Ro-Ro, kuru yük) belirlenmiştir. AHP yönteminin uygulanması ile gemi türleri sırasıyla tanker, konteyner, kuru yük ve Ro-Ro olarak belirlenmiştir.

Yıldırım ve diğ. (2015), konteyner gemilerinin karaya oturma kazalarında insan hatası kaynaklı kaza nedenlerini belirleyerek AHP yöntemi ile çözüm önerilerini sıralamıştır.

1993-2011 yılları arasında 46 adet kaza raporları incelenmiştir. Tanker, Ro-Ro, konteyner ve dökme tipi gemilerde çalışmış uzak yol kaptan yeterliliğine sahip beş adet akademisyen oluşan çalışma grubu tarafından kaza nedenlerinin kriter, alt kriter ve alternatifleri (çözüm önerileri) belirlenmiştir. Değerlendirme onbir kişilik bir uzman tarafından yapılmıştır. AHP yöntemi Microsoft Office programlarından biri olan Excel ile uygulanarak çözüm önerileri sırasıyla; vardiya zabiti sayısının artırılması, gemi öncesi-içi eğitim, köprü üstü kaynak yönetimi uygulamaları, gözcü eklenmesi ve ECDIS cihazının aktif olarak kullanılması olarak bulunmuştur.

Ata ve Sennaroğlu (2008), bir çok operasyonda kullanılan bir savaş gemisi tipi olan LCS'nin tasarım kriterlerini AHP yöntemi ile analiz ederek öncelikleri belirlemiştir. Değerlendirme gemi inşa, sensor sistemleri, silah sistemleri ve farklı tip savaş gemilerinde operatör olarak görev almış konusunda uzman kişiler tarafından yapılmıştır. Çalışma grubunun değerlendirmesi geometrik ortalama, kesik ortalama ve grup ağırlıklarının geometrik ortalaması olarak üç farklı metot ile yapılmış ve tüm sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Palaz ve Kovancı (2008), Deniz Kuvvetleri Komutanlığı bünyesinde denizaltı filosunda görev yapacak denizaltı tiplerini belirlemek için AHP yöntemini kullanmıştır. Kriterler, denizaltı gemilerinde ve su üstü gemilerinin denizaltı savunma harbi branşında görevli beş kişilik bir çalışma grubu tarafından belirlenmiş, denizaltı tipleri üzerinde değerlendirilmiş ve en uygun denizaltının seçimi yapılmıştır. Çalışma grubu tarafından kriterler; gizlilik vasfı, dayanıklılık, sürat, silah sistemleri ve sensörler olarak belirlenmiştir. Alternatifler ise denizaltı filosunda kullanılmakta olan üç tip denizaltı (Ay sınıfı, Preveze sınıfı ve Gür sınıfı) ve proje aşamasında olan havadan bağımsız tahrik sistemli denizaltı (AIP) olarak belirlenmiştir. AHP yöntemi Super Decisions ve Expert Choice isimli ticari bilgisayar programları kullanılarak yapılmıştır. Her iki programda da alternatiflerin sıralamalarının aynı olduğu görülmüştür.

Bayazit ve Zorba (2017), tehlikeli sıvı dökme yüklerin denizyolu ile taşınmasında esnasında kullanılan kimyasal tanker ve tank konteynır alternatiflerinin hangisinin tercih edildiğini tespit etmiştir. Türk kimya şirketlerinin alternatifleri tercih etme kriterleri literatür taraması yapılarak onaltı kriter belirlenmiş, kriterlerin ağırlıklandırılması ve alternatiflerin sıralanması için AHP yöntemi kullanılmıştır.

2. GEMİ DİRENCİ

Gemi inşanın en önemli konularından biri gemi direncinin belirlenmesidir. Çünkü, gemi direncinin belirlenmesi esnasında yapılacak hatalar tasarımı, inşayı ve işletmeyi etkiler. Geminin tasarım ve inşa aşamasında; ana makina gücünü belirlemek ve optimum ana makina seçimi için öncelikle seyri esnasında su ve havadan maruz kaldığı direncin bilinmesi gerektiği ve ana makina maliyetinin geminin en önemli donatım ekipmanı maliyeti olduğu düşünülürse, gemi direncinin doğru bir şekilde belirlenmesinin ne kadar önemli olduğu görülür. Geminin işletmesi aşamasında ise; direncin fazla olarak belirlenmesi geminin aynı yolu daha fazla yakıt harcayarak gitmesi anlamındadır (Delen, 2015). Ayrıca geminin fazla yakıt harcaması emisyonu artırır. Son yıllarda uluslararası kuruluşların hava kirliliğini azaltmak için emisyon ile ilgili getirdiği kısıtlar yakıt tüketiminin, dolayısıyla gemi direncinin minimum belirlenmesi konusunu daha da önemli hale getirmiştir (Demirel, 2012). Genel olarak, minimum direnç geminin ilk yatırım ve işletme maliyetini azaltır, işletme ömrü boyunca ise gemi performansının yüksek olmasını sağlar. Bu sebepten dolayı, gemi direncinin gerçek değerine en yakın bir şekilde belirlenmesi gerekir.

Belirli bir hızda ilerleyen geminin su altı bölümüne su, su üstü bölümüne ise hava gemi hareketine ters yönde kuvvet oluşturur. Gemi direnci, belirli bir hızda hareket eden geminin hareketine ters yönde etkileyen akışkan kuvvetlerinin toplamı olarak tanımlanabilir.

Geminin hareketini engelleyen direnci karşılamak için en az direnç kadar itme kuvvetinin uygulanması gerekir. İtme kuvveti; geminin ana makinasında üretilen gücün pervaneye kadar uzanan sevk sistemi kayıplarından sonra direnci karşılayarak geminin istenen hızda seyrini sağlayan kuvvettir.

Geminin direnç bileşenleri ve toplam direncinin belirlenmesinde çeşitli yöntemler kullanılır. Model deneyleri, ticari bilgisayar programları, deneylerden elde edilen standart seriler ve istatistiksel analizler belli başlı yöntemlerdir. Günümüzde, ticari bilgisayar programları ile tasarlanan nihai tekne formunun hesaplanan direnç değerleri

ile bu tekne formundan yola çıkarak yapılan model deneyleri sonucunda hesaplanan direnç değerleri karşılaştırılarak sonuçların güvenilir ve tutarlı olması kontrol edilmektedir (Delen, 2015).

2.1 Gemi Direnci Bileşenleri

Bir gemi yoğunlukları birbirinden farklı iki akışkan olan su ve hava ortamı içerisinde hareket eder. Belirli bir hızda ilerleyen geminin su altı bölümüne suyun, su üstü bölümüne ise havanın, gemi hareketine ters yönde oluşturduğu kuvvetlerin toplamına *gemi direnci (R)* denir. Toplam direnç (R_T) ise belirli bir hızda hareket eden geminin su kesimi altındaki bölgesine su tarafından geminin hareketine ters yönde etki eden ve hareketini engelleyen kuvvetlerin toplamıdır.

Geminin su altında kalan yüzeyi ile su arasında sürtünme kuvvetlerinden dolayı sürtünme direnci ve geminin su altındaki kısmına suyun yaptığı basınç etkisi ile viskoz basınç direnci oluşur (Demirel, 2012). Geminin su yüzeyindeki hareketi nedeni ile oluşan dalgaların direncine ise *dalga yapma direnci* denir.

Kısaca, su yüzeyinde belirli bir hızda ilerleyen gemiye su tarafından sürtünme, viskoz basınç ve dalga yapma dirençleri etki eder. Sürtünme direnci (R_F), gemi ıslak yüzeyindeki teğetsel gerilmelerin gemi hareket yönünde toplanması ile bulunan direnç bileşenidir (Demirel, 2012). Viskoz basınç direnci (R_{PV}), viskozite ve türbülanstan dolayı oluşan normal gerilme bileşenlerinin toplamıdır (Öksüz, 2008). Dalga yapma direnci (R_W) ise, gemi etrafındaki dalgaları oluşturmak için harcanan kayıpları temsil eden direnç bileşenidir (Delen, 2015). Bu üç direnç bileşiminin toplamı gemiye su tarafından etki eden toplam direnci (R_T) verir ve (2.1) denklemi ile ifade edilir.

$$R_T = R_F + R_{PV} + R_W \tag{2.1}$$

Sürtünme direnci ve viskoz basınç direnci suyun viskoz etkilerinden dolayı oluştuğu için bu dirençlerin toplamına *viskoz direnç (R_V)* denir ve (2.2) denklemi ile ifade edilir.

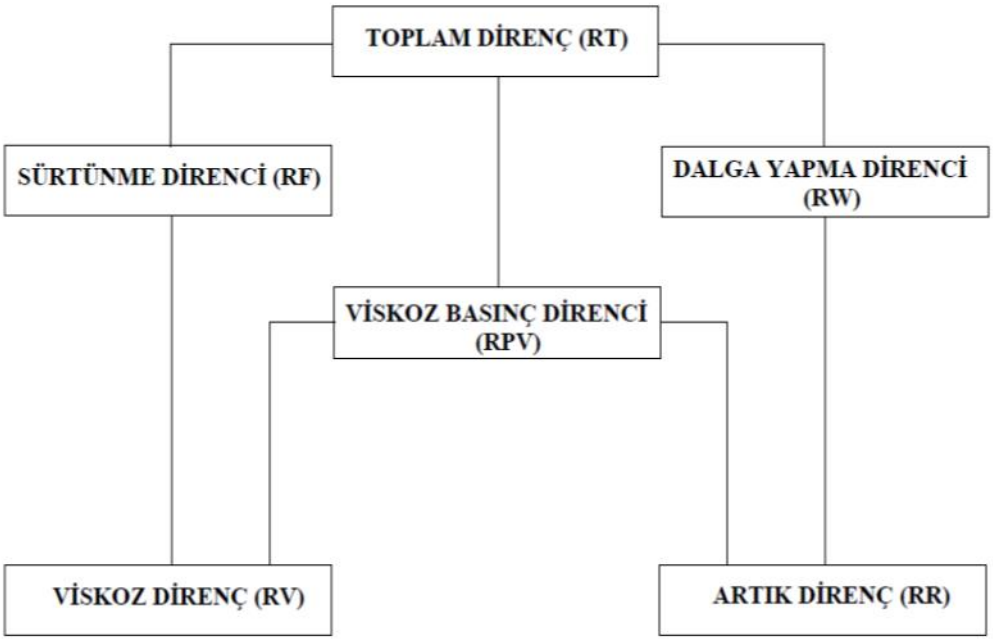
$$R_V = R_F + R_{PV} \tag{2.2}$$

Viskoz basınç direnci ve dalga yapma direnci toplamına *artık direnç (R_R)* denir ve (2.3) denklemi ile ifade edilir. Ayrıca artık direnç (2.4) denkleminde görüleceği üzere toplam direnç ile sürtünme direnci arasındaki farktır (Öksüz, 2008).

$$R_R = R_{PV} + R_W \tag{2.3}$$

$$R_R = R_T - R_F \tag{2.4}$$

Gemiye su tarafından etki eden direnç bileşenleri arasındaki ilişki şematik olarak Şekil 2.1'de gösterilmiştir (Baykal ve Dikili, 2002).



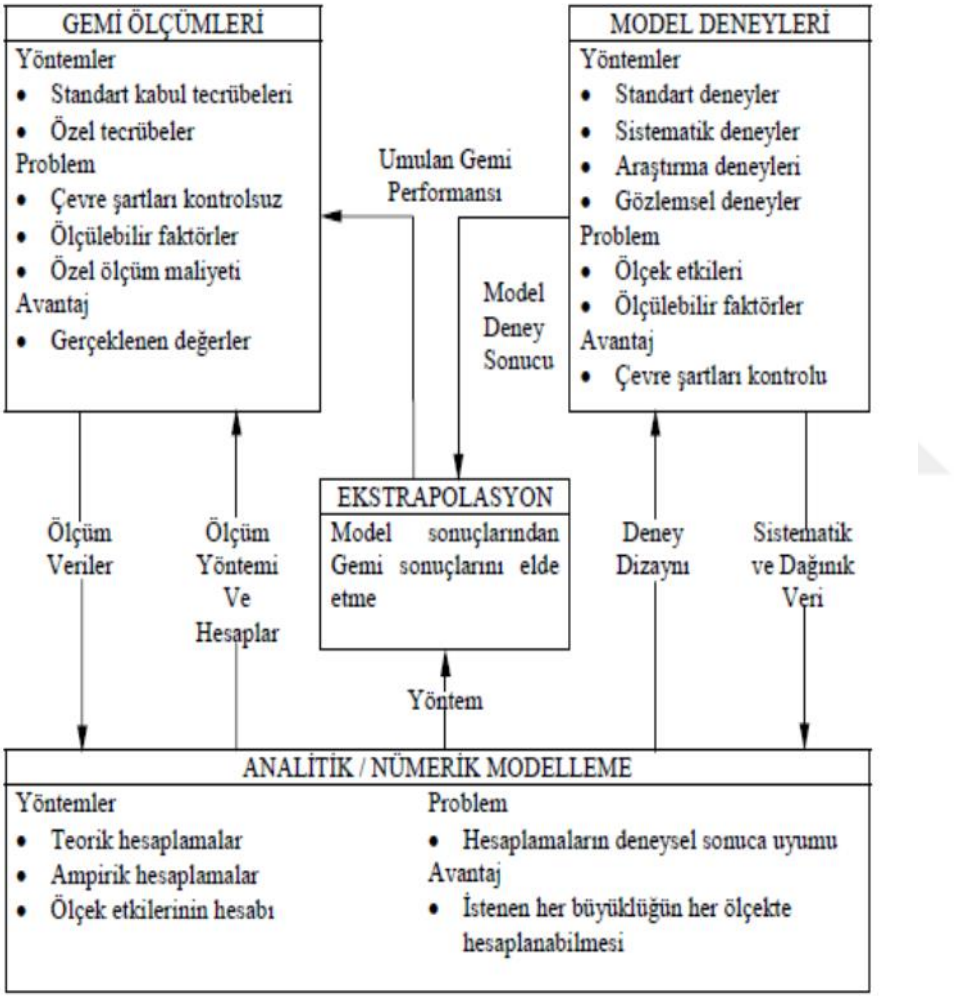
Şekil 2.1 : Gemiye su tarafından etki eden direnç bileşenleri.

Direnç kuvveti pek çok bileşenden oluşur ve doğru bir direnç analizi yapmak için bu bileşenlerin detaylı bir şekilde incelenmesi gerekir. Ancak, gemi direnç bileşenlerinin nasıl ayrılacağı konusunda farklı değerlendirmeler mevcuttur (Öksüz, 2008). Diğer direnç bileşenlerini (ek dirençler) aşağıdaki gibi tanımlayabiliriz:

- **Dalga kırılma direnci (R_{WB});** gemi baş dalgasının kırılması ile oluşan dirençtir.
- **Serpinti direnci (R_S);** özellikle yüksek süratli teknelerde serpinti oluşturmak için harcanan enerji miktarı ile ilgili dirençtir.
- **Takıntı Direnci (R_{APP});** şaft, stern tube, şaft braketleri, dümen, yalpa omurgası, salma gibi teknenin su kesimi altında bulunan takıntılardan dolayı oluşan dirençtir.
- **Pürüzlülük direnci (R_A);** korozyon, boya ve kirlenmeden (fouling) kaynaklı olarak tekne su altı kesiminin pürüzlülüğünden dolayı oluşan dirençtir.
- **Hava ve rüzgar direnci (R_{AA});** geminin su kesimi üstündeki bölümleri, üst bina, direk, yükler (konteyner) gibi yapılara hava akışının sebep olduğu dirençtir.
- **Rota direnci (R_{AS});** geminin rotasında gidebilmesi için sürekli dümenin kullanılması nedeni ile oluşan dirençtir.

2.2 Gemi Direncini Belirleme Yöntemleri

Bir geminin direnci; geminin tekne formuna etkileyen direncin bileşenleri ve bu bileşenleri etkileyen faktörlerin tespitinden sonra, geminin servis hızını kapsayan belirli bir hız aralığında deneysel ve/veya matematiksel yöntemler ile belirlenir. Ancak, günümüzde gemi direncini etkileyen tüm faktörler değerlendirilememektedir. Ayrıca model deneyleri yönteminde kullanılan model ölçeği problemi vardır. Gemi direncinin belirlenmesi esnasında bilgi akışı ve bilgilerin birbirleri ile olan etkileşimi Şekil 2.2'de şematik olarak gösterilmiştir (İ.T.Ü., 2001).



Şekil 2.2 : Gemi direncinin belirlenmesi esnasında uygulunan bilgi akış şeması.

Tasarım aşamasında bir geminin direnci; geleneksel ve standart seri yöntemleri, regresyon temelli yöntemler, model deneyleri ve ticari bilgisayar programları ile belirlenir (Demirel, 2012).

Bu çalışmada sadece motorbotun direncini belirlemek için kullanılan model deneyleri ile gemi direncini belirleme yöntemi açıklanmıştır.

2.3 Model Deneyleri İle Gemi Direncini Belirleme

2.3.1 Benzerlik ve model teorisi

Birbirine benzer iki cisimden gerçek olana asıl cisim, bu cismin belirli bir ölçekte küçültülmüş şekline model denir. Bu tanım gemi inşa sektöründe asıl cisim gemiyi, geminin belirli bir ölçekte küçültülerek ahşap, kompozit gibi malzemeden yapılan cismi modelini temsil eder.

Asıl cismin ana boyutlarından biri ile modele karşılık gelen ana boyutuna oranına *benzerlik oranı (λ)* denir. Gemi (s) ve modeli (m) arasındaki benzerlik oranında tam boy (L_{OA}) kullanılır. (2.5) denkleminde olduğu gibi geminin tam boyunun modelin tam boyuna oranı ile bulunan benzerlik oranı 1'den büyük olur. Modelin tam boyunun geminin tam boyuna oranı ise (2.6) denkleminde görüleceği üzere 1'den küçük olur.

$$\lambda=\frac{L_s}{L_m} \quad \text{ise } \lambda > 1 \text{ olur.} \tag{2.5}$$

$$\lambda=\frac{L_m}{L_s} \quad \text{ise } \lambda < 1 \text{ olur.} \tag{2.6}$$

İki sistemin belirlenen bazı fiziksel büyüklüklerinin oranı, sistemler arası birbirinin karşıtı olan noktalarda aynı ise bu iki sistem *fiziksel olarak benzerdir* denir. Böylece model üzerindeki bir noktana ölçülen fiziksel büyüklük bu oran ile çarpılır ise gerçek cisim üzerindeki fiziksel büyüklük bulunur. Belirlenen fiziksel büyüklüğün cinsine bağlı olarak model ve gerçek cisim arasında geometrik, kinematik ve dinamik benzerlik bulunabilir. Geminin modeli yapılarak fiziksel bir benzerlik oluşturulur.

Model ve gemi arasında birbirinin karşıtı olan noktalar arasındaki oran sabit ise geometrik benzerlik oluşur.

Hareketin benzerliği kinematik benzerliktir. Gemi ve modeli arasında hızlar oranı eşit ise kinematik benzerlik oluşur.

Kuvvetlerin benzerliği dinamik benzerliktir. Modelden yola çıkarak gerçek cisim üzerine etki eden kuvvetlerin büyüklüğünü belirlemek için dinamik benzerlik kullanılır.

Dinamik benzerlikten dolayı gemi ve denizaltılarda model ve asıl cisme (gemi/denizaltı) etkiyen değişik kuvvetlerin oranı aynıdır.

Denizaltıların su altındaki hareketinde olduğu gibi, akışkan içine tamamen dalmış bir cisme atalet ve viskoz kuvvetleri etkiler. Dinamik benzerlikten dolayı denizaltı (d) ve modelinde (m) (2.7) denkleminde görüleceği üzere atalet kuvvetinin viskoz kuvvete oranı aynı olmalıdır.

$$\left(\frac{\text{atalet kuvveti}}{\text{viskoz kuvvet}}\right) \text{d} = \left(\frac{\text{atalet kuvveti}}{\text{viskoz kuvvet}}\right) \text{m} \tag{2.7}$$

Atalet kuvveti ve viskoz kuvveti oranına *Reynolds Sayısı (Rn)* denir ve (2.8) denklemi ile hesaplanır.

$$\text{Rn} = \frac{\text{V x L}}{\nu} \tag{2.8}$$

Denklemde (V) hız, (L) boy ve (ν) akışkanın kinematik viskozitesidir. Denizaltıların dirençleri tespitinde model deneylerinde denizaltı ve modeli arasında Reynolds sayılarının eşitliği sağlanmalıdır.

Gemilerin su üzerindeki hareketinde olduğu gibi, akışkanın yüzeyinde hareket eden bir cisme atalet ve yerçekimi kuvvetleri etkiler. Dinamik benzerlikten dolayı gemi (s) ve modelinde (m) (2.9) denkleminde görüleceği üzere atalet kuvvetinin yerçekimi kuvvetine oranı aynı olmalıdır.

$$\left(\frac{\text{atalet kuvveti}}{\text{yerçekimi kuvveti}}\right) \text{s} = \left(\frac{\text{atalet kuvveti}}{\text{yerçekimi kuvveti}}\right) \text{m} \tag{2.9}$$

Atalet kuvveti ve yerçekimi kuvveti oranının karekökü *Froude Sayısı (Fn)* denir ve (2.10) denklemi ile hesaplanır.

$$\text{Fn} = \frac{\text{V}}{\sqrt{\text{g x L}}} \tag{2.10}$$

Denklemde (V) hız, (L) boy ve (g) yerçekimi ivmesidir.

Model deneyleri ile direnç tespitlerinde gemi ve modeli arasında Froude sayılarının ve Reynolds sayılarının eşitliği sağlanmalıdır. Fakat hem Froude hem de Reynolds sayılarının eşitliğini sağlamak için kinematik viskozitesi düşük bir sıvı kullanmak gerekir. Kinematik viskozitesi düşük bir sıvı üretmek oldukça maliyetli bir işlem olduğu için iki dinamik şartı aynı anda sağlamak mümkün değildir. Bu sebepten dolayı uygulamada (2.11) eşitliği ve (2.12) denkleminde olduğu gibi geminin Froude sayısı

$(Fn)_s$ ve modelin Froude sayısı $(Fn)_m$ eşitliği sağlanarak direnç tespiti yapılır (Demirel, 2012).

$$(Fn)_m = (Fn)_s \tag{2.11}$$

$$(\frac{V}{\sqrt{g \times L}})m = \left(\frac{V}{\sqrt{g \times L}}\right)s \tag{2.12}$$

(2.12) denkleminde yerçekimi ivmesi hem model hem de gemi için aynı olduğu için sadeleşir ve (2.13) denklemi elde edilir.

$$(\frac{V}{\sqrt{L}})m = \left(\frac{V}{\sqrt{L}}\right)s \tag{2.13}$$

Gemi boyu, gemi hızı ve model boyu belli olduğu için model deneylerinde model hızı (2.14) denklemi ile hesaplanır.

$$V_m = V_S \times \left(\frac{\sqrt{L}_m}{\sqrt{L}_s}\right) \tag{2.14}$$

(2.6) denklemine göre (2.14) denkleminden (2.15) denklemi elde edilir.

$$V_m = V_S \times \sqrt{\lambda} \tag{2.15}$$

İngiliz gemi mühendisi W. Froude gemi ve modelinin aynı Froude sayılarında çekildiğinde oluşturdukları dalga yapılarının aynı olacağını göstermiştir (Gökçe ve Sukas, 2016). Froude yöntemi denen bu yönteme göre (2.16) denkleminde görüleceği üzere toplam direnç (R_T) sürtünme direnci (R_F) ve artık direnç (R_R) olarak iki bileşene ayrılır.

$$R_T = R_F + R_R \tag{2.16}$$

Sürtünme direnci sadece Reynolds sayısına, artık direnç ise sadece Froude sayısına bağlı olarak kabul edilir (Delen, 2015).

Bernoulli Kanunu'na göre yoğunluğu (ρ) olan bir akışkan içerisinde, (V) hızı ile hareket eden cismin yüzeyine akışkan tarafından etki eden dinamik basınç (2.17) denklemi ile hesaplanır.

$$\text{Dinamik Basınç } = \frac{1}{2} \times \rho \times V^2 \tag{2.17}$$

Bu basınç değeri birim alana etkiyen kuvvet olduğu için cisme etkiyen toplam kuvvet, (2.18) denkleminde görüleceği üzere cismin akışkan içerisinde kalan yüzey alanı (S) ile hesaplanabilir (Çelik, 2019).

$$\text{Cisme Etkiyen Toplam Kuvvet } = \frac{1}{2} \text{ x } \rho \text{ x S x } V^2 \quad (2.18)$$

Farklı durumlarda ölçülen fiziksel değerlerin birbirleri ile uygun bir biçimde karşılaştırma için bu değerleri boyutsuzlaştırmak gerekir. Herhangi bir direnç bileşenini (R) , yoğunluk (ρ), toplam ıslak alan (S) ve hız (V) parametreleri kullanılarak (2.19) denklemi ile boyuzsuzlaştırılır (C) (Gökçe ve Sukas, 2016).

$$C = \frac{R}{\frac{1}{2} \text{x } \rho \text{ x S x } V^2} \quad (2.19)$$

(2.16) denklemi boyutsuz katsayılar olarak (2.20) denklemi gibi ifade edilebilir.

$$C_T = C_F + C_R \quad (2.20)$$

Froude yönteminde artık direnç katsayısının (C_R) model ve gemide aynı olduğu kabul edilmiştir (Delen, 2015).

2.3.2 Model deneyleri

Bir geminin belirli bir ölçekte ahşap, kompozit gibi malzemelerden yapılmış modelinin, model arabasına bağlanarak deney havuzunda çeşitli hızlarda çekilmesi ile o hızdaki toplam dirençleri ölçülür. Benzerlik kanunları ile model ile ölçülen direnç değerleri gerçek gemiye uyarlanarak gemi direnci bulunur. Şekil 2.3'de deney havuzu, Şekil 2.4'de model arabası ve Şekil 2.5'de model arabasıyla çekilen model sırasıyla örnek olarak gösterilmiştir.

Şekil 2.3 : Deney havuzu.

Şekil 2.4 : Model arabası.

Şekil 2.5 : Model arabası ile çekilen model.

Model deneylerinde ilk olarak deney havuzunun boyutlarına uygun olarak optimum tekne formu ölçeği belirlenmelidir. Ölçek ile modelin boyutları ortaya çıkar. Belirlenen ölçek ile Froude yöntemi kullanılarak geminin hızından yola çıkarak model hızı hesaplanır. Uygun ölçekte yapılan bir model, deney havuzundaki arabada ivmelenerek istenilen hıza ulaşır, belirli bir süre bu hızda gider ve ölçüm bittiği zaman durur. Eğer model büyük olursa deney havuzunun duvarlarından yansıyan dalgalar modelin oluşturduğu dalgalar ile etkileşime girerek toplam direncin artmasına ve istenilen hıza ulaşılamamasına neden olur (Delen, 2015).

Model deneylerine takıntısız (şaft, pervane, dümen, şaft braketleri olmadan çıplak tekne) deney yapılarak başlanır. Çıplak teknenin istenen hızlarda dirençleri bulunur.

Daha sonra sayısal olarak tespit edilen takıntı dirençleri çıplak tekne direncine eklenerek toplam direnç bulunur.

Ayrıca modele takıntıların montajı yapılarak takıntılı model deneyi yapılır. Ancak bu deneylerde Reynolds sayısının (Rn) benzerliğinin sağlanamamış olmasından dolayı takıntılar üzerine gelen viskoz kuvvetler yerçekimi kuvvetlerinden daha büyük olduğu için gerekli düzeltmeler yapılmalıdır (Delen, 2015).

Model deneyleri esnasında model dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketlerine serbest, diğer hareketlere karşı engellenecek şekilde model arabasında sabitlenir. Model deneyleri ile direnç analizi dışında iplik ve boya gibi akım gözleme testleri ile tekne formunun hatalı olan kısımları tespit edilerek gemi inşa süreci başlamadan önce tasarımda gerekli düzeltmeler yapılabilir.

Model deneyleri ile tespit edilen modelin direnç değerleri ekstrapolasyon tekniğini kullanarak aşağıdaki yöntemler ile gerçek geminin direnç değerlerine çevrilir (Can ve Bal, 2019):

- Froude Yöntemi
- Telfer'in Geosim Yöntemi
- Hughes Yöntemi
- Prohaska Yöntemi
- ITTC 1957 Yöntemi
- ITTC 1978 Yöntemi

Modelin direnç değerlerini gerçek geminin direnç değerlerine çeviren ekstrapolasyon teknikleri temelde üç yönteme dayanmaktadır. Bu yöntemlerden ilki olan Froude yöntemine göre, aynı Froude sayısında modelin ve geminin artık direnç katsayılarının eşit olduğudur. Ancak, artık direnç katsayıları Reynolds sayısına da bağlıdır. Diğer yöntem olan Hughes yöntemi, artık direnç benzerliği yerine dalga direnci benzerliğine dayanmakta olup, aynı Froude sayısında modelin ve geminin dalga direnç katsayılarının eşit olduğudur. ITTC 1978 yöntemi ise Hughes yöntemine hava direncini ekleyerek daha tutarlı bir kabul yapmıştır (Can ve Bal, 2019).

Bu çalışmada sadece motorbotun direncini belirlemek için kullanılan ITTC 1978 yöntemi ve bu yöntem ile bağlantılı olan ITTC 1957 yöntemi açıklanmıştır.

2.3.3 ITTC 1978 yöntemi

Model deneyleri ile gemi direncini belirlemek için 1930'lu yıllardan beri dünyanın çeşitli yerlerinde çekme tankı konferansları düzenlenmiştir. Konferanslar Avrupa'da ICSTS (International Conference of Ship Tank Superintendents), Amerika'da ATTC (American Towing Tank Conference) isimleri ile toplanmıştır. 1957 yılında ICSTS Uluslararası Model Deney Tankları Konferansı (ITTC) olarak yeniden isimlendirilmiştir. Toplanan bu konferanslarda model deneyi sonuçlarının gemiye uygulanması ve sonuçların analiz edilmesi amacı ile bir dizi kural ve standart belirlenmiştir (Demirel, 2012). Bu kural ve standartlar çerçevesinde, bir çekme tankında yapılan model deneyi sonucu, tam ölçekli gemiye aktırılarak gemi direnci belirlenir (Yılmaz, 2020). Deney sonuçlarının doğruluğu, geçerliliği ve güvenilirliği açısından uyulması oldukça önemli olan bu kural ve standartlar kısaca aşağıdaki gibidir:

- Model ve varsa takıntıları ITTC standartlarına uygun imal edilmelidir.
- Model, model deneyi laboratuvarındaki deney tankının kapasitesi doğrultusunda mümkün olduğunca en büyük formda imal edilmelidir.
- Su hattı yüksekliğini değiştireceği için modelin deplasmanı hassas bir şekilde belirlenmelidir. Deplasmanı sağlamak için kullanılacak ağırlıklar belirli standartlarda üretilmiş olmalıdır. Ağırlıklar modele meyilsiz ve istenilen trimde olacak şekilde dağıtılmalıdır.
- Modelin doğal davranışından farklı bir biçimde trim yapmasını engellemek için çekme arabasındaki ölçme sistemi modele şaft ile aynı yatay yükseklikte ve gemi boyunca LCB'de olacak şekilde bağlanmalıdır. Modelin doğal hareketlerini (batma-çıkma-trim) yapabilmesi için çekme arabasına baştan ve kıçtan mafsallar ile bağlanmalıdır.
- Model çekme arabasının raylarına paralel olacak şekilde ve havuzun tam ortasında olacak şekilde bağlanmalıdır.
- Deneye başlamadan önce tüm ölçüm cihazlarının sıfır okuması yapılmalıdır. Sıfır okuması esnasında belirlenen değer ile deney esnasında belirlenen değer arasındaki fark deney sonucunu verir. Ayrıca ölçüm cihazlarının kalibrasyonuna dikkat edilmelidir. Ölçmede kullanılacak dinamometre hassasiyeti, dinamometre kapasitesinin % 2'si kadar veya 0,05 N olmalıdır.

- Her bir ölçümde ölçülen parametrenin maksimum, minimum ve standart sapma değerleri bilinmelidir ve verinin güvenilirliği açısından ortalama değer alınmalıdır.
- Yoğunluk ve viskozite değerlerini etkileyeceği için deney tankındaki suyun sıcaklığı bilinmelidir.
- Çekme arabasının hızı model hızı olarak kabul edilir. Hız hassasiyeti maksimum hızın % 0,1'i veya 3 mm/s olmalıdır. Deneylerde Froude Benzerliği kullanılacağı için gemi ve model ile aynı Froude sayılarına (Fn) denk gelen hızlarda deney yapılmalıdır.
- Takıntısız direnç katsayısının belirlenmesi için model çıplak (takıntısız) olmalıdır. Ancak dümen modelin rota tutmasına yardımcı olacağı için, formun bir parçası olarak kabul edilmelidir.
- Takıntısız model deneyinden sonra, takıntılar (şaft, stren tube, şaft braketi vb.) modele eklenerek takıntılı model deneyi yapılmalı ve takıntıların dirence olan etkisi belirlenmelidir.
- Deney havuzunda dalga olması halinde model üzerinde ek direnç oluşturacağı için deneylerin sakin suda yapılması gerekmektedir. Bu sebepten dolayı ölçümler arasında deney havuzundaki suyun sakin hale gelebilmesi için yeterli süre beklenilmelidir.
- Her ölçümden sonra direnç değeri ve hız değeri ölçülerek kaydedilmelidir.
- Sonuçların güvenilirliği açısından direnç grafiğinin çok sık değiştiği yerlerde daha fazla ölçüm yapmak gerekir (Delen, 2015).

1957 yılında yapılan Uluslararası Model Deney Tankları Konferansı'nda (ITTC) sürtünme direnç katsayısının (C_F) (2.21) denklemi ile hesaplanması kabul edilmiştir. Konferans, Froude Prensibi'ne göre direnci bileşenlerine ayırma yönteminden faydalanılarak bu denklem ile belirlenen eğriyi gemi-model uyum hattı olarak kabul etmiştir.

$$C_F = \frac{0{,}075}{(\mathrm{Log}_{10}\mathrm{Rn}-2)^2} \tag{2.21}$$

ITTC 1957 Yöntemi'ni kullanarak model deneyleri ile gerçek geminin direnci aşağıdaki işlem basamakları ile hesaplanır:

- Model deneyi ile modelin toplam direnci (R_{TM}) ölçülür.
- Modelin toplam direnç katsayısı (C_{TM}) (2.22) denklemi ile hesaplanır. Denklemde (R_{TM}) model deneyinde ölçülen modelin toplam direnci, (S_M) modelin toplam ıslak

alanı, (V_M) modelin hızı ve (ρ_M) deneyin yapıldığı suyun yoğunluğu olup, suyun sıcaklık değerine göre belirlenmelidir.

$$C_{TM} = \frac{R_{TM}}{\frac{1}{2} x \rho_M x S_M x V^2_M} \quad (2.22)$$

- Modelin sürtünme direnç katsayısı (C_{FM}) ITTC 1957 denklemini modele uyarlayarak (2.23) denklemi ile hesaplanır.

$$C_{FM} = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn(m) - 2)^2} \quad (2.23)$$

- Modelin artık direnç katsayısı (C_{RM}) (2.24) denklemi ile hesaplanır.

$$C_{RM} = C_{TM} - C_{FM} \quad (2.24)$$

- Froude Prensibi'ne göre model ve gemi aynı Froude sayısında (F_n) hareket ettiği için (2.25) eşitliğinde olduğu gibi modelin artık direnç katsayısı (C_{RM}) geminin artık direnç katsayısına (C_{RS}) eşit kabul edilir.

$$C_{RM} = C_{RS} \quad (2.25)$$

- Geminin sürtünme direnç katsayısı (C_{FS}) ITTC 1957 denklemini gemiye uyarlayarak (2.26) denklemi ile hesaplanır.

$$C_{FS} = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn(s) - 2)^2} \quad (2.26)$$

- Pürüzsüz gemi yüzeyi için, geminin toplam direnç katsayısı (C_{TS}) (2.27) denklemi ile geminin sürtünme direnç katsayısı ve artık direnç katsayısının toplamı ile hesaplanır.

$$C_{TS} = C_{FS} + C_{RS} \quad (2.27)$$

- (2.28) denkleminde olduğu gibi geminin toplam direnç katsayısına pürüzlü gemi yüzeyi için pürüzlülük etkisi (C_{AS}) gibi bir ilave direnç katsayısı eklenir. Pürüzlülük katsayısı geminin boyu veya deplasmanına bağlı olarak değişmektedir. Genel olarak C_A = 0,000,2 -0,0004 değerleri arasında kabul edilir.

$$C_{TS} = C_{FS} + C_{RS} + C_{AS} \quad (2.28)$$

- Geminin toplam direnci (R_{TS}) (2.29) denklemi ile hesaplanır. Denklemde (C_{TS}) geminin toplam direnç katsayısı, (S_S) geminin toplam ıslak alanı, (V_S) geminin hızı ve (ρ_S) deniz suyu yoğunluğudur.

$$R_{TS} = \frac{1}{2} x C_{TS} x \rho_S x S_S x V^2_S \quad (2.29)$$

1978 yılında ITTC üyeleri tek pervaneli gemilerin direnç katsayısını (C_S) (2.30) denklemi ile hesaplanmasını kabul ettiler. Bu denklem ile model deneyi ile gemi

direncinin hesaplanmasına *ITTC 1978 Yöntemi* denir. Denklemde (C_{AS}) geminin pürüzlülük katsayısı, (C_{AAS}) geminin hava direnci katsayısı, (k) form faktörü ve (C_{FS}) geminin sürtünme direnç katsayısı olup ITTC 1957 denklemi ile hesaplanır. Form faktörü üç boyutlu viskoz basıncı hesaplamak için kullanılan bir çarpan olup, ITTC tarafından Prohaska Yöntemi kullanılarak belirlenir (Delen, 2015).

$$C_S = (1 + k)\ x\ C_{FS} + C_{RS} + C_{AS} + C_{AAS} \tag{2.30}$$

Pürüzlülük katsayısı (C_{AS}) (2.31) denklemi ile hesaplanır (URL-1).

$$C_{AS} = \left(105\ x \left(\frac{k_s}{L_{WL}}\right)^{1/3} - 0{,}64\right) x\ 10^{-3} \tag{2.31}$$

Denklemde k_s 50 mm dalga boyu üzerinde yüzey pürüzlülüğünün ortalama yüksekliği olup, genel olarak 150 x 10^{-6} m değeri kullanılabilir. L_{WL} ise gemi su hattı boyudur.

Hava direnç katsayısı (C_{AAS}) (2.32) denklemi ile hesaplanır (URL-1).

$$C_{AAS} = 0{,}001x\left(\frac{A_{VT}}{S_S}\right) \tag{2.32}$$

Denklemde A_{VT} geminin ön tarafının su hattı üzerindeki iz düşüm alanıdır.

ITTC 1978 Yöntemi'ni kullanarak model deneyleri ile gerçek geminin direnci aşağıdaki işlem basamakları ile bulunur:

- Model deneyi ile modelin toplam direnci (R_{TM}) ölçülür.
- Modelin toplam direnç katsayısı (C_{TM}) (2.33) denklemi ile hesaplanır. Denklemde (R_{TM}) model deneyinde ölçülen modelin toplam direnci, (S_M) modelin toplam ıslak alanı, (V_M) modelin hızı ve (ρ_M) deneyin yapıldığı suyun yoğunluğu olup, suyun sıcaklık değerine göre belirlenmelidir.

$$C_{TM} = \frac{R_{TM}}{\frac{1}{2} x \rho_M x S_M x V^2{}_M} \tag{2.33}$$

- Modelin sürtünme direnç katsayısı (C_{FM}) ITTC 1957 denklemini modele uyarlayarak (2.34) denklemi ile hesaplanır.

$$C_{FM} = \frac{0{,}075}{(\log_{10} Rn(m) - 2)^2} \tag{2.34}$$

- Takıntısız olarak modelin artık direnç katsayısı (C_{RM}) (2.35) denklemi ile hesaplanır. Denklemde (C_{AM}) modelin pürüzlülük katsayısı, (C_{AAM}) modelin hava direnci katsayısı ve (k) form faktörüdür.

$$C_{RM} = C_{TM} - ((1 + k)\ x\ C_{FM}) - C_{AM} - C_{AAM} \tag{2.35}$$

- Takıntılı olarak modelin artık direnç katsayısı (2.36) denklemi ile hesaplanır. (C_{APPM}) modelin takıntı direnç katsayısı olup, matematiksel olarak veya model deneyinin takıntılı ve takıntısız yapılması ile bulunur.

$$C_{RM} = C_{TM} - \left((1 + k)\ x\ C_{FM}\right) - C_{AM} - C_{AAM} - C_{APPM} \quad (2.36)$$

- Froude Prensibi'ne göre model ve gemi aynı Froude sayısında (F_n) hareket ettiği için (2.37) eşitliğinde olduğu gibi modelin artık direnç katsayısı (C_{RM}) geminin artık direnç katsayısına (C_{RS}) eşit kabul edilir.

$$C_{RM} = C_{RS} \quad (2.37)$$

- Geminin sürtünme direnç katsayısı (C_{FS}) ITTC 1957 denklemini gemiye uyarlayarak (2.38) denklemi ile hesaplanır.

$$C_{FS} = \frac{0{,}075}{(\log_{10} Rn(s) - 2)^2} \quad (2.38)$$

- Geminin pürüzlülük katsayısı (C_{AS}) (2.31) denklemi ile hava direnci katsayısı (C_{AAS}) (2.32) denklemi ile hesaplanır ve form faktörü (k) belirlenir.
- Geminin direnç katsayısı (C_S) (2.39) denklemi ile hesaplanır.

$$C_S = ((1 + k)\ x\ C_{FS}) + C_{RS} + C_{AS} + C_{AAS} \quad (2.39)$$

- Geminin direnci (R_S) (2.40) denklemi ile hesaplanır.

$$R_S = \frac{1}{2} x C_S x \rho_S x S_S x V^2{}_S \quad (2.40)$$

3. ANA MAKİNA GÜCÜNÜN BELİRLENMESİ

Bir gemi projesinin, en önemli noktalarından bir tanesi sözleşmesinde belirtilen hız değerini sağlamasıdır. Hız değerini sağlayamayan tersaneler çok büyük maddi cezalar ödemektedir. Bunun için risk almak istemeyen tersaneler geminin ihtiyacı olan itmeden fazla itme oluşturan ana makinaları seçmektedir. Ancak ana makinaların kapasiteleri arttıkça maliyetleri de artmaktadır. Ana makina geminin en önemli donatım ekipmanı maliyetidir. Ayrıca, ana makina kapasitesi arttıkça, yakıt tüketimi ve hava kirliliğine neden olan emisyonlar da artar. Yakıt maliyeti geminin işletme maliyetlerinin büyük bir bölümünü oluşturur ve uluslararası kuruluşlar emisyonların minimum seviyede olmasını ister. Bu sebeplerden dolayı, ana makina seçimi optimum şekilde yapılmalıdır. Geminin ihtiyacı olan optimum ana makina için, hesaplarının doğru olarak yapılarak, istenen hızdaki gemi direncini yenmesi gereken ana makina gücünün belirlenmesi gerekir.

Günümüzde petrol ürünleri fiyatlarının sürekli artış içinde olması ve geminin öngörülen hızı yapabilmesi için gemi ana makina güçlerinin belirlenerek gemiye en uygun ana makina seçilmesi aşamasında çok hassas davranılmalıdır. Gemi ana makina gücünün az bulunması ile öngörülen hız sağlanamaz, ana makina gücünün fazla bulunması ile yakıt tüketimi fazla olur. Kısaca, gemi ana makinası gücünün hatalı seçilmesi geminin ekonomik ömrü boyunca hızını veya yakıt sarfiyatını etkiler.

Geminin belirli bir hızda ilerlemesi için ana makinadan üretilen gücün, güç iletim ekipmanları (şanzuman, şaft kaplini, şaft, stern tube vb) vasıtası ile pervaneye iletilmesi ve gemiye etki eden direnci yenmesi gerekir. Gemilerin ana makina gücünü belirlemek için öncelikle geminin seyri esnasında su ve havadan maruz kaldığı direncin (R) bilinmesi gerekmektedir. (3.1) denkleminde görüleceği üzere gemi direnci ile geminin istenen hız değeri (V) çarpılarak efektif güç (P_E) hesaplanır.

$$P_E = R \times V \tag{3.1}$$

Efektif gücün hesaplanmasından sonra, pervane ve ana makina arasındaki kayıplar dikkate alınarak ve belirli bir deniz veya servis payı ile gerekli ana makina gücü hesaplanır (Baykal, 1991).

Gemi efektif gücü belirleme yöntemleri:

- Benzer gemilerden yararlanarak güç hesabı,
- İstatistiki diyagramlar kullanarak güç hesabı,
- Ampirik formüller kullanarak güç hesabı,
- Sistematik direnç araştırmalarının istatistiki analizi yaparak güç hesabı,
- Model deneyleri ile güç hesabı,
- Sistematik model deneyleri sonuçlarından faydalanılarak güç hesabı,
- Ticari bilgisayar programları ile güç hesabıdır (Baykal ve Dikili, 2002).

Bu çalışmada sadece benzer gemilerden yararlanarak efektif güç hesabı, ampirik formüller kullanarak efektif güç hesabı, model deneyleri ile efektif güç hesabı ve ticari bilgisayar programları ile efektif güç hesabı yöntemleri açıklanacaktır.

3.1 Gemi Sevkinde Kullanılan Güçlerin Tanımları

3.1.1 Güç ölçüsünün tanımı

Buhar makinalarının 18. yüzyılda icat edilmesi ile birlikte, atların yaptığı işlerin bu makinalar ile yapılmaya başlanması nedeni ile bu makinaların güçleri atlar ile kıyaslanmıştır.

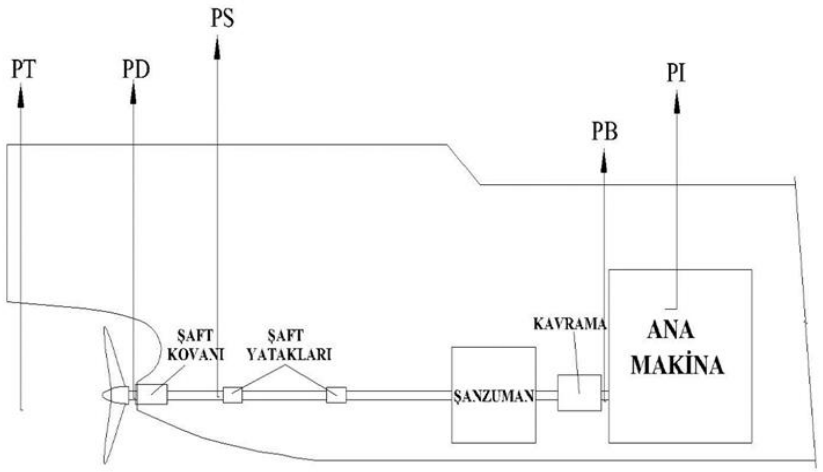
Dünyada genel olarak İngiliz Birim Sistemi ve metrik birim sistemi olarak iki birim sistemi yaygın olarak kullanılmaktadır. İngiliz birim sisteminde 1 Beygir Gücü (HP-Horsepower) bir atın 550 pound ağırlığında bir yükü bir saniyede 1 metre kaldırması için gerekli olan güçtür. Metrik birim sisteminde ise 1 Beygir Gücü (HP-Horsepower) bir atın 75 kg ağırlığında bir yükü bir saniyede 1 metre kaldırması için gerekli olan güçtür.

Modern buhar makinasının temellerini atan İskoç mucit James Watt beygir gücünü buhar makinalarının çıkışını doğru bir şekilde ifade etmek için bir çalışma ölçüsü olarak kullandı. Metrik sistemde 1 Beygir Gücü 735 Watt, İngiliz Birim Sistemi'nde ise 1 Beygir Gücü 745 Watt'dır.

3.1.2 Güç tanımları

Gemi V hızı ile hareket ederken hareketini engelleyen su ve hava ortamının uyguladığı bir direnç kuvveti ile karşılaşır. Geminin hareketi için bu direnç kuvvetine eşit ve ters yönde bir sevk kuvvetine ihtiyacı vardır. Gemi sevk sistemi tarafından oluşturulan ve gemi kıçına etki eden bu kuvvete *itme kuvveti* denir. İtme kuvvetini oluşturan pervanenin basınç alanı geminin direnç kuvvetinde artışa neden olur. Geminin hareketi için itme kuvveti gemi direncinden büyük olması gerekir.

Geminin ana makina gücü pervaneye iletilip itme gücüne dönüştürülene kadar şanzuman, şaft kaplini, şaft, yataklar, şaft kovanı ve pervanede bir takım kayıplara uğrar. Bu kayıplara bağlı olarak Şekil 3.1'de şematik olarak gösterilen farklı güçler ortaya çıkar (Baykal ve Dikili, 2002).



Şekil 3.1 : Gemi sevkinde kullanılan güçler.

3.1.3 Efektif beygir gücü (P_E)

Efektif güç (P_E), geminin belirli bir (V) hızındaki direnci (R) yenerek hareket etmesi için gerekli olan güçtür ve (3.1) denklemi ile hesaplanır. Bu güç, geminin yedeklenmesi için gerekli olan güçtür.

3.1.4 Endike beygir gücü (P_I)

Endike beygir gücü (P_I) ana makina silindiri içerisindeki güçtür ve geminin belirli bir hızda sevk edilmesi için ana makinanın içerisinde oluşması gereken gücün göstergesidir. Endike beygir gücü ana makinanın endikatör diyagramları yardımıyla ölçülebilir ve yaklaşık olarak efektif beygir gücünün iki katı kadardır.

3.1.5 Fren beygir gücü (P_B)

Ana makinanın krank şaftı çıkışında ölçülen güce *fren beygir gücü (P_B)* denir. Başka bir deyişle, fren beygir gücü belirli bir devir sayısında bir ana makinadan alınacak maksimum güçtür. Fren beygir gücü hidrolik fren veya elektromanyetik dinamometre yardımıyla ölçülür.

3.1.6 Şaft beygir gücü (P_S)

Şaftın uç kısmında pervaneye yakın bir yerde, şaft kovanından önce ölçülen güce *şaft beygir gücü (P_S)* denir. Şaft beygir gücü burulma endikatörü yardımıyla ölçülür. Şaft beygir gücü yaklaşık olarak fren beygir gücünün 0,96 katıdır (Baykal ve Dikili, 2002).

3.1.7 Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D)

Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) şaft kovanından sonra pervane önünde, pervane mili tarafından pervaneye iletilen güç olup (3.2) denklemi ile hesaplanır. Pervaneye verilmesi gereken güç, şaft beygir gücünden (P_S) şaft kovanındaki sürtünme kayıpları oranında küçük, pervane verimi nedeniyle itme beygir gücünden (P_T) büyüktür.

$$P_D = \frac{P_E}{\eta} \tag{3.2}$$

3.1.8 İtme beygir gücü (P_T)

İtme beygir gücü (P_T), pervanenin belirli bir devir sayısında, (V_A) ilerleme hızıyla oluşturacağı (T) itmesini meydana getirebilmesi için gerekli olan güç olup (3.3) denklemi ile hesaplanır.

$$P_T = V_A \, x \, T \tag{3.3}$$

3.1.9 Minimum ana makina gücü (P_{bmin})

Minimum ana makina gücü (P_{bmin}), gemiyi istenilen hızda sevk edebilmek için, deniz marjini olmadan ve % 100 MCR'da gerekli olan minimum ana makina gücü olup (3.4) denklemi ile hesaplanır.

$$P_{bmin} = \frac{P_D}{\eta_{tr}} \tag{3.4}$$

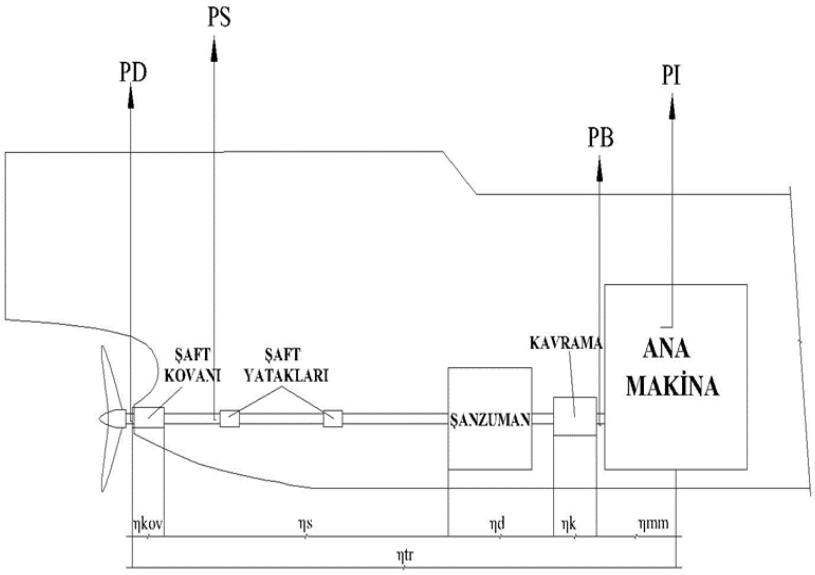
3.2 Güç İletiminde Mekanik Kayıplar Ve Verimler

Gemi ana makinası çıkışında krank şaftta ölçülen güç (P_B), pervaneye iletilene kadar kavrama, şanzuman, şaft kaplini, şaft, yataklar ve şaft kovanında kayıplara uğrayarak pervaneye verilen güce (P_D) dönüşür. Bu dönüşüm esnasında tüm mekanik verimleri kapsayan verime *transmisyon verimi* (η_{tr}) denir. Transmisyon verimi (3.5) denklemi ile hesaplanır.

$$\eta_{tr} = \frac{P_D}{P_B} \tag{3.5}$$

En geniş hali ile transmisyon verimi (η_{tr}) ; ana makina içindeki mekanik kayıplar için verim (η_{mm}), kavramadaki kayıplar için verim (η_k), şanzumandaki kayıplar için verim (η_d), şaft yataklarındaki kayıplar için verim (η_s) ve şaft kovanındaki kayıplar için verim (η_{kov}) çarpımı olarak (3.6) denklemi ile ifade edilir. Şekil 3.2'de transmisyon verimi bileşenleri gösterilmiştir. Transmisyon verimi (η_{tr}) uygulamada 0,965 değeri alınır (Baykal ve Dikili, 2002).

$$\eta_{tr} = \eta_{mm} \times \eta_k \times \eta_d \times \eta_s \times \eta_{kov} \tag{3.6}$$



Şekil 3.2 : Transmisyon verimi bileşenleri.

3.3 Efektif Güç Hesaplama Yöntemleri

3.3.1 Benzer gemilerden yararlanarak efektif güç hesabı

Geometrik olarak benzer aynı tipten iki geminin, ana boyutları, narinlik katsayıları, hızları vb. değerleri yaklaşık aynı ise, her iki gemide aynı Froude sayısı (Fn) için (3.7) denkleminde tanımlanan Admiralty sabitlerinin (A_C) aynı olduğu varsayılarak efektif güç (P_E) hesaplanır.

$$A_C = \frac{\triangle^{2/3} x V^3}{P_E} \tag{3.7}$$

Denklemde (A_C) benzer geminin Admiralty sabiti, ($\triangle$) birimi ton cinsinden deplasman ve (V) birimi knot cinsinden hızdır.

3.3.2 Ampirik formüller kullanarak efektif güç hesabı

Ampirik formüller kullanarak güç hesabı yöntemleri geminin tasarım aşamasının başlangıcında fikir vermesi amacıyla kullanılmakta olup, gemi tipine göre aşağıdaki gibidir:

- Admiralty sabiti ile güç hesabı,
- Völker'in yeni Admiralty denklemi ile güç hesabı,
- Watson denklemi ile güç hesabı,
- Wolf-Rudiger Schneider denklemi ile güç hesabı,
- Harvald denklemi ile güç hesabı,
- Brown denklemi ile güç hesabı,
- Kupras denklemi ile güç hesabıdır (Baykal ve Dikili, 2002).

Yukarıdaki yöntemler genel olarak ticaret gemileri ve savaş gemileri için kullanılmaktadır. Bu çalışmada sadece Harvald ampirik formülü ile güç hesabı yöntemi hakkında bilgi verilecektir.

Harvald ampirik formülü ile efektif güç (P_E) hesabı (3.8) denklemi ile yapılır.

$$P_E = \frac{\triangle^{2/3} x V^3}{C_H} \tag{3.8}$$

Denklemde ($\triangle$) birimi ton cinsinden deplasman, (V) birimi m/s cinsinden hız ve C_H sabit sayı olup (3.9) denklemi ile hesaplanır.

$$C_H = 3{,}7 \text{ x } (\sqrt{L_{WL}} + \frac{75}{V}) \quad (3.9)$$

Denklemde (L_{WL}) birimi m cinsinden su hattı boyu ve (V) birimi m/s cinsinden hızdır.

3.3.3 Model deneyleri ile efektif güç hesabı

Bir geminin belirli bir ölçekte küçültülerek ahşap, kompozit vb. malzemeden yapılan modelinin deney havuzunda değişik hızlarda çekilerek dirençleri ölçülür. Daha sonra benzerlik kanunlarından yararlanılarak modelin direnç değerlerinden asıl gemi direnç değerleri hesaplanır. Bulunan direnç değerleri (3.1) denklemi ile dirence karşılık gelen hız değerleri ile çarpılarak o hız değerindeki efektif güç (P_E) hesaplanır (Baykal, 1991).

Model deneyleri ile efektif güç hesabı yapılmasının en önemli avantajları gemi inşa süreci başlamadan önce tekne formu üzerinde yapılması muhtemel düzeltmelerin yapılması, direnç ölçüm işleminin kolay ve hata oranının çok düşük olmasıdır (Baykal ve Dikili, 2002).

3.3.4 Ticari bilgisayar programları ile efektif güç hesabı

Bir geminin efektif gücünü belirlemedeki geleneksel yöntem tasarımın başında ampirik formüller kullanmak, daha sonra model deneyleridir. Ampirik formüller tasarımın başlangıç aşamasında fikir vermesi amacıyla kullanılmaktadır. Model deneyleri dezavantajları ise aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Model deneyleri oldukça maliyetlidir.
- Çekme tankı sayısının az olmasından dolayı oluşan yoğunluk nedeni ile istenildiği zaman model deneyi yapamama olasılığı zaman kaybına neden olabilmektedir.
- Model deneylerinde form ile ilgili muhtemel sorunların ortaya çıkması geminin dizayn spiralinde başa dönerek bir tur daha atılmasına neden olmaktadır (Gökçe ve Sukas, 2016).
- Model deneylerinde kullanılan ölçeklendirme nedeni ile, model ölçeğinden gemi ölçeğine geçerken kullanılan ampirik hesaplamalar belirsizliklere neden olmaktadır (Yılmaz, 2020).
- Çekme havuzu boyutları maksimum hız açısından uygun olmayabilir (Ersöz, 2011).
- Deney havuzunun duvarlarından yansıyan dalgalar modelin oluşturduğu dalgalar ile etkileşime girerek toplam direncin artmasına neden olabilir (Delen, 2015).

Son yıllarda gemi inşa sektöründe bilgisayar teknolojisinin kullanımının yaygınlaşması ile bu sorunlar aşılmaktadır.

Bilgisayar teknolojisinin sektörde hızlı bir şekilde kullanılması geminin formunun oluşmasından başlayarak, tasarımının diğer aşamalarında direnci ve dolayısıyla ana makina gücünün belirlenmesinde kullanılan ticari bilgisayar programlarının gelişmesi, yaygınlaşması ve kolay ulaşılabilir olmasını sağlamıştır (Kınacı, 2013). Bu çalışmada, gemi inşa sektöründe kullanılmakta olan ticari bilgisayar programlarından biri olan Maxsurf kullanılarak motorbotun efektif gücü hesaplanmaya çalışılmıştır.

Maxsurf, sistematik deney ve mühendislik optimizasyon yöntemlerini kullanan, belirlenen kontrol noktaları vasıtası ile üç boyutlu yüzey modellemesi yaparak gemi formunu oluşturan ve çeşitli hesapları (stabilite, direnç, güç vb.) yapan bir bilgisayar tasarım programıdır (Özbek, 2007).

Maxsurf; yeni bir formun tasarlanması, mevcut geminin üzerinden alınan çeşitli kesitler ile formunun tasarlanması ve mevcut gemi formunun incelenerek hesaplarının yapılması amacıyla kullanılmaktadır (Yılmaz, t.y.).

Maxsurf'un avantajları;

- Yüzey düzenlemesi otomatik olarak yapılarak, pürüzsüz bir yüzey elde edilebilir,
- Modülleri ile mühendislik hesaplamaları yapılabilir,
- Diğer bilgisayar tasarım programları ile (Autocad vb) veri alış verişi yapabilir,
- Daha önce tasarlanmış tekne formları kullanılarak, başka bir form tasarlanabilir.

Maxsurf'un dezavantajları ise;

- Üç boyutlu bir bilgisayar tasarım programı olduğu için, iki boyutlu tasarım pencerelerinde eksiklikleri vardır,
- Yazıcı ile çıktı alırken endazenin tek bir sayfa üzerinde alınamaması, modelin bir bölümünün ve üç boyutlu katı modelin çıktısının alınamaması,
- Geniş kapsamlı işçilik çizimlerinin olmamasıdır.

Maxsurf ile tasarlanan form, ilgili alanın modülleri ile incelenerek, mühendislik analizleri yapılır. Bu modüllerden bir tanesi de Hullspeed modülüdür (Özbek, 2007). Hullspeed, Maxsurft'te tasarlanan bir formun direncini ve efektif gücünü kullanıcının belirlediği hız değerleri aralığında hesaplayarak tablo ve grafik halinde sunan modüldür.

Hullspeed modülünde tasarlanan modelin direncini ve efektif gücünü hesaplamak için gemi tipine göre kullanılan yöntemler:

- Savitsky Pre-planing
- Savitsky Planing
- Lahtiharju
- Holtrop
- Compton
- Fung
- Van Oortmerssen
- Series 60
- Delft I, II, III'dir.

Savitsky Pre-Planing, Savitsky Planing ve Lahtiharju yöntemleri kayıcı tip tekneler için; Holtrop yöntemi tankerler, genel kargo gemileri, balıkçı gemileri ve konteyner gemileri ve fırkateynler için; Compton yöntemi görev devriye gemileri, eğitim ve eğlence amaçlı gemiler için; Fung yöntemi ayna kıç tekne formuna sahip tekneler için; Van Oortmerssen yöntemi romörkörler için; Series 60 yöntemi seri 60 formuna sahip gemiler için; Delf I, II, ve III yöntemleri yelkenli tekneler için kullanılmaktadır.

Modül, gemi tipine göre kullanılan yöntem ile analizi yaptıktan sonra sonuçları data penceresine gönderir. Burada kabul edilebilir değerler siyah renkte, düşük olan değerler kırmızı renkte yanında "low" ibaresi yazarak, yüksek olan değerler turuncu renkte yanında "high" ibaresi yazarak tablo halinde belirtilir. Tasarım üzerinde gerekli düzeltmeler yapılarak düşük ve yüksek olan değerleri düzeltmek gerekir.

3.4 Ana Makina Gücünün Belirlenmesi

İstenilen hızı en küçük ana makina gücü ile sağlamak; gemi direncinin minimum olmasına, sevk ekipmanları veriminin maksimum olmasına ve gemi ile pervane arasındaki etkilere bağlıdır. Bu sebepten dolayı tekne ve pervane önce tek başlarına tasarlanmalı, daha sonra tek bir sistem gibi düşünülerek birbirlerine olan karşılıklı etkileri göz önüne alınmalıdır (Baykal ve Dikili, 2002).

Bir geminin istenilen hız ile gidebilmesi için, ana makina gücünün belirlenerek bu güç doğrultusunda uygun ana makina ve pervane seçiminin yapılması ile olur. İstenilen hız için direnç belirleme yöntemleri ile gemi direnci (R) belirlenir. Daha sonra bu direnci

yenebilecek efektif güç (P_E), güç belirleme yöntemleri ile belirlenir. Efektif güce eşit bir itme gücü belirlemek için gerekli ana makina gücü, ana makina ve pervane arasındaki ekipmanların (şanzuman, şaft kaplini, şaft, stern tube) kayıplara dikkat edilerek pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) belirlenir (Baykal, 1991). Ana makina tarafından üretilen gücün bir kısmı pervaneye gelinceye kadar mekanik kayıplara, pervanede ise hidrodinamik kayıplara uğrar (Baykal ve Dikili, 2002). Transmisyon verimi de dikkate alınarak gerekli olan minimum ana makina gücü (P_{bmin}) belirlenir.

Geminin istenilen hızı sakin hava ve deniz şartlarındaki servis hızı olup, gemi bu şartlara göre tasarlanarak ana makina gücü belirlenir. Gerçek hava ve deniz şartlarında gemi direnci artar ve sevk ekipmanlarının verimi düşer. Bu sebepten dolayı rüzgarlı ve dalgalı deniz durumlarında geminin istenilen hızda gidebilmesi için sakin hava ve deniz durumlarında belirlenen güç değeri belirli bir oranda artırılarak gerekli olan ana makina gücü belirlenmelidir (Baykal ve Dikili, 2002). Ayrıca tekne su kesimi altı (karina) zamanla kirlenerek pürüzlü hale gelir ve toplam direncin artmasına neden olur. Hem deniz ve hava şartlarındaki farlılıklar hem de karinanın kirlenmesinden dolayı bir pay bırakmak gerekir. Bu paya *deniz veya servis payı (sea or service margin)* denir. Deniz marjini genellikle % 10 ~ %15 arası alınır ve gerekli olan minimum ana makina gücü (3.10) denklemi ile hesaplanır (İ.T.Ü., 2001).

$$\text{Gerekli olan minimum ana makina gücü} = P_{bmin} \text{ x } 1{,}10 \sim 1{,}15 \qquad (3.10)$$

Gemi dizel motorlarında ana makina gücü, ana makinanın devamlı maksimum gücü (MCR) olarak belirtilir. Ancak ana makina bu güçte çalıştırılırsa hem bakım-onarımı artarak yedek parça kullanımı oluşur, hem de ana makinada kısa süre içerisinde performans düşüklüğü ortaya çıkar. Bu olumsuz durumları engellemek için ana makinalar belirli bir servis gücünde (MSR) kullanılırlar. Bu servis gücü genel olarak devamlı maksimum gücün (MCR) % 85-%90 aralığında belirlenir ve (3.11) denklemi ile hesaplanır (İ.T.Ü., 2001).

$$\text{MSR} \geq \frac{\text{MCR}}{0{,}85 \text{ veya } 0{,}90} \qquad (3.11)$$

4. ANA MAKİNA VE PERVANE ARASINDAKİ İLİŞKİ

Gemi sevki, ana makina gücünü kullanarak geminin istenen hareketini sağlamasıdır. Geminin hareketi için bir itme kuvvetine ihtiyaç vardır. Bu itme kuvveti pervane, su jeti vb. sevk sistemleri ile sağlanır. Pervaneler günümüzde gemilerin sevki için en uygun sevk ekipmanı olup, en önemli avantajları verimlerinin yüksek olması ve kullanım şartlarına uygunluğudur (Çelik, 1997). Pervane, 1803 yılında Charles Dallery (1754-1845) isimli Fransız tarafından icat edilmiştir (Milli Eğitim Bakanlığı, 2013). Pervanenin ilk pratik uygulaması Amerikalı bir avukat olan Colonel Stevens tarafından 7,5 m boyundaki tekneye önce tek, sonra çift pervane monte edilerek denemeler yapılmasıdır.

Pervane, bir silindir etrafına (pervane göbeğine) eşit aralıklar ile yerleştirilmiş helisel yapıda kanatlardan oluşan ve su içerisinde bir vida gibi çalışan sevk ekipmanıdır. Gemi ana makinasının oluşturduğu dairesel hareket, krank şaft ve şanzıman aracılığı ile iletim ekipmanları (şaft, şaft kaplini, yataklar, stern tube) tarafından pervaneye iletilir ve pervane su çerisinde dönmeye başlar. Pervane, içinden geçen suyu hızlandırır ve bu hızlanmış akışın oluşturduğu hareket miktar artışından doğan etki-tepki, itme kuvvetini yaratarak pervanenin bağlı olduğu deniz aracı öteleme hareketi yapar (Deniz, 2000).

Pervane; ana makina gücü, ana makina devri, gemi boyu, gemi kıç formu ve gemi hızı ile uyumlu olmalıdır. Gemi direnci hesabı ile belirlenen ana makina gücünden sonra pervane ana karakteristik özellikleri belirlenmelidir.

Gemilerin sevk özellikleri tekne formu ve pervanenin yapısından oluşur. Bu iki yapı ilk önce birbirinden bağımsız olarak incelenir. Teknenin bağımsız olarak su içindeki hareketinden direnç karakteristikleri, pervanenin su içindeki bağımsız hareketinden ise pervane açık su karakteristikleri ortaya çıkar.

Pervane gemi kıçında karışık akımlı bir bölgede çalıştığı için tekne pervaneyi etkiler ve pervanenin açık su karakteristiklerini değiştirir. Pervane ise teknenin kıçındaki basınç dağılımını değiştirerek tekne direncini artırır.

Tekne ve pervane arasındaki karşılıklı etkiler geminin ön dizaynı aşamasında ampirik formüller, asıl tasarım aşamasında ise deneysel yöntemler yardımı ile tespit edilir (Baykal ve Dikili, 2002).

4.1 İz Katsayısı

Geminin su içerisinde hareketi esnasında etrafında meydana gelen ve gemi kıç bölgesinde kalınlaşan akım bölgesine *kenar tabaka* denir. Kenar tabakanın içerisindeki akım hatları tekne bünyesinden uzaklaştıkça artarken, gemi kıç bölgesinde değişik karakteristikleri (girdap, ters yönlü akımlar vb.) oluşur. Geminin kıçındaki bu bölgeye *iz bölgesi* denir (Baykal ve Dikili, 2002).

Kenar tabaka kalınlığı gemi boyunca artar ve pervane çalışma alanının büyük bir kısmı kenar tabaka içinde kalır. Bu sebepten, çapı pervane çapına eşit bir daire içinde kalan alandaki pervane hızı (V_A) geminin ilerleme hızından (V) daha düşük bir değer alır. Bu hıza *pervane ilerleme hızı* denir.

İz bölgesindeki en önemli akım pervanenin eksenel doğrultusunda oluşan akışkan hızıdır. (4.1) denkleminde görüleceği üzere ortalama iz hızı (V_w), (V) hızındaki geminin, (V_A) hızındaki pervanenin eksenel doğrultusundaki akışkan hızından farkıdır.

$$V_W = V - V_A \tag{4.1}$$

Ortalama iz hızının gemi hızına veya pervanenin eksenel bölgesindeki akışkan hızına bölünmesine *iz katsayısı (w)* denir. Taylor iz katsayısı (w_T) ve Froude iz katsayısı (w_F) olarak iki çeşit iz katsayısı vardır.

Taylor iz katsayısı (w_T) ortalama iz hızının gemi hızına bölünmesidir ve (4.2) denklemi ile hesaplanır.

$$w_T = \frac{V - V_A}{V} \tag{4.2}$$

Froude iz katsayısı (w_F) ortalama iz hızının pervanenin eksenel bölgesindeki akışkan hızına bölünmesidir ve (4.3) denklemi ile hesaplanır.

$$w_T = \frac{V - V_A}{V_A} \tag{4.3}$$

Uygulamada genel olarak Taylor iz katsayısı kullanılır ve (w) ile ifade edilir. İz katsayısının (4.4) denkleminde görüleceği üzere potansiyel iz katsayısı (w_p), sürtünme

iz katsayısı (w_F), dalga iz katsayısı (w_w) ve akış değişiklikleri iz katsayısı ($w_{düz}$) olarak dört bileşeni vardır (Çelik, 1997).

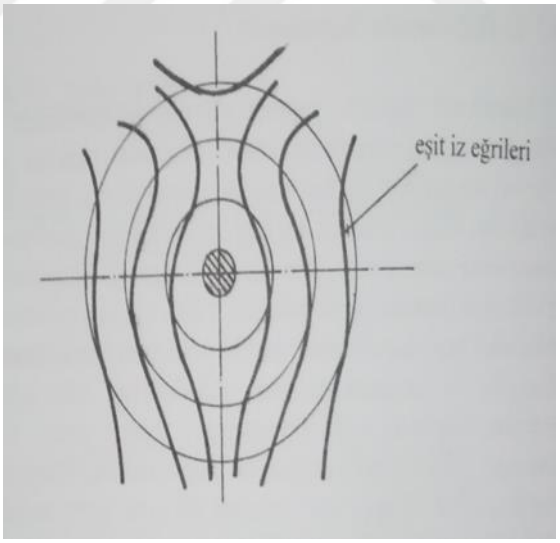
$$w = w_P + w_F + w_W + w_{düz} \tag{4.4}$$

Potansiyel iz katsayısı teknenin formu ile, sürtünme iz katsayısı gemi etrafındaki kenar tabaka ile, dalga iz katsayısı geminin hareketi esnasında kıç dalgası ve akış değişiklikleri iz katsayısı pervanenin gemi kıçında olması nedeni ile ortaya çıkar.

Günümüzde iz katsayısı laboratuvarlarda pitot tüpleri yöntemi ile tespit edilmektedir. Ancak geminin ön dizaynı aşamasında gemi tipi, pervane sayısı gibi kriterlere göre belirlenen ampirik formüller kullanılmaktadır.

Geminin izi; blok katsayısı, boy genişlik oranı, draftı, formu, pervane sayısı/çapı/şekli, dümen, takıntılar, hız ve karina temizliğine bağlıdır.

İz dağılımı pervanenin kavitasyon, ses ve titreşim yapmasına neden olacağı için, tekne kıç yapısının optimum iz dağılımını sağlayacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Tek pervaneli bir gemide optimum iz dağılımı Şekil 4.1'de görüleceği gibi şaft merkezi etrafında çevresel bir karakter göstermelidir (Baykal ve Dikili, 2002).



Şekil 4.1 : Tek pervaneli bir gemide optimum iz dağılımı.

4.2 İtme Azalması (Emme Etkisi)

Bir geminin belirli bir (V) hızı ile ilerlemesi için pervanenin tekne kıçında oluşturması gereken (T) itme kuvvetinin, gemi direncini (R) yenmesi gerekir. Ancak, pervane kıçındaki basınç değerini düşürerek ve önünde negatif bir basınç alanı oluşturarak

gemi toplam direncinin artmasına neden olur. Bu nedenden dolayı pervanenin tekneye vermesi gereken itme kuvveti gemi direncinden bir miktar daha büyük olması gerekir. Pervanenin emme etkisi nedeni ile ortaya çıkan direnç artışının toplam itmeye oranına *emme etkisi (t)* denir. Emme etkisi pervane itmesindeki bir azalma olduğu için itme azalması olarak ifade edilir ve (4.5) denklemi ile hesaplanır (Baykal ve Dikili, 2002).

$$t = \frac{T-R}{T} \tag{4.5}$$

İtme azalması gemi ve sevk sistemi tiplerine göre çeşitli ampirik formüller ile hesaplanabilir.

Genel olarak itme azalması geminin kıç formuna bağlı olarak değişir ve itme kuvveti (T) arttıkça itme azalması da artar. Tek pervaneli ticaret gemilerinde itme azalması 0,12-0,30 aralığında değişir (Baykal ve Dikili, 2002). Birden fazla pervanesi olan gemilerde itme azalması çok daha düşük değerlerdedir.

4.3 Açık Su Pervane Verimi, Bağıl Dönme Verimi Ve Tekne Verimi

Homojen bir akış içerisinde ve tekneye bağlı olmadan (V_A) hızında, (Q_0) torkunda ve (n) devir sayısında (T) itmesini veren pervanenin verimine *açık su pervane verimi (η_0)* denir ve (4.6) denklemi ile hesaplanır.

$$\eta_0 = \frac{T*V_A}{2\pi*n*Q_0} \tag{4.6}$$

Gemi arkasında (V_A) hızında, (Q) torkunda ve (n) devir sayısında (T) itmesini veren pervanenin verimine *gemi arkasındaki pervane verimi (η_B)* denir ve (4.7) denklemi ile hesaplanır.

$$\eta_B = \frac{T*V_A}{2\pi*n*Q} = \frac{P_T}{P_D} \tag{4.7}$$

Geminin kıç bölgesindeki akım düzgün değildir ve pervane hızı (V_A) ortalama bir değerdir. Bu sebepten pervanenin oluşturduğu itme ve moment, açık su deneylerinde bulunan değerlere göre farklılıklar gösterir. Gemi arkasındaki pervane veriminin açık su pervane verimine oranına *bağıl (rölatif) dönme verimi (η_R)* denir ve (4.8) denklemi ile hesaplanır.

$$\eta_R = \frac{\eta_B}{\eta_0} \tag{4.8}$$

Rölatif dönme verimi pervane çapının artması ile artar ve sevk veriminin yüksek olması için artması gerekir (Deniz, 2000). Rölatif dönme verimi gemi tipleri ve pervane sayılarına göre 0,95 ile 1,10 arasında değişir (Baykal ve Dikili, 2002).

Tekne verimi (η_H) tekne ile pervanenin karşılıklı etkilerinden biri olup ve (4.9) denkleminde görüleceği üzere efektif beygir gücünün (P_E), itme beygir gücüne (P_T) oranıdır.

$$\eta_H = \frac{P_E}{P_T} \tag{4.9}$$

Tekne verimi iz katsayısı ve itme azalmasının bir fonksiyonu olarak (4.10) denklemi ile hesaplanır.

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} \tag{4.10}$$

Tekne verimi tek pervaneli gemilerde 1,10-1,20 değerleri arasında, çift pervaneli gemilerde ise 1,0-1,05 değerleri arasındadır (Baykal ve Dikili, 2002).

4.4 Genel Sevk Verimi

Ana makinada üretilen güç pervaneye iletimine kadar ana makina içindeki mekanik kayıplar, kavramadaki kayıplar, şanzumandaki kayıplar, şaft yataklarındaki kayıplar ve şaft kovanındaki kayıplara uğrar. Pervane gelen güç gemiyi belirli bir hızda sevk edebilecek efektif beygir gücüne dönüşürken yeni kayıplara uğrar. Pervanenin açık su verimi ve pervane-tekne karşılıklı etkileşimlerinden kaynaklanan bu verime *genel sevk verimi (η)* denir ve (4.11) denklemi ile hesaplanır (Baykal ve Dikili, 2002).

$$\eta = \eta_H \; x \; \eta_0 \; x \; \eta_R \tag{4.11}$$

Genel olarak iz katsayısının büyük olduğu ve iz dağılımı mümkün olduğu kadar düzgün olduğu tekne formlarında genel sevk verimi yüksek olur. Genel sevk verimi tasarımın başlangıç aşamasında ampirik formüllerden yararlanılarak hesaplanabilir.

4.5 Pervane Tasarımı

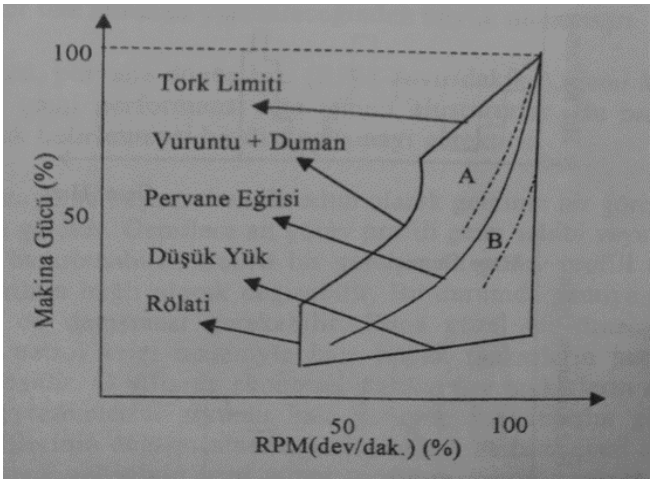
Pervane tasarımında amaç minimum güç ile maksimum verimde çalışacak, yeterli mukavemette, minimum kavitasyon ve titreşim sağlayan optimum pervanenin ana

karakteristiklerinin belirlenmesidir. Tasarlanacak pervanenin karakteristiklerini belirleyecek temel parametreler pervaneye verilen güç, pervane devri ve gemi hızıdır.

Pervane tasarımında ilk kriter geminin görev profilinin belirlenmesidir. Geminin görev profili armatörün istekleri doğrultusunda tasarımcı tarafından belirlenir. Geminin görev profilinin belirlenmesi ile operasyon kısıtları ve operasyon kısıtları ile de geminin hızı ve hız kullanım oranı ortaya çıkar. Bu iki parametrede pervane karakteristiklerinin belirlenmesini sağlar.

Pervane tasarımında ikinci kriter sevk sisteminin verimin yüksek olması için pervane ve seçilen ana makinanın karakteristiklerinin uyumlu olmasıdır. Pervane yük eğrisi ve ana makinanın sürekli maksimum güç (MCR) eğrisi ana makinanın güç sınırında kesişmelidir. Genel olarak ana makinanın sürekli maksimum gücünün (MCR) % 85-%90 aralığındaki güç için pervane seçimi yapılır.

Şekil 4.2'de grafikte ana makinanın genel karakteristiği ve optimum pervane yük eğrisi gösterilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi, optimum pervane yük eğrisi ve ana makinanın sürekli maksimum güç (MCR) eğrisi ana makinanın güç sınırında kesişmelidir. Pervane hatvesi fazla belirlenir ise maksimum ana makina gücü A eğrisinde görüldüğü gibi ana makina tork limitleri nedeni ile daha düşük bir devirde sağlanır. Pervane hatvesi az belirlenir ise maksimum ana makina gücü B eğrisinde görüldüğü gibi sağlanamaz (Güner ve diğ, 1999).



Şekil 4.2 : Ana makina güvenli bölge çalışma grafiği.

Seçilen ana makina devri ile tasarlanan pervane devri uyuşmaz ise devir düşürücü (şanzuman) kullanılmalıdır.

Pervane tasarımında üçüncü kriter ise geminin çalışma ortamıdır. Geminin deplasmanının artması, karinasının kirlenmesi-pürüzlülüğü, hava şartlarının bozulması gibi olağan servis durumları pervane performansı üzerinde etkili olur. Bu durumlarda ana makina tork limiti, sağlamış olduğu gücü sınırlayacak ve gemi servis hızından düşük hızda olacaktır. Bu istenilmeyen durumu ortadan kaldırmak için pervane geminin yeni veya karaya alınarak bakım yapılmasından sonraki durumundan daha yüksek devirde olacak şekilde tasarlanır. Böylece geminin ortalama çalışma durumunda veya havuzlama zamanları arasında pervane devri gemi karinasının kirlenmesi-pürüzlülüğü vb. durumlarda istenen devire inmiş olur (Güner ve diğ, 1999).

Geminin belirli bir hızda ilerlemesi için pervanenin belirli bir devir sayısında dönmesi gerekir. Ancak, geminin ve takıntıların pervaneye gelen akışı bozması nedeni ile pervane üzerine gelen akım açık su testlerindeki gibi düzenli değildir. Bu sebepten dolayı pervanenin geminin ilerlemesi için gerekli itmeyi sağlayabilmesi için açık su testlerindeki devir sayısından farklı bir devir sayısı ile dönmesi gerekir. Pervane ise gemi kıçındaki akımı artırarak bu bölgedeki basıncı düşürmesi nedeni ile geminin toplam direncini artırır (Gökçe ve Sukas, 2016). Bu sebeplerden dolayı uygun pervane ve ana makina seçimi için geminin ve tüm takıntılarının etkisinin değerlendirilmesi gerekir (Kınacı, 2013).

Pervane ortalama servis şartlarına göre tasarlanmalıdır. Pervane kanat sayısı belirlenirken pervane titreşimi, pervane kanat alanı oranı belirlenirken kavitasyon değerlendirilmelidir. Pervane kanat alanı oranı belirlenirken değerlendirilmesi gereken diğer husus ise büyük pervane kanat alanı oranı kötü deniz şartlarında pervanelerin verimini artırdığıdır (Güner ve diğ, 1999).

Pervane tasarımı yapılması için işlem basamakları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Sevk ile ilgili (iz, itme azalması vb.) parametreler belirlenir.
- Efektif güç (P_E) bulunur ve belirli hız aralıkları için P_E-Hız grafiği çıkarılır.
- Ana makina seçimi yapılarak, ana makinanın karakteristik özellikleri belirlenir.
- Pervane çapı, pervane çalışma ortamı, gürültü limiti, titreşim durumu vb. kısıtlar belirlenir (Güner ve diğ, 1999).

Pervane tasarımında aşağıdaki iki yöntem kullanılır:

- Sistematik serilere ait test sonuçları ile elde edilen diyagramların kullanılması,
- Sirkülasyon teorisine dayanan matematiksel yöntemler (Güner ve diğ, 1999).

Bu çalışmada sadece sistematik serilere ait test sonuçları ile elde edilen diyagramlar kullanılarak pervane tasarımı yöntemi açıklanacaktır.

4.5.1 Sistematik pervane serileri ile pervane seçimi

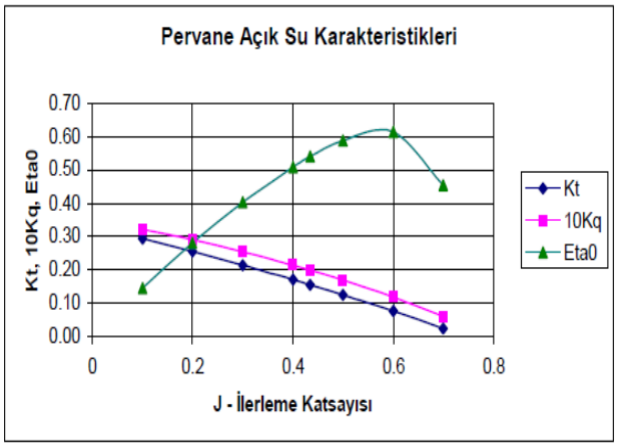
Gemilerde kullanılması muhtemel pervaneleri kapsayacak şekilde belirli bir sistematiğe göre yapılan model deneyleri sonucunda tablo ve grafikler elde edilir. Günümüzde kullanılan en önemli pervane serileri Wageningen serileridir. Bu pervane serileri pervane kanat sayısı, pervane alan oranı, piç oranı, kanat şekli, kanat kesiti şekli, kanat kesiti kalınlığı sistematik olarak değiştirilen pervanelerden oluşur.

Wageningen pervane serileri A ve B tip olmak üzere iki çeşittir. A tipi seriler 4 kanatlı ve pervane alan oranı 0,40 olan kanat boyunca kesitleri aerofoil yapıdadır. A tipi serilerin kavitasyon riski fazla olduğu için kanat uçları genişletilmiş B tipi seriler geliştirilmiştir (URL-2). Örnek olarak B-4.70 şeklinde ifade edilen pervane; B serisinden, 4 kanatlı, açılım alanı oranı % 70 olan pervane anlamındadır.

Sistematik pervane serileri ile pervane seçiminde geleneksel olarak kullanılan en yaygın yöntem, pervane açık su diyagramlarıdır (Çelik, 1997). Bu yöntem ile tasarım aşamasında pervane seçimi yapılırken, pervane açık su performansına göre değerlendirilir ve pervane ile geminin birbirlerine olan etkileri ihmal edilir.

Pervane açık su performansının belirlenmesindeki ilk adım pervane açık su testinin yapılmasıdır. Pervanenin açık su performansı, pervanenin deney havuzunda tek başına çalıştırılarak gemi etkisinde olmadan vermiş olduğu itme performansıdır. Bu deneyde pervane itme, tork, verim gibi performans kriterleri açısından değerlendirilir. Pervane optimizasyonu açık su deneyinden gelen sonuçlara göre yapılır. Ancak açık denizde pervane tek başına çalışmamaktadır. Pervane performansını tekne formu ve dümen etkilemektedir. Bu sebepten dolayı pervane optimizasyonu yapılırken ve pervane performansı değerlendirilirken geminin tekne formu ve dümenin etkileri de değerlendirilmelidir (Kınacı, 2013).

Pervanelerin açık su test sonuçları ile kanat sayıları, kanat açınım oranları ve hatve/çap oranları farklı olan pervanelerin ilerleme katsayılarına göre itme katsayıları, tork katsayıları ve açık su pervane verimlerinin çizilmesi ile oluşturulan diyagramlara *açık su pervane diyagramları* denir. Şekil 4.3'de açık su pervane diyagramı örneği gösterilmiştir (URL-3).



Şekil 4.3 : Açık su pervane diyagramı örneği.

Pervanenin oluşturacağı itme; çapına, hızına, devir sayısına, içinde çalıştığı akışkanın yoğunluğuna, viskozitesine ve basıncına bağlıdır. Bu parametrelerden yola çıkarak pervanenin her devrindeki itme, tork ve verimi ifade edilen açık su boyutsuz karakteristikleri ortaya çıkar (Gökçe ve Sukas, 2016).

Pervane ilerleme katsayısı (J) (4.12) denklemi ile hesaplanır.

$$J = \frac{V_A}{n \times D} \tag{4.12}$$

Denklemde (V_A) pervane üzerine gönderilen akım hızı, (n) pervane devri ve (D) pervane çapıdır.

Pervanenin açık su performansı değerlendirilirken, pervane (ρ) yoğunluğundaki akışkan içinde (n) devir sayısında döndürülür ve üzerine (V_A) hızında akım gönderilir. Bu durumda pervane itme (T) ve tork (Q) sağlar ve açık su pervane verimi oluşur. Bu ifadeler boyutsuzlaştırılarak itme katsayısı (K_T) (4.13) denklemi ile, tork katsayısı (K_Q) (4.14) denklemi ile ve açık su pervane verimi (η_0) (4.15) denklemi ile hesaplanır. (Gökçe ve Sukas, 2016).

$$K_T = \frac{T}{\rho \times n^2 \times D^4} \tag{4.13}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \times n^2 \times D^5} \tag{4.14}$$

$$\eta_0 = \frac{T \times V_A}{2\pi \times n \times Q} \tag{4.15}$$

İlerleme katsayısı, itme katsayısı ve tork katsayısı kullanılarak açık su pervane verimi (4.16) denklemi ile hesaplanır.

$$\eta_0 = \frac{J \times K_T}{2\pi \times K_Q} \tag{4.16}$$

İlerleme katsayısı değiştirilirken pervane üzerine gönderilen (V_A) hızındaki akım veya pervane devir sayısı (n) değiştirilebilir. Genel olarak pervane üzerine gönderilen akım hızı sabit tutularak pervane devir sayısı değiştirilir (Gökçe ve Sukas, 2016).

K_T-K_Q-J-η_0 diyagramları kullanarak pervane seçimi yapmak için öncelikle pervane çapı (D) veya devir sayısı (n) değerlerinden birisinin belli olması gerekir.

Pervane çapı belli ise (4.17) değeri hesaplanır.

$$(K_Q)^{1/4} \times (J)^{-3/4} \tag{4.17}$$

Tasarımda belli olan pervane kanat sayısı ve minimum kavitasyon için belirlenen kanat açınım oranı değeri doğrultusunda bir diyagram seçilir. Diyagramın yatay ekseninde (4.17) değerinden bir düşey üzerinde ilerleyerek maksimum pervane verimi ile kesiştiği nokta belirlenir. Bu noktadan bir yatay geçirilerek düşey eksenden hatve/çap oranı (P/D), pervane açık su verimi eğrilerinden tasarım noktasına karşılık gelen açık su pervane verimi (η_0) değeri, ilerleme katsayısı eğrilerinden tasarım noktasına karşılık gelen ilerleme katsayısı (J) değeri belirlenir ve (4.18) denklemi ile pervane devir sayısı (n) hesaplanır (Güner ve Diğ, 1999).

$$n = \left(\frac{1}{J}\right) x \left(\frac{V_A}{D}\right) \tag{4.18}$$

Pervane devir sayısı belli ise (4.19) değeri hesaplanır.

$$(K_Q)^{1/4} \times (J)^{-5/4} \tag{4.19}$$

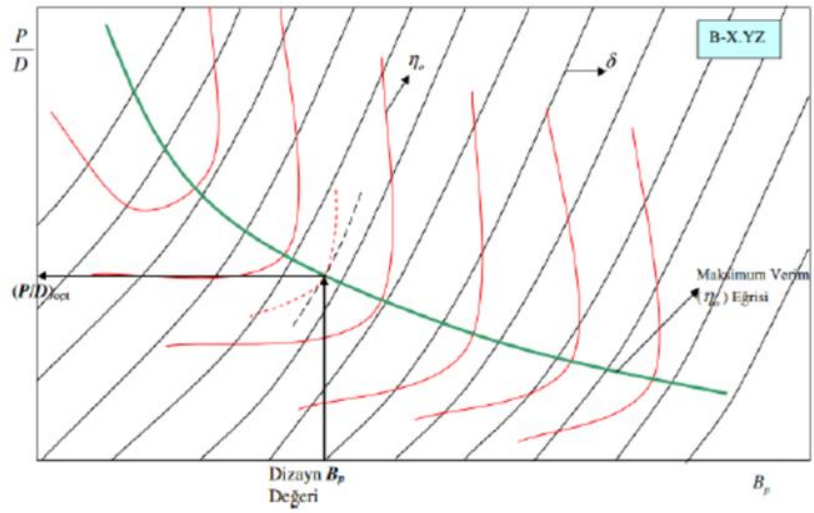
Diyagramda en yüksek verimi sağlayacak şekilde ilerleme katsayısı (J) ve hatve/çap oranı (P/D) belirlenerek (4.20) denklemi ile pervane çapı hesaplanır (Güner ve diğ, 1999).

$$D = \left(\frac{1}{J}\right) x \left(\frac{V_A}{n}\right) \tag{4.20}$$

Kısaca, pervane çapı sabitlenmiş ise (4.18) denklemi ile optimum pervane devir sayısı veya pervane devir sayısı sabitlenmiş ise (4.20) denklemi ile optimum pervane çapı hesaplanır.

Pervane açık su diyagramlarından diğeri Taylor pervane katsayıları (B_p-δ) diyagramlarıdır. Her bir diyagram belirli bir kanat sayısı ve kanat açınım alanı oranına sahip pervaneyi kapsar. B_p-δ diyagramlarında yatay eksende güç katsayısına (B_p)

karşılık olarak düşey eksende hatve/çap (P/D) oranı ve açık su pervane verimi (η_0) ile ilerleme sabiti (δ) eğrilerinden açık su pervane verimi ve ilerleme sabiti bulunur. Şekil 4.4'de X kanatlı ve kanat açınım oranı YZ olan bir pervanenin (B_p-δ) diyagramının kullanımı gösterilmiştir (URL-2).



Şekil 4.4 : (B_p-δ) Diyagramının kullanımı.

Güç katsayısı (4.21) denklemi ile ilerleme sabiti (4.22) denklemi ile hesaplanır. Denklemlerde dikkat edilecek en önemli nokta pervane devir sayısının dakikadaki sayı, tatlı suda pervaneye verilmesi gereken gücün (P_{D0}) biriminin HP_{ing}, pervane ilerleme hızı biriminin (V_A) knot ve pervane çapı (D) biriminin feet olarak kullanılmasıdır (URL-2).

$$B_p = \frac{n \times \sqrt{P_{D0}}}{V_A{}^{2,5}} \tag{4.21}$$

$$\delta = \frac{n \times D}{V_A} \tag{4.22}$$

Güç katsayısı (4.23) denklemi ile de hesaplanabilir. Denklemde pervaneye verilmesi gereken gücün (P_D) birimi (kW), pervane devir sayısı (n) dakikadaki sayısı ve pervane ilerleme hızı (V_A) knot olması gerekir.

$$B_p = 1.158 \times \frac{n \times \sqrt{P_D}}{V_A{}^{2,5}} \tag{4.23}$$

Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D), pervane devir sayısı (n) ve pervane ilerleme hızı (V_A) belli olması durumunda pervane çapı (D) ve pervane hatvesi (P) B_p-δ diyagramları kullanılarak aşağıdaki işlem basamakları bulunur:

- Pervane kanat sayısı ve kanat açınım oranına uygun B_p-δ diyagramı seçilir.

- Sistematik pervane testleri tatlı suda yapıldığı için pervaneye verilmesi gereken güç için tatlı su düzeltmesi ve birim düzeltmesi yapılarak tatlı suda pervaneye verilmesi gereken güç (4.24) denklemi ile hesaplanır.

$$P_{D0} = \frac{75}{76} \text{ x} \frac{1}{1.025} \text{ x } P_D \tag{4.24}$$

- (4.21) ve (4.23) denklemlerinden bir tanesi ile güç katsayısı hesaplanır.
- Diyagramda yatay eksende güç katsayı bulunarak maksimum verim eğrisi üzerindeki ilerleme katsayısı ve pervane açık su verimi ile düşey eksende bu noktaya karşılık gelen hatve/çap okunur.
- Pervane çapı (4.25) veya (4.26) denklerimden bir tanesi ile hesaplanır.

$$D = \delta \text{ x } \frac{V_A}{n} \tag{4.25}$$

$$D = \frac{\delta}{3.2806} \text{ x } \frac{VA}{n} \tag{4.26}$$

(4.25) denkleminde pervane çapı birimi feet, (4.26) denkleminde ise m olup, her iki denklemde pervane devir sayısı dakikadaki devir sayısı ve pervane ilerleme hızı birimi knot'tur.

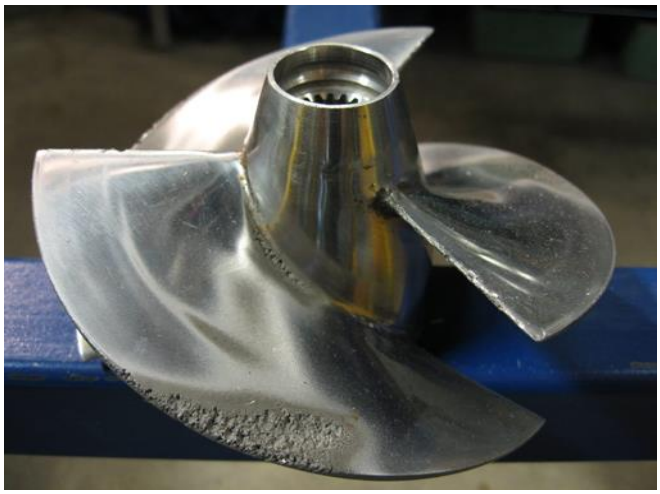
- Pervane hatvesi (4.27) denklemi ile hesaplanır (URL-2).

$$P = D \text{ x } \frac{P}{D} \tag{4.27}$$

Pervane açık su diyagramları kullanılarak bulunan verim, açık su pervane deneyleri sonuçlarındaki verimidir. Ancak, gerçek çalışma şartlarındaki pervane verimi, açık su pervane deneyleri sonuçlarındaki verimden farklıdır. Bu sebepten dolayı, ITTC'ye göre açık su pervane deneyleri sonuçları ile bulunan pervane çapı % 5 azaltılarak, gerçek çalışma şartlarındaki pervane verimi tespit edilir (Güner ve diğ, 1999).

Pervane açık su diyagramlarından gerekli değerler belirlendikten sonra kavitasyon kontrolünün yapılması gerekir.

Kavitasyon, basınç ve hız değişimlerinin olduğu sıvı akışkan içerisinde kabarcık ve boşlukları ifade eden fiziksel bir olaydır. Kavitasyon; pervane kanadı üzerinde oluştuğu konuma göre; sırt ve yüz kavitasyonu olarak ikiye, fiziksel görünüşlerine göre; girdap, kabarcık, tabaka, bulut, kök kavitasyonu olarak beşe ayrılır. Pervanede oluşan kavitasyon; itme azalması, gürültü, titreşim ve pervanede aşınmaya neden olur (URL-4). Şekil 4.5'de kavitasyonun pervane kanadında meydana getirdiği aşınma gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : Kavitasyonun pervane kanadında oluşturduğu aşınma.

Kavitasyon kontrolü Crouch Yöntemi, Burrill Yöntemi ve Keller Yöntemi olarak üç yöntemle yapılabilir.

Bu çalışmada sadece Keller Yöntemi açıklanacaktır.

Keller yöntemi ile kanat açınım oranı (4.28) denklemi ile hesaplanır.

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1{,}3+0{,}3 \text{ x } Z) \text{ x } T}{(P_0 - P_v) \text{ x } D^2} + k_k \qquad (4.28)$$

Denklemde; (Z) kanat sayısı, (T) itme, (P_0) yerel statik basınç, (P_v) suyun buharlaşma basıncı ve k_k katsayısı ise 0-0,20 arasında gemi tipine bağlı olarak değişen sabit sayıdır (Güner ve diğ, 1999).

Değişik sıcaklıklarda suyun buharlaşma basıncı (P_V) değerleri Çizelge 4.1'de gösterilmiştir (URL-4).

Çizelge 4.1 : Değişik sıcaklıklarda suyun buharlaşma basıncı değerleri.

Sıcaklık (°C)	P_V (N/m2)
0	610,8
10	1227,1
20	2336,9
30	4241,4
40	7374,6
50	12334,8
60	19917,3
70	31155,7
80	47356,3
90	70107,7

Yerel statik basınç (P_0) (4.29) denklemi ile hesaplanır.

$$P_0 = P_{atm} + \rho \text{ x } g \text{ x } h \qquad (4.29)$$

Denklemde (h) pervane şaft ekseninin derinliğidir (URL-4).

(4.28) denklemi ile hesaplanan kanat açınım oranı, pervane açık su diyagramlarında seçilen pervane kanat açınım oranından küçük veya eşit ise kanat yüklenmesinin yaklaşık bir ilk tahmin olarak kabul edilebilir sınırlar dahilinde olduğu değerlendirilir (Güner ve diğ, 1999).

5. DİZEL JENERATÖRLERİ VE YÜK ANALİZİ

İnsan yaşantısının devamlılığı ve enerji birbirleri ile yakın ilişkilidir. Enerji türlerinden biri olan elektrik enerjisi de çağdaş yaşamın sürdürülmesindeki en önemli unsurlardan biridir. Gemilerinde kendilerine tahsis edilen görevi güvenli ve kesintisiz olarak yerine getirmeleri için seyir, manevra, demir durumu, liman durumu ve yükleme-boşaltma operasyonları için elektrik enerjisine ihtiyaçları vardır (URL-5).

Bir geminin elektrik sistemi; üretim, dağıtım ve elektrik yükleri olarak üçe ayrılır. Üretim ekipmanları ile sağlanan enerji, dağıtım ekipmanları ile elektrik yüklerine iletilir ve elektrik yükleri aktif hale gelerek geminin görev ve fonksiyonlarını yerine getirilmesinde kullanılır.

Gemilerde elektrik üretim ekipmanları; jeneratörler, transformatörler ve akümülatörler, dağıtım ekipmanları; dağıtım panoları ve kablolar olarak gruplandırılabilir. Elektrik yükleri ise:

- Güverte ekipmanları,
- Yükleme / boşaltma ekipmanları,
- Elektronik ekipmanları,
- Denizde güvenlik ekipmanları,
- Aydınlatma ekipmanları,
- Ana makina, yardımcı makina ve sevk ekipmanları,
- Kuvvet (pompalar) ekipmanları,
- Yaşam mahalli ekipmanları,
- Acil durum (emergency) ekipmanları

olarak gruplandırılabilir.

Günümüzde gemilerde ana elektrik üretim kaynakları alternatif akımdır (AC) (Yağmur, 2001). Alternatif akımın doğru akıma (DC) göre avantajları şöyle sıralanabilir:

- DC makinalarının hızları 1500-2000 devir/dakika arasındadır.

- DC makinaların aynı güçteki AC makinalarına göre hacimleri ve ağırlıkları daha büyüktür.
- DC makinalarının bakım ve onarımları AC makinalarına göre daha zor ve pahalıdır.
- Gemiler bakım-onarım için tersaneye girdiklerinde veya rıhtımda iken kendi jeneratörleri yerine sahilden AC şehir şebeke gerilimiyle kolayca beslenebilir. (cold ironing sistemi)
- AC jeneratörlerinin gerilimleri ve dolayısıyla akımları küçük olduğundan, gemilerde kullanılan kablo kesitleri küçük, kablolar ise hafif ve ucuz olmaktadır.
- AC gerilimi transformatörler yardımıyla alçaltılıp, yükseltilebilir.
- AC redresörler yardımıyla kolaylıkla DC'ye çevrilebilir.

Gemilerin, seyir halindeyken her türlü hava deniz koşullarında ve limanlarda görev ve faaliyetlerini sürdürmesi için kullanılan makinalara *gemi yardımcı makinaları* denir. Gemi bünyesinde AC elektrik enerjisi gemi yardımcı makinalarından bir tanesi olan jeneratörler tarafından sağlanmaktadır. Gemi jeneratörlerinin alternatörleri; dizel makina, gaz türbini, buhar türbini veya nükleer türbin ile tahrikli olduğu için motor-alternatör (gen-set) olarak isimlendirilir. Gemilerde geçen yüzyılda dizel makinalar kullanılmaya başlanmıştır ve günümüzde elektrik enerjisi üretiminde kullanılan jeneratörler yaygın olarak dizel makina ile tahrikli edildikleri için bu jeneratörlere *dizel jeneratör* denir (Masat, 2010).

Gemilerde kullanılan bir fazlı AC gerilim değeri 220 V-230 V, üç fazlı AC gerilim değerleri 380 V, 400 V ve 440 V, frekans değerleri ise 220 V ve 380 V için 50 Hz, 400 V ve 440 V için 60 Hz'dir.

5.1 Dizel Jeneratörler

Jeneratör, bir iletken etrafındaki manyetik alan değişimine bağlı olarak, iletkende oluşan akım indüklenmesi prensibine göre çalışır. Döner iletken parçanın (rotor) oluşturduğu manyetik akım, sabit parça (stator) tarafından yakalanırken gerilim farkı meydana gelir. Bu gerilim farkından dolayı elektrik akımı oluşur (URL-5).

Gemide seyir halinde ve istenildiği zaman rıhtımda tüm sistemlerin elektrik enerjisi ihtiyacı gemi yardımcı makinalarından biri olan jeneratörler tarafından sağlanmaktadır

(Konar, 2019). Jeneratör temel olarak alternatör ve motor olarak iki bölümden oluşur. Alternatör elektriğin üretildiği, motor ise alternatörün tahrik edildiği ekipmandır. Gemilerde kullanılan jeneratörlerin motoru dizel olduğu için dizel jeneratör olarak isimlendirilmektedir.

Dizel jeneratörler kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye, mekanik enerjiyi ise elektrik enerjisine dönüştüren makinalardır. Dizel makina ile kimyasal enerji mekanik enerjiye, elektrik makinası (alternatör) ile mekanik enerji elektrik enerjisine dönüşür (URL-6).

Dizel jeneratörün motoru tipik bir dizel makinadır. Alternatör ise rotor (dönen parça) ve stator (sabit parça) olarak iki kısımdan oluşan elektrik makinasıdır (URL-7).

Dizel makinanın silindiri içerisinde piston tarafından sıkıştırılarak ısınan hava ile silindir içerisine püskürtülen yakıt yanar ve yanma sonucu oluşan basınç pistonu iter. Piston bu hareketi krank şafta iletir ve pistonun doğrusal hareketi krank şaft tarafından dairesel harekete dönüşür. Dizel makina ile kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur (URL-6). Dizel makina krank şaftının bir tarafı alternatörün rotoruna akuple olduğu için rotor dönmeye başlar. Böylece dizel makinadan alınan mekanik enerji alternatöre iletilir. Rotor üzerinde, manyetik alan oluşturmak için bir uyartım sargısı vardır. Bu uyartım sargısı; alternatöre eş eksenli olarak uyarıcı bir dinamo olabilen doğrudan yardımcı bir gerilim kaynağı veya daha modern bir uygulama olan alternatör tarafından üretilen alternatif gerilimi doğru gerilime çeviren statik bir doğrultucu tarafından DC uygulanır. Rotora uygulanan DC, rotor sargıları üzerinde sabit bir manyetik alan oluşturur. Rotor dışarıdan dizel makina tarafından döndürüldüğü için bu sabit manyetik alan stator üzerinde dönen bir manyetik alan oluşturur ve stator sargılarını keserek bu sargılar üzerinde gerilim indükler. Manyetik alanın kutupları sürekli değiştiği içi stator sargılarında indüklenen gerilimin yönü de sürekli değişir ve AC oluşur. Alternatör ile mekanik enerji elektrik enerjisine dönüşür (URL-6).

Jeneratör, beslediği bir yükün devreden çıkmasına veya yeni bir yükün devreye girmesine karşı esnek olmalıdır. Bunu yapabilmek için otomatik voltaj regülatörü (AVR) kullanılır (URL-6).

Jeneratörlerin kapasiteleri elektrik yük analizi yapılarak tespit edilir. Yüksek kalkış (demoraj) akımına sahip yükler, kısa süreli pik yükler olduğu için jeneratör

kapasitesinin belirlenmesinde etkin rol oynar. Bu sebepten dolayı jeneratör kapasiteleri bir güç marjini olacak şekilde büyük seçilmelidir. Dizel jeneratörlerin % 30 yükün altında uzun süre çalıştırılması jeneratörün dizel makinasının turboşarjında, yanma odası ve subap sisteminde kurum kaynaklı arızalara neden olmaktadır. Bu sebepten dolayı jeneratör kapasiteleri çok büyük seçilmemelidir (Demir, 2015).

Jeneratörün fazla yüklenmesi durumunda, jeneratör dizel makinasının devir sayısı yükleme değerine göre hemen düşer. Dizel makinanın devir sayısının düşmesi jeneratörün geriliminin düşmesine neden olur. Bu sebepten dolayı dizel makinanın gücü, alternatör gücünün en az % 25 fazlası olacak şekilde belirlenmelidir.

Gemide bir adet jeneratörün ürettiği güçten daha fazla güce ihtiyacı olduğu durumlarda iki veya daha fazla jeneratör paralel bağlanarak güç kapasitesi artar. Jeneratörlerin paralel bağlanması için gerilim, frekansları ve faz sıralarının aynı olması gerekir. Ayrıca, paralel bağlanacak jeneratörler fazlarının üst üste çakıştığı zaman (senkronizm anı) bağlanmaları gerekir (Demir, 2015).

Jeneratörler gemide kullanım amaç ve çalışma prensiplerine göre 4 çeşittir:

- Ana jeneratörler
- Şaft jeneratörleri
- Acil durum (emergency) jeneratörleri
- Liman jeneratörleri

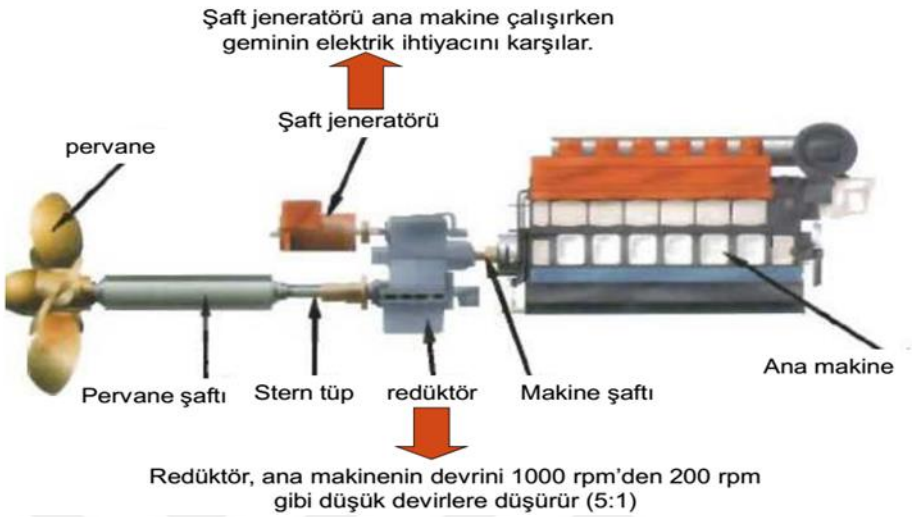
5.1.1 Ana jeneratörler

Ana jeneratörler geminin tüm elektrik enerjisini sağlayan gemi yardımcı makinalarıdır. Klas kuruluşu kurallarına göre gemide en az iki adet birbirinden bağımsız ana jeneratör vardır. Ana jeneratörlerin kapasitesi bir tanesi devre dışı kaldığı zaman diğeri geminin açık deniz seyrinde geminin güvenliği ve tahrik sisteminin normal çalışmasına, minimum yaşam koşulları için gerekli ekipmanı ve taşıdığı yükün korunması için gerekli olan ekipmanı çalıştıracak kapasitede olmalıdır (Türk Loydu, 2021).

5.1.2 Şaft jeneratörleri

Gemiler seyir halindeyken ana makina çalışmakta, ana makina pistonunun doğrusal hareketi krank şaftı tarafından dairesel harekete dönüştürülerek, güç iletim ekipmanları (şanzuman, kaplin) vasıtasıyla şafta iletilmekte ve şaft dönmektedir.

Şaftın dönme hareketinden ortaya çıkan mekanik enerjiyi, elektrik enerjisine çevirmek için şaft jeneratörleri kullanılmaktadır. Şaft jeneratörü şafta direk veya bir redüktör vasıtasıyla bağlanabilir. Şekil 5.1'de redüktör ile şafta bağlanan bir şaft jeneratörü uygulaması gösterilmektedir (URL-8).



Şekil 5.1 : Redüktör ile şafta bağlanan şaft jeneratörü uygulaması.

Şaft jeneratöründen elde edilen enerji şaft jeneratörü sürücüsü vasıtasıyla geminin ana elektrik panosuna aktarılır ve şaft jeneratörü tek başına veya diğer ana jeneratörler ile paralel çalışarak geminin elektrik enerjisi ihtiyacının sağlanmasına yardımcı olur.

Şaft jeneratörünün diğer bir işlevi de elektrik motoru olarak çalıştırılmasıdır. Şaft jeneratörü ana jeneratörlerden aldığı elektrik enerjisi ile ana makina gibi çalıştırılarak geminin sevkini yapabilir.

Şaft jeneratörünün elektrik enerjisi üretme moduna power take off (PTO) modu, gemiyi sevk etme moduna power take in (PTI) modu denir (URL-9).

Gemilerde şaft jeneratörü kullanılmasının avantajları:

- Ana jeneratörler ile paralel çalışabildiği için daha az sayıda ve kapasitede ana jeneratör kullanılması,
- Yakıt tüketimi ve karbon emisyonu olmaması,
- Elektrik enerjisi mekanik verimi jeneratörlerin dizel makinalarına göre daha yüksek olan ana makinadan elde edilmesi,
- Ana makina arızalandığı zaman geminin en yakın limana çekilmesi için ana makina görevi yapması,

- Şaft jeneratörü devrede olduğu sürede ana jeneratör çalışmayacağı için bakım-tutum giderleri, yakıt ve yağlama yağı sarfiyatının azalması,
- Ana jeneratörlerin çalışma saatleri azaldığı için, bu çalışma saatlerine göre yapılan bakım-tutum süresinin artması ve çalışılan ortamdaki ses miktarının azalması nedeniyle geminin makina personelinin çalışma şartları iyileşmesi,

olarak sıralanabilir.

Şaft jeneratörü kullanılırken; şaftın devir sayısı % 70'den aşağı düşerse veya ani olarak tornistan manevrası yapılırsa devre dışı bırakılması gerekir.

Şaft jeneratörlerinin dezavantajı ana makinadan elde edilen gücün bir kısmının burada kullanılması nedeniyle pervaneye iletilen gücün azalması ve bunun sonucunda gemi hızının düşmesidir.

Şaft jeneratörleri sevk sisteminin yeterli çalışmasına engel olmayacak şekilde tasarlanmalıdır (Türk Loydu, 2021).

5.1.3 Acil durum (emergency) jeneratörleri

Gemilerde ana jeneratörlerin arıza yapmaları veya bir çatışma durumunda makina dairesinin su alarak kullanım dışı kalması durumu gibi acil durumlarda geminin elektrik ihtiyacını karşılamak için kullanılan jeneratörlere *acil durum (emergency) jeneratörleri* denir. Acil durum jeneratörleri ve dağıtım panosu; makina dairesi dışında, en üst devamlı güvertenin üzerinde ve çatışma perdesinin ön kısmında olmayacak bir mahalde olmalıdır (Türk Loydu, 2021).

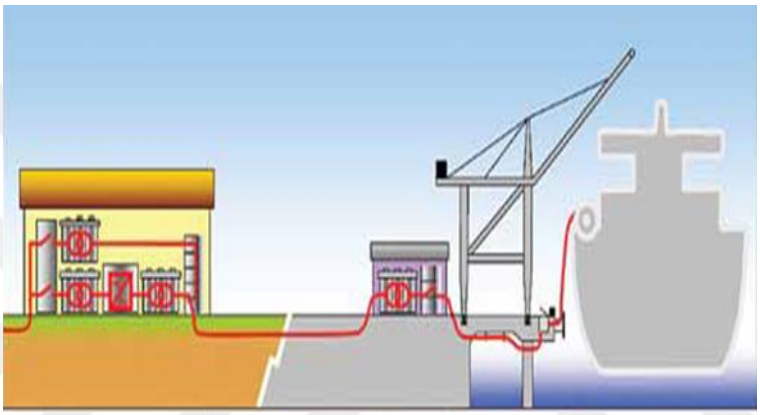
Acil durum jeneratörlerin gerilimi ile ana jeneratörlerin gerilimi aynıdır. Acil durum jeneratörleri otomatik olarak devreye girerek acil durum dağıtım panosu ve bu pano tarafından beslenen navigasyon, güvenlik, acil aydınlatma gibi yüklerini besler. Bu sebepten dolayı acil durum jeneratörü kapasitesi ana jeneratörlerin kapasitesinden küçüktür (Küçükşahin, 2000).

Klas kuruluşunda ilgili koşullar yerine getirilmesi durumunda acil durum jeneratörü liman jeneratörü olarak kullanılabilir (Türk Loydu, 2021).

5.1.4 Liman jeneratörleri

Gemilerin rıhtımda bağlı durumundayken, geminin yaşam mahallinde olan ve sadece geminin rıhtımda bulunduğu sürece çalışmasına ihtiyaç duyulan yüklerini beslemek kullanılan jeneratörlere *liman jeneratörleri* denir. Liman jeneratörlerinin gücü ana jeneratörlere göre düşüktür.

Ancak, günümüzde gemilerin rıhtıma yanaştığı zaman, emisyona sebep olan liman jeneratörlerini çalıştırarak elektrik enerjisi ihtiyacını karşılamaları yerine, liman kaynaklı karasal elektrik enerjisi kullanımı olan cold ironing sistemi kullanılmaktadır. Şekil 5.2'de örnek bir cold ironing sistemi gösterilmiştir (Pekşen ve diğ, 2014).



Şekil 5.2 : Cold ironing sistemi örneği.

5.2 Elektrik Yük Analizi (Electric Load Analysis)

Gemilerin görev fonksiyonlarını her türlü hava ve deniz şartlarında yerine getirebilmeleri için, sistem, alt sistem ve cihazların (yükler) kesintisiz ve yüksek performansla çalışmaları gerekir. Geminin tüm bölümlerinde elektrik enerjisi ile çalışan birçok yük vardır. Bu yüklerin enerji ihtiyacını temin eden jeneratörlerin, geminin tüm çalışma fonksiyonlarında (seyir, manevra, demir, liman, acil durum, yükleme-boşaltma) kesintisiz olarak çalışması gerekir. Bu sebepten dolayı geminin tasarım aşamasında ihtiyacı olan elektrik gücünün hesabı ve gerekli olan jeneratörlerin güçlerinin ve sayılarının belirlenmesi için kapsamlı bir elektrik yük analizi (electric load analysis) yapılması gerekir (Masat, 2010).

Gemide kullanılacak elektrik yüklerinin sayıları ve güçleri, bu yükleri besleyen jeneratörlerin sayıları ve kapasiteleri ile ilişkilidir. Bu sebepten dolayı elektrik yük analizi için teknik şartname kriterleri ve tasarım çerçevesinde gemide bulunması

gereken sistem, alt sistem ve cihazlar belirlenmelidir. Gerek armatör, gerekse gemiyi kullanacak personel ve teknik uzmanların istekleri doğrultusunda bu sistem, alt sistem ve cihazların marka ve modelleri belirlendikten sonra güçleri ortaya çıkar.

Elektrik yük analizi, gemide mevcut olan tüm jeneratörler için ayrı ayrı yapılmalıdır. Ana jeneratörlerin güçleri ve sayıları geminin normal çalışması ve içindeki personelin/yolcuların yaşamlarını sürdürebilmeleri için gerekli olan yükleri besleyecek kapasitede, şaft jeneratörünün kapasitesi geminin seyir halinde iken kullanılacak en az sayıdaki yükleri besleyecek kapasitede, acil durum jeneratörü gücü geminin acil durumunda kullanılacak yükleri besleyecek kapasitede ve liman jeneratörü kapasitesi geminin liman durumunda iken kullanılacak yükleri besleyecek kapasitede seçilmelidir.

Yük analizi tablosunda tüm yüklerin isimleri, sayıları ve güçleri belirtilmelidir. Gemilerdeki yüklerin bazıları geminin görev fonksiyonunu yerine getirirken sürekli çalışır durumda olmaları gerekmektedir. Bu yüklere *sürekli yükler* denir. Bazı yükler ise sadece ihtiyaç duyulduğunda çalıştırılır. Bu yüklere de *aralıklı yükler* denir. Analizde sürekli yüklerin güçleri direk kullanılır. Aralıklı yüklerin güçleri ise diversite faktörü ile çarpılarak kullanılır. Ancak güç kaynağına göre oldukça yüksek güçlü olan aralıklı yükler diversite faktörü ile çarpılmaz (Türk Loydu, 2021). Diversite faktörü yükün türüne göre değişir.

Elektrik yük analizi, geminin seyir, manevra ve liman olmak üzere üç farklı operasyon durumu için kullanılan elektrik yüklerinin analizi ile yapılır ve hesaplanan en büyük güç geminin ihtiyacı olan minimum ana jeneratör gücü, liman durumunda hesaplanan güç ise minimum liman jeneratörü gücü olarak belirlenir. Benzer şekilde acil durum esnasında kullanılacak yüklerin analizi yapılarak minimum acil durum jeneratör gücü olarak belirlenir.

6. UYGULAMADA KULLANILAN METODOLOJİ

Günümüzde işletmeler çok fazla özelliğe sahip ürünler ürettiği için, bu ürünleri oluşturan parça sayıları da çok olmaktadır. İşletmeler bu parçaların hepsini kendileri üretmezler ve tedarikçi olarak isimlendirilen başka kişi veya kuruluşlar temin ederler.

İşletmeler için verilmesi zor olan kararlardan bir tanesi tedarikçi seçimidir. İşletmelerin kalite, maliyet, performans, teknoloji vb. gibi belirledikleri kriterlere sahip ürünleri temin edecek tedarikçilerden hangisinin seçileceği tedarikçi seçim problemlerini ortaya çıkarmaktadır. Tedarikçi seçimi kendi aralarında çelişen nitel ve nicel değerler alan birçok kriterin dengelenmesini gerektiren çok kriterli bir karar problemidir.

Karar bir sonucu, karar verme ise belirli bir başlangıç noktasından aşamaları takip ederek bir tercihin yapılması ile sonuçlanan süreci ifade eder. Karar verme süreci; problemin irdelenerek amacın belirlenmesi, kriterlerin, varsa alt kriterlerin ve alternatiflerin tespit edilmesi, çözüm yönteminin seçilmesi ve seçilen çözümün uygulanarak optimum alternatifin belirlenmesi adımlarından oluşur.

Karar verme, kriter ve alt kriter sayısındaki artış ve alternatiflerin özellikleriyle değerlendirme aşamasında zor olmaktadır. Karar verme sürecinde kullanılan yöntemlerden bir tanesi çok kriterli karar verme (ÇKKV) yöntemidir. ÇKKV yöntemi birçok kriter, alt kriter ve alternatif arasından seçim yapılma aşamasını ve bu aşama sonunda en iyi alternatifi seçmeyi hedefleyen yöntemdir. ÇKKV yöntemleri çok nitelikli karar verme (ÇNKV) yöntemleri ve çok amaçlı karar verme (ÇAKV) yöntemleri olarak ikiye ayrılır.

ÇNKV yöntemlerinden bir tanesi olan analitik hiyerarşi prosesi (AHP), bir amaca ulaşmak için belirlenen kriterleri değerlendirilmek üzere bir hiyerarşik yapıda modelleyen ve bu kriterleri birbirlerine göre göreceli önemini değerlendiren, her kriter için alternatifleri karşılaştıran ve alternatifleri önem derecelerine göre sıralayan yöntemdir. AHP, birden fazla karar vericinin bilgi ve tecrübelerini çözüm sürecinde kullanabilmesini sağlayan,

nitel ve nicel faktörleri karar verme sürecinde birleştirebilen, çok fazla kriter ve alternatifi değerlendirebilen ve sonuçta en uygun alternatifi belirleyen bir yöntemdir.

6.1 Tedarikçi Seçimi

Tedarik kelimesinin anlamı, Türk Dil Kurumu (TDK)'nın; Güncel Türkçe Sözlüğü' ne göre *"Araştırıp bulma, sağlama, elde etme"*, İktisat Terimleri Sözlüğü' ne göre ise *"Firmanın üretim sürecinde kullanılmak üzere, hammadde ve sermaye mallarını sağlaması"* olarak tanımlanmıştır (URL-10).

Tedarikçinin kelime anlamı, bir işletmenin ihtiyacı olan ürün, malzeme veya hizmetleri istenilen süre, kalite ve teknik kriterler çerçevesinde sağlayan kişi veya kuruluştur (Kerkhoff, 2018).

Tedarikçi seçimi, işletmenin birlikte çalıştığı tedarikçi sayısına göre:

- Tek kaynaklı tedarikçi ile çalışma,
- Çok kaynaklı tedarikçi ile çalışma

olarak ikiye ayrılır. Tek kaynaklı tedarikçi ile çalışma, işletmelerin uzun anlaşmalar yaparak devamlı aynı tedarikçi ile çalışmasıdır. Çok kaynaklı tedarikçi ile çalışma ise, işletmelerin çok sayıda tedarikçi ile çalışmasıdır (Baran, 2012).

Günümüzde, işletmelerin rekabetçi yapılarını sürdürmelerinde en etkili yol olan üretim maliyetlerinin düşürülmesi; ürün, malzeme veya hizmetlerin tedarik sürecine bağlıdır. Bu nedenle işletmelerin; maliyet, kalite, performans, teknoloji vb. kriterleri kapsayan bir karar verme süreci olan tedarikçi seçimini hassas bir biçimde yapmaları gerekir (Bozkurt Uzan, 2019). Ancak, işletmelerin tedarikçi seçimi esnasında problemler ortaya çıkmaktadır. Bu problemlerin çözümü için ise bir takım model ve yöntemler geliştirilmiştir (Karagöz, 2009).

Tedarikçi seçimi, alternatif ortamda tedarikçi seçimi ve performansa dayalı tedarikçi seçimi olmak üzere iki yöntemle yapılmaktadır. Alternatif ortamda tedarikçi seçimi, işletme tarafından belirlenen kriterler çerçevesinde alternatif tedarikçilerin değerlendirilerek seçim yapılmasıdır. Performansa dayalı tedarikçi seçimi ise,

tedarikçilerin işletme içi ve dağıtıma ilişkin performanslarının değerlendirilerek seçim yapılmasıdır (Bozkurt Uzan, 2019).

Birçok tedarikçi arasından hangisinin seçileceği tedarikçi seçim problemlerine neden olur. Tedarikçi seçim problemlerinin:

- İşletmenin tedarikçi seçimi esnasında değerlendirmesi gereken birçok kriter ve alt kriterin olması durumunda seçiminin zorlaşması,
- İşletmenin değerlendirmesi gereken tedarikçi sayısının çok olması,
- Birbiri ile çelişen veya birbirini tamamlayan kriter veya alt kriterlerin olması,

olarak üç temel nedeni vardır (Kerkhoff, 2018).

Tedarikçi seçim süreci belli kriterler çerçevesinde belirlenen tedarikçiler arasından en uygun olanın belirlenmesidir. Tedarikçi seçim süreci; hazırlık aşaması, aday tedarikçilerin ön elemelerinin yapılması, aday tedarikçilerinin belirlenmesi, tedarikçilerin tekliflerinin değerlendirilmesi ve sonuç aşamalarından oluşur (Baran, 2012).

İşletmeler tedarikçi seçim sürecini daha etkin hale getirmek için tedarikçi seçim kriterlerinden yararlanmaktadırlar. Tedarikçi seçiminde kullanılan kriterler, tedarikçinin işletme ile iş yapmaya uygun olup olmadığını belirlemek için kullanılmaktadır (Karagöz, 2009).

Tedarikçi seçme ve değerlendirme alanında yapılmış ilk ve en kapsamlı çalışma 1966 yılında Dickson tarafından yapılmıştır. Çalışma, A.B.D. ve Kanada Ulusal Satın Alma Müdürleri Topluluğu'ndan seçilmiş 273 satın alma müdürü ile yapılmış anketten oluşmaktadır. Anketi cevaplayan 170 üyenin verdiği cevaplar doğrultusunda, Dickson tarafından belirlenen 23 tedarikçi seçim kriteri Çizelge 6.1'de sunulmuştur. Günümüzde ise, en fazla fiyat, kalite ve teslimat kriterleri kullanmaktadırlar (Kerkhoff, 2018).

Tedarikçi seçiminde yapılan yaygın hatalar; detayı bilmemek, eksik rekabet, duygusal seçim, ucuza kaçma ve danışmamaktır (Karagöz, 2009).

İşletmeler tedarikçilerini seçerken, seçim kriterlerini, uygulanacak seçim modelinin zayıf ve güçlü yönlerini dikkate alırlar. Tedarikçi seçme yöntemleri:

- Maliyet tabanlı yöntemler,
- Matematiksel programlama yöntemleri,

- İstatistiksel yöntemler,
- Yapay zeka yöntemleri,
- Çok kriterli karar verme (ÇKKV) yöntemleri

olmak üzere beş grupta incelenir (Kerkhoff, 2018).

Bu çalışmada, sadece motorbotun ana makina ve jeneratör tedarikçi seçimi için kullanılan çok kriterli karar verme (ÇKKV) yöntemleri açıklanmıştır.

Çizelge 6.1 : Dickson'ın tedarikçi seçme kriterleri.

Sıra	Kriter	Değerlendirme
1	Kalite	Çok önemli
2	Teslimat	Çok önemli
3	Geçmiş performansı	Çok önemli
4	Garantiler ve şikayet politikaları	Çok önemli
5	Üretim tesisi ve kapasitesi	Önemli
6	Fiyat	Önemli
7	Teknik açıdan yeterlilik	Önemli
8	Finansal durum	Önemli
9	Prosedürlere uyma	Önemli
10	İletişim	Önemli
11	Endüstrideki yeri ve önemi	Önemli
12	İş için istekli olması	Önemli
13	Yönetim ve organizasyon	Önemli
14	İş kontrolü	Önemli
15	Tamir hizmeti	Orta derecede önemli
16	Tutum	Orta derecede önemli
17	Etki	Orta derecede önemli
18	Ambalajlama kabiliyeti	Orta derecede önemli
19	Çalışanların kayıtlarının tutulması	Orta derecede önemli
20	Coğrafi konum	Orta derecede önemli
21	Geçmiş dönem iş miktarı	Orta derecede önemli
22	Eğitim olanakları	Orta derecede önemli
23	Karşılıklı anlaşmalar	Az önemli

6.2 Tedarikçi Seçme Yöntemleri

6.2.1 Karar, karar verme ve karar verme süreci kavramları

Türk Dil Kurumu sözlüğüne göre kelime anlamı, *"bir iş veya sorun hakkında düşünülerek verilen kesin yargı"* olan karar, bir seçim veya sonuç için gereken problem hakkında düşünerek veya tartışarak ulaşılan yolun uygulanmaya başlandığı mantıksal sürecin nihai ürünü olarak tanımlanabilir (URL-10).

Karar verme, karar organının değişik seçenekler ile karşı karşıya olduğu durumlar arasından belirli ölçütler dikkate alınarak amaca en uygun olanı seçen analitik ve sistematik bir yaklaşımdır (Gürün, 2015). Kararın mantıksal ve en uygun şekilde verilebilmesi için var olan tüm veriler ve alternatifler değerlendirilmeli, onlara sistematik bir yaklaşım getirilerek tüm sonuçlar incelenmeli ve içlerinden en uygun olanı seçilerek uygulanmalıdır (Ballıca, 2020). Karar vermenin tüm sürecinde zihin, beden ve duygular etkilidir (Gürün, 2015).

Karar verme, bilgi derecesi açısından; belirlilik altında, belirsizlik altında, risk altında, kısmi bilgi altında karar verme, kişi sayısı açısından; grup kararları ve bireysel kararlar, kriter sayısı açısından; çok kriterli ve tek kriterli karar verme, amaç sayısı açısından; tek ve çok amaçlı karar verme olarak sınıflandırılabilir (Özboğan, 2019).

Karar vermenin özellikleri aşağıdaki gibidir:

- Psikolojik ve maddesel güçlükleri vardır,
- Etkinlik ve rasyonelliğe dayanır,
- Maliyeti yüksektir,
- Sorun çözme işlemidir,
- İrade ve yetkiye dayanır,
- Geleceğe dönük ve öngörüye dayanır,
- Belirli bir zaman dilimde gerçekleşir,
- Alternatif giderler meydana getirir,
- Planlama işlemidir (Agiş Koçak, 2005).

Karar vermeyi etkileyen faktörler ise:

- Kararı doğru verememe endişesi,

- Karar verme unsurunun tüm unsurları ile değerlendirilmemesi,
- Alternatiflerin hepsini inceleyecek kadar vakit olmaması,
- Yanlış kararların oluşturduğu risk/zarar oranı,
- Psikolojik etkenler,
- Karar vericinin etkileri,
- Sahip olunan bilginin miktarı ve çeşidi,
- Önceden alınmış karar,
- Yazılı kurallar ve yöntemlerdir. (Erdoğan, 2019).

Karar bir sonuç, karar verme belli bir başlangıç noktasından aşamaları geçerek bir tercihin yapılması ile sonuçlanan süreçtir. Karar verme süreci ise, bir problemin çözümü ile ilgili olası alternatiflerden en uygun olanının seçilmesiyle sonuçlanan işlem basamaklarıdır (Gürün, 2015).

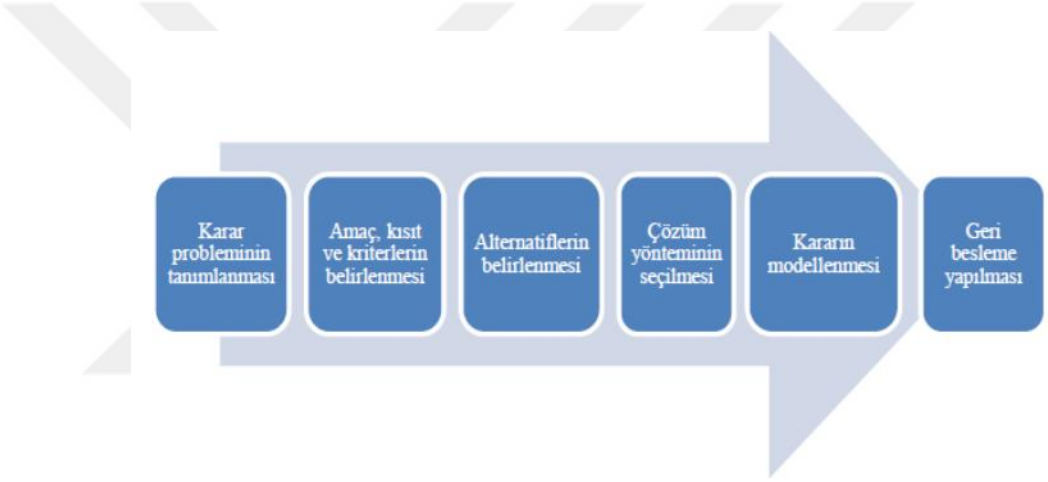
Karar verme süreci; karar vericiler, amaç, karar kriterleri, seçenekler, olaylar, kriter ağırlığı, ölçme ve sonuç kavramlarından oluşur. Karar vericiler, mevcut alternatifler arasından optimum olanı seçmeye yetkili olan kişi veya gruptur. Amaç, karar vericilerin belirledikleri tercihlere göre yaptıkları faaliyetlerin sonucu olarak mevcut durumun değiştiren kavramdır. Karar kriterleri, bir kararın ne kadar gerçekleştiğini değerlendiren ölçüdür. Seçenekler, problemin çözümü için farklı çözümleri ifade eden kontrol edilebilir kavramlardır. Olaylar, karar vericinin kontrolünde olmayan ve seçenek tercihini etkileyen faktörlerdir. Kriter ağırlığı, her bir kriterin göreceli önemi ile ilgili verisidir. Ölçme, kriterlerin veya alternatiflerin sayısal hale getirilmesidir. Sonuç, problemin çözümüne ilişkin optimum alternatiftir (Özbek, 2021).

Karar verme sürecinde, karar verme işlemleri adım adım yapılır. Bu süreç içerisinde karar verici, tüm adımları ayrı ayrı inceler, sonuçlarını yorumlar ve nihai karara ulaşır (Bozkurt Uzan, 2019). Karar verme süreci problemin doğru, tam ve açık bir şekilde ifade edilmesi ile başlar. Karar vericinin isteği doğrultusunda problemin amacı, kriterler ve kısıtlar belirlenir. Uygulanabilir ve uygulandığında problemi çözen tüm potansiyel çözümler (alternatifler) belirlendikten sonra çözüm yöntemi seçilir. Kararın modellenmesinden sonra çözüm işlemi yapılır. Çözümden sonra geri besleme ile karar verme aşamalarında

olması muhtemel düzeltmeler yapılır. Şekil 6.1'de karar verme sürecindeki ana adımlar gösterilmiştir (Gürün, 2015).

Karar verme süreci; eksik, belirsiz ve karmaşık nicel veya nitel bilgilerin olduğu bulanık ortamlarda gerçekleşirken zor bir süreç haline gelir.

Karar teorisi, seçeneklerin olduğu durumlarda amaca yönelik davranışlarla alakalı karar verme süreci kavramıdır. Karar teorileri normatif ve tanımlayıcı teoriler olmak üzere ikiye ayrılır. Normatif teoriler kararın nasıl verileceği, tanımlayıcı teoriler ise kararın nasıl verildiği ile ilgilidir (Özbek, 2021).



Şekil 6.1 : Karar verme süreci adımları.

6.2.2 Çok kriterli karar verme yöntemleri

Günlük yaşamda sık sık görülen karar verme problemlerinde karar vermek, kriterlerin sayısının artması ve alternatiflerin özelliklerinin çok olması nedeni ile oldukça zor olmaktadır. Bu gibi durumlarda karar verici; yanlış bir analiz ile doğru olmayan veya rasyonel olmayan analiz ile güvenilir olmayan bir karar alabilir (Bozkurt Uzan, 2019).

Birçok karar birden fazla niteliksel/niceliksel kriter ve alternatif içerir. Bu kriter ve alternatiflerden bazılarının birbirleri ile çeliştiği anda en iyi alternatifi seçmeyi hedefleyen karar vermeye *çok kriterli karar verme (ÇKKV)* denir (Shiraz, 2014).

Kişi bir karar verirken rasyonel bir şekilde davranmaz ise, bu kararların ileride sonuçlarını ve etkilerini bilemez ve aldığı karara hep şüphe ile bakar. Bu sebepten dolayı, birden fazla kriter ve alternatif içeren karar verme durumlarında daha sağlıklı ve mantıklı bir karar

vermek istenir. Böyle durumlarda, ÇKKV yöntemlerinden problemin türüne en uygun olanı belirlenerek, en uygun alternatif seçilir. ÇKKV yöntemleri karar vericiye, çözülemeyen ve belirsizlik içeren alternatifler arasından ve birbirleriyle çelişen kriterler arasından rasyonel bir seçim yapmasını temin eder (Ballıca, 2020).

ÇKKV süreci; kriterlerin belirlenmesi, alternatiflerin seçimi, yöntemin veya yöntemlerin belirlenmesi ve toplama aşamalarından oluşur.

Kriterler; kararlar ile uyumlu, birbirlerinden bağımsız, aynı ölçekte, ölçülebilir ve alternatifler ile anlamlı olmalıdır.

Alternatifler; kullanıma uygun, karşılaştırılabilir ve gerçek olmalıdır (Özboğan, 2019).

ÇKKV'de, en iyi alternatifin seçimi zor olmasından dolayı alternatifler arasından en uygun olanı çeşitli yöntemler kullanılarak seçilmektedir (Karagöz, 2009). Karar verici çözüme başlamadan önce problemin yapısı ve sürecin özelliklerine göre en uygun yöntemi seçer (Ballıca, 2020).

ÇKKV problemlerini alternatiflerin tanım kümesinin sürekli veya kesik olmasına göre; çok nitelikli karar verme (ÇNKV) problemleri ve çok amaçlı karar verme (ÇAKV) problemleri olarak ikiye ayrılır.

ÇNKV problemleri bilinen alternatifler arasından kesikli durumda karar vermek için kullanılır. Bu yöntemlerde, ilk olarak hedeflere ve karar alternatiflerine göre alınan hükümler bir araya getirilir, daha sonra bu hükümler içerisinden karar alternatiflerinin derecelendirilmesi yapılır. ÇNKV problemlerinde karar vericinin temel hedefi niteliklerine göre belirlenmiş sınırlı alternatif kümesinden seçim, sıralama ve sınıflama yapılmasıdır (Koçak, 2016). Seçim problemleri alternatifler arasından en uygun seçimi, sınıflandırma problemleri alternatiflerin kendi içlerinde belirli kriterlere göre sınıflandırmayı ve sıralama problemleri ise alternatifleri iyiden kötüye doğru sıralamayı yapar. Çizelge 6.2'de ÇNKV problemlerinde kullanılan yöntemler gösterilmiştir (Bozkurt Uzan, 2019).

Çizelge 6.2 : ÇNKV problemlerinde kullanılan yöntemler.

Seçim Problemleri	Sınıflandırma Problemleri	Sıralama Problemleri
AHP	AHP	AHP Short
ANP	ANP	Electre II
Electre I	Electre III	Flow Short
Macbeth	Macbeth	Utadis
Maut/Uta	Maut/Uta	
Promethee	Promethee	
Topsis	Topsis	

ÇAKV problemleri ise, matematiksel kısıtlar ile belirlenen sınırsız sayıdaki alternatifleri içeren sürekli durumda karar vermek için kullanılır. ÇAKV problemlerinin ortak özellikleri; belirlenmiş kısıtların uygun olması, amaçların birden fazla olması ve ölçülebilmesi ve hedefin tam olarak gerçekleşmesi için diğer hedeflerin gerçekleşmesinin değerlendirilmeye alınmamasıdır. ÇAKV problemlerinde karar vericinin temel amacı sınırlı kaynaklar içinden en iyi alternatifin seçilmesidir (Koçak, 2016).

ÇKKV sürecinin sonuncusu olan toplama ile mevcut seçenekler arasından en uygun olanı seçilir (Bozkurt Uzan, 2019). Karar verici tarafından belirlenen kriterler ağırlıklandırılır, seçenekler değerlendirilir, her bir seçeneğin sıralaması belirlenir ve en uygun seçenek ortaya çıkar (Uflaz, 2017).

ÇKKV yöntemleri; eğitim, sağlık, ulaştırma, yönetim, üretim, finans, insan kaynakları, planlama, pazarlama, mühendislik, denizcilik gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, sadece motorbotun ana makina ve jeneratör tedarikçi seçimi için ÇNKV yöntemlerinden analitik hiyerarşi prosesi (AHP) açıklanmıştır.

6.3 Analitik Hiyerarşi Prosesi

ÇNKV yöntemleri içerisinde en çok kullanılan analitik hiyerarşi prosesi (AHP), ilk olarak 1968 yılında Myers ve Alpert tarafından bulunmuş, 1971 yılında Thomas L. Saaty tarafından geliştirilmiş ve 1977 yılında kullanılabilir bir yöntem haline getirilmiştir (Özcan, 2019). Saaty, çok karışık olan soyut modelleme yaklaşımlarının karar verme problemlerinin çözümünde yetersiz olduğunu görmüş ve kolay anlaşılan, sade ve

uygulanabilir bir yöntem olan AHP'ni geliştirerek modern bir karar verme yöntemi oluşturmuştur (Gürün, 2015).

AHP, bir amaca ulaşmak için belirlenen kriterleri ve alternatifleri hiyerarşik bir düzene sokan, bu kriterlerin ve alternatiflerin birbirlerine göre ağırlıklarını değerlendiren ve değerlendirmeye göre alternatifleri karşılaştırarak önem derecelerine göre sıralamasını yapan ÇNKV yöntemidir (Özboğan, 2019).

AHP, karar verme problemlerinde, birden fazla karar vericinin sürece dahil olabilmesini sağlayan ve karar vericilerin sezgi, bilgi, düşünce, yargı ve tecrübeleri doğrultusunda önceliklerini dikkate alan, çok sayıda kantitatif ve kalitatif kriterleri bir arada değerlendirerek alternatifler arasından öncelikli olanı belirlemeyi sağlayan matematiksel bir yöntemdir.

AHP'nin prensibine göre analitik, hiyerarşi ve proses kelimelerinin anlamları aşağıdaki gibi açıklanabilir:

- Analitik: AHP, karar vericilerin duygu ve düşüncelerini sayısal değerlere çevirerek karar verme problemlerinin mantıksal olarak değerlendirmesini yapması nedeni ile analitiktir.
- Hiyerarşi: AHP, karar verme problemleri amaç, kriter, alt kriter ve alternatifler olarak seviyelere ayrılarak hiyerarşik olarak ifade edilir.
- Proses: AHP, karar verme süreci esnasında çok bilgi gerektiren durumlarda süreci kısaltır ve karar verme sürecinin bilimsel olarak yapılmasını sağlar (Özcan, 2019).

AHP yöntemi temel olarak hiyerarşinin kurulması, ikili karşılaştırmaların yapılması ve sonuçların hesaplanması aşamalarından oluşur.

Öncelikle karar verilecek problem hassas bir biçimde değerlendirilerek ulaşılmak istenen amaç, kriterler, varsa alt kriterler, alternatifler belirlenir ve hiyerarşik yapı oluşturulur. Hiyerarşik yapıda alttaki bir elemanın üstteki bir elemanı etkilediği varsayılır. Kriterler belirlenirken kurum, kuruluş, uzman görüşü, anket çalışması ve bilim adamlarının çalışmalarından yararlanılabilir.

Daha sonra, hiyerarşik yapıdaki elemanlar bir üst düzeydeki elemana göre göreli önlemlerinin belirlenmesi için ikili olarak karşılaştırılarak elemanların bir üst elemanı ne

oranda etkiledikleri belirlenir. İkili karşılaştırmaların tutarlı olması için kriterlerin sayısı, sınıflandırılması ve tanımlanması doğru bir şekilde yapılması gerekir (Özbek, 2021).

Son olarak kriterlere göre alternatiflerin ikili karşılaştırılması yapılarak öncelikleri hesaplanır, alternatifler sıralanır ve en yüksek öncelikli alternatif seçilir.

Karar verici problemin amacına ulaşmak için bu üç ilkeyi kullanarak kriterler, varsa alt kriterler ve alternatiflerin görece önem derecesini belirten değerler doğrultusunda sıralamasını yapar ve en uygun alternatifi seçer (Uflaz, 2017).

Hiyerarşik yapı kurulurken veya ikili karşılaştırma matrisleri oluşturulurken değerlendirme yapan uzmanların farklı önceliklere, değer yargılarına sahip olması veya zamanla fikirlerinin değişmesi nedeniyle alternatiflerin sıralanışının tekrar gözden geçirmek gerekebilir. Kriterlerin göreli önemlerini değiştirerek veya hiyerarşik yapıda değişiklikler yaparak seçeneklerin sıralamasının ne oranda etkilediğini belirlemeye *duyarlılık analizi* denir. Duyarlılık analizi matematiksel bir yaklaşım ile, ticari bilgisayar programları ile veya her iki yöntem ile birlikte yapılabilir (Özbek, 2021).

AHP'nin aksiyomları; karşıtlık, homojenlik, bağımsızlık ve beklentilerdir. Karşıtlık aksiyomu, karar vericinin tercihlerinin etkisidir. Homojenlik aksiyomu, karar vericinin tercihleri sınırlandırılmış ölçek ile değerlendirmesidir. Bağımsızlık aksiyomu, kriterleri alternatiflerin özelliklerinden bağımsız kabul edildiğinin göstergesidir. Beklentiler aksiyomu ise, hiyerarşik yapının tam ve net olmasıdır (Ballıca, 2020).

AHP'nin avantajları:

- Kriter sayısı çok olan problemlere uygulanabilmesi,
- Karmaşık problemler için kullanılması en kolay yöntem olması,
- Nicel ve nitel kriterleri değerlendirebilmesi,
- Karar vericinin tercihlerini doğru tespit etmesini sağlaması,
- İnsanların tercihlerini, bilgilerini, tecrübelerini, yargılarını ve düşüncelerini sürece dahil edebilmesi,
- Farklı koşullarda birçok karar verme problemine uygulanabilmesi,
- Çok fazla matematik hesabı içermemesi,
- İkili karşılaştırmaların tutarlılık derecesini ölçebilmesi,
- Grup kararlarında kullanım kolaylığı,

- Duyarlılık analizi ile esnekliğinin belirlenebilmesi,
- Ticari bilgisayar programları sayesinde işlemlerin doğru, hızlı ve kolay yapılabilmesi

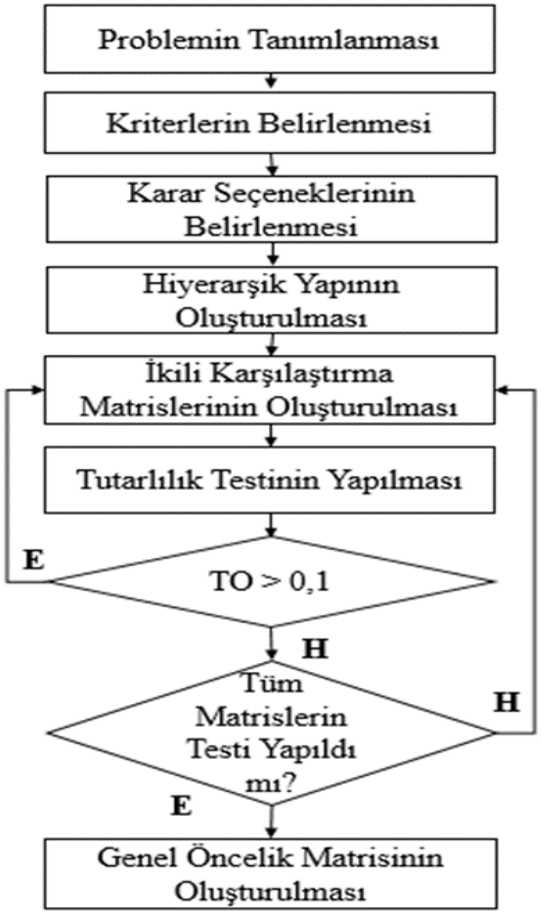
olarak sıralanabilir (Özbek, 2021).

AHP'nin dezavantajları ise aşağıdaki gibidir:

- Sübjektifliğe dayanmasından dolayı tam doğru kararların alınamayacağı,
- Modelin ve ikili karşılaştırma matrislerinin oluşturulması için konusunda uzman kişilere ihtiyaç duyulması,
- Kriterlerin alternatiflerden bağımsız değerlendirilmesinin sakıncaları,
- Çok kriterli bir hiyerarşik yapıda çözüm için ticari bilgisayar programlarına ihtiyaç olması,
- Kriterlerin doğru seçilememesinden dolayı sonucun yanlış alternatif çıkması,
- Modelin hiyerarşik bir yapıda oluşturulmasından dolayı kriterlerin birbirlerine etkisinin olmaması,
- Yeni bir alternatif eklenmesi veya alternatif çıkarılması durumunda alternatiflerin sıralamasının değişmesi,
- Karşılaştırma işlemleri gruplar tarafından yapıldığında zaman kaybı,
- Hiyerarşik yapının oluşturulmasının zor ve sübjektif olmasından dolayı kesin sonuca ulaşamama (Özbek, 2021).

AHP yöntemi; ulaşım, mimarlık, mühendislik, sağlık, eğitim, ürün tasarımı, tesis yeri seçimi, tedarikçi seçimi, strateji, denizcilik ve politika belirleme gibi birçok alanda uygulanabilir.

AHP yönteminin uygulanması sırasıyla; problemin belirlenmesi, hiyerarşik yapının kurulması, ikili karşılaştırma matrislerinin oluşturulması, ikili karşılaştırma matrislerinin normalize edilmesi, öncelik vektörünün hesaplanması, tutarlılık oranının hesaplanması, alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması ve sıralanması adımlarından oluşur. Şekil 6.2'de AHP yönteminin akış şeması gösterilmiştir (Özbek, 2021).



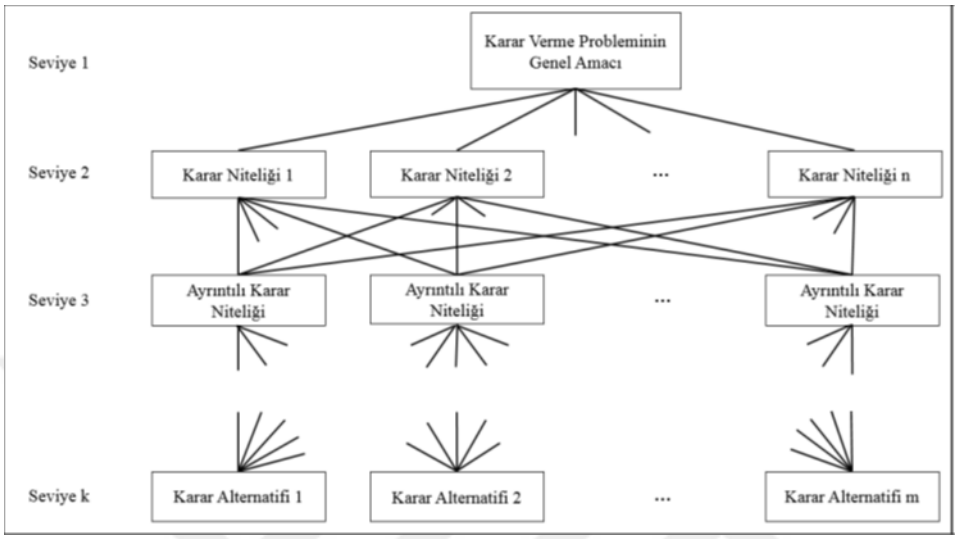
Şekil 6.2 : AHP yönteminin akış şeması.

6.3.1 Problem, amaç ve hiyerarşik yapının belirlenmesi

Problemin belirlenerek AHP ile çözülüp çözülemeyeceğinin belirlenmesi gerekir. Problem çevre ile alakalı olmalı ve tam olarak belirlenmelidir. Problem belirlendikten sonra problemin çözümü için amaçta belirlenmiş olur. Daha sonra karar verici bilgi birikimi ve tecrübelerine dayanarak problemi etkileyen kriterler ve varsa alt kriterler ile amaca ulaşmak için potansiyel alternatifleri belirler.

Her seviyesi üst sıralara çıktıkça azalma eğilimi gösteren, bir üst sıradakinin amacına uygun olarak birçok karşılaştırma etkeninden oluşan ve derecelendirme yapan ağ yapıya *hiyerarşi* denir (Sürekli, 2010). AHP yöntemi ile çok karışık bir problem amaç, kriterler, alt kriterler, alternatifler ve bunlar arasındaki ilişkiler hiyerarşik bir yapıda ifade edilir. Hiyerarşinin en üstünde amaç, amacın altında kriterler, bu kriterler ile ilgili alt kriterler ve en altında ise alternatifler vardır. Şekil 6.3'de hiyerarşik yapı örneği gösterilmektedir

(Koçak, 2016). Hiyerarşik yapıda aynı düzlemdeki faktörlerin birbirinden bağımsız olduğu kabul edilir.



Şekil 6.3 : Hiyerarşik yapı örneği.

Hiyerarşik yapı oluşturulurken:

- Hiyerarşik yapı problemi çok iyi bir şekilde ifade etmeli,
- Problem ile ilgili ana etkenler dışında diğer etkenlerde dikkate alınmalı,
- Problem ile ilgili hassas bir literatür taraması yapılmalı,
- Karar vericiler belirlenmeli

hususlarına dikkat edilmesi gerekir (Uflaz, 2017).

6.3.2 İkili karşılaştırma matrislerinin oluşturulması

Hiyerarşik yapıda bir düzeyde yer alan kriterlerin bir üst faktör bağlamında ikili olarak birbirleri ile karşılaştırma yargısı a_{ij} ile kıyaslanır. İkili karşılaştırma yargısı a_{ij} ile bir üst düzeydeki faktöre göre (i) ve (j) kriterlerinin göreceli önemi belirlenir. Göreceli önem, a_{ij} değeri değerlendirilen faktör bağlamında (i) kriterinin (j) kriterine göre ne oranda tercih edildiğidir. Bir düzeydeki eleman sayısı n ise toplam karşılaştırma sayısı (6.1) denklemi ile hesaplanır (Altun, 2019).

$$\text{Toplam Karşılaştırma Sayısı} = \frac{n \times (n-1)}{2} \qquad (6.1)$$

Alternatiflerin karşılaştırılması her bir kritere göre ayrı ayrı yapılır ve ikili karşılaştırma matrisleri oluşturulur. İkili karşılaştırma matrislerinin oluşturulmasında Thomas L. Saaty tarafından belirlenen 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılır. İkili karşılaştırma ölçeği Çizelge 6.3'de gösterilmiştir (Özbek, 2021).

Çizelge 6.3 : İkili karşılaştırma ölçeği.

Puan	Tanım	Açıklama
1	Eşit öneme sahip	Her iki seçenekte eşit derece öneme sahip
2	Zayıf yada hafif	
3	Biraz önemli	Bir kriter diğerine göre biraz daha önemli
4	Makul artı	
5	Fazla önemli	Bir kriter diğerine göre çok daha önemli
6	Güçlü artı	
7	Çok fazla önemli	Bir kriter diğerine göre kesinlikle çok fazla önemli
8	Çok çok güçlü	
9	Son derece önemli	Bir kriter diğerine göre son derece önemli

İkili karşılaştırma matrisleri nxn boyutunda, köşegen değerleri 1 olan kare matrislerdir. İkili karşılaştırma matrisleri terslik (reciplocal) kuralına göre oluşturulur. (6.2) denkleminde görüleceği üzere terslik kuralına göre i faktörü j faktörüne göre m kadar fazla önemli ise, j faktörü i faktörüne göre 1/m kadar fazla önemlidir.

$$a_{ji} = \frac{1}{a_{ij}} \tag{6.2}$$

(6.3) matrisinde görüleceği üzere (A) ikili karşılaştırma matrisinde i=1,2,3,….n satır ve j=1,2,3,…..,n sütun vardır.

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \ldots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \tag{6.3}$$

İkili karşılaştırma matrisleri üç şekilde yapılır:

- Ana kriterlerin sonuca olan etkilerini belirlemek için amaca dikkat edilerek kendi aralarında yapılan karşılaştırmalar,
- Her bir ana kriterin altındaki alt kriterlerin ana kritere olan etkilerini belirlemek için amaca dikkat edilerek yapılan karşılaştırmalar,

- Karar seçeneklerinin alt kriterlere göre hangisinin daha önemli olduğunu belirlemek için yapılan karşılaştırmalar (Özbek, 2021).

6.3.3 Faktörlerin ağırlıklarının hesaplanması

Bir faktörün bütün faktörler içindeki ağırlığını belirlemek için sentezleme yapılır. İlk olarak karşılaştırma matrisindeki her bir sütunundaki değerlerin toplamı bulunur. (6.4) denkleminde görüleceği üzere karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünür, (6.5) vektöründeki (n) sayıda ($\overrightarrow{B}$) sütun vektörü oluşturulur ve (n) sayıda ($\overrightarrow{B}$) sütun vektörü bir araya getirilerek (6.6)'daki (C) matrisi oluşturulur. Bu işleme *normalize* denir ve ikili karşılaştırma matrisi normalize yapılmış olur. Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir sütununun toplamı 1'dir.

$$b_{ij} = \frac{a_{ij}}{\sum_{i=1}^{n} a_{ij}} \tag{6.4}$$

$$\vec{B} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ : \\ b_n \end{bmatrix} \tag{6.5}$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \cdots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \cdots & c_{2n} \\ : & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{n1} & c_{n2} & \cdots & c_{nn} \end{bmatrix} \tag{6.6}$$

Faktörlerin ağırlıklarını bulmak için normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin (6.7) denklemi ile her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak (6.8)'deki ($\overrightarrow{W}$) öncelik vektörü bulunur.

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^{n} c_{ij}}{n} \tag{6.7}$$

$$\overrightarrow{W} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ : \\ w_n \end{bmatrix} \tag{6.8}$$

6.3.4 Tutarlılık oranının hesaplanması

Tutarlılık oranı (TO) her bir ikili karşılaştırma matrisi için hesaplanır ve bu oranın maksimum değeri Thomas L. Saaty tarafından 0,10 olarak belirlenmiştir. Hesaplanan tutarlılık oranı 0,10'dan küçük ise ikili karşılaştırma matrisi tutarlıdır ve değerlendirmeye devam edilir, 0,10'dan büyük ise ikili karşılaştırma matrisi tutarsızdır. Tutarsız karşılaştırma matrisi farklı değerler ile yeniden düzenlenerek tutarlılık oranı düşürülebilir (Özcan, 2019).

Tutarlılık oranının hesaplanabilmesi için öncelikle ikili karşılaştırma matrisi (A) ile öncelik vektörü ($\overrightarrow{W}$) çarpılır ve (6.9)'daki ($\overrightarrow{D}$) ağırlıklı toplam vektörü bulunur.

$$\overrightarrow{D} = A * \overrightarrow{W} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} x \begin{bmatrix} w_1 \\ w_1 \\ \vdots \\ w_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x1 \\ x2 \\ \vdots \\ xn \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

(6.10) denklemi ile ($\overrightarrow{D}$) ağırlıklı toplam vektörü ile ($\overrightarrow{W}$) öncelik vektörünün karşılıklı olarak elemanları bölünerek (6.11) denklemi ile toplamı bulunur.

$$E_i = \frac{x_i}{w_i} \quad (6.10)$$

$$\sum_{i=1}^{n} Ei \quad (6.11)$$

(6.12) denklemi ile toplamın aritmetik ortalaması alınarak maksimum özdeğer (λ_{max}) hesaplanır.

$$\lambda_{max} = \frac{\sum_{i=1}^{n} E_i}{n} \quad (6.12)$$

Bir karşılaştırma matrisinin tutarlı olabilmesi için maksimum özdeğerin eleman sayısına mümkün olduğunca yakın olması gerekir. Tutarlılık indeksi (Tİ) ise (6.13) denklemi ile hesaplanır ve aradaki uzaklaşmayı ölçer. Tutarlılık indeksi ne kadar düşük ise karşılaştırma matrisi o kadar tutarlıdır.

$$Tİ = \frac{\lambda_{max} - n}{n-1} \quad (6.13)$$

Random indeksi (Rİ) yapılan çalışmalar sonucunda eleman sayısına göre elde edilen sabit değerler olup Çizelge 6.4'de verilmiştir (Özbek, 2021).

Çizelge 6.4 : Random indeksi değerleri.

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Rİ	0	0	0,58	0,9	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49	1,51	1,53	1,56	1,57	1,59

(6.14) denklemi ile tutarlılık indeksi (Tİ) random indeksine (Rİ) bölünerek tutarlılık oranı (TO) hesaplanır.

$$\mathrm{TO} = \frac{\mathrm{Tİ}}{\mathrm{Rİ}} \tag{6.14}$$

6.3.5 Alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması ve sıralanması

Alternatiflerin her bir alt kritere göre önemini belirlemek için; ikili karşılaştırma matrisleri oluşturulur, normalize edilir, öncelik vektörü belirlenir ve tutarlılık oranı kontrol edilir.

Kriterlerin genel ağırlığını belirlemek için ana kriterler ile alt kriterlerin (ilgili kriterin alt kriterleri) öncelik vektörleri çarpılır. Her bir kriterin genel ağırlığı ile alternatiflerin o alt kritere göre olan öncelik vektörü çarpılarak her bir alternatifin ağırlıklı değeri belirlenir. Her bir alternatifin tüm alt kriterlere ait ağırlıklı değerleri toplanarak o alternatifin sıralama değeri bulunur. Alternatiflerin sıralama değerleri büyükten küçüğe sıralanır ve en yüksek değere sahip alternatif en iyi alternatiftir (Özbek, 2021).

Alternatiflerin sıralanması aşağıdaki işlem basamakları ile bulunur:

- m adet alternatif için, n adet kritere göre karşılaştırma işlemleri tamamlanır ve (6.15) vektöründe görüleceği üzere n adet mx1 boyutlu $\overrightarrow{(S)}$ sütun vektörü bulunur.

$$\overrightarrow{S_1} = \begin{bmatrix} s_1 \\ s_2 \\ : \\ s_m \end{bmatrix} \tag{6.15}$$

- n adet $\overrightarrow{(S)}$ sütun vektörü bir araya getirilerek (6.16) matrisinde görüleceği üzere mxn boyutlu bir (K) karar matrisi oluşturulur.

$$K = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & \cdots & s_{1n} \\ s_{21} & s_{22} & \cdots & s_{2n} \\ : & \vdots & \ddots & \vdots \\ s_{m1} & s_{m2} & \cdots & s_{mn} \end{bmatrix} \tag{6.16}$$

- (K) karar matrisi $(\overrightarrow{W})$ öncelik vektörü ile çarpılarak alternatiflerin önem dağılımını veren m elemanlı ve elemanları toplamı 1 olan (6.17)'deki $(\overrightarrow{L})$ sütun vektörü bulunur. $(\overrightarrow{L})$ sütun vektöründe en yüksek değere sahip olan alternatif en iyi alternatif olur.

$$\vec{L}= K \times \overrightarrow{W} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & \cdots & s_{1n} \\ s_{21} & s_{22} & \cdots & s_{2n} \\ : & \vdots & \ddots & \vdots \\ s_{m1} & s_{m2} & \cdots & s_{mn} \end{bmatrix} x \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ : \\ w_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \\ : \\ I_m \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

7. UYGULAMA

Motorbot, içten yanmalı veya elektrik motoru ile donatılmış nispeten küçük deniz aracıdır. Dünyanın ilk motorbotu, yaklaşık yüz otuz iki yıl önce Friedrich Lürssen tarafından 6 metre boyunda tasarlanarak üretilmiştir. Motorbotun ana makinası Gottlieb Daimler tarafından üretilmiş olup, 0462 litre silindir hacminde, 60 kg ağırlığında ve 700 rpm devir sayısında 1,5 HP güç kapasitesine sahiptir (Kükner ve Kadıoğlu, 2015).

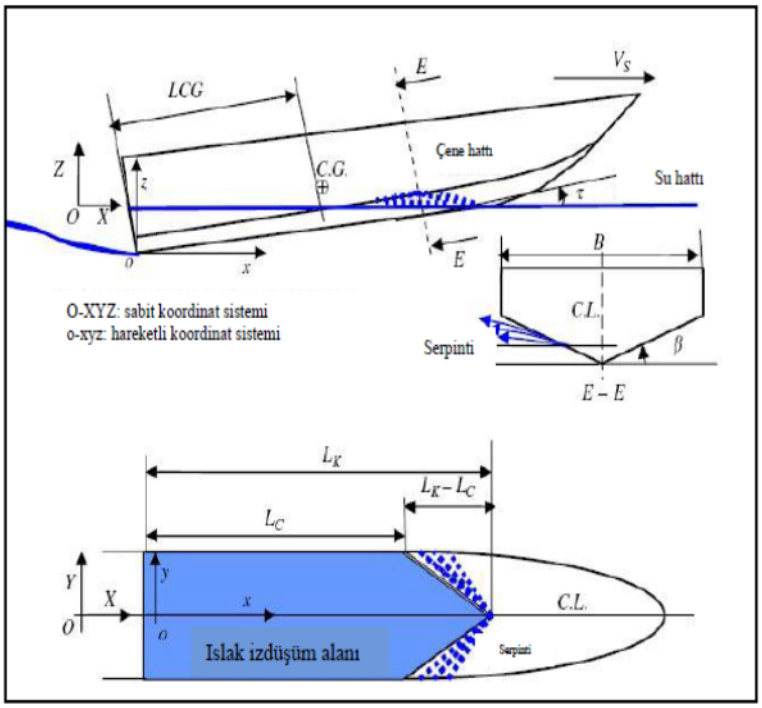
Motorbotlar, ana makina yerleşim şekillerine göre kıçtan takmalı ve teknenin iç kısmına yerleştirilmiş şekilde ikiye ayrılır. Genel olarak, boyu 15 metreden büyük motorbotlarda ana makina tekne içinde olup bu motorbotlara motoryat denir (Kükner ve Kadıoğlu, 2015).

Motorbotlar tekne tiplerine göre deplasman, yarı kayıcı ve kayıcı tekneler olmak üzere üçe ayrılır. Froude sayısının 0,4'den küçük olan teknelere deplasman tipi tekneler, Froude sayısının 0,4-1,2 arasında olan teknelere yarı kayıcı tip tekneler ve Froude sayısının 1,2'den büyük olan teknelere kayıcı tip tekneler denir (Mehdiyev, 2009).

Yarı kayıcı ve kayıcı tip tekne formları yüksek hızlı teknelerde kullanılmaktadır. Yüksek hızlı tekne, adından da anlaşılacağı üzere klasik deniz taşıtlarına göre daha hızlı ve Froude sayısı 0,4'den büyük olan teknelerdir. Baird ise yüksek hızlı tekneyi, hızı 30 knottan, Froude sayısının 0,4'den fazla olan tüm tek gövdeli ve katamaran tipi tekneler olarak tanımlamıştır (Mehdiyev, 2009).

Yüksek hızlı teknelerde kayıcı form ile ilgili ilk deneyler 1910 yılında Baker tarafından prizmatik kayıcı yüzeyler üzerinde yapılmıştır. Daha sonra Sottrorf, Shoemaker, Sedov, Sambraus ve Loche tarafından yapılan araştırmalar prizmatik kayıcı yüzeyle ile ilgili birçok hidrodinamik özelliğinin belirlenmesini sağlamıştır. Yapılan araştırmalar ile; kaldırma kuvveti, sürtünme kuvveti, moment ve ıslak alan değişkenleri dikkate alınarak ampirik formüller geliştirilmiştir (Kükner ve Yaşa, 2012).

Bir tekne üzerine hidrostatik ve hidrodinamik basınç olarak iki tip basınç etki eder. Hidrostatik basınç teknenin su kesimi altındaki hacmi ile ve hidrodinamik basınç ise yaklaşık olarak tekne hızının karesi ile orantılıdır. Archimedes prensibine göre su tarafından tekneye uygulanan hidrostatik basınç teknenin su kesimi altındaki hacmin ağırlığına eşittir. Tekne hareket etmeye başlığı zaman, tekne gövdesi su parçacıklarına kuvvet uygulayarak hareket ettirir. Aynı kuvvet ters yönde hidrodinamik basınç olarak tekne gövdesine etki eder. Tekne gövdesinde; hidrodinamik basıncın boyuna bileşeni viskoz basınç direnci ve dalga direncini, dikey yöndeki kuvvet bileşeni ise teknenin yükselmesi-batması ve trim yapmasını oluşturur. Yüksek hızlara çıkıldıkça dikey basınç kuvveti deplasmandan büyük olmaya başlar, tekne gövdesini suyun dışına doğru kaldırır ve kayıcı duruma geçer (Kükner ve Yaşa, 2012). Şekil 7.1'de kayıcı tekne konfigürasyonu gösterilmiştir (Ersöz, 2011).



Şekil 7.1 : Kayıcı tekne konfigürasyonu.

Kayıcı tip teknelerin formu yüksek hızlarda dinamik sınırların ve kısıtlamaların üstesinden gelen, hidrodinamik basıncın önemli olduğu tekne formudur. Bu form spor amaçlı, arama/kurtarma, görev/devriye, deniz ambulansı, servis motorbotu, pilot

motorbotu gibi hızın önemli olduğu görevleri yapan motorbotlarda kullanılmaktadır. Bu çalışmada kullanılan motorbotun tekne formu kayıcı tip teknedir.

Gemilerin görev tanımlarına göre servis gemileri cinsine giren görev/devriye gemisi çeşitli kuruluşların belirli bölgelerde görev ve devriye hizmetini yapmak için kullandıkları gemilerdir (Deniz ve İçsular Düzenleme Genel Müdürlüğü, 2017). Bu çalışmada kullanılan motorbot, Lozan Barış Antlaşması ve Montrö Boğazlar Sözleşmesi gereği yurt dışından gelen ve Türkiye limanlarına uğramadan transit olarak geçiş yapan gemilere İstanbul ve Çanakkale Boğazı girişlerinde belirlenen yerlerde ve geminin geçişi esnasında borda bordaya yanaşarak denetim görevini yapan görev tanımlarına göre servis gemisi çeşidi olan bir görev/devriye gemisidir.

Motorbotun direnç analizi 5-22 knot hız aralığında model deneyleri ile yapılmıştır. Analizde ITTC 1978 yöntemi kullanılmış olup, hava (rüzgar) direnci ve form faktörü ihmal edilmiştir. Pürüzlülük katsayısı ise 0,0002 olarak sabit değer alınmıştır. Deneyler önce takıntısız olarak (sadece dümenler modele bağlı), daha sonra takıntılı olarak (şaft, A braket ve stern tube modele bağlı) yapılmıştır ve her hız için modelin direnç değerleri ölçülerek ITTC 1978 yöntemi ile motorbotun direnç değerlerine dönüştürülmüştür.

Motorbotun servis hızındaki efektif güç hesabı; benzer bir gemiden yararlanılarak, Harvald ampirik formülü ile, model deneyleri ile ve Maxsurf isimli ticari bir bilgisayar programı ile yapılarak sonuçlar model deneylerinde bulunan değer baz alınarak değerlendirilmiştir.

Motorbotun hız aralığında (5-22 knot) takıntılı olarak yapılan model deneylerinde hesaplanan direnç değerleri ile sevk deneyleri yapılarak pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü belirlenmiştir.

Wageningen B serisi 5 kanatlı, kanat açınım oranı 105 olan pervane serisinin B_p-δ diyagramı kullanılarak motorbot pervanesinin ana karakteristik özellikleri belirlenmiş ve pervane kavitasyon kontrolü yapılmıştır.

Tasarlanan pervanenin açık su verimine göre motorbotun servis hızında pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü yeniden hesaplanmıştır. Bu güce 1,10 deniz veya servis payı eklenerek motorbotun servis hızında gerekli olan % 100 MCR'da minimum toplam ana makina gücü ve bir ana makina gücü hesaplanmıştır.

Motorbotta kullanılacak 220 V AC elektrik yüklerinin sayı, güç ve özelliklerine göre seyir, manevra ve liman operasyon durumları için elektrik yük analizi yapılarak jeneratör için gerekli olan minimum güç hesaplanmıştır.

Motorbotta kullanılacak optimum ana makina ve jeneratörü belirlemek için ÇKKV yöntemlerinden AHP kullanılmıştır. Ana makina ve jeneratörün kriterleri, alt kriterleri ve alternatifleri belirlenerek hiyerarşik yapı oluşturulmuştur. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin kendi aralarında alternatiflerin ise alt kriterlere göre ikili karşılaştırma matrisleri oluşturularak tutarlılık oranları hesaplanmış olup, tüm matrislerin tutarlılık oranlarının 0,10'dan küçük olduğu belirlenmiştir. Ana makina ve jeneratör alternatiflerinin ağırlıklandırılması yapılarak en uygun ana makina alternatifi ve en uygun jeneratör alternatifi ticari etik açısından marka ve model belirtilmeden belirlenmiştir.

Seçilen ana makinanın güç eğrisi ($P_{ana\ makina}$), ve optimum pervane güç eğrisi ($P_{pervane}$) ile tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) karşılaştırılarak ana makina ile pervane arasındaki uyum kontrolü yapılmıştır.

Çalışmanın son bölümünde AHP ile seçilen ana makina ve jeneratörün yakıt tüketimine göre motorbotun kesintisiz olarak 200 deniz mili seyir yapabilmesi için gerekli olan yakıt tankı kapasitesinin hesabı yapılmıştır.

7.1 Motorbotun Genel Özellikleri

Motorbot; V tipi, tek gövdeli, kayıcı tekne yapısında yüksek hızlı bir teknedir. Tekne ve üst bina tamamen deniz tipi alüminyum levha ve profillerden kaynaklı olarak yapılmıştır.

Motorbotun mukavemet özellikleri; İstanbul Boğazı, Çanakkale Boğazı ve Marmara Denizi bölgelerinde gece ve gündüz 6 beaufort (bofort) hava ve deniz şartları dahil gemilere borda bordaya yanaşırken "kontrollü çatışmalarda" (controlled collisions) oluşacak tüm kuvvetlere dayanabilecek özelliklerdedir.

Motorbotun seyir sıası motorbotun hızı sakin hava ve deniz koşullarında, % 100 MCR'da minimum 21 knot süratte 200 mil olup, motorbot ana karakteristik özellikleri Çizelge 7.1'de gösterilmiştir.

Motorbot ana güverte üzeri; ofis mahalli ve motorbotun kullanılacağı köprü üstü mahallinden oluşmaktadır. Motorbot ana güverte altı ise; dümen sistemlerinin olduğu dümen dairesi mahalli, makina sistemlerinin olduğu makina dairesi mahalli, personelin yemek yeme, dinlenmesi için salon-mutfak-banyo-wc mahalli ve demirleme sistemleri için zincirlik mahallerinden oluşmaktadır. Motorbotun kesintisiz olarak (yakıt ikmali yapmadan) 200 deniz mili seyir yapabilmesi için makina dairesinde iki adet asma yakıt vardır.

Çizelge 7.1 : Motorbot ana karakteristik özellikleri.

Ana Karakteristik Adı	Özellik
Tam Boy (L_{OA})	14,93 m
Tam Boy (L_{OA}) (usturmaça hariç)	14,09 m
Su Hattı Boyu (L_{WL})	13,36 m
Dikeyler Arası Boy (L_{BP})	12,97 m
Genişlik (B)	4,6 m
Derinlik (D)	2,4 m
Draft (T)	1,10 m
Hız (V)	21 knots@%100 MCR
Personel Adedi	4
Seyir Sıası	200 mil

7.2 Motorbotun Sevk Sistemi Özellikleri

Motorbot sevk sistemi, 2 adet, dört zamanlı, su soğutmalı, turbo şarjlı, deniz tipi dizel ana makinaların tahrik ettiği 2 adet sabit pitchli pervaneden oluşmaktadır. Her bir ana makina uygun devir oranlı bir şanzuman ile pervane şaftına bağlanarak pervaneyi tahrik edecektir.

Motorbotun sevki için 2 adet, 4 zamanlı, su soğutmalı, turbo şarjlı, deniz tipi dizel ana makina kullanılacaktır. Ana makinalar akü startlı olacaktır.

Ana makina kontrol paneli ve sistemi üzerinde klas kuruluşu ve otorite tarafından istenen bütün alarm ve gösterge elemanları olacaktır. Köprü üstü ana makina alarm görüntüleme sistemindeki ekran ünitesinden makina dairesinde de olacak ve ana makinalar buradan da kontrol edilebilecektir.

Ana makinalar % 100 MCR yükte minimum 2000 saat/yıl çalışabilecek özellikte olacaktır.

Ana makinaların seri yanaşma/kalkma manevralarında ve ileri/geri geçişlerde tepki karşılama süresi (manevra devir ve süratinde) en fazla 3 saniye olacaktır.

Şanzumanlar ana makinaların tarif edilen görevlerini yapabileceği, devamlı servis sağlayacak şekilde % 100 MCR yükte en az 2000 saat/yıl çalışabilecek özellikte olacaktır.

Pervane şaftları klas kuruluşu kurallarına uygun, motorbotun çalışma şartlarına dayanıklı paslanmaz çelik malzemeden olacaktır. Şaftlar, şaft kaplinleri ile şanzuman flencine bağlanacak ve gerekli yerlerde hizalanmış şekilde yataklanarak topraklamaları yapılacaktır.

Şaftların tekne bünyesinden geçiş noktasına stern tube konulacak ve deniz suyunun makina dairesine girişi; deniz suyuna, ısınmaya, sürtünmeye ve aşınmaya dayanıklı sızdırmazlık sistemi ile engellenecektir. Şaftların dış yatağı su soğutmalı olacaktır. (şaft körüğü sistemi)

Motorbotun pervaneleri sabit pitchli olacaktır. Pervaneler klas kuruluşu kurallarına uygun malzemeden imal edilecektir. Her bir pervane bağlı olduğu ana makinanın maksimum devamlı gücünde çalışacak şekilde tasarlanacaktır. Pervane yüzeyleri normlara göre işlenecek, bütün kanatlar balans edilerek eşit ağırlık ve ağırlık merkezine sahip olacaktır. Pervaneler kavitasyonsuz çalışacak şekilde tasarlanacaktır.

7.3 Motorbotun Jeneratör Özellikleri

Motorbotta bir adet, 220 V AC, 50 Hz, 1 faz, deniz tipi dizel jeneratör olacaktır. Jeneratörün gücü elektrik yük analizi hesabına göre minimum % 20 yedek fazlasıyla olacaktır. Jeneratör üzerinde ve köprü üstü konsolunda kontrol ve kumanda gösterge paneli olacak, böylece jeneratör hem üzerinden (bulunduğu yerden) hem de uzaktan kumanda ile köprü üstü konsolundan kontrol ve kumanda edilecektir. Jeneratör akü startlı ve konteyner tipte olacaktır.

7.3.1 220 V AC elektrik yükleri

Köprü üstü ön sıra tüm camlar ve sancak / iskele ilk sıra yan camlar görüşü engellemeyecek tarzda 220 V AC rezistans ile teçhiz edilecektir.

Makina dairesinde bulunan ana makinaların, şanzumanların ve jeneratörün karterinden kirli yağın boşaltılması için taşınabilir 220 V AC kirli yağ pompası olacaktır.

Sintine tankının ana güvertede bulunan uluslararası standart sahil bağlantısından tahliyesi için kullanılacak bir adet 220 V AC sintine tankı tahliye pompası olacaktır.

Makina dairesinde bir adet 220 V AC yangın pompası olacaktır.

Pis su tankının ana güvertede bulunan uluslararası MARPOL flencinden tahliyesi için kullanılacak bir adet 220 V AC pis su tankı tahliye pompası olacaktır.

Motorbotta bir adet yangın alarm sistemi olacaktır.

Köprü üstü ve yaşam mahallinin (ofis mahalli ve dinlenme salonu - mutfak mahalli) ısıtılması ve soğutulması için Türkiye iklim koşullarına uygun, çalışma voltajı 220 V AC olan, tüm mahaller için yeterli kapasitede, deniz tipi merkezi havalandırma/iklimlendirme sistemi ile donatılacaktır. Sistem; ana klima ünitesi, deniz suyu pompası, sirkülasyon pompası ve 3 mahal için (köprü üstü, ofis ve dinlenme salonu-mutfak) fan coil ekipmanlarından oluşmaktadır.

Köprü üstü, ofis ve yaşam mahalli (dinlenme salonu - mutfak mahalli) için birer adet 220 V AC ısıtıcı olacaktır.

Tüm iç mahallerde uygun sayıda 220 V AC priz ve aydınlatma armatürü olacaktır.

Motorbotta; servis akü grubu redresörü, servis akü grubu redresörü, acil durum (emergency) akü grubu redresörü, seyir ve haberleşme sistemleri akü grubu redresörü, ana makina kontrol sistemleri akü grubu redresörü olmak üzere dört adet redresör olacaktır.

Dinlenme salonu mahallinde bir adet şarjlı elektrik süpürgesi ve mutfak mahallinde iki gözlü elektrikli ocak, davlumbaz ve kettle olacaktır.

7.4 Direnç Analizi

Motorbotun direnç deneyleri İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde bulunan Türkiye'nin tek deney havuzu Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Laboratuvar 1953 yılında Ordinaryüs Profesör Ata Nutku tarafından Gemi Enstitüsü adı ile İ.T.Ü. Taşkışla kampüsünde kurulmuş, 1988 yılında İ.T.Ü. Ayazağa

kampüsüne taşınmış ve ismi 1993 yılında Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı olarak değiştirilmiştir. Laboratuvarda bulunan 160 metre boyunda, 6 metre genişliğinde ve 3,4 metre derinliğindeki deney havuzunda, 5 metre boya kadar modeller çekme arabası ile 6 m/s hıza kadar çekilerek deney yapılabilmektedir. Ayrıca, laboratuvarda küçük çekme tankı, pervane deneylerinin yapıldığı kavitasyon tüneli, akım deneylerinin yapıldığı sirkülasyon kanalı ve gemi modellerinin yapıldığı imalathane vardır (URL-11).

Motorbotun direnç deneyleri için öncelikle motorbotun 1/5,8 ölçekli modeli yapılmıştır. Motorbotun modeli Şekil 7.2'de gösterilmiştir.

Şekil 7.2 : Motorbotun modeli.

Direnç deneyleri hesaplarında çekme tankındaki suyun viskozite değeri 1,13902 x 10^{-6} m^2/sn, yoğunluk değeri 999 kg/m^3, deniz suyunun viskozite değeri 1,18831 x 10^{-6} m^2/sn, yoğunluk değeri 1025,87 kg/m^3 ve yerçekimi ivmesi değeri 9,81 m/sn^2 olarak kabul edilmiştir.

Modelin ve motorbotun tam boyu olarak usturmaça hariç tam boy kullanılmıştır.

Motorbotun draftı olan 1,10 metre draftta motorbot ve model ana karakteristik değerleri Çizelge 7.2'de gösterilmiştir.

Deneyler ITTC 1978 yöntemine göre yapılmıştır. Deneylerde hava (rüzgar) direnci etkisi dikkate alınmamıştır. Model; dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketlerine serbest, diğer hareketlere karşı engellenecek şekilde model arabasında sabitlenmiştir. Deneyler önce takıntısız (sadece dümenler modele monte edilmiştir) olarak, daha sonra takıntılar (şaft,

braket, stern tube) modele monte edilmiş olarak yapılmıştır. Tekne formu hızlı tekne olduğu için ITTC 1978 yöntemindeki form faktör analizi yapılmamıştır. Modelin pürüzlülük katsayısı sıfır, motorbotun pürüzlülük katsayısı ise 0,0002 olarak kabul edilmiştir. Motorbotun direnç deneyleri servis hızını da (21 knot) kapsayacak şekilde 5-22 knot hız aralığında yapılmıştır.

Çizelge 7.2 : Motorbot ve model ana karakteristik değerleri.

Ana Karakteristik Adı	Model	Motorbot
Tam Boy (L_{OA}) (m)	2,574	14,930
Tam Boy (L_{OA}) (m) (usturmaça hariç)	2,429	14,090
Dikmeler Arası Boy (L_{BP}) (m)	2,236	12,970
Su Hattı Boyu (L_{WL}) (m)	2,304	13,366
Genişlik (B) (m)	0,793	4,600
Draft (T) (m)	0,190	1,100
Deplasman (Δ) (t)	0,134	26,843
Islak Yüzey Alanı (S) (m^2)	1,733	58,284
Toplam Dümen Alanı (A_R) (m^2)	0,05	1,682
Blok Katsayısı (C_B)	0,438	0,438

Öncelikle motorbotun hız değerleri (5-22 knot) birimi knottan m/s'ye dönüştürülmüş ve model ölçeği kullanılarak, (2.15) denklemi ile motorbot hızlarına karşılık gelen model hızları hesaplanmıştır. Motorbot ve model hız aralığı Çizelge 7.3'de gösterilmiştir.

Takıntısız olarak model deneyleri yapılarak model hızlarına karşılık gelen toplam direnç değerleri (R_{TM}) ölçülmüştür. Modelin; (2.33) denklemi ile hızlara karşılık gelen toplam direnç katsayıları, (2.10) denklemi ile hızlara karşılık gelen Froude sayıları, (2.8) denklemi ile hızlara karşılık gelen Reynolds sayıları, (2.34) denklemi ile hızlara karşılık gelen sürtünme direnç katsayıları ve (2.35) denklemi ile hızlara karşılık gelen artık direnç katsayıları hesaplanmış olup, Çizelge 7.4'de gösterilmiştir. Katsayı değerleri çok küçük değerler çıktığı için 1000 ile çarpılmıştır.

Çizelge 7.3 : Motorbot ve model hız aralığı.

V_s (knot)	V_s (m/s)	V_m (m/s)
5	2,570	1,067
6	3,084	1,281
7	3,598	1,494
8	4,112	1,707
9	4,626	1,921
10	5,140	2,134
11	5,654	2,348
12	6,168	2,561
13	6,682	2,775
14	7,196	2,988
15	7,710	3,201
16	8,224	3,415
17	8,738	3,628
18	9,252	3,842
19	9,766	4,055
20	10,280	4,269
21	10,794	4,482
22	11,308	4,695

Model ve motorbot aynı Froude sayılarında hareket ettiği için (2.37) eşitliği gereği modelin ve motorbotun artık direnç katsayıları eşit kabul edilmiştir. Motorbotun; (2.8) denklemi ile hızlara karşılık gelen Reynolds sayıları, (2.38) denklemi ile hızlara karşılık gelen sürtünme direnç katsayıları, (2.39) denklemi ile hızlara karşılık gelen direnç katsayıları ve (2.40) denklemi ile hızlara karşılık gelen direnç değerleri hesaplanmış olup, Çizelge 7.5'de gösterilmiştir. Katsayı değerleri çok küçük değerler çıktığı için 1000 ile çarpılmıştır.

Çizelge 7.4 : Modelin takıntısız direnç değerleri.

V_m (m/s)	R_{TM} (N)	C_{TM} x 1000	Fn_M	Rn_M	C_{FM} x 1000	C_{RM} x 1000
1,067	13,30	13,492	0,224	2158590,450	3,993	9,500
1,281	21,79	15,350	0,269	2590308,540	3,851	11,500
1,494	30,24	15,651	0,314	3022026,630	3,736	11,915
1,707	47,82	18,949	0,359	3453744,721	3,641	15,308
1,921	65,48	20,502	0,404	3885462,811	3,561	16,941
2,134	94,07	23,857	0,449	4317180,901	3,491	20,366
2,348	122,81	25,740	0,494	4748898,991	3,429	22,311
2,561	152,09	26,786	0,539	5180617,081	3,375	23,411
2,775	177,82	26,685	0,584	5612335,171	3,325	23,359
2,988	197,27	25,525	0,628	6044053,261	3,281	22,245
3,201	209,04	23,562	0,673	6475771,351	3,240	20,322
3,415	215,35	21,334	0,718	6907489,441	3,203	18,131
3,628	219,01	19,219	0,763	7339207,531	3,168	16,051
3,842	222,79	17,439	0,808	7770925,621	3,136	14,303
4,055	228,88	16,079	0,853	8202643,711	3,106	12,973
4,269	238,83	15,142	0,898	8634361,801	3,078	12,064
4,482	253,94	14,604	0,943	9066079,891	3,052	11,552
4,695	271,39	14,221	0,988	9497797,981	3,027	11,194

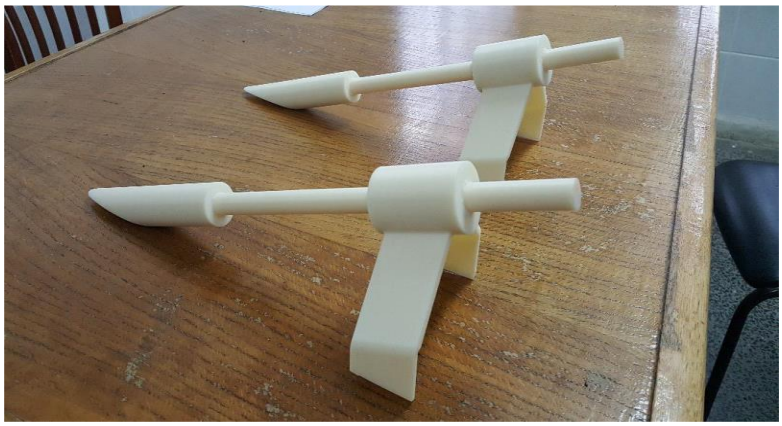
Modelin takıntıları (şaft, stern tube ve A braket), imalat esnasında oluşabilecek hataları minimuma indirgeme için 3B yazıcı ile hassas bir şekilde imal edilmiş olup Şekil 7.3'de gösterilmiştir.

Takıntıların modele montajı yapılarak takıntılı olarak model deneyleri yapılmıştır ve model hızlarına karşılık gelen toplam direnç (R_{TM}) değerleri ölçülmüştür. Şekil 7.4'de motorbotun servis hızındaki takıntılı model deneyi gösterilmiştir.

Modelin hızlarına karşılık gelen ve ölçülen toplam dirençleri ve hesaplanan toplam direnç katsayıları ile artık direnç katsayıları Çizelge 7.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.5 : Motorbotun takıntısız direnç değerleri.

Vs (m/s)	Rn_S	C_{FS} x 1000	C_{RS} x 1000	C_{AS} x 1000	C_S x 1000	R_S (N)
2,570	28907120,196	2,515	9,500	0,200	12,214	2411,854
3,084	34688544,235	2,444	11,500	0,200	14,143	4021,567
3,598	40469968,274	2,386	11,915	0,200	14,501	5612,014
4,112	46251392,313	2,337	15,308	0,200	17,845	9020,540
4,626	52032816,353	2,295	16,941	0,200	19,436	12434,732
5,140	57814240,392	2,259	20,366	0,200	22,825	18028,314
5,654	63595664,431	2,227	22,311	0,200	24,738	23642,226
6,168	69377088,470	2,198	23,411	0,200	25,809	29354,854
6,682	75158512,509	2,172	23,359	0,200	25,732	34347,156
7,196	80939936,549	2,149	22,245	0,200	24,593	38072,492
7,710	86721360,588	2,127	20,322	0,200	22,649	40250,616
8,224	92502784,627	2,107	18,131	0,200	20,439	41326,393
8,738	98284208,666	2,089	16,051	0,200	18,340	41862,856
9,252	104065632,705	2,071	14,303	0,200	16,574	42415,014
9,766	109847056,744	2,055	12,973	0,200	15,229	43421,687
10,280	115628480,784	2,040	12,064	0,200	14,305	45193,482
10,794	121409904,823	2,026	11,552	0,200	13,778	47990,924
11,308	127191328,862	2,013	11,194	0,200	13,406	51249,246



Şekil 7.3 : Modelin takıntıları.

Şekil 7.4 : Servis hızındaki takıntılı model deneyi.

Çizelge 7.6 : Modelin takıntılı direnç değerleri.

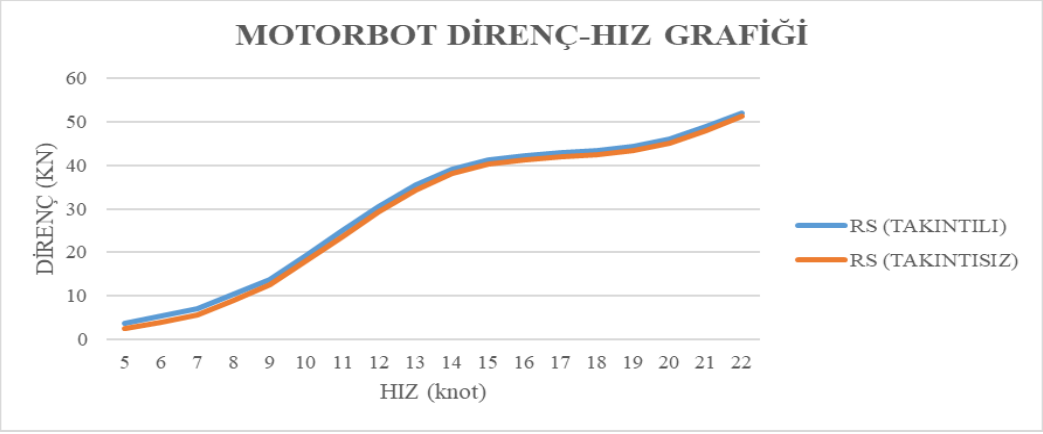
V_m(m/s)	R_{TM}(N)	C_{TM}x1000	C_{RM}x1000
1,067	19,94	19,772	15,779
1,281	28,98	19,955	16,105
1,494	37,97	19,209	15,473
1,707	55,86	21,636	17,995
1,921	73,84	22,598	19,037
2,134	102,90	25,508	22,017
2,348	132,09	27,061	23,632
2,561	161,66	27,829	24,454
2,775	187,55	27,510	24,185
2,988	207,10	26,193	22,912
3,201	218,94	24,121	20,881
3,415	225,31	21,817	18,615
3,628	229,07	19,648	16,480
3,842	232,99	17,826	14,690
4,055	239,24	16,428	13,322
4,269	249,23	15,445	12,367
4,482	264,16	14,849	11,797
4,695	281,34	14,409	11,382

Motorbotun hızlarına karşılık gelen direnç katsayıları ve direnç değerleri hesaplanmış olup, Çizelge 7.7'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.7 : Motorbotun takıntılı direnç değerleri.

Vs(m/s)	C_S x1000	R_S(N)
2,570	18,494	3651,810
3,084	18,748	5330,841
3,598	18,058	6988,829
4,112	20,532	10378,604
4,626	21,532	13775,641
5,140	24,476	19332,042
5,654	26,058	24904,181
6,168	26,853	30541,268
6,682	26,557	35448,619
7,196	25,261	39105,637
7,710	23,208	41244,276
8,224	20,922	42303,284
8,738	18,769	42842,786
9,252	16,961	43405,273
9,766	15,577	44415,751
10,280	14,608	46150,412
10,794	14,023	48844,328
11,308	13,595	51970,926

ITTC 1978 yöntemi ile model deneyleri sonuçlarına göre motorbotun hız aralığında takıntısız ve takıntılı olarak direnç değerlerinin grafiği Şekil 7.5'de gösterilmiştir.



Şekil 7.5 : Takıntılı ve takıntısız direnç değerleri grafiği.

7.5 Efektif Güç Analizi

7.5.1 Benzer bir motorbottan yararlanılarak efektif güç hesabı

Efektif güç hesabında yararlanılacak motorbot görev/devriye gemisi cinsinde olup ana karakteristik özellikleri Çizelge 7.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.8 : Benzer motorbotun ana karakteristik özellikleri.

Ana Karakteristik Adı	Özellik
L_{OA}	14,95 m
L_{OA} (Usturmaça hariç)	14,40 m
L_{WL}	13,66 m
L_{BP}	13,10 m
B	5,06 m
D	2,53 m
T	1,10 m
CB	0,458
Δ	35,8 t
P_E	640 kW (858 HP)
V	21 knot (10,794 m/s)
Fn	0,891

Uygulamada kullanılan motorbotun Froude sayısı (2.10) denkleminden:

$$\mathrm{Fn} = \frac{\mathrm{V}}{\sqrt{\mathrm{g\ x\ L}}} = \frac{10{,}794}{\sqrt{9{,}81\ \mathrm{x}\ 14{,}93}} = 0{,}891$$

olarak hesaplanır.

Uygulamada kullanılan motorbot ve efektif güç hesabında yararlanılacak motorbotun ana karakteristik özellikleri ve Froude sayıları benzer olduğu için bu motorbotlar benzer motorbot olarak kabul edilmiştir.

Benzer motorbotun servis hızındaki Admiralty sabiti (3.7) denkleminden:

$$\mathrm{A_C} = \frac{\triangle^{2/3}\ \mathrm{xV^3}}{\mathrm{P_E}} = \frac{35{,}8^{2/3}\mathrm{x}10{,}794^3}{640} = 21{,}34$$

olarak hesaplanır.

Her iki motorbotun Admiralty sabitlerinin aynı olduğu kabul edilerek uygulamada kullanılan motorbotun istenen servis hızındaki (21 knot) efektif gücü (3.7) denklemi ile:

$$P_E = \frac{\triangle^{2/3}\, xV^3}{A_C} = \frac{26{,}843^{2/3} x 10{,}794^3}{21{,}34} = 528{,}27 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmıştır.

7.5.2 Ampirik formül ile efektif güç hesabı

Motorbotun istenen servis hızındaki (21 knot) efektif gücü ampirik formüllerden bir tanesi olan Harvald ampirik formülü kullanılarak hesaplanmıştır.

Öncelikle (3.9) denklemi ile ampirik formüldeki C_H sabiti hesaplanmıştır.

$$C_H = 3{,}7x\left(\sqrt{L}_{WL} + \frac{75}{V}\right) = 3{,}7 \text{ x } \left(\sqrt{13{,}366} + \frac{75}{10{,}794}\right) = 39{,}26$$

Motorbotun istenen servis hızında (21 knot) efektif gücü (3.8) denklemi ile hesaplanmıştır.

$$P_E = \frac{\triangle^{2/3}\, xV^3}{C_H} = \frac{26{,}843^{2/3} x 10{,}794^3}{39{,}26} = 287{,}35 \text{ kW}$$

7.5.3 Model deneyleri ile efektif güç hesabı

Motorbotun 5-22 knot hız aralığına karşılık gelen model hızları model ölçeği kullanılarak hesaplanmıştır. Takıntılı ve takıntısız olarak model deneyleri yapılarak bu hızlardaki model direnç değerleri ölçülmüştür. Ölçülen model direnç değerleri ITTC 1978 yöntemi ile motorbotun direnç değerlerine dönüştürülmüştür.

Takıntısız olarak yapılan model deneylerinde (tekne bünyesine sadece dümen takılı) motorbotun 21 knot hızına karşılık gelen modelin 4,482 m/s hızındaki direnci 253,94 N olarak ölçülmüştür. ITTC 1978 yöntemini kullanarak motorbotun 21 knot hızındaki takıntısız olarak direnci 47990,92 N olarak hesaplanmıştır.

(3.1) denklemi ile motorbotun takıntısız olarak istenen servis hızındaki (21 knot) efektif gücü:

$$P_E = R \text{ x } V = 47{,}99 \text{ x } 10{,}794 = 518{,}49 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmıştır.

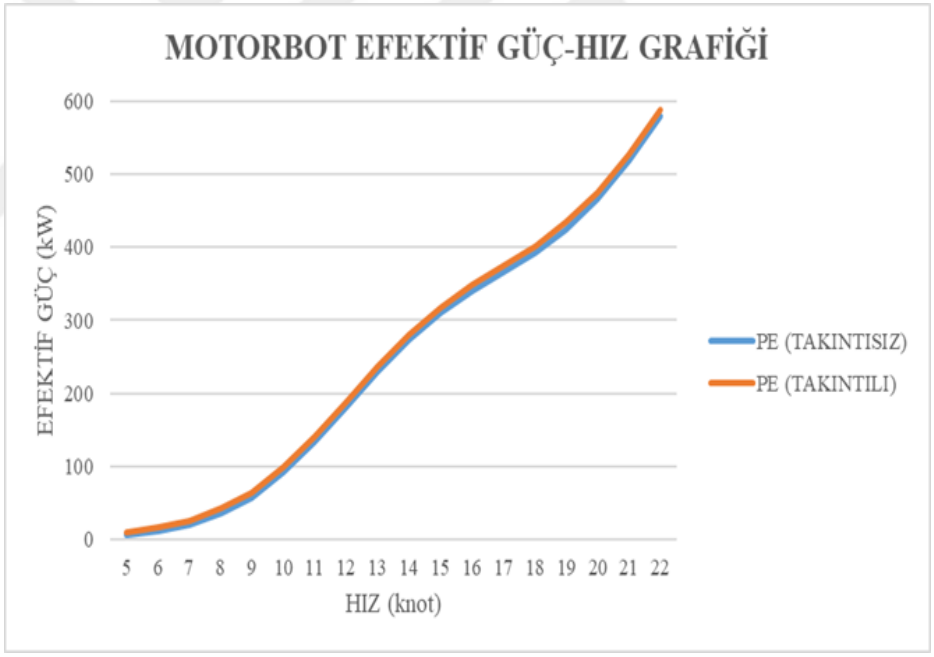
Takıntılı olarak yapılan model deneylerinde (tekne bünyesine dümen, şaft, stern tube ve A braketler takılı) motorbotun 21 knot hızına karşılık gelen modelin 4,482 m/s hızındaki direnci 264,16 N olarak ölçülmüştür. ITTC 1978 yöntemini kullanarak motorbotun 21 knot hızındaki takıntılı olarak direnci 48844,32 N olarak hesaplanmıştır.

(3.1) denklemi ile motorbotun takıntılı olarak istenen servis hızındaki (21 knot) efektif gücü:

$$P_E = R \times V = 48{,}84 \times 10{,}794 = 527{,}71 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmıştır.

Model deneyleri sonuçlarına göre motorbotun hız aralığında (5-22 knot) takıntısız ve takıntılı olarak efektif güç grafiği Şekil 7.6'da gösterilmiştir.



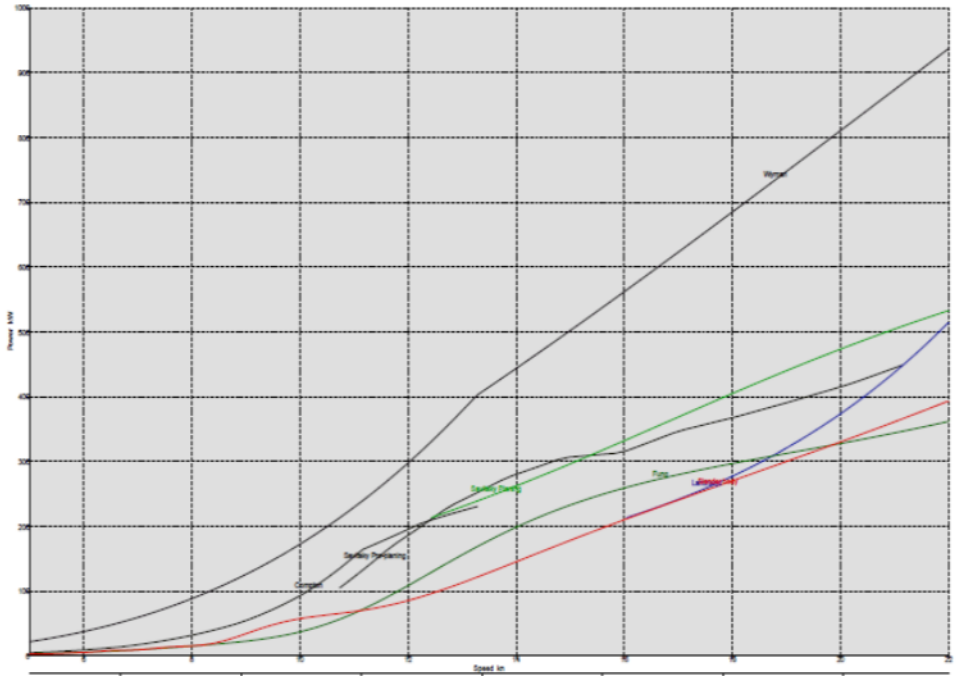
Şekil 7.6 : Takıntılı ve takıntısız efektif güç grafiği.

7.5.4 Ticari bilgisayar programı ile efektif güç hesabı

Gemi inşa sektöründe kullanılan ticari bilgisayar programlarından bir tanesi olan Maxsurf programı kullanılarak motorbotun 5-22 knot hız aralığındaki dirençleri ve efektif güçleri bulunmuştur.

Motorbotun tekne yapısı; kayıcı, hızlı, kıç ayna özelliklerine sahip olduğu için ve motorbotun görev/devriye gemisi cinsinde olmasından dolayı Maxsurf'un hullspeed

modülündeki Savitsky Pre-Planing, Savitsky Planing, Lahtiharju, Fung, Slender Body ve Wyman yöntemleri kullanılmıştır. Kullanılan yöntemler ile motorbot hız aralığındaki efektif güç değerleri Şekil 7.7'de gösterilmiştir.



Şekil 7.7 : Maxsurf yöntemleri efektif güç grafiği.

Maxsurf yöntemleri ile bulunan motorbotun istenen servis hızındaki (21 knot) efektif güç değerleri Çizelge 7.9'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.9 : Maxsurf yöntemleri ile bulunan efektif güç değerleri.

Savitsky Pre-Planning	Savitsky Planning	Lahtiharju	Fung	Slender Body	Wyman
468,303 kW	521,314 kW	461,873 kW	343,784 kW	433,379 kW	873,598 kW

7.5.5 Sonuçların değerlendirilmesi

Motorbotun istenen servis hızındaki (21 knot) efektif gücü; Admiralty sabiti, Harvald ampirik formülü, ITTC 1978 model deneyleri ve Maxsurf programı ile hesaplanmıştır. Maxsurf programında; Savitsky Pre-Planing, Savitsky Planing, Lahtiharju, Fung, Slender Body ve Wyman yöntemleri kullanılmıştır. Motorbotun istenen servis hızında (21 knot) bulunan efektif güç değerleri Çizelge 7.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.10 : Servis hızında bulunan efektif güç değerleri.

BENZER GEMİLER	AMPİRİK FORMÜL	MODEL DENEYLERİ	TİCARİ BİLGİSAYAR PROGRAMI					
Admiralty Sabiti	Harvald Formülü	ITTC 1978	Savitsky Pre-Planing	Savitsky	Lahtiharju	Fung	Slender Body	Wyman
528,27 kW	287,35 kW	527,71 kW	468,30 kW	521,31 kW	461,87 kW	343,78 kW	433,38 kW	873,60 kW

Günümüzde gemi inşa sektöründe ana makina gücünü belirlemek için kullanılan en yaygın ve güvenilir yöntem model deneyleri olduğu için, uygulamada bundan sonraki aşamalarda bu yöntemin efektif güç sonucu kullanılacaktır.

Motorbotun istenen servis hızında (21 knot) ve takıntılı olarak model deneyleri ile bulunan efektif güç değerine göre diğer yöntemlerin % hata oranları (7.1) denklemi ile hesaplanarak Çizelge 7.11'de gösterilmiştir.

$$\%\,\text{Hata} = \left|\frac{\text{Diğer Yöntem Sonucu} - \text{Model Deneyi Sonucu}}{\text{maksimum(Diğer Yöntem Sonucu, Model Deneyi Sonucu)}}\right| \text{x}100 \qquad (7.1)$$

Çizelge 7.11 : Farklı yöntemlerin % hata oranları.

BENZER GEMİLER	AMPİRİK FORMÜL	TİCARİ BİLGİSAYAR PROGRAMI					
Admiralty Sabiti	Harvald Formülü	Savitsky Pre-Planing	Savitsky	Lahtiharju	Fung	Slender Body	Wyman
0,11%	45,55%	11,26%	1,21%	12,48%	34,85%	17,86%	40,00%

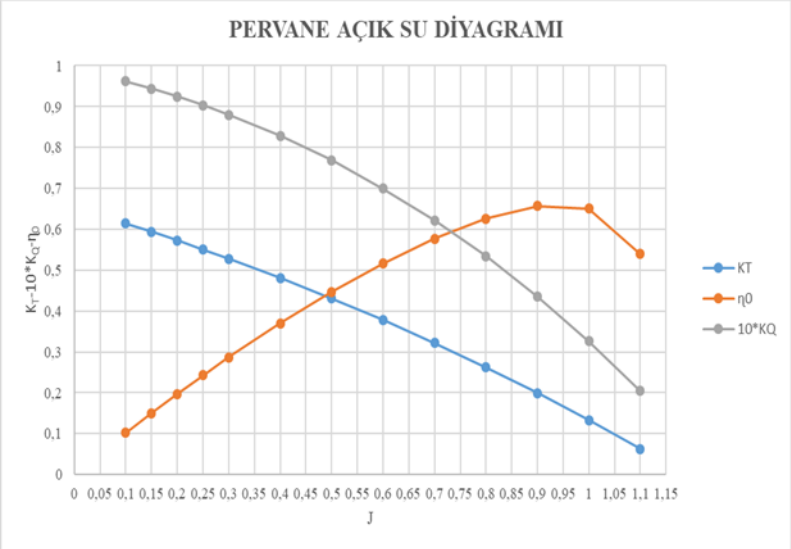
Çizelge 7.11'de de görüleceği üzere benzer gemiler ile bulunan değer ve Maxsurf'ün Savitsky yöntemi ile bulunan değer model deneyleri ile bulunan değere en yakın sonuçlardır.

7.6 Sevk Analizi

Sevk deneyleri için modele; pervane tahriki için 1 adet elektrik motoru, dişli sistemi, 2 adet Cussons Technology ve Kempf & Remmers R25 pervane dinamometresi ve 2 adet Teinbridge firmasına ait pervane modeli montajı yapılmıştır.

Teinbridge firmasına ait model pervanenin açık su diyagramı Şekil 7.8'de, pervanenin ana karakteristik özellikleri Çizelge 7.12'de gösterilmiştir.

Deneylerde; itme ve moment değerleri 2 adet R25pervane dinamometresi, pervane devir sayısı manyetik sensörlü dijital bir takometre, model hızı ise optik sensörlü bir takometre ile ölçülmüştür. R25 dinamometresinden gelen sinyaller direk bilgisayar ortamına aktarılarak itme ve moment değerleri kaydedilmiştir. Pervane devir sayısı ve model hızı ise takometrelerden direk okunmuştur.



Şekil 7.8 : Teinbridge model pervanesinin açık su diyagramı.

Çizelge 7.12 : Teinbridge model pervanesinin ana özellikleri.

Ana Karakteristik Adı	Özellik
Kanat Sayısı	5
Çap (model)	16 cm
Çap (tam ölçek)	91 cm
Açınım Alanı Oranı (A_E/A_0)	0,95
Hatve/Çap Oranı (0,7R Kesitinde)(P/D)	1,015

Sevk deneyleri ile motorbot hız aralığındaki itme, moment, pervane devir sayısı ve model hız değerleri ölçülerek; (4.2) denklemi ile Taylor iz katsayısı, (4.5) denklemi ile itme azalması, (4.6) denklemi ile pervaneye verilmesi gereken hız, (4.10) denklemi ile tekne verimi ve (4.11) denklemi ile genel sevk verimi hesaplanmıştır. Rölatif dönme verimi 0,990 sabit değerler alınmış olup pervane açık su verimleri ise Teinbridge firmasının

model pervanesine aittir. Çizelge 7.13'de motorbot hız aralığındaki sevk deneyi sonuçları gösterilmiştir.

Transmisyon verimi 0,965 olarak sabit değer alınmış olup, motorbot hız aralığında pervaneye verilmesi gereken güç (3.2) denklemi ile, minimum ana makina gücü ise (3.4) denklemi ile hesaplanmış olup Çizelge 7.14'de gösterilmiştir.

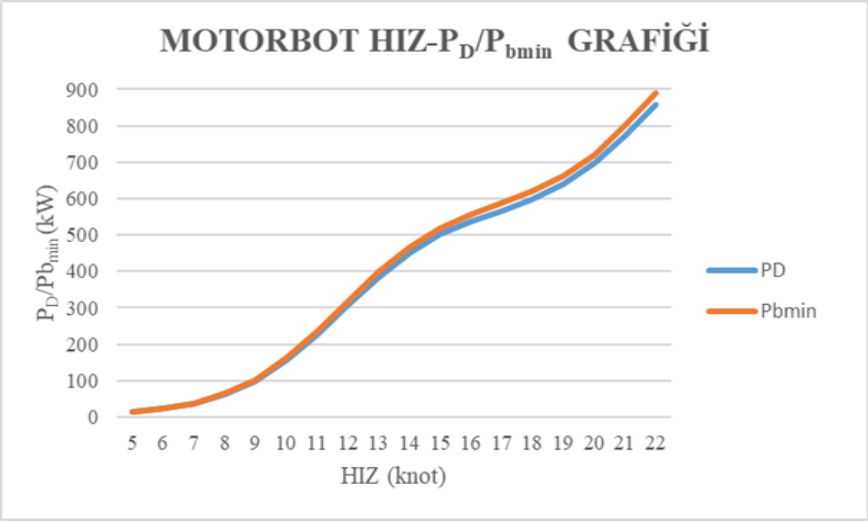
Çizelge 7.13 : Sevk deneyleri değerleri.

Vs (knot)	RS (TAKINTILI) (N)	T (N)	V_A (knot)	w_T	t	η_H	η_0	η_R	η
5	3651,810	4098,552	4,455	0,109	0,109	1,000	0,715	0,990	0,708
6	5330,841	5969,587	5,364	0,106	0,107	0,999	0,710	0,990	0,702
7	6988,829	7808,748	6,279	0,103	0,105	0,998	0,704	0,990	0,695
8	10378,604	11576,803	7,200	0,100	0,104	0,996	0,690	0,990	0,680
9	13775,641	15340,358	8,127	0,097	0,102	0,994	0,667	0,990	0,657
10	19332,042	21480,047	9,065	0,094	0,100	0,993	0,652	0,990	0,641
11	24904,181	27640,601	10,010	0,090	0,099	0,990	0,637	0,990	0,624
12	30541,268	33822,002	10,968	0,086	0,097	0,988	0,632	0,990	0,618
13	35448,619	39213,074	11,921	0,083	0,096	0,986	0,633	0,990	0,618
14	39105,637	43210,649	12,880	0,080	0,095	0,984	0,642	0,990	0,625
15	41244,276	45573,786	13,845	0,077	0,095	0,980	0,655	0,990	0,636
16	42303,284	46692,367	14,816	0,074	0,094	0,978	0,670	0,990	0,649
17	42842,786	47287,844	15,793	0,071	0,094	0,975	0,685	0,990	0,661
18	43405,273	47855,869	16,758	0,069	0,093	0,974	0,697	0,990	0,672
19	44415,751	48969,957	17,746	0,066	0,093	0,971	0,706	0,990	0,679
20	46150,412	50882,483	18,720	0,064	0,093	0,969	0,711	0,990	0,682
21	48844,328	53852,621	19,698	0,062	0,093	0,967	0,715	0,990	0,684
22	51970,926	57299,809	20,680	0,060	0,093	0,965	0,717	0,990	0,685

Motorbotu 1,10 draftta takıntılı olarak, 21 knot hızda sevk edebilmek için gerekli olan minimum ana makina gücü % 100 MCR ve deniz veya servis payı (sea or service margin) olmaksızın 799 kW olarak hesaplanmıştır. Motorbotun hız aralığında (5-22 knot) pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü grafiği Şekil 7.9'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.14 : Pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü değerleri.

Vs (knot)	P_E (kW)	η	η_{tr}	P_D (kW)	P_{bmin} (kW)
5	9,396	0,708	0,965	13,274	13,755
6	16,458	0,702	0,965	23,440	24,290
7	25,172	0,695	0,965	36,197	37,510
8	42,714	0,680	0,965	62,773	65,050
9	63,777	0,657	0,965	97,121	100,643
10	99,433	0,641	0,965	155,158	160,786
11	140,894	0,624	0,965	225,650	233,834
12	188,487	0,618	0,965	304,921	315,981
13	237,002	0,618	0,965	383,631	397,545
14	281,568	0,625	0,965	450,352	466,686
15	318,190	0,636	0,965	500,453	518,604
16	348,136	0,649	0,965	536,441	555,897
17	374,635	0,661	0,965	566,462	587,007
18	401,906	0,672	0,965	597,859	619,543
19	434,135	0,679	0,965	639,623	662,822
20	474,851	0,682	0,965	696,180	721,430
21	527,710	0,684	0,965	770,992	798,955
22	588,236	0,685	0,965	858,851	890,001



Şekil 7.9 : P_D ve P_{bmin} grafiği.

7.7 Pervane Tasarımı

Pervane tasarımı için Wageningen B tipi pervane serisi tercih edilmiştir.

Motorbotun pervane tasarımı için bazı kabuller yapılmıştır. İlk olarak motorbotun minimum titreşim yapması için pervane kanat sayısı 5 olarak kabul edilmiştir. Gemi inşa sektöründe bu boyutlardaki ve hızlardaki motorbotlarda kullanılan ana makina devir sayısı genel olarak 2100-2300 rpm aralığında olduğu tespit edilmiştir. Bu sebepten ana makina devir sayısı 2100 rpm, devir düşürme oranı 2,55/1 olarak kabul edilmiştir.

Ana makina devir sayısı 2100 rpm, devir düşürme oranı 2,55/1 olduğu için pervane devir sayısı:

$$n = \frac{2100}{2,55} = 824 \text{ rpm}$$

olarak hesaplanmıştır.

Sevk deneyleri ile motorbotun takıntılı olarak servis hızında (21 knot) pervane ilerleme hızı (V_A) 19,698 knot, pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) 771 kW olarak hesaplanmıştır.

Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D), pervane devir sayısı (n) ve pervane ilerleme hızı (V_A) belli olduğu için optimum pervane çapı (D) ve pervane hatvesi (P) değerleri B_p-δ diyagramları kullanılarak hesaplanmıştır.

5 kanatlı pervane diyagramlarında kanat açınım oranı minimum kavitasyon olması için 105 olarak seçilerek Wageningen B 5-105 pervanesine ait B_p-δ diyagramı kullanılmıştır.

(4.23) denklemi ile güç katsayısı hesaplanmıştır.

$$B_p = 1.158 \text{ x } \frac{n \text{ x } \sqrt{P_D}}{{V_A}^{2,5}} = 15,39$$

Diyagramdan B_p değerinin 15 ve 20 olduğu yerlerde açık su pervane verimi (η_0), ilerleme katsayısı (δ) ve hatve/çap (P/D) oranı değerleri bulunarak interpolasyon ile B_p = 15,39 olduğu açık su pervane verimi, ilerleme katsayısı ve hatve/çap oranı hesaplanıp, Çizelge 7.15'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.15 : B_p-δ diyagramı değerleri.

B_P	η_0	δ	P/D
15	0,600	155	0,90
15,39	0,598	156,35	0,90
20	0,570	172,5	0,85

(4.26) denklemi ile pervane çapı hesaplanmıştır.

$$D = \frac{\delta}{3.2806} \text{ x } \frac{VA}{n} = 1{,}14 \text{ m}$$

ITTC'ye göre açık su pervane deneyleri sonuçları ile bulunan pervane çapı % 5 azaltıldığı için düzeltilmiş pervane çapı ($D_{düz}$) hesaplanmıştır.

$$D_{düz} = 1{,}14 \text{ x } 0{,}95 = 1{,}08 \text{ m}$$

(4.27) denklemi ile hatve hesaplanmıştır.

$$P = D_{düz} \text{ x } \frac{P}{D} = 0{,}97 \text{ m}$$

Pervane açık su diyagramlarından gerekli değerler hesaplandıktan sonra (4.28) denklemi kullanılarak Keller yöntemi ile kavitasyon kontrolü yapılmıştır.

Sevk deneylerinde motorbotun takıntılı olarak servis hızındaki itme değeri (T) 53852,621 N olarak belirlenmiştir.

Suyun 21 °C'de buharlaşma basıncı (P_V) Çizelge 4.1'den interpolasyon ile 2527,35 Pa olarak hesaplanmıştır. Pervane şaft ekseninin derinliği (h) 1,90 m olarak ölçülmüştür.

Yerel statik basınç (P_0) (4.29) denklemi ile hesaplanmıştır.

$$P_0 = Patm + \rho \text{ x } g \text{ x } h = 101325 + 1025 \text{ x } 9{,}81 \text{ x } 1{,}90 = 120430 \text{ Pa}$$

Uygulamada kullanılan motorbot ayna kıçlı ve kayıcı bir hızlı tekne olduğu için k_K değeri sıfır alınmıştır (Güner ve diğ, 1999). (4.28) denklemi ile tasarlanan pervanenin kanat açınım oranı hesaplanmıştır.

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1{,}3+0{,}3 \text{ x } Z) \text{ x } T}{(P_0 - P_V) \text{ x } D^2} + k_K = 1{,}05$$

B_p-δ diyagramından seçilen pervanenin kanat açınım oranı (105), tasarlanan pervanenin kanat açınım oranı (105) ile aynı olduğu için tasarlanan pervane kavitasyon yönünden uygun olup ana karakteristik özellikleri Çizelge 7.16'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.16 : Tasarlanan pervane ana karakteristik özellikleri.

Ana Karakteristik Adı	Özellik
Kanat Sayısı (Z)	5
Kanat Açınım Oranı (A_E/A_0)	105
Çap (D)	1,08 m
Hatve (P)	0,97 m
Açık Su Verimi (η_0)	0,598

7.8 Minimum Ana Makina Gücünün Belirlenmesi

Sevk deneyleri ile motorbotun takıntılı olarak servis hızında pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) 771 kW, minimum ana makina gücü (P_{bmin}) 799 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değerler sevk deneyleri esnasında kullanılan Teinbridge firmasına ait model pervanelerin açık su verimi kullanılarak ve deniz veya servis payı (sea or service margin) olmadan hesaplanan güçlerdir.

Teinbridge firmasına ait model pervanenin açık su verimi 0,66 olup, tasarlanan pervanenin açık su verimi ise 0,598 olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan pervanenin açık su verimi ile ve deniz veya servis payı (sea or service margin) eklenerek pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücünün revize edilmiştir.

(4.11) denklemi ile motorbotun servis hızındaki genel sevk verimi hesaplanmıştır. Denklemde tekne verimi ve rölatif dönme verimi değerleri sevk deneylerin kullanılan değerler olup, pervane açık verimi ise tasarlanan pervanenin açık su verimidir.

$$\eta = \eta_H \text{ x } \eta_0 \text{ x } \eta_R = 0{,}967 \text{ x } 0{,}598 \text{ x } 0{,}990 = 0{,}572$$

(3.2) denklemi ile tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç hesaplanmıştır.

$$P_D = \frac{P_E}{\eta} = \frac{527{,}710}{0{,}572} = 923 \text{ kW}$$

(3.4) denklemi ile tasarlanan pervaneye göre minimum ana makina gücü hesaplanmıştır.

$$P_{bmin} = \frac{P_D}{\eta_{tr}} = \frac{923}{0{,}965} = 956 \text{ kW}$$

(3.10) denklemi ile deniz veya servis payı (sea or service margin) % 10 alınarak minimum ana makina gücü hesaplanmıştır.

$$P_{bmin \text{ sea margin}} = 956 \text{ x } 1{,}10 = 1052 \text{ kW}$$

Teknik istekler gereği motorbotun % 100 MCR'da 21 knot servis hızını yapması için gerekli olan minimum toplam ana makina gücü 1052 kW'dır.

Motorbotta iki ana ana makina kullanılacağı için her bir ana makinanın minimum gücü 526 kW (705 HP) olması gerekir.

7.9 Elektrik Yük Analizi

Motorbotta kullanılacak bir adet, 220 V AC, 50 Hz, bir faz, deniz tipi dizel jeneratörün gücünü belirlemek için elektrik yük analizi yapılmıştır. Motorbotta kullanılacak 220 V AC elektrik yüklerinin sayıları, marka/model ve güçleri belirlenmiştir. Daha sonra sürekli ve aralıklı yükler tespit edilerek motorbotun seyir, manevra ve liman olmak üzere üç farklı operasyon durumu için elektrik yüklerinin analizi yapılarak Çizelge 7.17'de gösterilmiştir. Elektrik yük analizine göre motorbotun seyir operasyonu sırasında gerekli olan güç 15,727 kW, manevra operasyonu sırasında 14,527 kW ve liman sırasında 7,935 kW olarak hesaplanmıştır. Motorbot için gerekli olan minimum jeneratör gücünü belirlemek için elektrik yük analizi hesabına göre en yüksek güç olan seyir esnasındaki güç kullanılmıştır. Teknik istekler gereği minimum jeneratör gücünün elektrik yük analizi hesabına göre en az % 20 fazlası olması istenildiği için:

$$\text{Minimum Jeneratör Gücü} = 15{,}727 \text{ x } 1{,}2 = 18{,}871 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.17 : Elektrik yük analizi değerleri.

Operasyon Durumu					Seyir		Manevra		Liman	
Sıra No	Yükün Adı	Adet	Birim Güç (kW)	Toplam Güç (kW)	Div. Fak.	Güç (kW)	Div. Fak.	Güç (kW)	Div. Fak.	Güç (kW)
1	Kirli Yağ Pompası	1	0,250	0,250	0,00	0,000	0,00	0,000	1,00	0,250
2	Sintine Tankı Tahliye Pompası	1	0,550	0,550	0,00	0,000	0,00	0,000	1,00	0,550
3	Pis Su Tankı Tahliye Pompası	1	0,550	0,550	0,00	0,000	0,00	0,000	1,00	0,550
4	Yangın Pompası	1	2,200	2,200	1,00	2,200	1,00	2,200	1,00	2,200
5	Servis Redresörü	1	1,200	1,200	0,60	0,720	0,60	0,720	0,20	0,240
6	Acil Durum Redresörü	1	0,720	0,720	0,60	0,432	0,60	0,432	0,20	0,144
7	Seyir ve Haber. Sis. Redresörü	1	0,720	0,720	0,60	0,432	0,60	0,432	0,20	0,144
8	Ana Mak. Kont. Sis. Redresörü	1	1,200	1,200	0,60	0,720	0,60	0,720	0,20	0,240
9	Ana Klima Ünitesi	1	2,760	2,760	0,60	1,656	0,60	1,656	0,20	0,552
10	K. Ü.Sirkülasyon Pompası	1	0,115	0,115	0,30	0,035	0,30	0,035	0,10	0,012
11	K. Ü.Deniz Suyu Pompası	1	0,600	0,600	0,30	0,180	0,30	0,180	0,10	0,060
12	Köprü Üstü Fan Coil	1	0,160	0,160	0,60	0,096	0,60	0,096	0,20	0,032
13	Ofis Fan Coil	1	0,160	0,160	0,60	0,096	0,60	0,096	0,20	0,032
14	Din. Sal.-Mut. Fan Coil	1	0,160	0,160	0,60	0,096	0,60	0,096	0,20	0,032
15	Köprü Üstü Isıtıcı	1	0,900	0,600	0,50	0,300	0,50	0,300	0,20	0,120
16	Ofis Fan Isıtıcı	1	0,900	0,600	0,50	0,300	0,50	0,300	0,20	0,120
17	Dinlenme Salonu-Mutfak Isıtıcı	1	1,200	0,600	0,50	0,300	0,50	0,300	0,20	0,120
18	Yangın Alarm Sistemi	1	0,300	0,300	1,00	0,300	1,00	0,300	1,00	0,300
19	Köprü Üstü Cam Rezistans	1	2,900	2,900	0,50	1,450	0,50	1,450	0,20	0,580
20	Aydınlatma Armatürü	15	0,100	1,500	0,80	1,200	0,80	1,200	0,30	0,450
21	Priz	20	0,200	4,000	0,70	2,800	0,70	2,800	0,20	0,800
22	Elektrikli Ocak	1	2,500	2,500	0,60	1,500	0,30	0,750	0,10	0,250
23	Davlumbaz	1	0,500	0,500	0,60	0,300	0,30	0,150	0,10	0,050
24	Kettle	1	1,000	1,000	0,60	0,600	0,30	0,300	0,10	0,100
25	Şarjlı Elektrik Süpürgesi	1	0,035	0,035	0,40	0,014	0,40	0,014	0,20	0,007
	Toplam Güç (kW)		21,880	25,880	15,727		14,527		7,935	

7.10 Ana Makina ve Jeneratör Seçimi: AHP Uygulaması

Bir geminin inşa aşamasında bir çok problem birden fazla kriter ve alt kriterlerden oluşan ve birden fazla alternatifin olduğu çok kriterli karar verme probleminden oluşur. Bu problemlerin en önemlisi gemi için en uygun ana makina ve jeneratör seçimidir. Ana makina gemi sevkinin ana ekipmanı, jeneratör geminin elektrik enerjisi kaynağı ve ana makina geminin en pahalı donatım ekipmanı, jeneratör ise en pahalı ikinci donatım ekipmanı olduğu için ilk yatırım maliyetleri yüksektir.

Ayrıca, her iki ekipmanda geminin çalışma ömrü boyunca gerek bakım-onarım maliyeti, gerekse işletme maliyeti bakımından oldukça maliyetlidir. Bu sebeplerden dolayı inşa halindeki gemi için optimum ana makina ve jeneratörün seçilmesi gerekir. Her iki donatım ekipmanının tedarikçi seçimi için birden çok, kriter, alt kriter ve alternatif mevcuttur. Bu sebepten dolayı inşa halindeki bir gemi için ana makina ve jeneratör seçimi ÇKKV problemidir.

Bu çalışmada, ÇKKV yöntemlerinden biri olan AHP kullanılarak motorbot için en uygun ana makina ve jeneratör seçimi ticari etik açısından marka ve model belirtilmeden yapılmıştır. Öncelikle problem, amaç, kriterler, alt kriterler ve alternatifler belirlenerek hiyerarşik yapı oluşturulmuştur. Çalışmanın problemi motorbot ana makina ve jeneratör seçimi, amaç ise en uygun ana makinanın ve jeneratörün seçilmesidir. Kriterler ve alt kriterler yapılan literatür taraması, ve gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile, alternatifler ise kriterler ve alt kriterler doğrultusunda piyasa araştırması ile belirlenmiştir. Kriter ve alt kriter verileri markaların (alternatiflerin) internet sitelerinden ve firma yetkilileri ile görüşülerek sağlanmıştır. Kriter, alt kriterler ve alternatiflerin değerlendirilmesi gemi inşa sektöründe tecrübeli mühendisler yardımı ile yapılmıştır.

AHP analizi, Microsoft Office programlarından biri olan Excel ile yapılmıştır. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin kendi aralarında alternatiflerin ise alt kriterlere göre ikili matrisleri oluşturularak tutarlılık oranları hesaplanmış olup, tüm matrislerin tutarlı olduğu belirlenmiştir. Daha sonra alternatiflerin ağırlıklandırılması değerleri hesaplanarak en uygun ana makina alternatifi ve en uygun jeneratör alternatifi ticari etik açısından marka ve model belirtilmeden belirlenmiştir.

7.10.1 Ana makina seçimi

Motorbot için en uygun ana makina seçimi için teknik istekler, literatür araştırması ve sektörde tecrübeli mühendisler yardımı ile 4 ana kriter, 13 alt kriter, piyasa araştırması ile 5 alternatif belirlenmiştir.

Ana kriterler; teknik kriterler, operasyonel uygunluk kriterleri, maliyet kriterleri ve tedarikçi firma kriterleridir.

Tasarım aşamasında orta çıkan teknik kriterler; güç kriteri, ağırlık kriteri ve hacim kriteri olarak üç alt kritere ayrılmıştır.

- Güç Kriteri: Motorbotun model deneyleri ile yapılan hesaplardan deniz veya servis payı dahil % 100 MCR'da 21 knot hız yapabilmesi için gerekli olan minimum toplam ana makina gücü 1052 kW, minimum bir ana makina gücü 526 kW (705 HP) olarak belirlenmiştir.
- Ağırlık Kriteri: Motorbot gibi küçük deniz taşıtlarına eklenebilecek çok az ağırlıklar bile motorbotun performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Çalışmada kullanılan motorbot hızlı bir kayıcı tekne yapısında olmasından ve minimum 21 knot hız kriterinden dolayı performansının mümkün olduğunca yüksek olması gerekir. Bu sebepten dolayı mümkün olduğu kadar hafif tasarlanması için ana makinanın hafif seçilmesi gerekir.
- Hacim Kriteri: Ana makinanın makina dairesinde bulunması ve makina dairesinde ana makinadan başka büyük ekipmanlar (şanzuman, jeneratör, yakıt tankları vb.) olması nedeniyle ve makina dairesi hacminin (5600 x 3800 x 1600) mm olduğu göz önünde bulundurularak en küçük hacimli ana makina seçilmesi gerekir.

Motorbotun 6 beaufort (bofort) deniz ve hava şartları dahil, 7/24, İstanbul ve Çanakkale Boğazı'nda hizmet verecek olması ve hareket halindeki gemilere yanaşıp kalkması doğrultusunda belirlenen operasyonel uygunluk kriterleri; tepkime süresi kriteri, ana makinanın köprü üstü ve ana makina üzerinden kontrol edilebilmesi (LOP sistemi) kriteri ve yıllık çalışma saati kriteri olarak üç alt kritere ayrılmıştır.

- Tepkime Süresi Kriteri: Motorbotun hareketli gemilere yanaşıp kalkacak olmasından dolayı manevra kabiliyetinin yüksek olması için ana makina tepkime süresinin maksimum 3 saniye olması istenmektedir.

- LOP Kriteri: Motorbotun 6 beaufort (bofort) deniz ve hava şartları dahil ve İstanbul ve Çanakkale Boğazı gibi deniz trafiğinin çok yoğun olduğu bölgelerde çalışması esnasında istasyonlardan bir tanesinin arızalanması durumunda ana makinaların diğer istasyondan kontrol edilebilmesi için lokal kontrol istasyonu (LOP) sisteminin olması ve sistemin kullanım kolaylığı açısından mümkün olduğu kadar az elektronik ekipmandan oluşması istenmektedir.
- Yıllık Çalışma Saati Kriteri: Motorbotun 7/24 hizmet verecek olmasından dolayı ana makinaların yılda minimum 2000 saat çalışması istenmektedir.

Motorbotun en önemli maliyet donatım ekipmanı olan ana makina maliyet kriterleri; ilk yatırım maliyeti kriteri, işletme maliyeti kriteri, bakım maliyeti kriteri ve onarım maliyeti kriteri olarak dört alt kritere ayrılmıştır.

- İlk Yatırım Maliyeti Kriteri: Teknik istekler doğrultusunda en ucuz olan seçenek optimumdur.
- İşletme Maliyeti Kriteri: Ana makinanın bir saatlik yakıt tüketimi göz önünde alınarak en az yakıt tüketimi olan seçenek optimumdur.
- Bakım Maliyeti Kriteri: Ana makinanın 3000 saat bakımı göz önünde alınarak en ucuz olan seçenek optimumdur.
- Onarım Maliyeti Kriteri: Yetkili servis personelinin 1 adam x saat onarım maliyeti göz önünde alınarak en ucuz olan seçenek optimumdur.

Ana makinaların tedarik edileceği firma kriterleri; tedarik süresi kriteri, firmanın geniş servis ağı kriteri ve firma güvenilirliği kriteri olarak üç alt kritere ayrılmıştır.

- Tedarik Süresi Kriteri: Motorbotu zamanında teslim edilememesi durumunda sözleşme gereği yüklü bir maddi ceza yaptırımı olduğu için ana makinaların mümkün olduğu kadar kısa sürede teslim edilmesi gerekir.
- Geniş Servis Ağı Kriteri: Motorbotun İstanbul ve Çanakkale'de hizmet verecek olmasından dolayı bu bölgelerde yetkili servislerinin olması değerlendirilmiştir.
- Firma Güvenilirliği Kriteri: Tedarikçi firmanın daha önce yapılan projeler doğrultusunda referansları değerlendirilmiştir.

Gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile ana kriterler ve alt kriterler kendi aralarında önem sırasına dizilmiştir.

Ana kriterler kendi aralarında:

1) Teknik kriterler,
2) Operasyonel uygunluk kriterleri,
3) Maliyet kriterleri,
4) Tedarikçi firma kriterleri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Teknik kriterler kendi aralarında:

1) Güç kriteri,
2) Ağırlık kriteri,
3) Hacim kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Operasyonel uygunluk kriterleri kendi aralarında:

1) Tepkime süresi kriteri,
2) LOP sistemi kriteri,
3) Yıllık çalışma saati kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Maliyet kriterleri kendi aralarında:

1) İlk yatırım maliyeti kriteri,
2) İşletme maliyeti kriteri,
3) Bakım maliyeti kriteri,
4) Onarım maliyeti kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Tedarikçi firma kriterleri kendi aralarında:

1) Tedarik süresi kriteri,
2) Firmanın geniş servis ağı kriteri,
3) Firma güvenilirliği kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

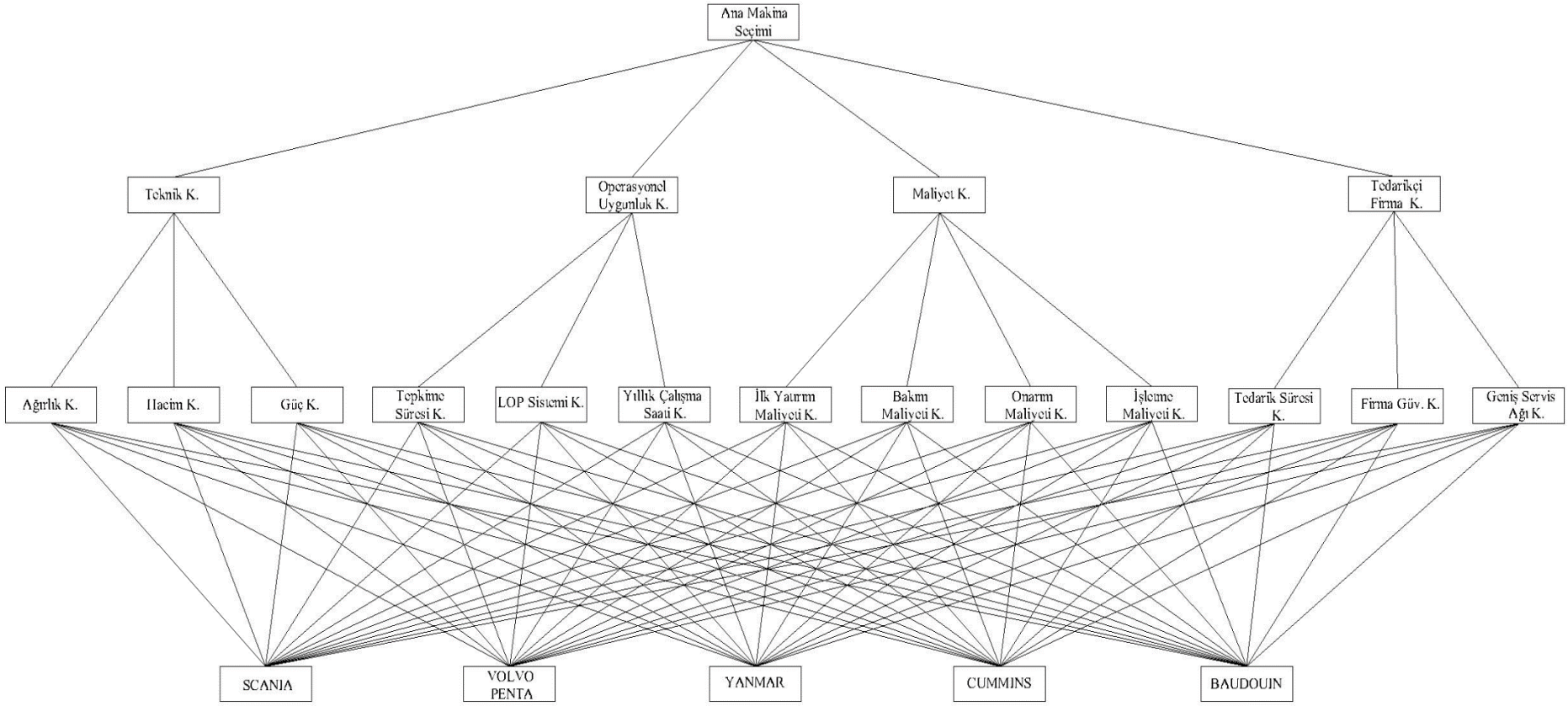
Kriter ve alt kriterler doğrultusunda yapılan piyasa araştırmasında motorbotta kullanılması muhtemel ana makina marka ve modelleri (alternatifler) Çizelge 7.18'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.18 : Ana makina marka ve modelleri (alternatifler).

Marka	Model
SCANIA	DI13 088M.
VOLVO PENTA	D13-700
YANMAR	6AYM-WET
CUMMINS	KTA19-M4
BAUDOUIN	6 M26.3

Bu çalışmada, motorbot için optimum ana makina seçimi yapılacağından, belirlenen ana makina alternatifleri ticari etik açısından karışık sıra ile Firma A, Firma B, Firma C, Firma D ve Firma E olarak isimlendirilmiştir.

Amaç, ana kriterler, alt kriterler ve alternatifler doğrultusunda hiyerarşik yapı oluşturularak Şekil 7.10'da gösterilmiştir.



Şekil 7.10 : Ana makina seçimi hiyerarşik yapısı.

7.10.1.1 Ana kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması

Ana kriterlerin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.19'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.19 : Ana kriterlerin ikili karşılaştırma matrisi.

Kriterler	Teknik Kriterler	Operasyonel Uygunluk Kriterleri	Maliyet Kriterleri	Tedarikçi Firma Kriterleri
Teknik Kriterler	1	2	6	9
Operasyonel Uygunluk Kriterleri	0,500	1	4	7
Maliyet Kriterleri	0,167	0,250	1	5
Tedarikçi Firma Kriterleri	0,111	0,143	0,200	1

İkili karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünerek, 4 adet sütun vektörü oluşturulmuş ve 4 adet sütun vektörü bir araya getirilerek normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi oluşturulmuştur. Ana kriterlerin normalize matrisi Çizelge 7.20'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.20 : Ana kriterlerin normalize matrisi.

Kriterler	Teknik Kriterler	Operasyonel Uygunluk Kriterleri	Maliyet Kriterleri	Tedarikçi Firma Kriterleri
Teknik Kriterler	0,56250	0,58947	0,53571	0,40909
Operasyonel Uygunluk Kriterleri	0,28125	0,29474	0,35714	0,31818
Maliyet Kriterleri	0,09375	0,07368	0,08929	0,22727
Tedarikçi Firma Kriterleri	0,06250	0,04211	0,01786	0,04545

Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak öncelik vektörü bulunmuştur. Ana kriterlerin öncelik vektörü Çizelge 7.21'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.21 : Ana kriterlerin öncelik vektörü.

Öncelik Vektörü (W)
0,52419
0,31283
0,12100
0,04198

Ana kriterlerin ikili karşılaştırma matrisi ile öncelik vektörü çarpılarak ağırlıklı toplam vektörü bulunmuştur. Ana kriterlerin ağırlıklı toplam vektörü Çizelge 7.22'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.22 : Ana kriterlerin ağırlıklı toplam vektörü.

Ağırlıklı Toplam Vektör (D)
2,25365
1,35277
0,49647
0,16911

Ağırlıklı toplam vektörü ile öncelik vektörünün karşılıklı olarak elemanları bölünerek toplamı hesaplanmıştır. Toplamın aritmetik ortalaması alınarak (6.12) denklemi ile maksimum özdeğer hesaplanmıştır.

$$\lambda_{max} = \frac{\sum_{i=1}^{n} E_i}{n} = 4{,}18879$$

Eleman sayısı (ana kriter sayısı) 4 alınarak (6.13) denklemi ile tutarlılık indeksi hesaplanmıştır.

$$Tİ = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0{,}06293$$

Ana kriter sayısı 4 olduğu için Çizelge 6.4'den random indeksi 0,90 olarak bulunmuştur.

(6.14) denklemi ile tutarlılık oranı hesaplanmıştır.

$$TO = \frac{Tİ}{Rİ} = 0{,}06992$$

Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

7.10.1.2 Alt kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması

Teknik kriterin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.23'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.23 : Teknik kriter alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Teknik Kriterler	Güç Kriteri	Ağırlık Kriteri	Hacim Kriteri
Güç Kriteri	1	3	5
Ağırlık Kriteri	0,33000	1	4
Hacim Kriteri	0,20000	0,25000	1

Karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünerek, 3 adet sütun vektörü oluşturulmuş ve 3 adet sütun vektörü bir araya getirilerek normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi oluşturulmuştur. Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak öncelik vektörü bulunmuştur. İkili karşılaştırma matrisi ile öncelik vektörü çarpılarak ağırlıklı toplam vektörü bulunmuştur. Ağırlıklı toplam vektörü ile öncelik vektörünün karşılıklı olarak

elemanları bölünerek toplamı ve toplamın aritmetik ortalaması alınarak (6.12) denklemi ile maksimum özdeğer hesaplanmıştır. Eleman sayısı (alt kriter sayısı) 3 alınarak (6.13) denklemi ile tutarlılık indeksi hesaplanmıştır. Eleman sayısı 3 olduğu için Çizelge 6.4'den random indeksi 0,58 olarak bulunmuştur. (6.14) denklemi ile tutarlılık oranı hesaplanmıştır. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır. Teknik kriterlerin alt kriterlerinin normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi, öncelik vektörü, ağırlıklı toplam vektörü, maksimum özdeğer, tutarlılık indeksi, random indeksi ve tutarlılık oranı Çizelge 7.24'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.24 : Teknik kriter alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Teknik Kriterler	Güç Kriteri	Ağırlık Kriteri	Hacim Kriteri	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
Güç Kriteri	0,65359	0,70588	0,50000	0,61983	1,95338	3,1515	λ_{mak} =	3,08425
Ağırlık Kriteri	0,21569	0,23529	0,40000	0,28366	0,87426	3,0821	Tİ =	0,04212
Hacim Kriteri	0,13072	0,05882	0,10000	0,09651	0,29139	3,0192	Rİ =	0,58
					Toplam=	9,25275	TO =	0,07263

Operasyonel uygunluk kriterinin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.25'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.25 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Operasyonel Uygunluk Kriterleri	Tepkime Süresi Kriteri	LOP Sistemi Kriteri	Yıllık Çalışma Saati Kriteri
Tepkime Süresi Kriteri	1	2	3
LOP Sistemi Kriteri	0,500	1	2
Yıllık Çalışma Saati Kriteri	0,333	0,500	1

Operasyonel uygunluk kriterinin alt kriterlerinin tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.26'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.26 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Operasyonel Uygunluk Kriterleri	Tepkime Süresi Kriteri	LOP Sistemi Kriteri	Yıllık Çalışma Saati Kriteri	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
Tepkime Süresi Kriteri	0,54545	0,57143	0,50000	0,53896	1,62482	3,01473	ʎmak =	3,00921
LOP Sistemi Kriteri	0,27273	0,28571	0,33333	0,29726	0,89430	3,0085	Tİ =	0,00460
Yıllık Çalışma Saati Kriteri	0,18182	0,14286	0,16667	0,16378	0,49206	3,00441	Rİ =	0,58000
					Toplam=	9,02763	TO =	0,00794

Maliyet kriterinin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.27'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.27 : Maliyet kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Maliyet Kriterleri	İlk Yatırım Maliyeti Kriterleri	İşletme Maliyeti Kriterleri	Bakım Maliyeti Kriterleri	Onarım Maliyeti Kriterleri
İlk Yatırım Maliyeti Kriterleri	1	3	6	9
İşletme Maliyeti Kriterleri	0,333	1	5	7
Bakım Maliyeti Kriterleri	0,167	0,200	1	4
Onarım Maliyeti Kriterleri	0,111	0,143	0,250	1

Maliyet kriterinin alt kriterlerinin tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.28'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.28 : Maliyet kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Maliyet Kriterleri	İlk Yatırım Maliyeti K.	İşletme Maliyeti K.	Bakım Maliyeti K.	Onarım Maliyeti K.	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
İlk Yatırım Maliyeti K.	0,62069	0,69079	0,48980	0,42857	0,55746	2,45612	4,40589	λmak =	4,23908
İşletme Maliyeti K.	0,20690	0,23026	0,40816	0,33333	0,29466	1,30480	4,42809	Tİ =	0,07969
Bakım Maliyeti K.	0,10345	0,04605	0,08163	0,19048	0,10540	0,42713	4,05240	Rİ =	0,9
Onarım Maliyeti K.	0,06897	0,03289	0,02041	0,04762	0,04247	0,17286	4,06993		
								TO =	0,08855
						Toplam=	16,95632		

Tedarikçi firma kriterinin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.29'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.29 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Tedarikçi Firma Kriterleri	Tedarik Süresi Kriteri	Geniş Servis Ağı Kriteri	Güvenilirlik Kriteri
Tedarik Süresi Kriteri	1	6	9
Geniş Servis Ağı Kriteri	0,167	1	4
Güvenilirlik Kriteri	0,111	0,250	1

Tedarikçi firma kriterinin alt kriterlerinin tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.30'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.30 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Tedarikçi Firma K.	Tedarik Süresi K.	Geniş Servis Ağı K.	Güvenilirlik K.	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
Tedarik Süresi K.	0,78261	0,82759	0,64286	0,75102	2,43778	3,24597	ʎmak =	3,11074
Geniş Servis Ağı K.	0,13043	0,13793	0,28571	0,18469	0,56702	3,07006	Tİ =	0,05537
Güvenilirlik K.	0,08696	0,03448	0,07143	0,06429	0,19391	3,01619	Rİ =	0,58
					Toplam=	9,33223	TO =	0,09547

7.10.1.3 Alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması

5 adet alternatifin her bir alt kritere göre önemini belirlemek için; ikili karşılaştırma matrisleri oluşturuldu, oluşturulan ikili karşılaştırma matrisleri normalize edildi, öncelik vektörü ve ağırlıklı toplam vektörü hesaplandı ve tutarlılık oranı kontrol edildi.

5 adet alternatifin güç alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.31'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.31 : Güç alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Güç Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	1	2	0,50000	4
FİRMA B	1	1	2	0,50000	4
FİRMA C	0,50000	0,50000	1	0,25000	3
FİRMA D	2	2	4	1	5
FİRMA E	0,25000	0,25000	0,33333	0,20000	1

Karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünerek, 5 adet sütun vektörü oluşturulmuş ve 5 adet sütun vektörü bir araya getirilerek normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi oluşturulmuştur. Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak öncelik vektörü bulunmuştur. İkili karşılaştırma matrisi ile öncelik vektörü çarpılarak ağırlıklı toplam vektörü bulunmuştur. Ağırlıklı toplam vektörü ile öncelik vektörünün karşılıklı olarak elemanları bölünerek toplamı ve toplamın aritmetik ortalaması alınarak (6.12) denklemi ile maksimum özdeğer hesaplanmıştır. Eleman sayısı (alternatif) 5 alınarak (6.13) denklemi ile tutarlılık indeksi hesaplanmıştır. Eleman sayısı 5 olduğu için Çizelge 6.4'den random indeksi 1,12 olarak bulunmuştur. (6.14) denklemi ile tutarlılık oranı hesaplanmıştır. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır. Alternatiflerin güç alt kriterine göre normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi, öncelik vektörü, ağırlıklı toplam vektörü, maksimum özdeğer, tutarlılık indeksi, random indeksi ve tutarlılık oranı Çizelge 7.32'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.32 : Güç alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Güç Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,21053	0,21053	0,21429	0,20408	0,23529	0,21494	1,09080	5,07484	ʎmak =	5,06285
FİRMA B	0,21053	0,21053	0,21429	0,20408	0,23529	0,21494	1,09080	5,07484		
FİRMA C	0,10526	0,10526	0,10714	0,10204	0,17647	0,11924	0,60169	5,04618	Tİ =	0,01571
FİRMA D	0,42105	0,42105	0,42857	0,40816	0,29412	0,39459	2,01274	5,10082	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,05263	0,05263	0,03571	0,08163	0,05882	0,05629	0,28242	5,01756	TO=	0,01403
							TOPLAM=	25,31424		

5 adet alternatifin ağırlık alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.33'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.33 : Ağırlık alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Ağırlık Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	2	9	7	6
FİRMA B	0,50000	1	8	5	4
FİRMA C	0,11111	0	1	0,50000	0,33333
FİRMA D	0,14286	0,20000	2	1	1
FİRMA E	0,16667	0,25000	3	1	1

Alternatiflerin ağırlık alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.34'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.34 : Ağırlık alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Ağırlık Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,52066	0,55944	0,39130	0,48276	0,48649	0,48813	2,50587	5,13362	λmak =	5,0678
FİRMA B	0,26033	0,27972	0,34783	0,34483	0,32432	0,31141	1,58904	5,10278		
									Tİ =	0,0169
FİRMA C	0,05785	0,03497	0,04348	0,03448	0,02703	0,03956	0,19860	5,02016		
FİRMA D	0,07438	0,05594	0,08696	0,06897	0,08108	0,07347	0,37204	5,06413	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,08678	0,06993	0,13043	0,06897	0,08108	0,08744	0,43879	5,01834		
									TO=	0,0151
							TOPLAM=	25,3390		

5 adet alternatifin hacim alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.35'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.35 : Hacim alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Hacim Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	1	4	4	3
FİRMA B	1	1	5	5	3
FİRMA C	0,25000	0,20000	1	1	0,50000
FİRMA D	0,25000	0,20000	1	1	0,50000
FİRMA E	0,33333	0,33333	2	2	1

Alternatiflerin hacim alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.36'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.36 : Hacim alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Hacim Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,35294	0,36585	0,30769	0,30769	0,37500	0,34184	1,72222	5,0381	λmak =	5,0199
FİRMA B	0,35294	0,36585	0,38462	0,38462	0,37500	0,37261	1,87332	5,0276		
FİRMA C	0,08824	0,07317	0,07692	0,07692	0,06250	0,07555	0,37831	5,0073	Tİ =	0,005
FİRMA D	0,08824	0,07317	0,07692	0,07692	0,06250	0,07555	0,37831	5,0073	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,11765	0,12195	0,15385	0,15385	0,12500	0,13446	0,67481	5,0187		
									TO=	0,0044
							TOPLAM=	25,0992		

5 adet alternatifin tepkime süresi alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.37'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.37 : Tepkime süresi alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Tepkime Süresi Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	2	0,25000	4	0,33333
FİRMA B	0,50000	1	0,20000	5	0,25000
FİRMA C	4	5	1	7	3
FİRMA D	0,25000	0,20000	0,14286	1	0,16667
FİRMA E	3	4	0,33333	6	1

Alternatiflerin tepkime süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.38'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.38 : Tepkime süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Tepkime Süresi Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,11429	0,16393	0,12979	0,17391	0,07018	0,13042	0,69754	5,348	λmak =	5,3297
FİRMA B	0,05714	0,08197	0,10383	0,21739	0,05263	0,10259	0,52414	5,108		
FİRMA C	0,45714	0,40984	0,51916	0,30435	0,63158	0,46441	2,56494	5,522	Tİ =	0,0824
FİRMA D	0,02857	0,01639	0,07417	0,04348	0,03509	0,03954	0,20285	5,130	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,34286	0,32787	0,17305	0,26087	0,21053	0,26304	1,45671	5,538		
							TOPLAM=	26,64	TO=	0,0736

5 adet alternatifin LOP alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.39'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.39 : LOP alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

LOP Alt Kriteri	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	2	0,33333	6	3
FİRMA B	0,50000	1	0,25000	5	2
FİRMA C	3	4	1	7	5
FİRMA D	0,16667	0,20000	0,14286	1	0,50000
FİRMA E	0,33333	0,50000	0,20000	2	1

Alternatiflerin LOP alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.40'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.40 : LOP alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

LOP Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,20000	0,25974	0,17305	0,28571	0,26087	0,23588	1,22505	5,1936	λmak =	5,133
FİRMA B	0,10000	0,12987	0,12979	0,23810	0,17391	0,15433	0,78423	5,0814		
FİRMA C	0,60000	0,51948	0,51916	0,33333	0,43478	0,48135	2,53834	5,2733	Tİ =	0,033
FİRMA D	0,03333	0,02597	0,07417	0,04762	0,04348	0,04491	0,22562	5,0233	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,06667	0,06494	0,10383	0,09524	0,08696	0,08353	0,42542	5,0932	TO=	0,029
							TOPLAM=	25,665		

5 adet alternatifin yıllık çalışma saati alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.41'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.41 : Yıllık çalışma saati alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Yıllık Çalışma Saati Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	0,50000	0,16667	0,33333	0,20000
FİRMA B	2	1	0,20000	0,50000	0,25000
FİRMA C	6	5	1	3	2
FİRMA D	3	2	0,33333	1	0,50000
FİRMA E	5	4	0,50000	2	1

Alternatiflerin yıllık çalışma saati alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.42'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.42 : Yıllık çalışma saati alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Yıllık Çalış. Saati Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,05882	0,04000	0,07576	0,04878	0,05063	0,05480	0,27528	5,0234	ʎmak =	5,054
FİRMA B	0,11765	0,08000	0,09091	0,07317	0,06329	0,08500	0,42617	5,0135		
FİRMA C	0,35294	0,40000	0,45455	0,43902	0,50633	0,43057	2,19582	5,0998	Tİ =	0,013
FİRMA D	0,17647	0,16000	0,15152	0,14634	0,12658	0,15218	0,76883	5,0520	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,29412	0,32000	0,22727	0,29268	0,25316	0,27745	1,41110	5,0860	TO=	0,012
							TOPLAM=	25,274		

5 adet alternatifin ilk yatırım maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi

inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.43'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.43 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

İlk Yatırım Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	2	5	0,50000	0,33333
FİRMA B	1	1	3	0,33333	0,25000
FİRMA C	0,20000	0,33333	1	0,16667	0,14286
FİRMA D	2	3	6	1	0,50000
FİRMA E	3	4	7	2	1

Alternatiflerin ilk yatırım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.44'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.44 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

İlk Yatırım Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,1492	0,1935	0,2272	0,1250	0,1497	0,1689	0,8574	5,0750	λmak =	5,085
FİRMA B	0,0746	0,0967	0,1363	0,0833	0,1123	0,1006	0,50739	5,0396	Tİ =	0,021
FİRMA C	0,0298	0,0322	0,0454	0,0416	0,0641	0,0426	0,21463	5,0289		
FİRMA D	0,2985	0,2903	0,2727	0,2500	0,2246	0,2672	1,37350	5,1397	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,4477	0,3871	0,3181	0,5000	0,4492	0,4204	2,16327	5,1451	TO=	0,019
							TOPLAM=	25,4285		

5 adet alternatifin işletme maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi

inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.45'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.45 : İşletme maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

İşletme Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	0,50000	0,20000	2	0,16667
FİRMA B	2	1	0,25000	3	0,20000
FİRMA C	5	4	1	6	0,25000
FİRMA D	0,5000	0,33333	0,16667	1	0,14286
FİRMA E	6	5	4	7	1

Alternatiflerin işletme maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.46'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.46 : İşletme maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

İşletme Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,06897	0,04615	0,03561	0,10526	0,09472	0,07014	0,35441	5,0527	λmak =	5,269
FİRMA B	0,13793	0,09231	0,04451	0,15789	0,11367	0,10926	0,55527	5,0819		
FİRMA C	0,34483	0,36923	0,17804	0,31579	0,14208	0,26999	1,45847	5,4018	Tİ =	0,067
FİRMA D	0,03448	0,03077	0,02967	0,05263	0,08119	0,04575	0,23436	5,1227	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,41379	0,46154	0,71217	0,36842	0,56834	0,50485	2,87224	5,6892	TO=	0,060
							TOPLAM=	26,348		

5 adet alternatifin bakım maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa

sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.47'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.47 : Bakım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Bakım Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	2	0,25000	0,16667	0,14286
FİRMA B	0,50000	1	0,20000	0,14286	0,12500
FİRMA C	4	5	1	0,20000	0,16667
FİRMA D	6	7	5	1	0,33333
FİRMA E	7	8	6	3	1

Alternatiflerin bakım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.48'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.48 : Bakım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Bakım Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,0540	0,0869	0,0200	0,0369	0,0808	0,05577	0,2816	5,0507	λmak =	5,4219
FİRMA B	0,0270	0,0434	0,0160	0,0316	0,0707	0,03779	0,1939	5,1312		
FİRMA C	0,2162	0,2173	0,0803	0,0443	0,0942	0,13051	0,6814	5,2216	Tİ =	0,1055
FİRMA D	0,3243	0,3043	0,4016	0,2217	0,1885	0,28812	1,7024	5,9088	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,3783	0,3478	0,4819	0,6652	0,5656	0,4878	2,8279	5,7972	TO=	0,0942
							TOPLAM=	27,1097		

5 adet alternatifin onarım maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi

inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.49'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.49 : Onarım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Onarım Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	1	4	0,33333	0,25000
FİRMA B	1	1	4	0,33333	0,25000
FİRMA C	0,25000	0,25000	1	0,16667	0,14286
FİRMA D	3	3	6	1	0,50000
FİRMA E	4	4	7	2	1

Alternatiflerin onarım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.50'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.50 : Onarım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Onarım Maliyeti Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,10811	0,10811	0,18182	0,08696	0,11667	0,12033	0,61133	5,0803	λmak =	5,1205
FİRMA B	0,10811	0,10811	0,18182	0,08696	0,11667	0,12033	0,61133	5,0803		
FİRMA C	0,02703	0,02703	0,04545	0,04348	0,06667	0,04193	0,21132	5,0398	Tİ =	0,0301
FİRMA D	0,32432	0,32432	0,27273	0,26087	0,23333	0,28312	1,47383	5,2057	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,43243	0,43243	0,31818	0,52174	0,46667	0,43429	2,25669	5,1962	TO=	0,0269
							TOPLAM=	25,602		

5 adet alternatifin tedarik süresi alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa

sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.51'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.51 : Tedarik süresi alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Tedarik Süresi Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	1	7	4	3
FİRMA B	1	1	7	4	3
FİRMA C	0,14286	0,14286	1	0,50000	0,33333
FİRMA D	0,25000	0,25000	2	1	0,50000
FİRMA E	0,33333	0,33333	3	2	1

Alternatiflerin tedarik süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.52'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.52 : Tedarik süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Tedarik Süresi Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,36681	0,36681	0,35000	0,34783	0,38298	0,36289	1,82796	5,0372	λmak =	5,023
FİRMA B	0,36681	0,36681	0,35000	0,34783	0,38298	0,36289	1,82796	5,0372		
FİRMA C	0,05240	0,05240	0,05000	0,04348	0,04255	0,04817	0,24168	5,0174	Tİ =	0,006
FİRMA D	0,09170	0,09170	0,10000	0,08696	0,06383	0,08684	0,43423	5,0004	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,12227	0,12227	0,15000	0,17391	0,12766	0,13922	0,69932	5,0230	TO=	0,005
							TOPLAM=	25,115		

5 adet alternatifin tedarikçi firmanın geniş servis ağı alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği

kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.53'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.53 : Geniş servis ağı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Geniş Servis Ağı Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	2	4	5	6
FİRMA B	0,50000	1	3	4	5
FİRMA C	0,25000	0,33333	1	3	4
FİRMA D	0,20000	0,25000	0,33333	1	2
FİRMA E	0,16667	0,20000	0,25000	0,50000	1

Alternatiflerin tedarikçi firmanın geniş servis ağı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.54'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.54 : Geniş servis ağı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Geniş Servis Ağı Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,47244	0,52863	0,46602	0,37037	0,33333	0,43416	2,30612	5,31168	λmak =	5,1832
FİRMA B	0,23622	0,26432	0,34951	0,29630	0,27778	0,28483	1,52320	5,34783		
FİRMA C	0,11811	0,08811	0,11650	0,22222	0,22222	0,15343	0,79033	5,15095	Tİ =	0,0458
FİRMA D	0,09449	0,06608	0,03883	0,07407	0,11111	0,07692	0,38743	5,03694	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,07874	0,05286	0,02913	0,03704	0,05556	0,05066	0,25681	5,06877		
							TOPLAM=	25,91616	TO=	0,0409

5 adet alternatifin tedarikçi firmanın güvenilirliği alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği

kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.55'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.55 : Güvenilirlik alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Tedarikçi Firma Güvenilirliği Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
FİRMA A	1	1	3	5	7
FİRMA B	1	1	3	5	7
FİRMA C	0,33333	0,33333	1	2	3
FİRMA D	0,20000	0,20000	0,50000	1	2
FİRMA E	0,14286	0,14286	0,33333	0,50000	1

Alternatiflerin tedarikçi firmanın güvenilirliği alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.56'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.56 : Güvenilirlik alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Ted. Firma Güv. Alt K.	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA A	0,37367	0,37367	0,38298	0,37037	0,35000	0,37014	1,86349	5,034	ʎmak =	5,0213
FİRMA B	0,37367	0,37367	0,38298	0,37037	0,35000	0,37014	1,86349	5,034		
FİRMA C	0,12456	0,12456	0,12766	0,14815	0,15000	0,13498	0,67850	5,026	Tİ =	0,0053
FİRMA D	0,07473	0,07473	0,06383	0,07407	0,10000	0,07747	0,38756	5,002	Rİ =	1,12
FİRMA E	0,05338	0,05338	0,04255	0,03704	0,05000	0,04727	0,23676	5,008	TO=	0,0048
							TOPLAM=	25,10		

7.10.1.4 Alternatiflerin ağırlıklandırılması ve sıralanması

Ana kriterin öncelik vektörü, alt kriterin (ilgili kriterin alt kriteri) öncelik vektörü ve alternatifin öncelik vektörü (ilgili alt kritere göre olan öncelik vektörü) çarpılarak alternatifin ana kritere bağlı olan alt kritere göre ağırlıklı değeri hesaplandı. Her bir alternatifin tüm alt kriterlere ait ağırlıklı değerleri toplanarak o alternatifin ağırlıklandırılma değeri hesaplandı. Alternatiflerin ağırlıklandırılması Çizelge 7.57'de gösterilmiştir.

Alternatiflerin ağırlıklandırılma değerleri büyükten küçüğe doğru sıralanarak tercih sıralamaları belirlendi. Sıralamada en yüksek değere sahip Firma A markasına ait ana makina modelinin en iyi alternatif, Firma C markasına ait ana makina modelinin ikinci alternatif, Firma B markasına ait ana makina modelinin üçüncü alternatif, Firma D markasına ait ana makina modelinin dördüncü alternatif ve Firma E markasına ait ana makina modelinin beşinci alternatif olduğu görüldü. Alternatiflerin sıralanması Çizelge 7.58'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.58 : Ana makina alternatiflerinin sıralanması.

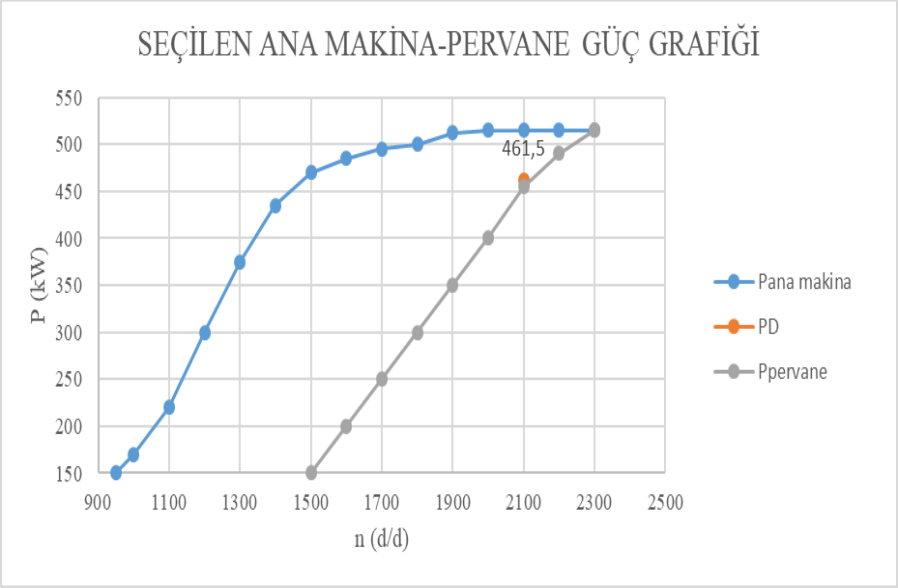
Alternatif	Puan	Sıralama
FİRMA A	0,23748	1
FİRMA B	0,19743	3
FİRMA C	0,21103	2
FİRMA D	0,18992	4
FİRMA E	0,16415	5

Çizelge 7.57 : Ana makina alternatiflerinin ağırlıklandırılması.

ANA KRİTERLER	ANA KRİTERLERİN ÖNCELİK VEKTÖRÜ	ALT KRİTERLER	ALT KRİTERLERİN ÖNCELİK VEKTÖRÜ	ALTERNATİFLERİN AĞIRLIKLARI					ALTERNATİFLERİN AĞIRLIKLANDIRILMASI				
				FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E	FİRMA A	FİRMA B	FİRMA C	FİRMA D	FİRMA E
TEK. K.	0,524	Güç K.	0,620	0,215	0,215	0,119	0,395	0,056	0,070	0,070	0,039	0,128	0,018
		Ağırlık K.	0,284	0,488	0,311	0,040	0,073	0,087	0,073	0,046	0,006	0,011	0,013
		Hacim K.	0,097	0,342	0,373	0,076	0,076	0,134	0,017	0,019	0,004	0,004	0,007
OP. UYG. K.	0,313	Tepkime Süresi K.	0,539	0,130	0,103	0,464	0,040	0,263	0,022	0,017	0,078	0,007	0,044
		LOP Sistemi K.	0,297	0,236	0,154	0,481	0,045	0,084	0,022	0,014	0,045	0,004	0,008
		Yıllık Çalışma Saati K.	0,164	0,055	0,085	0,431	0,152	0,277	0,003	0,004	0,022	0,008	0,014
MAL. K.	0,121	İlk Yatırım Maliyeti K.	0,557	0,169	0,101	0,043	0,267	0,420	0,011	0,007	0,003	0,018	0,028
		İşletme Maliyeti K.	0,295	0,070	0,109	0,270	0,046	0,505	0,003	0,004	0,010	0,002	0,018
		Bakım Maliyeti K.	0,105	0,056	0,038	0,131	0,288	0,488	0,001	0,000	0,002	0,004	0,006
		Onarım Maliyeti K.	0,042	0,120	0,120	0,042	0,283	0,434	0,001	0,001	0,000	0,001	0,002
TED. FİR. K.	0,042	Tedarik Süresi K.	0,751	0,363	0,363	0,048	0,087	0,139	0,011	0,011	0,002	0,003	0,004
		Geniş Servis Ağı K.	0,185	0,434	0,285	0,153	0,077	0,051	0,003	0,002	0,001	0,001	0,000
		Güvenilirlik K.	0,064	0,370	0,370	0,135	0,077	0,047	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000
							TOPLAM =		0,237	0,197	0,211	0,190	0,164

7.10.1.5 Seçilen ana makinanın tasarlanan pervane ile uyumu

Şekil 7.11'de AHP analizi ile belirlenen en uygun ana makinanın güç eğrisi ($P_{ana\ makina}$), ana makina optimum pervane güç eğrisi ($P_{pervane}$) ve tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) görülmektedir. Bu grafiğe göre ana makinanın 2100 rpm devir sayısında optimum pervane gücü 455 kW'dır. Tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) 461, 5 kW olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.2'ye göre, ana makinanın 2100 rpm devir sayısında optimum pervane güç değeri ile tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç değeri birbirine çok yakın olduğu için tasarlanan pervane seçilen ana makina ile uyumludur.



Şekil 7.11 : Seçilen ana makina-pervane güç grafiği.

7.10.2 Jeneratör seçimi

Motorbot için en uygun jeneratör seçimi için teknik istekler, literatür araştırması ve sektörde tecrübeli mühendisler yardımı ile 4 ana kriter, 13 alt kriter, piyasa araştırması ile 7 alternatif belirlenmiştir.

Ana kriterler; teknik kriterler, operasyonel uygunluk kriterleri, maliyet kriterleri ve tedarikçi firma kriterleridir.

Tasarım aşamasında orta çıkan teknik kriterler; güç kriteri, ağırlık kriteri ve hacim kriteri olarak üç alt kritere ayrılmıştır.

- Güç Kriteri: Motorbotun 220 V AC elektrik yük analizi sonucunda minimum jeneratör gücü 18,871 kW olarak hesaplanmıştır.
- Ağırlık Kriteri: Motorbot gibi küçük deniz taşıtlarına eklenebilecek çok az ağırlıklar bile motorbotun performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Çalışmada kullanılan motorbot hızlı bir kayıcı tekne yapısında olmasından ve minimum 21 knot hız kriterinden dolayı performansının mümkün olduğunca yüksek olması gerekir. Bu sebepten dolayı mümkün olduğu kadar hafif tasarlanması için jeneratörün hafif seçilmesi gerekir.
- Hacim Kriteri: Jeneratörün makina dairesinde bulunması ve makina dairesinde jeneratörden başka büyük ekipmanlar (ana makina, şanzuman, yakıt tankları vb.) olması nedeniyle ve makina dairesi hacminin (5600 x 3800 x 1600) mm olduğu göz önünde bulundurularak en küçük hacimli jeneratör seçilmesi gerekir.

  Motorbotun 6 beaufort (bofort) deniz ve hava şartları dahil, 7/24, İstanbul ve Çanakkale Boğazı'nda hizmet verecek olması ve hareket halindeki gemilere yanaşıp kalkması doğrultusunda belirlenen operasyonel uygunluk kriterleri; jeneratörün köprü üstü ve jeneratör üzerinden kontrol edilebilmesi (LOP sistemi) kriteri, arıza sıklık oranı kriteri ve ses yalıtımı kriteri olarak üç alt kritere ayrılmıştır.

- LOP Kriteri: Motorbotun 6 beaufort (bofort) deniz ve hava şartları dahil ve İstanbul ve Çanakkale Boğazı gibi deniz trafiğinin çok yoğun olduğu bölgelerde çalışması esnasında istasyonlardan bir tanesinin arızalanması durumunda jeneratörün diğer istasyondan kontrol edilebilmesi için lokal kontrol istasyonu (LOP) sisteminin olması istenmektedir.
- Arıza Sıklık Oranı Kriteri: Bir deniz aracının seyir yapabilmesi sevk sistemi (ana makina, şanzuman, şaft, pervane) ile sağlanır. Ancak seyir esnasında diğer ekipmanlarında (dümen sistemi, elektronik-navigasyon sistemi, pompalar, aydınlatma sistemi vb.) çalışması gerekir. Bu ekipmanların hemen hepsi elektrik enerjisi ile çalışmakta olup, elektrik enerjisi jeneratörden sağlanmaktadır. Bu sebepten dolayı jeneratörün çalışma oranının yüksek olması gerekir. Uygulamada kullanılan motorbot görev/devriye gemisi olarak 7/24 hizmet verebilmesi için jeneratörün arıza sıklık oranın düşük olması istenmektedir.

- Ses Yalıtımı Kriteri: Motorbotun 7/24 hizmet verecek olmasından dolayı personelin seyir esnasında jeneratör çalışırken sesten minimum etkilenmesi için jeneratörün ses yalıtımının olması (konteyner tip jeneratör) istenmektedir.

Motorbotun en önemli ikinci maliyet donatım ekipmanı olan jeneratör maliyet kriterleri; ilk yatırım maliyeti kriteri, işletme maliyeti kriteri, bakım maliyeti kriteri ve onarım maliyeti kriteri olarak dört alt kritere ayrılmıştır.

- İlk Yatırım Maliyeti Kriteri: Teknik istekler doğrultusunda en ucuz olan seçenek optimumdur.
- İşletme Maliyeti Kriteri: Jeneratörün % 100 yükte bir saatlik yakıt tüketimi göz önünde alınarak en az yakıt tüketimi olan seçenek optimumdur.
- Bakım Maliyeti Kriteri: Jeneratörün 3000 saat bakımı göz önünde alınarak en ucuz olan seçenek optimumdur.
- Onarım Maliyeti Kriteri: Yetkili servis personelinin 1 adam x saat onarım maliyeti göz önünde alınarak en ucuz olan seçenek optimumdur.

Jeneratörün tedarik edileceği firma kriterleri; tedarik süresi kriteri, firmanın geniş servis ağı kriteri ve firma güvenilirliği kriteri olarak üç alt kritere ayrılmıştır.

- Tedarik Süresi Kriteri: Motorbotu zamanında teslim edilememesi durumunda sözleşme gereği yüklü bir maddi ceza yaptırımı olduğu için jeneratörün mümkün olduğu kadar kısa sürede teslim edilmesi gerekir.
- Geniş Servis Ağı Kriteri: Motorbotun İstanbul ve Çanakkale'de hizmet verecek olmasından dolayı bu bölgelerde yetkili servislerinin olması değerlendirilmiştir.
- Firma Güvenilirliği Kriteri: Tedarikçi firmanın daha önce yapılan projeler doğrultusunda referansları değerlendirilmiştir.

Gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile ana kriterler ve alt kriterler kendi aralarında önem sırasına dizilmiştir.

Ana kriterler kendi aralarında:

1) Teknik kriterler,
2) Operasyonel uygunluk kriterleri,
3) Maliyet kriterleri,
4) Tedarikçi firma kriterleri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Teknik kriterler kendi aralarında:

1) Güç kriteri,
2) Ağırlık kriteri,
3) Hacim kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Operasyonel uygunluk kriterleri kendi aralarında:

1) LOP sistemi kriteri,
2) Arıza sıklık oranı kriteri,
3) Ses yalıtımı kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Maliyet kriterleri kendi aralarında:

1) İlk yatırım maliyeti kriteri,
2) İşletme maliyeti kriteri,
3) Bakım maliyeti kriteri,
4) Onarım maliyeti kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

Tedarikçi firma kriterleri kendi aralarında:

1) Tedarik süresi kriteri,
2) Firmanın geniş servis ağı kriteri,
3) Firma güvenilirliği kriteri

olarak önem sırasına dizilmiştir.

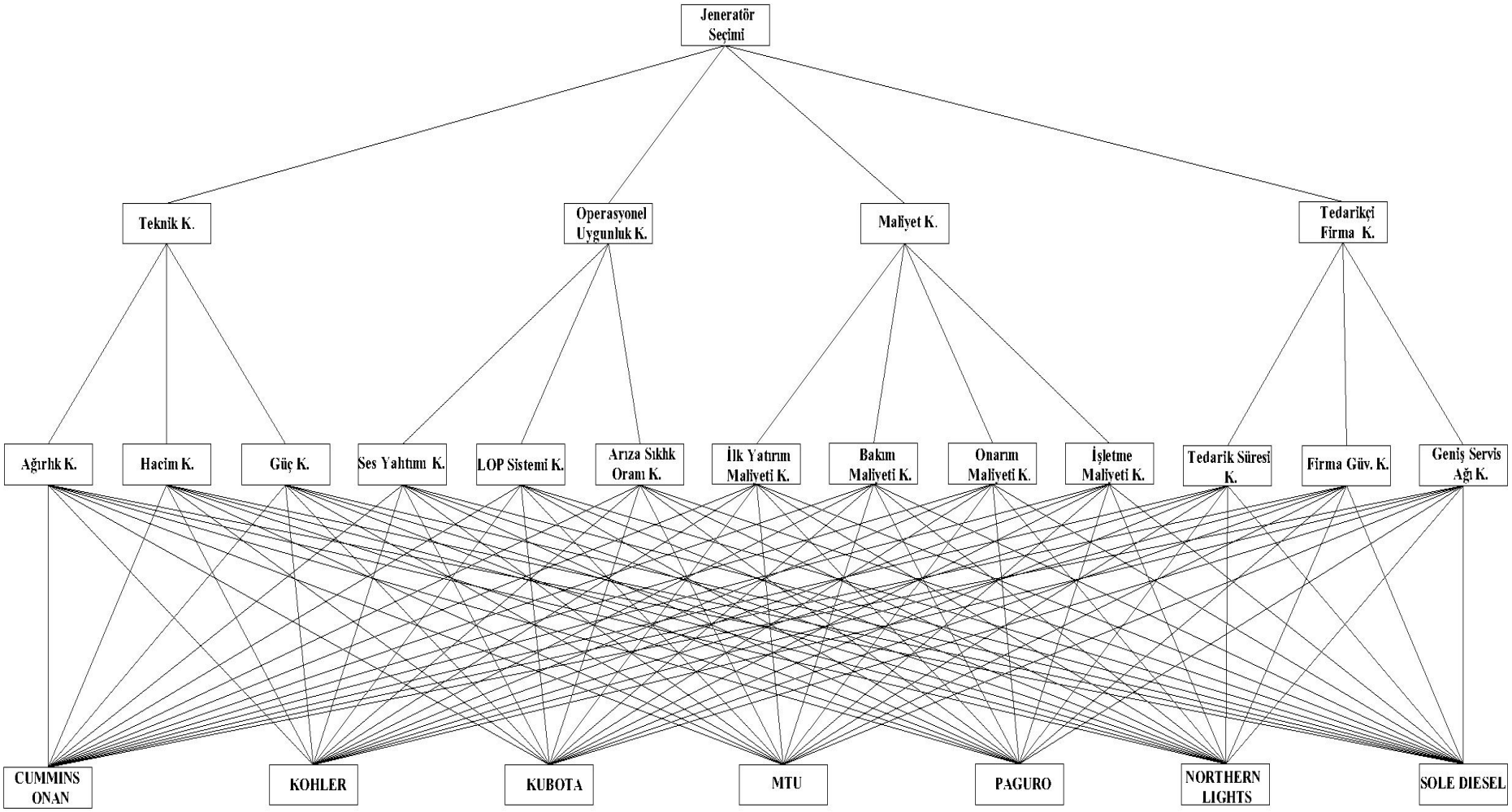
Kriter ve alt kriterler doğrultusunda yapılan piyasa araştırmasında motorbotta kullanılması muhtemel jeneratör marka ve modelleri (alternatifler) Çizelge 7.59'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.59 : Jeneratör marka ve modelleri (alternatifler).

Marka	Model
CUMMINS ONAN	19 MDKDV
KUBOTA	GJM22K
PAGURO	22 EK
MTU	3R0096 DS34
SOLE DIESEL	20 GS/GSC
NORTHERN LIGHTS	M864W3
KOHLER	20EFKOZD

Bu çalışmada, motorbot için optimum jeneratör seçimi yapılacağından, belirlenen jeneratör alternatifleri ticari etik açısından karışık sıra ile Firma F, Firma G, Firma H, Firma I, Firma J, Firma K ve Firma L olarak isimlendirilmiştir.

Amaç, ana kriterler, alt kriterler ve alternatifler doğrultusunda hiyerarşik yapı oluşturularak Şekil 7.12'de gösterilmiştir.



Şekil 7.12 : Jeneratör seçimi hiyerarşik yapısı.

7.10.2.1 Ana kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması

Ana kriterlerin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.60'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.60 : Ana kriterlerin ikili karşılaştırma matrisi.

Kriterler	Teknik Kriterler	Operasyonel Uygunluk Kriterleri	Maliyet Kriterleri	Tedarikçi Firma Kriterleri
Teknik Kriterler	1	2	6	9
Operasyonel Uygunluk Kriterleri	0,500	1	4	7
Maliyet Kriterleri	0,167	0,250	1	5
Tedarikçi Firma Kriterleri	0,111	0,143	0,200	1

İkili karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünerek, 4 adet sütun vektörü oluşturulmuş ve 4 adet sütun vektörü bir araya getirilerek normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi oluşturulmuştur. Ana kriterlerin normalize matrisi Çizelge 7.61'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.61 : Ana kriterlerin normalize matrisi.

Kriterler	Teknik Kriterler	Operasyonel Uygunluk Kriterleri	Maliyet Kriterleri	Tedarikçi Firma Kriterleri
Teknik Kriterler	0,56250	0,58947	0,53571	0,40909
Operasyonel Uygunluk Kriterleri	0,28125	0,29474	0,35714	0,31818
Maliyet Kriterleri	0,09375	0,07368	0,08929	0,22727
Tedarikçi Firma Kriterleri	0,06250	0,04211	0,01786	0,04545

Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak öncelik vektörü bulunmuştur. Ana kriterlerin öncelik vektörü Çizelge 7.62'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.62 : Ana kriterlerin öncelik vektörü.

Öncelik Vektörü (W)
0,52419
0,31283
0,12100
0,04198

Ana kriterlerin ikili karşılaştırma matrisi ile öncelik vektörü çarpılarak ağırlıklı toplam vektörü bulunmuştur. Ana kriterlerin ağırlıklı toplam vektörü Çizelge 7.63'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.63 : Ana kriterlerin ağırlıklı toplam vektörü.

Ağırlıklı Toplam Vektör (D)
2,25365
1,35277
0,49647
0,16911

Ağırlıklı toplam vektörü ile öncelik vektörünün karşılıklı olarak elemanları bölünerek toplamı hesaplanmıştır. Toplamın aritmetik ortalaması alınarak (6.12) denklemi ile maksimum özdeğer hesaplanmıştır.

$$\lambda_{max} = \frac{\sum_{i=1}^{n} E_i}{n} = 4{,}18879$$

Eleman sayısı (ana kriter sayısı) 4 alınarak (6.13) denklemi ile tutarlılık indeksi hesaplanmıştır.

$$Tİ = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0{,}06293$$

Ana kriter sayısı 4 olduğu için Çizelge 6.4'den random indeksi 0,90 olarak bulunmuştur.

(6.14) denklemi ile tutarlılık oranı hesaplanmıştır.

$$\text{TO} = \frac{\text{Tİ}}{\text{Rİ}} = 0{,}06992$$

Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

7.10.2.2 Alt kriterlerin ikili olarak karşılaştırılması

Teknik kriterin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.64'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.64 : Teknik kriter alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Teknik Kriterler	Güç Kriteri	Ağırlık Kriteri	Hacim Kriteri
Güç Kriteri	1	3	5
Ağırlık Kriteri	0,33000	1	4
Hacim Kriteri	0,20000	0,25000	1

Karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünerek, 3 adet sütun vektörü oluşturulmuş ve 3 adet sütun vektörü bir araya getirilerek normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi oluşturulmuştur. Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak öncelik vektörü bulunmuştur. İkili karşılaştırma matrisi ile öncelik vektörü çarpılarak ağırlıklı toplam vektörü bulunmuştur. Ağırlıklı toplam vektörü ile öncelik vektörünün karşılıklı olarak elemanları bölünerek toplamı ve toplamın aritmetik ortalaması alınarak (6.12) denklemi ile maksimum özdeğer hesaplanmıştır. Eleman sayısı (alt kriter sayısı) 3 alınarak (6.13) denklemi ile tutarlılık indeksi hesaplanmıştır. Eleman sayısı 3 olduğu için Çizelge 6.4'den random indeksi 0,58 olarak bulunmuştur. (6.14) denklemi ile tutarlılık oranı hesaplanmıştır. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır. Teknik kriterlerin alt kriterlerinin normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi, öncelik vektörü, ağırlıklı toplam vektörü, maksimum özdeğer, tutarlılık indeksi, random indeksi ve tutarlılık oranı Çizelge 7.65'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.65 : Teknik kriter alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Teknik Kriterler	Güç Kriteri	Ağırlık Kriteri	Hacim Kriteri	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
Güç Kriteri	0,65359	0,70588	0,50000	0,61983	1,95338	3,1515	λ_{mak} =	3,08425
Ağırlık Kriteri	0,21569	0,23529	0,40000	0,28366	0,87426	3,0821	Tİ =	0,04212
Hacim Kriteri	0,13072	0,05882	0,10000	0,09651	0,29139	3,0192	Rİ =	0,58
					Toplam=	9,25275	TO =	0,07263

Operasyonel uygunluk kriterinin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.66'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.66 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Operasyonel Uygunluk Kriterleri	LOP Sistemi Kriteri	Arıza Sıklık Oranı Kriteri	Ses Yalıtımı Kriteri
LOP Sistemi Kriteri	1	2	5
Arıza Sıklık Oranı Kriteri	0,500	1	3
Ses Yalıtımı Kriteri	0,200	0,333	1

Operasyonel uygunluk kriterinin alt kriterlerinin tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.67'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.67 : Op. uygunluk kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Operasyonel Uygunluk Kriterleri	LOP Sistemi Kriteri	Arıza Sıklık Oranı Kriteri	Ses Yalıtımı Kriteri	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
LOP Sistemi Kriteri	0,58824	0,60000	0,55556	0,58126	1,74749	3,00637	λmak =	3,00370
Arıza Sıklık Oranı Kriteri	0,29412	0,30000	0,33333	0,30915	0,92854	3,00352	Tİ =	0,00185
Ses Yalıtımı Kriteri	0,11765	0,10000	0,11111	0,10959	0,32889	3,00119	Rİ =	0,58000
					Toplam =	9,01109	TO =	0,00319

Maliyet kriterinin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.68'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.68 : Maliyet kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Maliyet Kriterleri	İlk Yatırım Maliyeti Kriterleri	İşletme Maliyeti Kriterleri	Bakım Maliyeti Kriterleri	Onarım Maliyeti Kriterleri
İlk Yatırım Maliyeti Kriterleri	1	3	6	9
İşletme Maliyeti Kriterleri	0,333	1	5	7
Bakım Maliyeti Kriterleri	0,167	0,200	1	4
Onarım Maliyeti Kriterleri	0,111	0,143	0,250	1

Maliyet kriterinin alt kriterlerinin tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.69'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.69 : Maliyet kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Maliyet K.	İlk Yatırım Maliyeti K.	İşletme Maliyeti K.	Bakım Maliyeti K.	Onarım Maliyeti K.	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
İlk Yatırım Maliyeti K.	0,62069	0,69079	0,48980	0,42857	0,55746	2,45612	4,40589	ʎmak =	4,23908
İşletme Maliyeti K.	0,20690	0,23026	0,40816	0,33333	0,29466	1,30480	4,42809	Tİ =	0,07969
Bakım Maliyeti K.	0,10345	0,04605	0,08163	0,19048	0,10540	0,42713	4,05240	Rİ =	0,9
Onarım Maliyeti K.	0,06897	0,03289	0,02041	0,04762	0,04247	0,17286	4,06993	TO =	0,08855
						Toplam=	16,95632		

Tedarikçi firma kriterinin alt kriterlerinin önem sıralamasına göre, Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa

sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.70'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.70 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri ikili karşılaştırma matrisi.

Tedarikçi Firma K.	Tedarik Süresi K.	Geniş Servis Ağı K.	Güvenilirlik K.
Tedarik Süresi K.	1	6	9
Geniş Servis Ağı K.	0,167	1	4
Güvenilirlik K.	0,111	0,250	1

Tedarikçi firma kriterinin alt kriterlerinin tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.71'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.71 : Tedarikçi firma kriteri alt kriterleri tutarlılık oranı hesabı.

Tedarikçi Firma K.	Tedarik Süresi K.	Geniş Servis Ağı K.	Güv. K.	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
Tedarik Süresi K.	0,78261	0,82759	0,64286	0,75102	2,43778	3,24597	λmak =	3,11074
Geniş Servis Ağı K.	0,13043	0,13793	0,28571	0,18469	0,56702	3,07006	Tİ =	0,05537
Güv. K.	0,08696	0,03448	0,07143	0,06429	0,19391	3,01619	Rİ =	0,58
					Toplam=	9,33223	TO =	0,09547

7.10.2.3 Alternatiflerin ikili olarak karşılaştırılması

7 adet alternatifin her bir alt kritere göre önemini belirlemek için; ikili karşılaştırma matrisleri oluşturuldu, oluşturulan ikili karşılaştırma matrisleri normalize edildi, öncelik vektörü ve ağırlıklı toplam vektörü hesaplandı ve tutarlılık oranı kontrol edildi.

7 adet alternatifin güç alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.72'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.72 : Güç alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Güç Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	3,000	2,000	7,000	3,000	2,000	2,000
FİRMA G	0,333	1,000	0,500	5,000	1,000	0,500	0,500
FİRMA H	0,500	2,000	1,000	6,000	2,000	1,000	1,000
FİRMA I	0,143	0,200	0,167	1,000	0,200	0,167	0,167
FİRMA J	0,333	1,000	0,500	5,000	1,000	0,500	0,500
FİRMA K	0,500	2,000	1,000	6,000	2,000	1,000	1,000
FİRMA L	0,500	2,000	1,000	6,000	2,000	1,000	1,000

Karşılaştırma matrisindeki her bir değer ait olduğu sütun toplamına bölünerek, 7 adet sütun vektörü oluşturulmuş ve 7 adet sütun vektörü bir araya getirilerek normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi oluşturulmuştur. Normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisinin her bir satırındaki değerlerin aritmetik ortalaması alınarak öncelik vektörü bulunmuştur. İkili karşılaştırma matrisi ile öncelik vektörü çarpılarak ağırlıklı toplam vektörü bulunmuştur. Ağırlıklı toplam vektörü ile öncelik vektörünün karşılıklı olarak elemanları bölünerek toplamı ve toplamın aritmetik ortalaması alınarak (6.12) denklemi ile maksimum özdeğer hesaplanmıştır. Eleman sayısı (alternatif) 7 alınarak (6.13) denklemi ile tutarlılık indeksi hesaplanmıştır. Eleman sayısı 7 olduğu için Çizelge 6.4'den random indeksi 1,32 olarak bulunmuştur. (6.14) denklemi ile tutarlılık oranı hesaplanmıştır. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır. Alternatiflerin güç alt kriterine göre normalize yapılmış ikili karşılaştırma matrisi, öncelik vektörü, ağırlıklı toplam vektörü, maksimum özdeğer, tutarlılık indeksi, random indeksi ve tutarlılık oranı Çizelge 7.73'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.73 : Güç alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Güç Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,302	0,268	0,324	0,194	0,268	0,324	0,324	0,286	2,037	7,109		
											λmak =	7,086
FİRMA G	0,101	0,089	0,081	0,139	0,089	0,081	0,081	0,094	0,667	7,064		
FİRMA H	0,151	0,179	0,162	0,167	0,179	0,162	0,162	0,166	1,180	7,111		
											Tİ =	0,014
FİRMA I	0,043	0,018	0,027	0,028	0,018	0,027	0,027	0,027	0,188	7,028		
FİRMA J	0,101	0,089	0,081	0,139	0,089	0,081	0,081	0,094	0,667	7,064		
											Rİ =	1,320
FİRMA K	0,151	0,179	0,162	0,167	0,179	0,162	0,162	0,166	1,180	7,111		
FİRMA L	0,151	0,179	0,162	0,167	0,179	0,162	0,162	0,166	1,180	7,111		
											TO =	0,011
									TOPLAM=	49,599		

7 adet alternatifin ağırlık alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.74'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.74 : Ağırlık alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Ağırlık Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	0,500	1,000	8,000	5,000	5,000	3,000
FİRMA G	2,000	1,000	2,000	9,000	6,000	6,000	4,000
FİRMA H	1,000	0,500	1,000	8,000	5,000	5,000	3,000
FİRMA I	0,125	0,111	0,125	1,000	0,167	0,167	0,143
FİRMA J	0,200	0,167	0,200	6,000	1,000	1,000	0,250
FİRMA K	0,200	0,167	0,200	6,000	1,000	1,000	0,250
FİRMA L	0,333	0,250	0,333	7,000	4,000	4,000	1,000

Alternatiflerin ağırlık alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.75'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.75 : Ağırlık alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Ağırlık Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,206	0,186	0,206	0,178	0,226	0,226	0,258	0,212	1,662	7,841	λmak =	7,537
FİRMA G	0,412	0,371	0,412	0,200	0,271	0,271	0,344	0,326	2,499	7,675		
FİRMA H	0,206	0,186	0,206	0,178	0,226	0,226	0,258	0,212	1,662	7,841		
FİRMA I	0,026	0,041	0,026	0,022	0,008	0,008	0,012	0,020	0,145	7,137	Tİ =	0,090
FİRMA J	0,041	0,062	0,041	0,133	0,045	0,045	0,021	0,056	0,402	7,228		
FİRMA K	0,041	0,062	0,041	0,133	0,045	0,045	0,021	0,056	0,402	7,228	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,069	0,093	0,069	0,156	0,180	0,180	0,086	0,119	0,929	7,810		
									TOPLAM=	52,760	TO =	0,068

7 adet alternatifin hacim alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.76'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.76 : Hacim alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Hacim Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	1,000	4,000	8,000	2,000	4,000	8,000
FİRMA G	1,000	1,000	4,000	8,000	2,000	4,000	8,000
FİRMA H	0,250	0,250	1,000	6,000	0,333	1,000	6,000
FİRMA I	0,125	0,125	0,167	1,000	0,143	0,167	1,000
FİRMA J	0,500	0,500	3,000	7,000	1,000	3,000	7,000
FİRMA K	0,250	0,250	1,000	6,000	0,333	1,000	6,000
FİRMA L	0,125	0,125	0,167	1,000	0,143	0,167	1,000

Alternatiflerin hacim alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.77'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.77 : Hacim alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Hacim Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,308	0,308	0,300	0,216	0,336	0,300	0,216	0,283	2,133	7,525	λmak =	7,322
FİRMA G	0,308	0,308	0,300	0,216	0,336	0,300	0,216	0,283	2,133	7,525		
FİRMA H	0,077	0,077	0,075	0,162	0,056	0,075	0,162	0,098	0,708	7,242	Tİ =	0,054
FİRMA I	0,038	0,038	0,013	0,027	0,024	0,013	0,027	0,026	0,181	7,058		
FİRMA J	0,154	0,154	0,225	0,189	0,168	0,225	0,189	0,186	1,416	7,601	Rİ =	1,32
FİRMA K	0,077	0,077	0,075	0,162	0,056	0,075	0,162	0,098	0,708	7,242		
FİRMA L	0,038	0,038	0,013	0,027	0,024	0,013	0,027	0,026	0,181	7,058	TO =	0,041
									TOPLAM=	51,251		

7 adet alternatifin LOP alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.78'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.78 : LOP alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

LOP Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	3,000	6,000	1,000	5,000	2,000	3,000
FİRMA G	0,333	1,000	4,000	0,333	3,000	0,500	1,000
FİRMA H	0,167	0,250	1,000	0,167	0,500	0,200	0,250
FİRMA I	1,000	3,000	6,000	1,000	5,000	2,000	3,000
FİRMA J	0,200	0,333	2,000	0,200	1,000	0,250	0,333
FİRMA K	0,500	2,000	5,000	0,500	4,000	1,000	2,000
FİRMA L	0,333	1,000	4,000	0,333	3,000	0,500	1,000

Alternatiflerin LOP alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.79'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.79 : LOP alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

LOP Alt Kriteri	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,283	0,283	0,214	0,283	0,233	0,310	0,283	0,270	1,946	7,207	λmak =	7,134
FİRMA G	0,094	0,094	0,143	0,094	0,140	0,078	0,094	0,105	0,750	7,118		
FİRMA H	0,047	0,024	0,036	0,047	0,023	0,031	0,024	0,033	0,233	7,052		
FİRMA I	0,283	0,283	0,214	0,283	0,233	0,310	0,283	0,270	1,946	7,207	Tİ =	0,022
FİRMA J	0,057	0,031	0,071	0,057	0,047	0,039	0,031	0,048	0,334	7,026		
FİRMA K	0,142	0,189	0,179	0,142	0,186	0,155	0,189	0,169	1,216	7,208	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,094	0,094	0,143	0,094	0,140	0,078	0,094	0,105	0,750	7,118		
									TOPLAM=	49,936	TO =	0,017

7 adet alternatifin arıza sıklık oranı alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.80'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.80 : Arıza sıklık oranı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Arıza Sıklık Oranı Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	3,000	8,000	2,000	7,000	5,000	4,000
FİRMA G	0,333	1,000	6,000	0,500	5,000	3,000	2,000
FİRMA H	0,125	0,167	1,000	0,143	0,500	0,250	0,200
FİRMA I	0,500	2,000	7,000	1,000	6,000	4,000	3,000
FİRMA J	0,143	0,200	2,000	0,167	1,000	0,333	0,250
FİRMA K	0,200	0,333	4,000	0,250	3,000	1,000	0,500
FİRMA L	0,250	0,500	5,000	0,333	4,000	2,000	1,000

Alternatiflerin arıza sıklık oranı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.81'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.81 : Arıza sıklık oranı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Arıza Sıklık Oranı Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,392	0,417	0,242	0,455	0,264	0,321	0,365	0,351	2,604	7,421	λmak =	7,256
FİRMA G	0,131	0,139	0,182	0,114	0,189	0,193	0,183	0,161	1,192	7,389		
FİRMA H	0,049	0,023	0,030	0,033	0,019	0,016	0,018	0,027	0,191	7,116	Tİ =	0,043
FİRMA I	0,196	0,278	0,212	0,228	0,226	0,257	0,274	0,239	1,780	7,458		
FİRMA J	0,056	0,028	0,061	0,038	0,038	0,021	0,023	0,038	0,266	7,047		
FİRMA K	0,078	0,046	0,121	0,057	0,113	0,064	0,046	0,075	0,534	7,111	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,098	0,069	0,152	0,076	0,151	0,128	0,091	0,109	0,793	7,251	TO =	0,032
									TOPLAM=	50,793		

7 adet alternatifin ses yalıtımı alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.82'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.82 : Ses yalıtımı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Ses Yalıtımı Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	3,000	0,500	9,000	5,000	2,000	4,000
FİRMA G	0,333	1,000	0,250	9,000	3,000	0,500	2,000
FİRMA H	2,000	4,000	1,000	9,000	6,000	3,000	5,000
FİRMA I	0,111	0,111	0,111	1,000	0,111	0,111	0,111
FİRMA J	0,200	0,333	0,167	9,000	1,000	0,250	0,500
FİRMA K	0,500	2,000	0,333	9,000	4,000	1,000	3,000
FİRMA L	0,250	0,500	0,200	9,000	2,000	0,333	1,000

Alternatiflerin ses yalıtımı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.83'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.83 : Ses yalıtımı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Ses Yalıtımı Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,228	0,274	0,195	0,164	0,237	0,278	0,256	0,233	1,824	7,828	λmak =	7,590
FİRMA G	0,076	0,091	0,098	0,164	0,142	0,069	0,128	0,110	0,849	7,739		
FİRMA H	0,455	0,365	0,390	0,164	0,284	0,417	0,320	0,342	2,636	7,699		
FİRMA I	0,025	0,010	0,043	0,018	0,005	0,015	0,007	0,018	0,127	7,120	Tİ =	0,098
FİRMA J	0,046	0,030	0,065	0,164	0,047	0,035	0,032	0,060	0,439	7,345		
FİRMA K	0,114	0,183	0,130	0,164	0,189	0,139	0,192	0,159	1,244	7,839	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,057	0,046	0,078	0,164	0,095	0,046	0,064	0,078	0,593	7,557		
									TOPLAM=	53,128	TO =	0,074

7 adet alternatifin ilk yatırım maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.84'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.84 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

İlk Yatırım Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	1,000	2,000	7,000	0,500	5,000	4,000
FİRMA G	1,000	1,000	2,000	7,000	0,500	5,000	4,000
FİRMA H	0,500	0,500	1,000	6,000	0,333	4,000	3,000
FİRMA I	0,143	0,143	0,167	1,000	0,125	0,500	0,200
FİRMA J	2,000	2,000	3,000	8,000	1,000	6,000	5,000
FİRMA K	0,200	0,200	0,250	2,000	0,167	1,000	0,500
FİRMA L	0,250	0,250	0,333	5,000	0,200	2,000	1,000

Alternatiflerin ilk yatırım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.85'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.85 : İlk yatırım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

İlk Yatırım Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,196	0,196	0,229	0,194	0,177	0,213	0,226	0,204	1,504	7,353	λmak =	7,221
FİRMA G	0,196	0,196	0,229	0,194	0,177	0,213	0,226	0,204	1,504	7,353		
FİRMA H	0,098	0,098	0,114	0,167	0,118	0,170	0,169	0,134	0,975	7,299		
FİRMA I	0,028	0,028	0,019	0,028	0,044	0,021	0,011	0,026	0,181	7,058	Tİ =	0,037
FİRMA J	0,393	0,393	0,343	0,222	0,354	0,255	0,282	0,320	2,343	7,316		
FİRMA K	0,039	0,039	0,029	0,056	0,059	0,043	0,028	0,042	0,297	7,098	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,049	0,049	0,038	0,139	0,071	0,085	0,056	0,070	0,492	7,070		
											TO =	0,028
									TOPLAM=	50,545		

7 adet alternatifin işletme maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.86'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.86 : İşletme maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

İşletme Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	0,333	3,000	5,000	1,000	2,000	0,500
FİRMA G	3,000	1,000	5,000	7,000	3,000	4,000	2,000
FİRMA H	0,333	0,200	1,000	3,000	0,333	0,500	0,250
FİRMA I	0,200	0,143	0,333	1,000	0,200	0,250	0,167
FİRMA J	1,000	0,333	3,000	5,000	1,000	2,000	0,500
FİRMA K	0,500	0,250	2,000	4,000	0,500	1,000	0,333
FİRMA L	2,000	0,500	4,000	6,000	2,000	3,000	1,000

Alternatiflerin işletme maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.87'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.87 : İşletme maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

İşletme Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,124	0,121	0,164	0,161	0,124	0,157	0,105	0,137	0,985	7,207	λmak =	7,170
FİRMA G	0,373	0,362	0,273	0,226	0,373	0,314	0,421	0,335	2,429	7,259		
FİRMA H	0,041	0,072	0,055	0,097	0,041	0,039	0,053	0,057	0,401	7,050	Tİ =	0,028
FİRMA I	0,025	0,052	0,018	0,032	0,025	0,020	0,035	0,030	0,209	7,080		
FİRMA J	0,124	0,121	0,164	0,161	0,124	0,157	0,105	0,137	0,985	7,207	Rİ =	1,320
FİRMA K	0,062	0,091	0,109	0,129	0,062	0,078	0,070	0,086	0,612	7,113		
FİRMA L	0,249	0,181	0,218	0,194	0,249	0,235	0,211	0,220	1,596	7,272	TO =	0,021
									TOPLAM=	50,188		

7 adet alternatifin bakım maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.88'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.88 : Bakım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Bakım Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	1,000	0,500	8,000	2,000	6,000	4,000
FİRMA G	1,000	1,000	0,500	8,000	2,000	6,000	4,000
FİRMA H	2,000	2,000	1,000	9,000	3,000	7,000	5,000
FİRMA I	0,125	0,125	0,111	1,000	0,143	0,333	0,200
FİRMA J	0,500	0,500	0,333	7,000	1,000	5,000	3,000
FİRMA K	0,167	0,167	0,143	3,000	0,200	1,000	0,333
FİRMA L	0,250	0,250	0,200	5,000	0,333	3,000	1,000

Alternatiflerin bakım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.89'da gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.89 : Bakım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Bakım Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,198	0,198	0,179	0,195	0,231	0,212	0,228	0,206	1,532	7,438	λmak =	7,281
FİRMA G	0,198	0,198	0,179	0,195	0,231	0,212	0,228	0,206	1,532	7,438		
FİRMA H	0,397	0,397	0,359	0,220	0,346	0,247	0,285	0,321	2,371	7,378		
FİRMA I	0,025	0,025	0,040	0,024	0,016	0,012	0,011	0,022	0,155	7,088	Tİ =	0,047
FİRMA J	0,099	0,099	0,120	0,171	0,115	0,176	0,171	0,136	1,006	7,398		
FİRMA K	0,033	0,033	0,051	0,073	0,023	0,035	0,019	0,038	0,269	7,037	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,050	0,050	0,072	0,122	0,038	0,106	0,057	0,071	0,508	7,190		
									TOPLAM=	50,968	TO =	0,036

7 adet alternatifin onarım maliyeti alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.90'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.90 : Onarım maliyeti alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Onarım Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	0,500	0,200	3,000	0,250	2,000	0,333
FİRMA G	2,000	1,000	0,250	4,000	0,333	3,000	0,500
FİRMA H	5,000	4,000	1,000	7,000	2,000	6,000	3,000
FİRMA I	0,333	0,250	0,143	1,000	0,167	0,500	0,200
FİRMA J	4,000	3,000	0,500	6,000	1,000	5,000	2,000
FİRMA K	0,500	0,333	0,167	2,000	0,200	1,000	0,250
FİRMA L	3,000	2,000	0,333	5,000	0,500	4,000	1,000

Alternatiflerin onarım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.91'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.91 : Onarım maliyeti alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Onarım Maliyeti Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,063	0,045	0,077	0,107	0,056	0,093	0,046	0,070	0,493	7,073	λmak =	7,197
FİRMA G	0,126	0,090	0,096	0,143	0,075	0,140	0,069	0,106	0,757	7,169		
FİRMA H	0,316	0,361	0,386	0,250	0,449	0,279	0,412	0,350	2,572	7,341		
FİRMA I	0,021	0,023	0,055	0,036	0,037	0,023	0,027	0,032	0,226	7,105	Tİ =	0,033
FİRMA J	0,253	0,271	0,193	0,214	0,225	0,233	0,275	0,237	1,747	7,359		
FİRMA K	0,032	0,030	0,064	0,071	0,045	0,047	0,034	0,046	0,325	7,049	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,189	0,180	0,129	0,179	0,112	0,186	0,137	0,159	1,158	7,286		
									TOPLAM=	50,381	TO =	0,025

7 adet alternatifin tedarik süresi alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.92'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.92 : Tedarik süresi alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Tedarik Süresi Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,00	5,00	4,00	7,00	2,00	3,00	6,00
FİRMA G	0,20	1,00	0,50	3,00	0,25	0,33	2,00
FİRMA H	0,25	2,00	1,00	4,00	0,33	0,50	3,00
FİRMA I	0,14	0,33	0,25	1,00	0,17	0,20	0,50
FİRMA J	0,50	4,00	3,00	6,00	1,00	2,00	5,00
FİRMA K	0,33	3,00	2,00	5,00	0,50	1,00	4,00
FİRMA L	0,17	0,50	0,33	2,00	0,20	0,25	1,00

Alternatiflerin tedarik süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.93'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.93 : Tedarik süresi alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Tedarik Süresi Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,386	0,316	0,361	0,250	0,449	0,412	0,279	0,350	2,572	7,341	λmak =	7,197
FİRMA G	0,077	0,063	0,045	0,107	0,056	0,046	0,093	0,070	0,493	7,073		
FİRMA H	0,096	0,126	0,090	0,143	0,075	0,069	0,140	0,106	0,757	7,169		
FİRMA I	0,055	0,021	0,023	0,036	0,037	0,027	0,023	0,032	0,226	7,105	Tİ =	0,033
FİRMA J	0,193	0,253	0,271	0,214	0,225	0,275	0,233	0,237	1,747	7,359		
FİRMA K	0,129	0,189	0,180	0,179	0,112	0,137	0,186	0,159	1,158	7,286	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,064	0,032	0,030	0,071	0,045	0,034	0,047	0,046	0,325	7,049		
									TOPLAM=	50,381	TO =	0,025

7 adet alternatifin tedarikçi firmanın geniş servis ağı alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.94'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.94 : Geniş servis ağı alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Geniş Servis Ağı Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	2,000	9,000	7,000	8,000	4,000	3,000
FİRMA G	0,500	1,000	8,000	6,000	7,000	3,000	2,000
FİRMA H	0,111	0,125	1,000	0,333	0,500	0,167	0,143
FİRMA I	0,143	0,167	3,000	1,000	2,000	0,250	0,200
FİRMA J	0,125	0,143	2,000	0,500	1,000	0,200	0,167
FİRMA K	0,250	0,333	6,000	4,000	5,000	1,000	0,500
FİRMA L	0,333	0,500	7,000	5,000	6,000	2,000	1,000

Alternatiflerin tedarikçi firmanın geniş servis ağı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.95'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.95 : Geniş servis ağı alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Geniş Servis Ağı Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,406	0,469	0,250	0,294	0,271	0,377	0,428	0,356	2,673	7,503	λmak =	7,296
FİRMA G	0,203	0,234	0,222	0,252	0,237	0,283	0,285	0,245	1,852	7,551		
FİRMA H	0,045	0,029	0,028	0,014	0,017	0,016	0,020	0,024	0,172	7,124		
FİRMA I	0,058	0,039	0,083	0,042	0,068	0,024	0,029	0,049	0,345	7,063	Tİ =	0,049
FİRMA J	0,051	0,033	0,056	0,021	0,034	0,019	0,024	0,034	0,239	7,047		
FİRMA K	0,102	0,078	0,167	0,168	0,169	0,094	0,071	0,121	0,887	7,315	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,135	0,117	0,194	0,210	0,203	0,188	0,143	0,170	1,271	7,470		
									TOPLAM=	51,073	TO =	0,037

7 adet alternatifin tedarikçi firmanın güvenilirliği alt kriterine göre önemi belirlemek için Thomas L. Saaty tarafından belirlenen Çizelge 6.3'deki 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile puanlama yapılmış ve ikili karşılaştırma matrisi oluşturularak Çizelge 7.96'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.96 : Güvenilirlik alt kriterine göre ikili karşılaştırma matrisi.

Firma Güv. Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L
FİRMA F	1,000	4,000	8,000	0,333	7,000	2,000	5,000
FİRMA G	0,250	1,000	6,000	0,167	5,000	0,333	2,000
FİRMA H	0,125	0,167	1,000	0,111	0,500	0,143	0,200
FİRMA I	3,000	6,000	9,000	1,000	8,000	4,000	7,000
FİRMA J	0,143	0,200	2,000	0,125	1,000	0,167	0,250
FİRMA K	0,500	3,000	7,000	0,250	6,000	1,000	4,000
FİRMA L	0,200	0,500	5,000	0,143	4,000	0,250	1,000

Alternatiflerin tedarikçi firmanın güvenilirliği alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı yapılarak Çizelge 7.97'de gösterilmiştir. Tutarlılık oranı değeri 0,1'den küçük olduğu için matris tutarlıdır.

Çizelge 7.97 : Güvenilirlik alt kriterine göre tutarlılık oranı hesabı.

Firma Güv. Alt K.	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	Öncelik Vektörü (W)	Ağırlıklı Toplam Vektör (D)	D/W	Tutarlılık Oranı Hesabı	
FİRMA F	0,192	0,269	0,211	0,157	0,222	0,253	0,257	0,223	1,793	8,044	λmak =	7,564
FİRMA G	0,048	0,067	0,158	0,078	0,159	0,042	0,103	0,094	0,698	7,457		
FİRMA H	0,024	0,011	0,026	0,052	0,016	0,018	0,010	0,023	0,163	7,214		
FİRMA I	0,575	0,404	0,237	0,470	0,254	0,507	0,360	0,401	3,205	7,996	Tİ =	0,094
FİRMA J	0,027	0,013	0,053	0,059	0,032	0,021	0,013	0,031	0,221	7,093		
FİRMA K	0,096	0,202	0,184	0,117	0,190	0,127	0,206	0,160	1,272	7,936	Rİ =	1,320
FİRMA L	0,038	0,034	0,132	0,067	0,127	0,032	0,051	0,069	0,495	7,204		
									TOPLAM=	52,945	TO =	0,071

7.10.2.4 Alternatiflerin ağırlıklandırılması ve sıralanması

Ana kriterin öncelik vektörü, alt kriterin (ilgili kriterin alt kriteri) öncelik vektörü ve alternatifin öncelik vektörü (ilgili alt kritere göre olan öncelik vektörü) çarpılarak alternatifin ana kritere bağlı olan alt kritere göre ağırlıklı değeri hesaplandı. Her bir alternatifin tüm alt kriterlere ait ağırlıklı değerleri toplanarak o alternatifin ağırlıklandırılma değeri hesaplandı. Alternatiflerin ağırlıklandırılması Çizelge 7.98'de gösterilmiştir.

Alternatiflerin ağırlıklandırılma değerleri büyükten küçüğe doğru sıralanarak tercih sıralamaları belirlendi. Sıralamada en yüksek değere sahip Firma F markasına ait jeneratör modelinin en iyi alternatif, Firma G markasına ait jeneratör modelinin ikinci alternatif, Firma H markasına ait jeneratör modelinin üçüncü alternatif, Firma K markasına ait jeneratör modelinin dördüncü alternatif, Firma L markasına ait jeneratör modelinin beşinci alternatif, Firma J markasına ait jeneratör modelinin altıncı alternatif ve Firma I markasına ait jeneratör modelinin yedinci alternatif olduğu görüldü. Alternatiflerin sıralanması Çizelge 7.99'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.98 : Jeneratör alternatiflerinin ağırlıklandırılması.

ANA KRİTERLER	ANA KRİTERLERİN ÖNCELİK VEKTÖRÜ	ALT KRİTERLER	ALT KRİTERLERİN ÖNCELİK VEKTÖRÜ	ALTERNATİFLERİN AĞIRLIKLARI							ALTERNATİFLERİN AĞIRLIKLANDIRILMASI						
				FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA K	FİRMA L	FİRMA F	FİRMA G	FİRMA H	FİRMA I	FİRMA J	FİRMA L	FİRMA L
TEK. K.	0,52	Güç Kriteri	0,62	0,29	0,09	0,17	0,03	0,09	0,17	0,17	0,09	0,03	0,05	0,01	0,03	0,05	0,05
		Ağırlık Kriteri	0,28	0,21	0,33	0,21	0,02	0,06	0,06	0,12	0,03	0,05	0,03	0,00	0,01	0,01	0,02
		Hacim Kriteri	0,10	0,28	0,28	0,10	0,03	0,19	0,10	0,03	0,01	0,01	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00
OP. UYG. K.	0,31	LOP Sistemi K.	0,58	0,27	0,11	0,03	0,27	0,05	0,17	0,11	0,05	0,02	0,01	0,05	0,01	0,03	0,02
		Arıza Sıklık Oranı K.	0,31	0,35	0,16	0,03	0,24	0,04	0,08	0,11	0,03	0,02	0,00	0,02	0,00	0,01	0,01
		Ses Yalıtımı K.	0,11	0,23	0,11	0,34	0,02	0,06	0,16	0,08	0,01	0,00	0,01	0,00	0,00	0,01	0,00
MAL. K.	0,12	İlk Yatırım Maliyeti K.	0,56	0,20	0,20	0,13	0,03	0,32	0,04	0,07	0,01	0,01	0,01	0,00	0,02	0,00	0,00
		İşletme Maliyeti K.	0,29	0,14	0,33	0,06	0,03	0,14	0,09	0,22	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
		Bakım Maliyeti K.	0,11	0,21	0,21	0,32	0,02	0,14	0,04	0,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
		Onarım Maliyeti K.	0,04	0,07	0,11	0,35	0,03	0,24	0,05	0,16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TED. FİR. K.	0,04	Tedarik Süresi K.	0,75	0,35	0,07	0,11	0,03	0,24	0,16	0,05	0,01	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,00
		Geniş Servis Ağı K.	0,18	0,36	0,25	0,02	0,05	0,03	0,12	0,17	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
		Firma Güv. K.	0,06	0,22	0,09	0,02	0,40	0,03	0,16	0,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
									TOPLAM =		0,27	0,17	0,13	0,09	0,10	0,12	0,12

Çizelge 7.99 : Jeneratör alternatiflerinin sıralanması.

Alternatif	Puan	Sıralama
FİRMA F	0,26602	1
FİRMA G	0,16522	2
FİRMA H	0,13123	3
FİRMA I	0,09151	7
FİRMA J	0,10001	6
FİRMA K	0,12349	4
FİRMA L	0,12252	5

7.11 Motorbotun Yakıt Tankı Hesabı

Motorbot İstanbul Boğazı ve Çanakkale Boğazı'nda görev yapacağı için ve gerektiği anda bir bölgeden bir bölgeye yakıt ikmali yapmadan gidebilmesi için seyir sıası 200 deniz mili olarak belirlenmiştir. Öncelikle motorbotun hızı olan 21 knot'ta 200 deniz milini ne kadar sürede gittiğini hesaplamak gerekir. Fizik konularından gidilen yol, hız ve zamanın çarpımı olduğu bilinmektedir. Gerekli olan birim dönüştürmeleri yapılarak motorbotun iki bölge arasındaki gidiş süresi:

$$21 \text{ knot} = 38{,}89 \text{ km/h}$$

$$200 \text{ deniz mili} = 370{,}4 \text{ km}$$

$$t = \frac{x}{V} = \frac{370{,}4}{38{,}89} = 9{,}52 \text{ h}$$

9,52 saat olarak hesaplanır.

AHP analizi ile belirlenen en uygun ana makinanın yakıt tüketimi 212 g/kWh, iki ana makina olduğu için motorbotun ana makinalarının yakıt tüketimi 424 g/kWh'dir. AHP analizi ile belirlenen en uygun jeneratörün yakıt tüketimi ise 6,6 lt/h'dir.

$$\text{Ana Makinaların Saatteki Yakıt Tüketimi} = 424 \text{ x } 515 = 218360 \text{ g/h}$$
$$= 218{,}36 \text{ lt/h}$$

$$\text{Motorbotun Saatteki Toplam Yakıt Tüketimi} = 218{,}36 + 6{,}6 = 224{,}96 \text{ lt/h}$$

$$\text{Motorbotun Toplam Yakıt Tankı Kapasitesi} = 224{,}96 \text{ x } 9{,}52 = 2141{,}61 \text{ lt}$$

Yakıt tankına % 99 doluluk oranı kabulü ve % 10 güvenlik payı eklenerek:

$$\text{Motorbotun Toplam Yakıt Tankı Kapasitesi} = \frac{2141,61}{0,99} \text{ x } 1,1 = 2379,5 \text{ lt}$$

olarak hesaplanır.

Motorbotta teknik istek gereği iki adet asma yakıt tankı olacağı için her bir yakıt tankı kapasitesi yaklaşık olarak 1190 lt'dir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Gemiler kendilerine tahsis edilen görev ve fonksiyonları her türlü hava ve deniz şartlarında kesintisiz olarak ve güvenle yerine getirirken yakıt tüketimi yapan donatım ekipmanları ana makina, jeneratör ve kazandan oluşmaktadır. Geminin ihtiyacı olan; sevk gücü ana makinadan, elektrik enerjisi gücü jeneratörden ve ısı enerjisi gücü kazan tarafından sağlanır. Bu çalışmada, görev tanımlarına göre servis gemisi cinsine giren, görev/devriye gemisi çeşidindeki bir motorbotun ana makina ve jeneratör güç hesabı ile motorbot ve ana makinasına uygun pervane tasarımı yapılmıştır. Daha sonra ana makina ve jeneratör için kriter, alt kriter ve alternatifler belirlenerek hiyerarşik yapı oluşturulmuştur. Microsoft Office programlarından biri olan Excel ile ÇKKV yöntemlerinden AHP analizi yapılarak motorbot için optimum ana makina ve jeneratör seçimi yapılmış ve seçilen ana makina ile tasarlanan pervanenin uyumu kontrol edilmiştir. Çalışmanın son aşamasında ise seçilen ana makina ve jeneratörün yakıt tüketimleri doğrultusunda ve 200 deniz mili için motorbotun ihtiyacı olan yakıt tankı kapasitesi hesaplanmıştır.

Geminin sevki için gerekli gücü sağlayan ana makina seçiminin en önemli teknik kriteri olan ana makina gücünü belirlemek için gemi direncinin hesaplanması gerekir. Tasarım aşamasında bir geminin direnci; geleneksel ve standart seri yöntemleri, regresyon temelli yöntemler, model deneyleri ve ticari bilgisayar programları ile belirlenir. Bu çalışmada motorbotun direncini belirlemek için model deneyleri yöntemi kullanılmıştır. Motorbotun direnç deneyleri İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde bulunan Türkiye'nin tek deney havuzu Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Modelin direnç değerleri ITTC 1978 yöntemi ile motorbotun direnç değerlerine dönüştürülmüştür. Hava (rüzgar) direnci ihmal edilmiştir. Tekne formu hızlı tekne olduğu için ITTC 1978 yöntemindeki form faktör analizi yapılmamıştır. Modelin pürüzlülük katsayısı sıfır, motorbotun pürüzlülük katsayısı ise 0,0002 olarak kabul edilmiştir. Direnç deneyleri hesaplarında çekme tankındaki suyun viskozite değeri 1,13902 x 10^{-6} m^2/sn, yoğunluk değeri 999 kg/m^3, deniz suyunun viskozite değeri 1,18831 x 10^{-6} m^2/sn, yoğunluk değeri 1025,87 kg/m^3

ve yerçekimi ivmesi değeri 9,81 m/sn^2 olarak kabul edilmiştir. Direnç deneyleri için öncelikle motorbotun 1/5,8 ölçekli ahşap modeli imal edilmiştir. Direnç deneyleri motorbotun 5-22 knot hız aralığı için yapılmıştır. Model ölçeği ile motorbotun knot birimi cinsinden hız aralığına karşılık gelen modelin hız aralığı m/s birimi cinsine dönüştürülmüştür.

Deneyler önce takıntısız (sadece dümenler modele monte edilmiştir) olarak tüm hız aralıkları için yapılarak modelin toplam direnç değerleri ölçülmüştür. Motorbotun istenen servis hızı olan 21 knot'a karşılık gelen model hızı olan 4,482 m/s hızda modelin toplam direnci 253,94 N olarak ölçülmüştür. ITTC 1978 yöntemi ile modelin toplam direnç değerleri motorbotun direnç değerlerine dönüştürülmüş ve motorbotun takıntısız olarak istenen servis hızı olan 21 knot'taki direnci 47990,924 N olarak hesaplanmıştır. Daha sonra 3B yazıcıda çıktı alınarak imal edilen takıntılar (şaft, braket, stern tube) modele monte edilmiş olarak takıntılı direnç deneyleri tüm hız aralıkları için yapılarak modelin toplam direnç değerleri ölçülmüştür. Motorbotun istenen servis hızı olan 21 knot'a karşılık gelen model hızı olan 4,482 m/s hızda modelin toplam direnci 264,16 N olarak ölçülmüştür. ITTC 1978 yöntemi ile modelin toplam direnç değerleri motorbotun direnç değerlerine dönüştürülmüş ve motorbotun takıntılı olarak istenen servis hızı olan 21 knot'taki direnci 48844,328 N olarak hesaplanmıştır. Motorbotun istenen servis hızı olan 21 knot hızda takıntılı olarak direncinin, takıntısız olarak direncinden 853,404 N büyük olmasının nedeni takıntıların (şaft, braket ve stern tube) dirence olan etkisidir.

Motorbotun servis hızındaki (21 knot) efektif güç hesabı; benzer bir gemiden yararlanılarak, Harvald ampirik formülü ile, model deneyleri ile ve Maxsurf isimli ticari bir bilgisayar programı ile yapılarak sonuçlar model deneylerinde bulunan değer baz alınarak değerlendirilmiştir. Benzer bir motorbottan yararlanarak motorbotun efektif gücünü hesaplamak için, araştırma yapılarak uygulamada kullanılan motorbotun ana karakteristik özellikleri ve Froude sayısına benzer bir motorbot bulunmuştur. Benzer motorbotun Admiralty sabiti 21,34 olarak, uygulamada kullanılan motorbotun efektif gücü 528,27 kW olarak hesaplanmıştır. Motorbotun efektif gücü ampirik formüllerden bir tanesi olan Harvald ampirik formülü kullanılarak 287,35 kW olarak hesaplanmıştır. Model deneyleri ile efektif gücü motorbotun takıntısız olarak ve takıntılı olarak direnç değerleri için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Motorbotun 21 knot servis hızındaki ve takıntısız olarak hesaplanan

47,990 KN direnç değerindeki efektif gücü 518,49 kW olarak ve takıntılı olarak hesaplanan 48,844 KN direnç değerindeki efektif gücü 527,71 kW olarak hesaplanmıştır. Motorbotun takıntılı olarak hesaplanan efektif güç değerinin, takıntısız olarak hesaplanan efektif güç değerinden 9,22 kW büyük olmasının nedeni takıntıların etkisidir. Maxsurf isimli ticari bilgisayar programının Hullspeed modülündeki Savitsky Pre-Planing, Savitsky Planing, Lahtiharju, Fung, Slender Body ve Wyman yöntemlerinden bulunan direnç değerleri ile motorbotun efektif güç hesabı yapılmıştır. Motorbotun 21 knot servis hızındaki efektif güç değerleri; Savitsky Pre-Planing yönteminde 468,303 kW, Savitsky Planing yönteminde 521,314 kW, Lahtiharju yönteminde 461,873 kW, Fung yönteminde 343,784 kW, Slender Body yönteminde 433,379 kW ve Wyman yönteminde 873,598 kW olarak hesaplanmıştır. Günümüzde gemi inşa sektöründe ana makina gücünü belirlemek için kullanılan en yaygın ve güvenilir yöntem model deneyleri olduğu için motorbotun servis hızında ve takıntılı olarak model deneyleri ile bulunan efektif güç değerine göre diğer yöntemlerin % hata oranları hesaplanmıştır. Motorbotun servis hızında ve takıntılı olarak model deneyleri ile bulunan efektif güç değerine göre benzer bir motorbottan faydalanılarak hesaplanan efektif güç değerinin hata oranı %0,11 ve Maxsurf'ün Savitsky yöntemi ile hesaplanan efektif güç değerinin hata oranı %1,21 ile en yakın sonuçlar olarak ortaya çıkmaktadır.

Sevk deneyleri için modele; pervane tahriki için 1 adet elektrik motoru, dişli sistemi, 2 adet Cussons Technology ve Kempf & Remmers R25 pervane dinamometresi ve 2 adet Teinbridge firmasına ait pervane modeli montajı yapılmıştır. Sevk deneyleri ile motorbot hız aralığındaki itme, moment, pervane devir sayısı ve model hız değerleri ölçülmüştür. Rölatif dönme verimi 0,990 ve transmisyon verimi 0,965 olarak sabit değer alınmıştır. Motorbotun 1,10 draftta takıntılı olarak, 21 knot hızda sevk edebilmek için gerekli olan minimum ana makina gücü % 100 MCR ve deniz veya servis payı (sea or service margin) olmaksızın 799 kW olarak hesaplanmıştır.

Pervane tasarımı için Wageningen B tipi pervane serisi kullanılmış olup motorbotun minimum titreşim yapması için pervane kanat sayısı 5 olarak kabul edilmiştir. Ana makina devir sayısı 2100 rpm ve devir düşürme oranı 2,55/1 olarak kabul edilmiş olup, pervane devir sayısı 824 rpm olarak hesaplanmıştır. Sevk deneyleri ile motorbotun takıntılı olarak 21 knot servis hızındaki pervane ilerleme hızı (V_A) 19,698 knot ve pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) 771 kW olarak hesaplanmıştır. Pervaneye verilmesi gereken güç (P_D), pervane devir sayısı (n) ve pervane ilerleme hızı (V_A) belli

olduğu için optimum pervane çapı (D) ve pervane hatvesi (P) değerlerini hesaplamak için 5 kanatlı pervane diyagramlarında kanat açınım oranı minimum kavitasyon olması için 105 olarak seçilerek Wageningen B 5-105 pervanesine ait B_p-δ diyagramı kullanılmıştır. Güç katsayısı (B_p) 15,39 hesaplanmış olup, B_p-δ diyagramından B_p'nin 15 ve 20 olduğu yerlerde açık su pervane verimi (η_0), ilerleme katsayısı (δ) ve hatve/çap (P/D) oranı değerleri bulunarak interpolasyon ile B_p = 15,39 olduğu açık su pervane verimi 0,598, ilerleme katsayısı 156,35 ve hatve/çap oranı 0,90 olarak hesaplanmıştır. Daha sonra pervane çapı (D) 1,14 m ve ITTC'ye göre açık su pervane deneyleri sonuçları ile bulunan pervane çapı % 5 azaltıldığı için düzeltilmiş pervane çapı ($D_{düz}$) 1,08 m ve hatve (P) 0,97 m olarak hesaplanmıştır. Pervane kavitasyon kontrolü Keller yöntemi ile yapılmış olup B_p-δ diyagramından seçilen kanat açınım oranı değeri ile (105), kavitasyon kontrolü ile hesaplanan kanat açınım oranı değeri (105) aynı olduğu için tasarlanan pervanenin kavitasyon yönünden uygun olduğu görülmüştür.

Teinbridge firmasına ait pervanenin açık su verimi 0,66 olup, tasarlanan pervanenin açık su verimi ise 0,598 olarak hesaplandığı için tasarlanan pervanenin açık su verimini kullanarak ve deniz veya servis payı (sea or service margin) eklenerek pervaneye verilmesi gereken güç ve minimum ana makina gücü revize edilmiştir. Tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) 923 kW ve minimum ana makina gücü (P_{bmin}) 956 kW olarak yeniden hesaplanmıştır. Deniz veya servis payı (sea or service margin) % 10 alınarak minimum ana makina gücü 1052 kW olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, teknik istekler gereği motorbotun % 100 MCR'da 21 knot servis hızını yapması için gerekli olan minimum toplam ana makina gücü 1052 kW ve motorbotta iki adet ana ana makina kullanılacağı için her bir ana makinanın minimum gücü 526 kW (705 HP) olması gerekir. Hesaplanan ana makina gücü ve pervane çapı sonuçlarının yapılan araştırmalar gereği benzer boyut ve özelliklerdeki motorbotlarda kullanılan ana makina güçleri ve pervane çapları ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Motorbotta kullanılacak bir adet, 220 V AC, 50 Hz, bir faz, deniz tipi dizel jeneratörün gücünü belirlemek için elektrik yük analizi yapılmıştır. Motorbotta kullanılacak 220 V AC elektrik yüklerinin sayıları, marka/model ve güçleri belirlenmiştir. Daha sonra sürekli ve aralıklı yükler tespit edilerek motorbotun seyir, manevra ve liman olmak üzere üç farklı operasyon durumu için elektrik yüklerinin analizi yapılmıştır. Elektrik

yük analizine göre motorbotun seyir operasyonu sırasında gerekli olan güç 15,727 kW, manevra operasyonu sırasında 14,527 kW ve liman sırasında 7,935 kW olarak hesaplanmıştır. Motorbot için gerekli olan minimum jeneratör gücünü belirlemek için elektrik yük analizi hesabına göre en yüksek güç olan seyir esnasındaki güç kullanılmış olup, teknik istekler gereği minimum jeneratör gücünün elektrik yük analizi hesabına göre en az % 20 fazlası olması istenildiği için minimum jeneratör gücü 18,871 kW olarak hesaplanmıştır.

ÇKKV yöntemlerinden biri olan AHP kullanılarak motorbot için en uygun ana makina ve jeneratör seçimi ticari etik açısından marka ve model belirtilmeden Microsoft Office programlarından Excel ile yapılmıştır.

Motorbot için en uygun ana makina seçimi için teknik istekler, literatür araştırması ve sektörde tecrübeli mühendisler yardımı ile 4 ana kriter, 13 alt kriter ve piyasa araştırması ile 5 alternatif belirlenerek hiyerarşik yapı oluşturulmuştur. Ana kriterler; teknik kriterler, operasyonel uygunluk kriterleri, maliyet kriterleri ve tedarikçi firma kriterleridir. Teknik kriterin alt kriterleri güç, ağırlık hacim; operasyonel uygunluk kriterinin alt kriterleri tepkime süresi, LOP sistemi, yıllık çalışma saati; maliyet kriterlerinin alt kriteri ilk yatırım, işletme maliyeti, bakım maliyeti, onarım maliyeti; tedarikçi firma kriterinin alt kriterleri tedarik süresi, firmanın geniş servis ağı, firma güvenilirliğidir. Kriter ve alt kriter verileri markaların (alternatiflerin) internet sitelerinden ve firma yetkilileri ile görüşülerek sağlanmıştır. Kriter, alt kriterler ve alternatiflerin değerlendirilmesi Thomas L. Saaty tarafından belirlenen 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile yapılmıştır. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin kendi aralarında alternatiflerin ise alt kriterlere göre ikili matrisleri oluşturularak tutarlılık oranları hesaplanmış olup, tüm matrislerin tutarlılık oranlarının 0,10'dan küçük olduğu belirlenmiştir. Alternatiflerin ağırlıklandırılma değerleri hesaplanmış olup, büyükten küçüğe doğru sıralanarak tercih sıralamaları belirlenmiştir. Bu çalışmada motorbot için optimum ana makina seçimi yapılacağından, belirlenen ana makina alternatifleri ticari etik açısından karışık sıra ile Firma A, Firma B, Firma C, Firma D ve Firma E olarak isimlendirilmiştir. Sıralamada en yüksek değere sahip Firma A markasına ait ana makina modelinin en iyi alternatif, Firma C markasına ait ana makina modelinin ikinci alternatif, Firma B markasına ait ana makina modelinin üçüncü alternatif, Firma D markasına ait ana makina modelinin dördüncü alternatif ve Firma E markasına ait ana

makina modelinin beşinci alternatif olduğu görüldü. Firma A markasına ait ana makina modeli teknik kriterlerinin alt kriterleri ağırlık puanları incelendiğinde; güç kriterine göre en iyi iki firmadan biri olduğu, ağırlık kriterine göre en iyi ve hacim kriterine göre en iyi ikinci firma olduğu görülür. Bu durumda Firma A markasına ait ana makina modelinin 705 HP gücü sağladığı, diğer modellere göre daha hafif olduğu ve daha az hacim kapladığı anlaşılır. Gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendislere göre ana makina seçiminde teknik kriterlerin en önemli kriter olması ve Firma A markasına ait ana makina modeli teknik kriterlerinin alt kriterlerine göre ağırlık puanlarının yüksek olması bu markaya ait modelin en iyi alternatif seçilmesini sağlamıştır.

Seçilen ana makinanın güç eğrisi ($P_{ana\ makina}$), ve ana makina optimum pervane güç eğrisi ($P_{pervane}$) ile tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç (P_D) karşılaştırılarak ana makina ile pervane arasındaki uyum kontrolü yapılmıştır. Ana makinanın 2100 rpm devir sayısında ana makina optimum pervane gücü 455 kW, tasarlanan pervaneye verilmesi gereken güç 461, 5 kW olarak hesaplandığı için tasarlanan pervane ile seçilen ana makina uyumludur.

Motorbot için en uygun jeneratör seçimi için teknik istekler, literatür araştırması ve sektörde tecrübeli mühendisler yardımı ile 4 ana kriter, 13 alt kriter ve piyasa araştırması ile 7 alternatif belirlenerek hiyerarşik yapı oluşturulmuştur. Ana kriterler; teknik kriterler, operasyonel uygunluk kriterleri, maliyet kriterleri ve tedarikçi firma kriterleridir. Teknik kriterin alt kriterleri güç, ağırlık hacim; operasyonel uygunluk kriterinin alt kriterleri jeneratörün köprü üstü ve jeneratör üzerinden kontrol edilebilmesi (LOP sistemi), arıza sıklık oranı, ses yalıtımı; maliyet kriterlerinin alt kriteri ilk yatırım, işletme maliyeti, bakım maliyeti, onarım maliyeti; tedarikçi firma kriterinin alt kriterleri tedarik süresi, firmanın geniş servis ağı, firma güvenilirliğidir. Kriter ve alt kriter verileri markaların (alternatiflerin) internet sitelerinden ve firma yetkilileri ile görüşülerek sağlanmıştır. Kriter, alt kriterler ve alternatiflerin değerlendirilmesi Thomas L. Saaty tarafından belirlenen 1-9 karşılaştırma ölçeği kullanılarak, gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendisler yardımı ile yapılmıştır. Ana kriterlerin ve alt kriterlerin kendi aralarında alternatiflerin ise alt kriterlere göre ikili matrisleri oluşturularak tutarlılık oranları hesaplanmış olup, tüm matrislerin tutarlılık oranlarının 0,10'dan küçük olduğu belirlenmiştir. Alternatiflerin ağırlıklandırılma değerleri hesaplanmış olup, büyükten küçüğe doğru sıralanarak tercih sıralamaları belirlenmiştir. Bu çalışmada motorbot için optimum jeneratör

seçimi yapılacağından, belirlenen jeneratör alternatifleri ticari etik açısından karışık sıra ile Firma F, Firma G, Firma H, Firma I, Firma J, Firma K ve Firma L olarak isimlendirilmiştir. Sıralamada en yüksek değere sahip Firma F markasına ait jeneratör modelinin en iyi alternatif, Firma G markasına ait jeneratör modelinin ikinci alternatif, Firma H markasına ait jeneratör modelinin üçüncü alternatif, Firma K markasına ait jeneratör modelinin dördüncü alternatif, Firma L markasına ait jeneratör modelinin beşinci alternatif, Firma J markasına ait jeneratör modelinin altıncı alternatif ve Firma I markasına ait jeneratör modelinin yedinci alternatif olduğu görüldü. Firma F markasına ait jeneratör modeli teknik kriterlerinin alt kriterleri ağırlık puanları incelendiğinde; güç kriterine göre en iyi, ağırlık kriterine göre en iyi ikinci ve hacim kriterine göre en iyi iki firmadan biri olduğu görülür. Bu durumda Firma F markasına ait jeneratör modelinin 18,87 kW gücü sağladığı, diğer modellere daha hafif olduğu ve daha az hacim kapladığı anlaşılır. Gemi inşa sektöründeki tecrübeli mühendislere göre jeneratör seçiminde teknik kriterlerin en önemli kriter olması ve Firma F markasına ait jeneratör modeli teknik kriterlerinin alt kriterlerine göre ağırlık puanlarının yüksek olması bu markaya ait modelin en iyi alternatif seçilmesini sağlamıştır.

Motorbot İstanbul Boğazı ve Çanakkale Boğazı'nda görev yapacağı için ve gerektiği anda bir bölgeden bir bölgeye yakıt ikmali yapmadan gidebilmesi için seyir sıası 200 deniz mili olarak belirlenmiştir. Motorbotun servis hızı olan 21 knot'ta 200 deniz milini 9,52 saatte gittiği hesaplanmıştır. AHP analizi ile belirlenen en uygun ana makinanın yakıt tüketimi 212 g/kWh, iki ana makina olduğu için motorbotun ana makinalarının yakıt tüketimi 424 g/kWh'dir. AHP analizi ile belirlenen en uygun jeneratörün yakıt tüketimi ise 6,6 lt/h'dir. Ana makinaların saatteki yakıt tüketimi 218,36 lt/h olarak hesaplanmış olup, jeneratörün saatteki yakıt tüketimi 6,6 lt/h olduğu için motorbotun saatteki toplam yakıt tüketimi 224,96 lt/h olarak hesaplanmıştır. Motorbot 200 deniz milini 9,52 saatte gitmesi için gerekli olan yakıt tankı kapasitesi 2141,61 lt olarak hesaplanmıştır. Yakıt tankı kapasitesi % 99 doluluk oranı kabulü ve % 10 güvenlik payı eklenerek 2379,5 lt olarak revize edilmiştir. Motorbotta teknik istek gereği iki adet asma yakıt tankı kullanılacağı için her bir yakıt tankı kapasitesi yaklaşık olarak 1190 lt'dir.

İnşa aşamasındaki bir geminin problemlerinin en önemlisi olan en uygun ana makina ve jeneratör seçimi her iki donatım ekipmanının tedarikçi seçimi için birden çok, kriter, alt kriter ve alternatif mevcut olduğu için ÇKKV problemidir. Bu çalışma, gemi inşa

sektörüne bir öneri sunulması amacıyla motorbotun optimum ana makina ve jeneratörünün seçilmesi problemi ÇKKV yöntemlerinden biri olan AHP'ni kullanarak, Microsoft Office programlarından Excel ile yapılmıştır. Çalışma ile, motorbotun en önemli iki donatım ekipmanı olan ana makina ve jeneratörün matematiksel bir model olan AHP ile belirlenmesi gemi inşa sektöründeki proje sorumlularının probleme olan yaklaşımlarını bilimsel olarak aktarabilmesine ve elde edilen sonuçların rasyonel olmasını sağlamıştır. Ayrıca, proje sorumlularının problem ile ilgili sözel kriterleri ve alt kriterleri ölçülebilir ve karşılaştırılabilir verilere dönüştürebilmesini sağlamıştır. Benzer çalışmaların gemi inşa sektöründeki diğer problemlere uygulanarak katkı sağlayabileceği düşünülmektedir. Bu çalışma gelecekte, farklı ÇKKV yöntemlerini uygulayarak sonuçların tutarlılığının karşılaştırılması ile geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

Agiş Koçak, A. (2005). *Analitik hiyerarşi prosesi ile uygun lojistik firmasının belirlenmesi*. (Yüksek lisans tezi). Marmara Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Akdeniz, E. (2018). Ahp yöntemi ile bir işletmede en iyi çalışanın seçilmesi: bt sektöründe bir organizasyon incelemesi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*, *2* (31), 61-90.

Akdeniz, E. (2021). Bireysel otomobil satın alma problemi için ahp yöntemi ile karar verme: bir otomobil firması bazında inceleme, *Jounal of Yaşar University*, *16* (64), 1551-1574.

Ak Oğuz, M. & Köksal, M. (2018). Ahp ve topsis yöntemi ile tedarikçi seçimi. *İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, *17* (34), 69-89.

Ata, A. & Sennaroğlu, B. (2008). The usage of mcdm techniques in determining the constants of criteria's weights of warship design, *Journal of Naval Science and Engineering*, *4* (1), 1-16.

Ballıca, Y. (2020). *Savunma sanayi projelerinin analitik hiyerarşi süreci yöntemi kullanılarak önceliklendirilmesi*. (Yüksek lisans tezi). Hacettepe Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Baran, E. (2012). *Tedarikçi seçimi için bir model önerisi: traktör fabrikası uygulaması*. (Yüksek lisans tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Bayazit, O. & Zorba, Y. (2017). Tehlikeli sıvı dökme yük taşımacılığının karşılaştırmalı analizi: kimyasal tankerler ve tank konteynerler üzerine bir çalışma. *Journal of Eta Maritime Science*, *5* (4), 414-425.

Baykal, R. & Dikili, A.C. (2002). *Gemilerin Direnci ve Makina Gücü.* İstanbul : İstanbul Teknik Üniversitesi, İnşaat Fakültesi.

Baykal, R. (1991). *Gemilerde Güç Hesabı.* İstanbul : İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Ofset Baskı Atölyesi.

Bozkurt Uzan, Ş. (2019). *Bir havayolu şirketinde ıt departmanı yazılım şirketi seçimi*. (Doktora tezi). İstanbul Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Can, U. & Bal, Ş. (2019). Gemi direncinin telfer yöntemi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile incelenmesi, *Gemi ve Deniz Teknolojisi*, (215), 43-56.

Çelik, F. (1997). *Gemi pervanelerinin dizaynı için rasyonel bir yaklaşım*. (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Çelik, Y. S. (2019). *Piyade tipi teknelerde elektrikli tahrik sistemi optimizasyonu*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Çetinbaş, M. (2018). Çok kriterli karar verme yöntemleriyle ilgili excel uygulaması. *Pamukkale İşletme ve Bilişim Yönetimi Dergisi*, *4* (1), 12-29.

Delen, C. (2015). *Gemi direncinin deneysel belirsizlik analizi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Demir, B. T. (2015). Jeneratör seçimi ve senkronizasyon. *IV. Elektrik Tesisat Ulusal Kongre ve Sergisi.* Türkiye : İzmir, 24-25 Ekim 2015.

Demirel, Y. K. (2012). *Yüzey kirliliğinin gemi direnci üzerindeki etkisinin incelenmesi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Deniz, C. (2010). *Gemi makinelerinde enerji ekonomisi*. (Doktora tezi). İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Deniz ve İçsular Düzenleme Genel Müdürlüğü. (2017). *Gemi Sicili İçin Gemi Cinsleri Tanımlamaları.* Ankara: Deniz ve İçsular Düzenleme Genel Müdürlüğü.

Ecer, F. & Küçük, O. (2008). Tedarikçi seçiminde analitik hiyerarşi yöntemi ve bir uygulama, *Atatürk Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*, *11* (1), 355-369.

Erdoğan, S. (2019). *Bitkisel ve hayvansal biyodizel kullanılan bir dizel motorun performans, emisyon ve yanma karakteristiklerinin çok kriterli karar verme yöntemleri ile incelenmesi.* (Doktora tezi). Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Ersöz, B. (2006). *Piyade tipi balıkçı teknelerinin sistematik pervane serileri yardımıyla optimum pervane dizaynı*. (Yüksek lisans tezi). Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

Ersöz, F. & Kabak, M. (2010). Savunma sanayi uygulamalarında çok kriterli karar verme yöntemlerinin literatür araştırması. *Savunma Bilimleri Dergisi*, *9* (1), 97-125.

Ersöz, Ö. (2011). *Seri 62 formu direnç tahmini*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Gemilerin Teknik Yönetmeliği. (2009). *T. C. Resmi Gazete, 27409*, 17 Kasım 2009.

Gökçe, M. K. & Sukas, Ö. F. (2016). Yüksek hızlı bir deniz taşıtının sevk sistemi dizaynı, *1st International Mediterranean Scienece and Engineering Congress (IMSEC 2016),* Adana, Türkiye : October 26-28.

Görçün, Ö. F. (2020). Gemi türü seçimini etkileyen faktörlerin analitik hiyerarşi süreci (ahp) yöntemi kullanılarak değerlendirilmesi. *Celal Bayar Üniversitesi Sosyal Bilimler Dergisi*, *18* (02), 36-50.

Güner, M., Kükner, A., & Baykal, M.A. (1999). *Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri.* İstanbul : İstanbul Teknik Üniversitesi.

Gürün, A. (2015). *Sivil havacılık sektöründe iş jeti modeli seçimi : ahp yöntemi ile uygulaması*. (Yüksek lisans tezi). Anadolu Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

Hacıoğlu, H. İ. (2015). *Kütahya bölgesinde hava kalitesi izleme istasyonları için yer seçimi ve istasyonlarda ölçülen kirleticilerin zamansal değişimi*. (Yüksek lisans tezi). Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

Herişçakar, E. (1999). Gemi Ana Makina Seçiminde Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri Ahp ve Smart Uygulaması. A.İ.Aldoğan, Y.Ünsan, E.Bayraktarkatal, (Ed.), *Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi 99-Bildiri Kitabı,* (pp.240-256). Türkiye : İstanbul Teknik Üniversitesi.

Hoş, S. & Demirer, Ö. (2020). Talaşlı imalat sektöründe ahp ile tedarikçi seçimi. *Turkuaz Uluslararası Sosyo-Ekonomik Stratejik Araştırmalar Dergisi, 2* (3), 27-41.

İstanbul Teknik Üniversitesi. (2001). *1. Gemi Dizaynında Görev Tanımı ve Görev Analizi.* İstanbul: Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü.

İstanbul Teknik Üniversitesi. (2001). *6. Gemi Direncinin Bileşenleri.* İstanbul: Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü.

Kapar, K. (2013). Bir üretim işletmesinde analitik hiyerarşi süreci ile tedarikçi seçimi. *Dokuz Eylül Üniversitesi İktisadi İdari Bilimler Fakültesi Dergisi, 28* (1), 197-231.

Kaplan, R. (2010). *Ahp yöntemiyle tedarikçi seçimi: perakende sektöründe bir uygulama*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Karagöz, S. (2009). *Tedarik zinciri yönetiminde tedarikçi seçimi ve ahp ile uygulanması*. (Yüksek lisans tezi). Pamukkale Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Denizli.

Karim, R. & Karmaker, C. L. (2016). Machine selection by ahp and topsis methods. *American Journal of Industrial Engineering, 4* (1), 7-13.

Kerkhoff, E. (2018). *Çok kriterli karar verme yöntemleriyle tedarikçi seçimi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Ticaret Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Kınacı, Ö. K. (2013). *Gemi formu, dümen ve pervane etkileşiminin sayısal incelenmesi*. (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Kısım 5-Elektrik Kuralları. (2021). İstanbul : Türk Loydu.

Koçak, D. (2016). *Klasik ve bulanık çok kriterli karar verme yöntemleri ve uygulama*. (Yüksek lisans tezi). Gazi Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Konar, Z. (2019). *Gemi elektrik sistemi ve acil durum jeneratörü kısmi yüklerini besleyen hidrojen yakıt pili modeli*. (Yüksek lisans tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Küçükşahin, F. (2000). *Gemi Elektriği.* İstanbul : Akademi Denizcilik.

Kükner, A. & Kadıoğlu, M. A. (2017). Motorbotların direncini tahmin etmede kullanılan yöntemler, *Gemi ve Deniz Teknolojisi,* (204), 89-94.

Kükner, A. & Yaşa, A. M. (2012). *Yüksek hızlı kayıcı teknelerin direnç tahmin yöntemleri.* Erişim tarihi 30.05.2022, erişim adresi https://www.boatbuilderturkiye.com/yayin/291/yuksek-hizli-kayici-teknelerin-direnc-tahmin-yontemleri_8983.html#.YqJnanZBzIU

Masat, Ö. (2010). *Yeni nesil fırkateynler için yardımcı sistemlerin seçim kriterleri ve tasarıma etkileri*. (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Mehdiyev, N. (2009). *Yüksek süratli kayıcı bir teknenin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile form optimizasyonu*. (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Milli Eğitim Bakanlığı. (2013). *Gemi Pervane Donanımı.* Ankara: Milli Eğitim Bakanlığı.

Öksüz, M. Y. (2008). *Gemi seyir verileri kullanılarak güç marjinin belirlenmesi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Özbek, A. (2021). *Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri ve Excel İle Problem Çözümü.* Ankara : Seçkin Yayıncılık San. ve Tic. A.Ş..

Özbek, U. (2007). *Maxsurf modüllerinin tanıtılması ve tipik bir tekne formuna uygulanması*. (Lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul.

Özbuğan, N. (2019). *Analitik hiyerarşi prosesi (ahp) yönteminin split klima satın alma sürecine uygulanması*. (Yüksek lisans tezi). Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Özcan, T. (2019). *Analitik hiyerarşi yöntemi (ahp) kullanılarak coğrafi bilgi sistemi (cbs) destekli taşınmaz değer haritası üretimi*. (Yüksek lisans tezi). Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.

Özkök, V. & Kaçtıoğlu, S. (2021). Analitik hiyerarşi süreci ile bir uygulama: dizel jeneratör seçimi. *İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 20* (40), 195-211.

Palaz, H. & Kovancı, A. (2008). Türk deniz kuvvetleri denizaltılarının seçilimin ahp ile değerlendirilmesi. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, 3* (3), 53-60.

Pekşen, N. H., Pekşen Yıldırım, D., & Ölçer, A. (2014). Cold ıroning yöntemi; marport limanı uygulaması shipping & port management, *Journal of ETA Maritime Science, 2* (1), 11-30.

Shiraz, S. E. (2014). *Tedarikçi kriterlerinin ve tedarikçinin seçiminde bütünleşik bulanık topsis-bulanık vza yaklaşımı*. (Doktora tezi). Atatürk Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

Supçiller, A. A. & Çapraz, O. (2011). Ahp-topsis yöntemine dayalı tedarikçi seçimi uygulaması, *İstanbul Üniversitesi İktisat Fakültesi Ekonometri ve İstatistik Dergisi,* (13), 1-22.

Sürekli, F. (2010). *Yat tasarımının ahp yöntemi ile değerlendirilmesi*. (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Tüzün, T. İ. (2017). *Havayollarında yolcu konforu ve hizmetlerinin şirket faaliyet ve finansal performansına etkisi*. (Doktora tezi). Anadolu Üniversitesi, Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

Uçakcıoğlu, B. & Eren, T. (2017). Analitik hiyerarşi prosesi ve vikor yöntemleri ile hava savunma sanayisinde yatırım projesi seçimi, *Harran University Journal of Engineering*, 02, 35-53.

Uflaz, E. (2017). *Ism prosedür ve formlarının etkinliğinin analizi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Uzun, S. & Kazan, H. (2016). Çok kriterli karar verme yöntemlerinden ahp topsis ve promethee karşılaştırılması: gemi inşada ana makine seçimi uygulaması. *Journal of Transportation and Logistics, 1* (1), 99-113.

Yağmur, E. A. (2001). *Elektrikli gemi ve enerji sistemi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Yeşilkaya, M. (2018). Çok ölçütlü karar verme yöntemleri ile kağıt fabrikası kuruluş yeri seçimi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33* (4), 31-44.

Yıldırım, U., Uğurlu, Ö. & Başar, E. (2015). Karaya oturma kazalarında insan hatası: konteyner gemileri için örnek çalışma. *Journal of ETA Maritime Science, 3* (1), 1-10.

Yılmaz, H. (t.y.). *Maxsurf ders notları.* Retriewed March 20, 2022 from http://www.

Yılmaz, N. (2020). Gemi direnci ve sevk performansının gemi ölçeğinde seyir testleri ile sayısal doğrulaması, *Gemi ve Deniz Teknolojisi, 28* (217), 57-71.

URL-1<*http://www.cupdf.com/document/gemi-direncinin-belirlenmesi.html*>, erişim tarihi 15.03.2022.

URL-2<*http://www.akademia.edu/10054421/1_PERVANE_DİZAYNI*>, erişim tarihi 06.04.2022.

URL-3<*http://www.silo.tips/download/gem-naati-proje-ii-sevk-analz-ve-makna-sem-le-lgl-genel-esaslar-proje-ii-dersi-kl*>, erişim tarihi 17.04.2022.

URL-4<*http://www.silo.tips/download/9-kavtasyon-kavtasyonun-etkler-kavtasyonun-balangici-kavtasyon-kontrol*>, erişim tarihi 23.04.2022.

URL-5<https://www.denizcilikbilgileri.net/gemi-elektrigi-nedir-nasil-uretilir/amp/>, erişim tarihi 02.05.2022.

URL-6<https://www.elektrikport.com/haber-roportaj/dizel-jenerator-nasil-calisir/22134#ad-image-0>, erişim tarihi 04.05.2022.

URL-7<https://dargeb.com/gemilerde-elektrik-nasil-uretilir/>, erişim tarihi 04.05.2022.

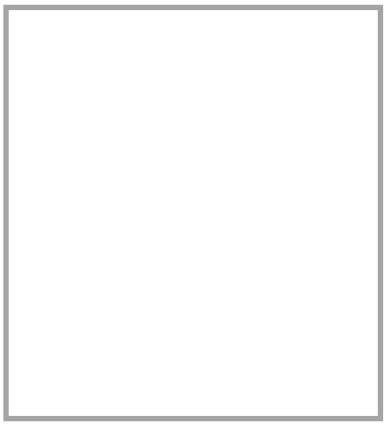
URL-8<https://avesis.yildiz.edu.tr/resume/downloadfile/ibrkaya?key=ea249d7c-29a4-49f9-afff-5c11200cdaf2>, erişim tarihi 07.05.2022.

URL-9<https://www.denizcilikbilgileri.net/saft-jeneratoru/>, erişim tarihi 07.05.2022.

URL-10<https://www.sozluk.gov.tr/>, erişim tarihi 15.05.2022.

URL-11< https://www.mbs.itu.edu.tr/ebulten/2013/subat/detay15.aspx>, erişim tarihi 25.05.2022.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **: Mehmet ACAR**

Doğum Tarihi ve Yeri **:**

E-posta **:**

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans **:** 2006, İ.T.Ü., Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 04.07.2006-24.03.2007 tarihleri arasında Ereğli Tersanesi'nde gemi inşaatı ve gemi makinaları mühendisi olarak çalıştı.
- 28.05.2007-31.03.2008 tarihleri arasında Gölcük Tersanesi Komutanlığı, Plan Keşif ve Dizayn Müdürlüğü, Dizayn Başmühendisliği'nde Tekne Dizayn Şube Müdür Yardımcısı unvanı ile yedek subay olarak askerlik görevini yaptı.
- 15.04.2009-31.10.2020 tarihleri arasında Türkiye Hudut ve Sahiller Sağlık Genel Müdürlüğü'nde gemi inşaatı ve gemi makinaları mühendisi olarak görev yaptı.
- 01.11.2020 tarihinden beri Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, Marmaris Liman Başkanlığı'nda denizcilik sörvey mühendisi olarak görev yapmaktadır.