

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİ MAKİNALARININ YATAKLANMASI
VE TİTREŞİM ETÜDÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Akile Neşe HALİLBEŞE

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİ MAKİNALARININ YATAKLANMASI
VE TİTREŞİM ETÜDÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Akile Neşe HALİLBEŞE
(508121017)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508121017 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Akile Neşe HALİLBEŞE** , ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**GEMİ MAKİNALARININ YATAKLANMASI VE TİTREŞİM ETÜDÜ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç.Dr. Ertekin BAYRAKTARKATAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İsmail BAYER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **25 Mayıs 2015**

Aileme ,

ÖNSÖZ

Sunmuş olduğum bu yüksek lisans tez çalışmamda değerli bilgileriyle, tecrübesiyle, anlayışlı tavrı ve sağladığı imkanlar ile bana yol gösteren tez hocam sayın Prof. Dr. Osman Azmi Özsoysal'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışma süresince benle bilgilerini ve yardımını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. İsmail Bayer'e ve teknik ve manevi destekleriyle bana yardımcı olan arkadaşım Gemi İnşaatı ve Makineleri Mühendisi Çağrı Bilir'e teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak tüm eğitim ve çalışma hayatımdan çok daha fazlasını kapsayan yaşantımın her evresinde yanımda olup beni destekleyen ve yol gösteren aileme minnettar olduğumu belirtmek isterim.

Mayıs 2015

Akile Neşe Halilbeşe
Gemi İnş. ve Gemi Mak. Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
ÖZET.....	xvii
SUMMARY.....	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması	2
2. BOYUTLANDIRMA	5
2.1 Ana Değerler	5
2.2 Makine Dairesi Boyutlandırması	5
2.2.1 Yatak tasarımı için statik ve dinamik kuvvetlerin hesabı.....	12
3. ANA MAKİNE YATAĞI VE SİSTEMİN ANALİTİK MODELLENMESİ..	21
3.1 Eksen Kaçıklığı Kontrolü	21
3.2 İç Dip Sacının Yay Olarak Temsil Edilmesi ve Tüm Sistemin Matematik Modellemesi.....	24
3.2.1 Düşey genlik ve frekans hesabı.....	25
3.2.2 Alan atalet momentleri ve kütle atalet momentleri	33
3.2.3 Baş – kık vurma frekansı, doğrusal öteleme frekansı ve maksimum yer değiştirme	35
3.2.3.1 Baş – kık vurma frekansı.....	35
3.2.3.2 Doğrusal öteleme frekansı.....	37
3.2.3.3 Bileşik harekete ait frekans	39
3.2.3.4 Maksimum yer değiştirme genliğinin hesaplanması	40
3.2.3.5 Bileşik hareket durumu	40
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	43
4.1 Gemi Dizel Motorunun Modellenmesi.....	43
4.2 Gemi Dizel Motor Yatağı Test Sonuçları.....	43
4.3 Gelecekte Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler.....	45
KAYNAKLAR.....	47
ÖZGEÇMİŞ	59

KISALTMALAR

KMA	: Krank Mili Açısı
kN	: kilo Newton
m	: metre
mm	: milimetre
MTU	: firma – Motoren und Turbinen – Union
rpm	: revolution per minute (dakikada devir)
t	: ton
r	: Yarıçap
t	: Zaman
F	: Kuvvet
g	: Yerçekimi ivmesi
G	: Ağırlık merkezi
β_i	: Silindirler arası ateşleme faz açısı
β	: Biyel kolunun taradığı açı
α	: Krankın dönme açısı
s	: Pistonun aldığı yol
l	: Biyel kol boyu
d	: Krank yarıçapı
λ	: Krank yarıçapının biyel koluna oranı
c	: Pistonun hızı
a	: Pistonun ivmesi
ω	: Açısal hız
ω_m	: Çalışma frekansı
x_c	: Krank milinin aldığı dikey yol
N	: Motor hızı
n	: Silindir sayısı
y_c	: Krank milinin aldığı yatay yol
θ	: Atalet momenti
M	: Dizel motorun ıslak kütlesi
P	: Motor gücü
A	: Alan

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Hesaplanan hafifletme delikleri.....	9
Çizelge 2.2 : A ve B bloklarındaki silindirlerin ateşleme sırası.....	16
Çizelge 2.3 : B Bloğunda t=0,004 s için pistonlarda oluşan kuvvetler.	18
Çizelge 3.1 : Durum 1 için ana makine ve yatağının ağırlık ve ağırlık merkezleri. .22	
Çizelge 3.2 : Durum 2 için ana makine ve yatağının ağırlık ve ağırlık merkezleri. .23	
Çizelge 3.3 : Durum 3 için ana makine ve yatağının ağırlık ve ağırlık merkezleri. .23	
Çizelge 3.4 : Durum 1 için motorun eksen kaçıklığının kontrolü.....	23
Çizelge 3.5 : Durum 2 için motorun eksen kaçıklığının kontrolü.....	24
Çizelge 3.6 : Durum 3 için motorun eksen kaçıklığının kontrolü.....	24
Çizelge 3.7 : Durum 1 için değişen k değerleri.....	26
Çizelge 3.8 : Durum 2 için değişen k değerleri.....	26
Çizelge 3.9 : Durum 3 için değişen k değerleri.....	27
Çizelge 3.10 : Durum 1 için A_z değerleri.	29
Çizelge 3.11 : Durum 2 için A_z değerleri.	30
Çizelge 3.12 : Durum 3 için A_z değerleri.	30
Çizelge 3.13 : Durum 1 yatağın ve motorun kütle atalet momentleri.	33
Çizelge 3.14 : Durum 2 yatağın ve motorun kütle atalet momentleri.	34
Çizelge 3.15 : Durum 3 yatağın ve motorun kütle atalet momentleri.	34
Çizelge 3.16 : Durum 1 Kütle artışına bağlı sistemin durumu.....	35
Çizelge 3.17 : Durum 2 Kütle artışına bağlı sistemin durumu.....	35
Çizelge 3.18 : Durum 3 Kütle artışına bağlı sistemin durumu.....	35
Çizelge 3.19 : Durum 1 için $\omega_{n\varphi}^2$ değerleri.	36
Çizelge 3.20 : Durum 2 için $\omega_{n\varphi}^2$ değerleri.	37
Çizelge 3.21 : Durum 3 için $\omega_{n\varphi}^2$ değerleri.	37
Çizelge 3.22 : Durum 1 için ω_{ny}^2 değerleri.	38
Çizelge 3.23 : Durum 2 için ω_{ny}^2 değerleri.	38
Çizelge 3.24 : Durum 3 için ω_{ny}^2 değerleri.	38
Çizelge 3.25 : Durum 1 için ω_{x1}^2 ve ω_{x2}^2 değerleri.....	39
Çizelge 3.26 : Durum 2 için ω_{x1}^2 ve ω_{x2}^2 değerleri.....	39
Çizelge 3.27 : Durum 3 için ω_{x1}^2 ve ω_{x2}^2 değerleri.....	40
Çizelge 3.28 : Durum 1 için A_y ve $A\varphi$ değerleri.	42
Çizelge 3.29 : Durum 2 için A_y ve $A\varphi$ değerleri.	42
Çizelge 3.30 : Durum 3 için A_y ve $A\varphi$ değerleri.	42

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Makine dairesi boyutlandırması.	12
Şekil 2.2 : Ana makine yatağı boyutlandırması.	12
Şekil 2.3 : Krank miline etkiyen düşey kuvvetler.	13
Şekil 2.4 : Krank mili, biyel kolu ve piston kütlelerinin indirgenme noktaları.	14
Şekil 2.5 : Ateşleme sırası.....	15
Şekil 2.6 : Kuvvet- zaman eğrisi.	17
Şekil 2.8 : Moment - zaman eğrisi	18
Şekil 2.9 : Makine yatağı B bloğuna gelen statik ve dinamik kuvvetler.	19
Şekil 2.10 : Yatak B bloğun statik ve dinamik kuvvetler karşısında davranışı.	19
Şekil 3.1 : Durum 1 makine yatağının görderleri 2’şer mm kalınlaştırılmıştır.....	21
Şekil 3.2 : Durum 2 T profil kalınlığı 2’şer mm kalınlaştırılmıştır.....	22
Şekil 3.3 : Durum 3 T profilin yüksekliği ve kalınlığı 2’şer mm artırılmıştır.	22
Şekil 3.4 : Çift kütle yay sistemi modeli.....	25
Şekil 3.5 : Çift kütle yay sistemi modeli.....	27
Şekil 3.6 : Durum 1 yatağın kütlelerinin yüzde artışına bağlı Az değişimi.	31
Şekil 3.7 : Durum 1 yatağın kütlelerinin yüzde artışına bağlı Aznin % değişimi.	31
Şekil 3.8 : Durum 2 yatağın kütlelerinin yüzde artışına bağlı Az değişimi.	31
Şekil 3.9 : Durum 2 yatağın kütlelerinin yüzdesine bağlı Az’nin yüzde değişimi.	32
Şekil 3.10 : Durum 3 yatağın kütlelerinin yüzdesine bağlı Az değişimi.	32
Şekil 3.11 : Durum 3 yatağın kütlelerinin yüzdesiyle Az’nin yüzde değişimi.....	32
Şekil 3.12 : r_1 yarıçapının gösterimi.	33
Şekil 3.13 : h_1 gösterimi.....	41

GEMİ MAKİNALARININ YATAKLANMASI VE TİTREŞİM ETÜDÜ

ÖZET

Değişen ve gelişen endüstriyel aşamalarla kullanılan birçok makine hem boyut hem de güç olarak büyümektedir. Gemi tasarımıdaki son gelişmeler, daha büyük stroklu ve daha güçlü dizel motorların kullanıldığı, daha büyük boyutlarda, daha hafif, daha esnek gemilerin yapılmasına yol açmaktadır. Yapıyla beraber büyüyen statik ve dinamik kuvvetlerden kaynaklı gürültü ve titreşim gibi problemler ve bunların hava, akışkan ve yapı ile iletimi bu gelişmelerle büyüyen problemlerden bir kısmıdır. Yapı kaynaklı gürültü ve titreşimde ana makine ya da diğer makinelerden kaynaklı titreşim makine yatağına, yataktan ise tüm gemi yapısına iletilmektedir. Meydana gelen bu titreşimler yolcu konforu, mürettebat yaşamını ve hareketli aksamaların çalışma performansını etkileyip makina ve cihazlarda bozulmalara neden olmakla birlikte yapısal elemanlarda da yorulma hasarına neden olup kontrol edilmesi gerekmektedir. Ancak gemi çalışmaya başladıktan sonra alınacak önlemlerin uygulanması hem daha zor hem de maliyeti yüksek olması sebebiyle gemi inşa esnasında teorik ve deneysel çalışmalar yapılmalıdır. Ana makine yatağı titreşimlerinin önüne geçilmesi için ilk olarak tasarım aşamasında henüz ayrıntılar geliştirilmeden önlem alınmalıdır. Yataklarda tekrar eden şekilde ortaya çıkan ve deneylerle sabit olan titreşim problemlerinin çözüm kaynağının erken safhadaki tasarım aşaması olduğu açık olup, sonradan yapılacak olan düzeltmelerin çok ağır maliyetler gerektirdiği bilinmektedir. Rezonans önlemek ve ikaz kuvvetlerini azaltmak amacıyla detaylı hesaplamalar ve deneysel çalışmalar gerekmektedir. Bu sebeple gemi ana makinesi ve diğer makinelerin titreşim hesaplamaları çok önemlidir ve makine yatağı tasarımı yaparken yapıyı gereksiz yere ağırlaştırmadan titreşim genliklerini minimum seviyede tutmak amaçlanmalıdır. Gemi ana makine titreşim hesaplamaları yapılırken kullanılan bir teknik ise tüm sistemi çift kütle yay sistemi ile modellemektir.

Bu tez çalışmasında dinamik analizler ve gemi makine yatağının duyarlılık analizleri sistemi iki serbestlik dereceli sönümlü zorlanmış titreşim denklemleri ile modelleyerek çözülmüştür. İlk aşamada sistem statik açıdan incelenmiş, dayanıklılık hesaplamaları yapılmıştır. Bulunan dinamik kuvvetler (yanma odasında piston kafası üzerine etkiyen maksimum gaz basıncı) ve dinamik yükler (motorun sabit ve hareketli parçaları, hareketli parça kütleleri, ataletleri, dönen ve doğrusal hareket eden kütlelerin oluşturduğu kuvvetler) hesaplanmıştır. Statik ve dinamik kuvvetlere karşı yatağın nasıl cevap verdiği göz önünde bulundurarak ön yatak tasarımı yapılmıştır. Yatak tasarımının doğru olması çok önemlidir çünkü doğru tasarım motorun baş-kıç vurma, öteleme ve maksimum yer değiştirmesini engelleyecektir. İkinci adımda ise, analitik model oluşturulmuştur. Ana makine ve yatağı; bir çift yay ve kütle sistemi ile modellenmiştir. Zeminin yay gibi davrandığı kabul edilmiştir. Motor test yatağının dinamik dayanım ve titreşim hesaplamalarında kullanılan data Deniz Kuvvetlerine ait gemilerdeki dizel motorlardan seçilmiştir. Bunun yanında, olası düşey yönde aşağı yukarı hareket, ağırlık merkezi etrafında dönerek

baş – kık vurma ve ileri geri doğrusal öteleme hareketleri incelenmiştir. Hesaplanan yer değıştirme ve dönmeler tabloları verilmiş olup, ayrıca sonuçlar frekans – genlik grafiklerinde de gösterilmiştir. Sonuçların izin verilen sınırlar arasında olup olmadıkları kontrol edilmiştir. Son aşamada, sistemin matematik modelinin çözümüne geçilmiş, elde edilen sayısal sonuçlar değerlendirilmiş, tartışmalar ve yorumlar sonuç kısmında verilmiştir.

MARINE ENGINE FOUNDATION AND STUDY OF VIBRATION

SUMMARY

An unwanted side effect of building faster and lighter ships is the increasing noise and vibration in ships. In order to retain the full benefit of building faster ships without compromising the ride comfort and safety, effective noise and vibration control needs to be implemented to ship structures. Most severe damage to ship structures, however, is caused by large deformation and high dynamic stress concentration from low frequency vibration. The low frequency noise and vibrations also contribute most to discomfort onboard ships.

In cases where there is a demand for high structure-borne noise attenuation a two-stage mounting system (also called as raft mounting) is employed. The solution to reduce the structure-borne sound due to diesel excitations is usually to attempt to isolate the engine or the generating set from the surrounding structure by interposing elastic elements. The simplest isolation mounting arrangement normally used is to interpose a spring, often in the form of a rubber mount, between the vibrating diesel and the underlying hull structure. Another conventional but a more attractive arrangement for isolation is the so-called two-stage mounting system where an intermediate mass is attached to both the diesel and hull structure by springs. It has been proven that, in nearly all cases, a two-stage mounting system affords superior vibration isolation at high frequency to a simpler single stage mounting. The aim is to reduce vibration levels from machinery to foundation, and thereby to reduce radiation noise levels from ship hull.

Theories for vibration isolation and the attenuation of vibration using resilient mounts have been investigated by many researchers. Comprehensive reviews of the literature concerning many aspects of vibration isolation can be found. The design criteria and guidelines for vibration isolation are available in many design handbooks for the car, ship, and airplane industries.

In the prediction of vibration transmission from a diesel via the mounting system to the ship's hull, one important issue is the determination of the diesel excitation level and property. This is also true in the design of a resilient mounting system because the selection of appropriate mounting elements is highly constrained by excitations. The exciting sources of a marine diesel are due to rotational imbalance and reciprocating masses. Combustion, inertia of a reciprocating piston, rotational inertia of the connecting rod and crankshaft, and the impact between the piston and cylindrical liner result in the shaking force and moments on the engine block.

In the traditional isolation design of a diesel-mount system, only piston-crank inertia loads are taken into account in determining the excitation level and source frequency, while piston-slap induced exciting components of force and moment are of much less concern in order to simplify the analysis and design. It has been demonstrated both analytically and experimentally that piston-slap is a major excitation source of air-borne noise from an internal combustion piston engine, especially from turbo-

charged diesels. The role that piston-slap plays in the excitation of a vibratory diesel is still questionable when analyzing the engine vibration transmission via resilient mounts to the ship's hull and consequent underwater radiated noise. Exploring the answer to this question is one part of this work.

Furthermore, initial studies in design of diesel-mount systems have focused on keeping the natural frequencies of the system away from the undesirable engine operation frequency range. Often, when choosing isolators only the mass and operational frequency of the engine to be isolated are considered, i.e. chosen only for a force acting on the isolation in one direction. This classical only one DOF of motion or only the translational DOFs of motion vibration isolation prediction will not suffice for diesel-mount systems where there exist a combined force and moment excitation and a multiple-mounts system between engine and foundation. Previous researchers have also studied vibration isolation including more than one DOF of motion, often including only the translational stiffness, or they are considered only for rigid body motion. The shortcoming of modeling the engine source and foundation as a rigid body can be improved by including their dynamic characteristics which can be represented by their mobility or blocked impedance. One more important aspect is devoted to the effects of rotational stiffness of resilient mounts on vibration transmission.

Analysis of vibration transmission from a diesel engine to the ship's hull via a resilient mounting system is very complicated, since the transmitted vibration is characterized by a large number of parameters that in some cases cannot be directly compared. Including both force and moment excitations and considering coupled multiple-DOF transmission largely increases the complexity of the problem. On the analysis of vibration transmission from a combined force and moment excited source to a flexible receiver via a coupled multiple-DOF mounting system, a number of publications can be referred to in open literature. From the standpoint of ease of interpreting the results, an analytical method of studying the isolation problem is more advantageous than a numerical method by finite element analysis (FEA). However, to perform the vibration transmission calculation, solutions of mobilities or impedances of exciting source, resilient mounts and receiving structure must be known in advance. Owing to the complexity of construction, it is nearly impossible to obtain analytical solution of mobilities or impedances of such a complex vibration receiver as a ship's hull unless some biased assumptions are made. FEA is an efficient numerical tool to achieve the target of vibration transmission prediction of a complex source-mount-receive system.

This is done by placing the engine on anti-vibration mounts which are mounted on a foundation. This foundation is again supported on the inner bottom shell through another spring (inner bottom shell acts like a naturel spring) which act as the second layer mounts. The inner bottom shell may be treated as the fixed support. Thus the engine-mount-foundation system can be modelled as a two degree freedom system with certain assumptions. This change from single stage mounting to double stage mounting, results in reducing the transmissibility of forces to the foundation. Resilient mounting systems of engines also provide a powerful means of isolating structure borne sound on its path from the engine to the foundation. Improvement of the mounting system may be achieved by changing from a conventional single stage to a double stage mounting system.

This study consists of four main steps. At first, the engine foundation is focused, and its general characteristics, dimensions, sectional views, concrete properties, gravity centers, ground characteristics and shell properties are evaluated. So a statical

endurance capability and strength calculations are overcome. Secondly, the dynamical forces (maximum gas pressure inside the combustion bowl and acting onto the piston crown area) and dynamical loads (fixed and moveable parts of the engine, their masses, inertia, rotating and linear moving mass forces) are evaluated. Vibrations model is utilized by two degrees of freedom. Solution of the mathematical model about the system (engine + mount + foundation + inner bottom shell) is discussed and concluded at final step. At further step, analytical model was formed. The all system is then modelled by a pair of spring and mass system. The behaviour of inner bottom shell is represented as a spring. The vertical, rocking or transverse type of vibrations of the system are assumed to be most predominant. We will analyze effects of changes in various dimension of the foundation. It is aimed to observe the behaviour of the system by analyzing foundation.

Displacement and rotations are calculated and checked if they are in the permissible limits or not according to the frequency – amplitude charts. Results are shown in graphics and discussion, comments and conclusions are made supported by charts. Suggestions for any academic studies in future are also noted at the end of the thesis.

1. GİRİŞ

Bütün makina yatakları ciddi mühendislik problemleri olarak ele alınır. Makine yatakları dinamik yüklerin etkisi altındadır. Tasarımcının, teknik olarak dayanıklı ve ekonomik bir çözüm seçmesi, hesaplamalarında harmonik titreşimleri gözönüne alması gerekir. Makina yataklarının modellenmesi, sadece statik yükleri destekleyen bir yatağın tasarımına göre çok daha karmaşıktır. Tasarımcı makina yataklarında statik yüklerin yanında makinanın çalışmasından kaynaklanan dinamik yükleri de düşünmelidir. Bu dinamik kuvvetler makinanın oturduğu yatağa iletilir. Dikkatli bir çalışma ile, alt toprak tabakasındaki ve temeldeki titreşimler önlenerek, makina uygun koşullarda çalışmasına devam eder. Bir başka durum olarak da yatak kendisini destekleyen bir zemin üzerinde bulunmuyorsa; yine çevresine yayacağı titreşimleri önleyerek, titreşim genliklerini söndürecek ya da titreşim genliklerini filtre ederek tutacak ya da makinanın çalışma frekansı ile sistemin doğal frekansı birbiriyle çakışmayacak şekilde tasarımı olarak, makinanın sürekli ve güvenli çalışması sağlanmalıdır[1].

1.1 Tezin Amacı

Gemi ana makinesi ve yatağından oluşan sistemin zorlayıcı kuvvetler karşısında harmonik titreşim hareketlerinin analitik modeli kurulmuştur. Ana makine ve yatağından oluşturulan sistem yatağın boyutlarında yapılan değişiklikler ile değiştirilmiş ve her durum için incelenerek ana makinenin düşey yönde aşağı yukarı hareketine, ileri yönde yer değiştirmesine ve ağırlık merkezi etrafında dönerek baş-kıç vurma hareketine ait matematik modelleri oluşturulmuş ve kıyaslanmıştır. Konuya ilişkin çıkarımlar tablo ve grafiklerle desteklenerek yorumlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Makina yataklarının analitik modellenmesinin yapılabilmesi için hem makinaların yapılarının hem de çalışma esnasında meydana getirdikleri kuvvetlerin ve titreşimlerin doğru modellenmesi gerekir . Makina yatak sistemleri ile ilgili araştırma çalışmaları da bu sebeple, makina dinamik kuvvetlerinin analizini ve yataklara iletilen kuvvet ve titreşimlerin azaltılması için en uygun yatak özelliklerinin tespiti üzerinde yoğunlaşmaktadır. Araştırma çalışmaları aşağıda verilen başlıklar altında toplanarak, gruplanmış ve değerlendirilmiştir:

- i. Ana makine yatak tasarımı
- ii. Ana makine yatağına gelen kuvvetler
- iii. İki serbestlik dereceli sönümlü zorlanmış titreşim

Makina dinamik kuvvetleriyle ilgili yapılan çalışmaların araştırılması sırasında, literatürde yer alan çalışmaların büyük çoğunluğunun makina yataklarına iletilen titreşimlerin ana kaynağı olarak dinamik yüklerin ön plana çıktığı görülmüştür. Çünkü oluşan dinamik kuvvetler statik kuvvetlere kıyasla çok büyüktür. Bu sebeple incelenen kaynaklarda da makina çalıştırılması esnasında makine yataklarına motorun oturma ayaklarıyla da motor yatağına etkiyen dinamik kuvvetlerin çok önemli ve ihmal edilemez olduğunun vurgulandığı görülmüştür [1,2,3].

Gereken karşı önlemlerin tasarım aşamasında dikkate alınmadığı zaman dinamik kuvvetlerin motorun üzerine oturduğu yatakta ve konuşlandığı zeminde yaratacağı gerilmelerin, titreşim genliklerinin hareketli aksamaların çalışma performansını etkileyip makina ve cihazlarda bozulmalara neden olmakla birlikte yapısal elemanlarda da yorulma hasarına neden olup kontrol edilmesi gerekmektedir. Motor yatağı tasarımının büyük ölçüde makine titreşimine bağlı olduğu düşünülmüş ve güvenli çalışma koşulları için makina dinamik kuvvetlerinin tanımlanmasına olan ihtiyaç incelenen araştırmalarda vurgulanır bulunmuştur [1,4]. Makinalarda meydana gelen dinamik kuvvetlerin neler olduğu ve bu kuvvetlerin makina özelliklerine göre değişimi bu tez çalışmasının temel amacını oluşturmaktadır. Dinamik kuvvetlerin neden olduğu harmonik titreşimler sistemde ciddi sorunlara yol açabilir. Titreşim problemlerinde istenmeyen ancak olasılığı yüksek sonuç rezonans olup, rezonans olasılığı tasarım aşamasında yapılacak analizler ile önlenmelidir. Sistemde meydana gelen harmonik titreşimlere ve makina tipine göre sistemin modellenmesine ilişkin

kısıtlar ve gereklilikler de modellememizde dikkate almamız gereken diğer esaslardır [2,5,6,7].

2. BOYUTLANDIRMA

Ana makine için uygun bir makine yatağı tasarımını yapmak için geminin ana boyutlarından faydalanılır. Genel özellikleri ve ana boyutları belirlenmiş bir gemide, makina yataklarının tasarımına ışık tutacak adımlar klas kuruluşlarının öngördüğü kural istekleri dikkate alınarak atılır.

2.1 Ana Değerler

Makine yatağının boyutlandırması için aşağıda verilen gemiye ait ana değerlerden faydalanılır. Geminin yapı elemanlarının boyutlandırılması için Türk Loydu kuralları kullanılmıştır.

L_{OA}	: 126 m	C_B	= 0,7
L_{WL}	: 120 m	V	= 16 knot
B	: 20 m	a	= 0,72 m
D	: 10 m		
T	: 6 m		
k	: 1		

2.2 Makine Dairesi Boyutlandırması

Postalar arası mesafe:

Postalar arası mesafe Türk Loydu kuralına göre (2.1) formülü ile hesaplanır:

$$a = L/500 + 0,48 \quad a = 0,72 \quad (2.1)$$

Levha omurga genişlik:

Levha omurga genişliği Türk Loydu kuralına göre (2.2) formülü ile hesaplanır:

$$b = 800 + 5 \cdot L \quad b = 1400 \text{ [mm]} \quad (2.2)$$

Levha omurga kalınlığı:

Levha omurga kalınlığı Türk Loydu kurallarına göre (2.3) formülü ile hesaplanır:

$$t_{FK} = t_B + 2,0 \text{ [mm]} \quad 11+2=13 \text{ [mm]} \quad (2.3)$$

t_B = Türk Loydu Bölüm 2-3'e göre dip kaplama kalınlığıdır [mm] ve makine dairesi dahil olmak üzere gemi ortasında $0,7L$ boyunca t_{FK} 'a güvenlik için 2 mm ekleme yapılır[8].

Çift dip merkez iç omurga yüksekliği ve kalınlığı:

Çift dip merkez iç omurga yüksekliği Türk Loydu kurallarına göre (2.4) formülü ile hesaplanır :

$$h_{DB}=50B \text{ [mm]} \quad h_{DB}= 1000 \text{ [mm]} \quad (2.4)$$

Türk Loydu kurallarına göre h_{DB} hiç bir durumda 760 mm'den daha düşük ve gerekmedikçe 2000 mm'den yüksek olmayacaktır. Merkez iç omurga yüksekliği çift dibin tamamına erişim olanağı verecek şekilde belirlenecektir[8].Merkez iç omurga kalınlığını hesaplayabilmek için ilgili formül (2.5) şu şekildedir:

$$h_{DB} < 1200 \text{ mm için } t_{GM} = \frac{h_{DB}}{h_{DBA}} \left(\frac{h_{DB}}{100} + 1,0 \right) \sqrt{k} \text{ [mm]} \quad t_{GM} = 11 \text{ [mm]} \quad (2.5)$$

h_{DB} =Türk Loydu Bölüm 3.2.1 maddesine göre belirlenmiş merkez iç omurga yüksekliğidir[8]. Gemide mevcut merkez iç omurga yüksekliği [mm] ($h_{DBA} \geq h_{DB}$)[8]. t_{GM} , Türk Loydu Bölüm 3.5.5 maddesine göre hesaplanmış t_G değerinden daha düşük olmayacaktır[8]. Türk Loydu Bölüm 3.5.5'e göre minumum kalınlıklar (2.6) ve (2.7) formüllerine göre belirlenir [8].

$$t_G = (5,0+0,03L)\sqrt{k} \text{ [mm]} \quad t_G = 8,6 \text{ [mm]} \quad (2.6)$$

$$t_G \geq 6,0\sqrt{k} \text{ [mm]} \quad t_G = 6 \text{ [mm]} \quad (2.7)$$

Dip kaplaması:

Dip kaplaması kalınlığını hesaplayabilmek için (2.8) formülü şu şekildedir:

$$t_B = 15 f_1 f_2 s \sqrt{\frac{P_S + P_{WB}}{\sigma_p}} + t_K \text{ [mm]} \quad t_B = 6,18 \text{ mm} \approx 6,5 \text{ [mm]} \quad (2.8)$$

Gemi dibinde hiç bir noktada dış kaplama kalınlığı (2.9) ile hesaplanan değerden düşük olmayacaktır:

$$L \geq 50 \text{ m için } t_{min} = \sqrt{Lk} \text{ [mm]} \quad t_{min} = 10,95 \approx 11 \text{ [mm]} \quad (2.9)$$

İç dip kaplaması:

İç dip kaplamasının kalınlığının ise (2.10) formülü ile hesaplanan değerden az olmaması gerekir.

$$t = 1,1 s \sqrt{Pk} + t_k \text{ [mm]} \quad t=7,56 \quad t=8 \text{ mm} \quad (2.10)$$

P = Dizayn basınç yükü [kN/m²] hesaplarken (2.11), (2.12), (2.13) denklemleri ile bulunan P değerlerinden büyük olanı alınmalıdır[8]:

$$P_1 = 10 (T - h_{DB}) \quad (2.11)$$

$$P_2 = 10 h_{OF} \quad (2.12)$$

$$P_3 = P_{SI} + P_{DI} \quad (2.13)$$

P₂ değeri iç dibin tank cidarı olarak işlev görmesi durumunda kullanılır. P₃; Türk Loydu Bölüm 5, C.4.2 ve Türk Loydu Bölüm 5,D.6.4'ye göre hesaplanmış statik ve dinamik iç dip basınç yüklerinin toplamıdır. h_{OF} taşıntı borusunun üstünden iç dibe olan yüksekliğıdır ve h_{DB} ise çift dip yüksekliğıdır [8].

Borda kaplaması:

Borda kaplaması kalınlığı Türk Loydu kurallarına göre (2.14)formülü ile hesaplanır :

$$t_s = 15 f_1 f_2 s \sqrt{\frac{P_S + P_{WB}}{\sigma_p}} + t_k \text{ [mm]} \quad t_s = 6,18 \text{ mm} \approx 6,5 \text{ mm} \quad (2.14)$$

Gemi bordasında hiç bir noktada dış kaplama kalınlığı Türk Loydu kurallarına göre (2.15) formülü ile hesaplanan aşağıdaki değerden düşük olmayacaktır:

$$L \geq 50 \text{ m için } t_{\min} = \sqrt{Lk} \text{ [mm]} \quad t_{\min} = 10,95 \approx 11 \text{ [mm]} \quad (2.15)$$

Yan iç omurgalar

Makina dairesinde ve baş dikeyin 0,25L gerisine kadar olan baş tarafta en az bir adet yan iç omurga bulunacaktır. Çift dibin diğer kısımlarında, merkez iç omurga ile gemi bordası arasındaki uzaklığın 4,5 metreyi aştığı yerlerde bir adet, 8 metreyi aştığı yerlerde iki adet ve 10,5 metreyi aştığı yerlerde üç adet yan iç omurga bulunacaktır[8].

B/2= 10 [m] 8<10<10,5 ise iki adet yan iç omurga konmalıdır.

Yan iç omurgaların birbirlerinden, merkez iç omurgadan ve gemi bordasından uzaklıkları makine dairesinde makine yatakları boyunca 1.8 m ve çift dibin diğer kısımlarında 2 adet yan iç omurga bulunan yerlerde 4,0 m'den az olmayacaktır[8].

Temel görderleri altındaki yan iç omurgalar bitişik bölmelerin içine uzatılacak ve dip yapısına bağlanacaktır. Bu uzatma makine dairesi baş ve kış perdelerinden itibaren 2-4 posta arası olacaktır[8].

Yan iç omurgaların kalınlığı Türk Loydu kurallarına göre (2.16) formülü ile hesaplanan aşağıdaki değerden az olmayacaktır:

$$t_G = \frac{h_{DB}^2}{120h_{DBA}} \sqrt{k} \quad [\text{mm}] \quad t_G = 8,5 \quad [\text{mm}] \quad (2.16)$$

Burada hesaplanan yan iç omurga kalınlığı (2.17), (2.18) formülleri ile hesaplanır ve Türk Loydu Bölüm 3.5.5 maddesinde verilen t_G değerinden az alınmayacaktır[8].

$$t_G = (5,0 + 0,03L) \sqrt{k} \quad [\text{mm}] \quad t_G = 8,6 \quad [\text{mm}] \quad (2.17)$$

$$t_G \geq 6,0 \sqrt{k} \quad [\text{mm}] \quad t_G = 6 \quad [\text{mm}] \quad (2.18)$$

$8,5 \text{ [mm]} < 8,6 \text{ [mm]}$ bu yüzden kalınlık 8,6 alınmalıdır. 8,6 değeri kullanılamayacağı için 9 [mm] kalınlık kabul edilmiştir.

Makine temelleri altındaki takviyeler için Türk Loydu Bölüm 4.2.3.'teki bölümü inceliyoruz ve temel görderleri altındaki yan iç omurgalar bitişik bölmelerin içine uzatılacak ve dip yapısına bağlanacaktır ibaresini görürüz. Bu uzatma makine dairesi baş ve kış perdelerinden itibaren 2 veya 4 posta arası olacaktır[8].

Dolu döşekler

Makina dairesinde enine posta sistemine sahip gemilerde her postada dolu döşek bulunması gerekir. Perdelerin ve ondüle perdelerin altında dolu döşek bulunacaktır. Dolu döşeklerin kalınlığı (2.19) formülü ile hesaplanan aşağıdaki değerden az olmayacaktır[8].

$$t_F = t_{GM} - 2,0 \sqrt{k} \quad [\text{mm}] \quad t_F = 9 \quad [\text{mm}] \quad (2.19)$$

$t_{GM} = 3.2.2$ maddesine göre hesaplanan merkez iç omurga kalınlığıdır[8].

Dolu döşek kalınlığının 16,0 mm'den büyük olmasına gerek yoktur[8].

Dolu döşeklerin gövde kesit alanı (2.20) ile hesaplanan değerden az olmayacaktır [8]:

$$A_{PF} = \varepsilon T \ell_B s_F \left(1 - \frac{2y}{l_B}\right) k \quad [\text{cm}^2] \quad A_{PF} = 17,28 \quad [\text{cm}^2] \quad (2.20)$$

s_F = Dolu döşekler arası uzaklık [m],

ℓ_B = Boyuna perde bulunması durumunda bunlar arasındaki uzaklık [m],

$\ell_B = B$, boyuna perde bulunmaması halinde,

y = Dolu döşegin mesnet noktası (borda veya boyuna perde) ile ele alınan kesit arasındaki uzaklık. En fazla $0,4\ell_B$ alınacaktır.

$\varepsilon = 0,5$ (Makine daireleri ve depolar gibi tam yüklü durumda da boş kalabilen bölmeler),

Hafifletme deliklerinin yerlerini belirlemek için öncelikle yan iç omurgaların yerlerini belirlemek gerekir. Bunun için yan iç omurgaları yaklaşık eşit aralıklarla dağıtmak gerekir. Ayrıca geminin giderek daralmakta olduğunu ve ölçülerin olabildiğince yuvarlak sayı olması için yan iç omurgaları orta iç omurgadan itibaren 2500 mm aralıklarla yerleştirmek uygun olur. Hafifletme deliklerini de yan iç omurgaların aralarına ortalama gelecek şekilde yerleştirmek uygun olur. Bunlardan bordaya en yakın geleni en yüksek kesme gerilmesine maruz kalacağını göz önüne alarak daha küçük boyutta ve dairesel olarak tasarlamakta yarar vardır. Bu şekilde düzenlenen hafifletme deliklerinin yükseklikleri (2.21) formülü ile bulunur.

$$h \leq h_a - \frac{A_w}{t_{pf}} \quad [\text{mm}] \quad (2.21)$$

Deliklerin genişlikleri herhangi bir ek hesabı gerektirmeyip daha ziyade geçiş için yeterli genişlik ve yan iç tulanilerle yeterli mesafe bırakacak şekilde seçilirler. Bu şekilde hesaplanan hafifletme delikleri boyutları Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Hesaplanan hafifletme delikleri.

y (mm)	$A_w(\text{cm}^2)$	h (mm)	b (mm)
2000	106.98	210	210
4250	90.46	500	300
6750	54.29	800	400
9050	30.29	800	400

Son hafifletme deliği için alan hesabına $y < 0.4B$ olması göz önüne alarak hesap yaptığımızda ve delik boyutlarını tayin ederken daha ziyade estetiği göz önüne alarak üçüncü delikle aynı bırakabiliriz.

Makine dairesi dolu döşekler

Her postada dolu döşek bulunacak ve bu döşekler için Türk Loydu Bölüm 3.4.1 maddesine göre hesaplanan kalınlık değeri (2.22) formülü ile hesaplanan oran kadar arttırılacaktır:

$$3.6 + \frac{P_B}{500} [\%] \quad \%18.6 \quad t_F = 10,35 \approx 10,5 \text{ mm} \quad (2.22)$$

Bu oran en az %5, en fazla %15 alınacaktır.

P_B = Tek makina gücü [kW]

Derin postaların altına denk gelen dolu döşeklerin kalınlığı yukarıdaki hükümlere ek olarak arttırılacaktır. Bu durumda dolu döşek kalınlığı Türk Loydu Bölüm C.1.6.2.1 maddesinde verilen değerden az olmayacaktır.

Dip postalarının kesit modülü

Dip postalarının kesit modülü (2.23) formülü ile hesaplanan değerden az olmayacaktır[8]:

$$W = 0,7 C s \ell_B (P_S + P_{WB}) k \quad [\text{cm}^3] \quad W = 125,63 \quad [\text{cm}^3] \quad (2.23)$$

Bu kesit modülüne uygun 100*100*12 eşit kenarlı köşebent seçilmiştir.

$$s = 0,6275 \text{ [m]}$$

$$\ell_B = 3,07 \text{ [m]}$$

P_S = Dibe etkiyen hidrostatik basınç yükü [kN/m²], Türk Loydu Bölüm 5, C.2[8].

P_{WB} = Dibe etkiyen dalga basınç yükü [kN/m²], Türk Loydu Bölüm 5, D.3[8].

$C = 0,6$ (0,5 ℓ' 'de Türk Loydu Bölüm 3.4.5 maddesine uygun payandalar var ise),

= 1,0 (aksi takdirde)[8].

s = Dip postaları arasındaki uzaklık [m][8],

ℓ = Desteklenmeyen boy [m], payandalar dikkate alınmayacaktır[8].

İç dip postalarının kesit modülü

İç dip postalarının kesit modülü (2.24) formülü ile bulunur:

$$W_{BF} = 0,55 C s \ell^2 P_k \quad [\text{cm}^3] \quad W_{BF} = 303,06 \quad [\text{cm}^3] \quad (2.24)$$

Bu kesit modülüne uygun 130 x 130 x 16 profili seçilmiştir.

$$P = P_{SI} + P_{DI} \quad (2.25)$$

$$P = P_T \quad (2.26)$$

$$P = 10 (T - h_{DB}) \quad (2.27)$$

$$P_T = P_{ST} + P_{DT} \quad (2.28)$$

$$P = P_{T1} , P_{T2} , P_{T3} , P_{T4} , P_{T5} \quad (2.29)$$

En büyük değer kullanılacaktır. P değeri (2.25), (2.26), (2.27), (2.28), (2.29) formülleri ile hesaplanır[8].

P_{SI} = İç dibe etkiyen statik yük $[kN/m^2]$ değerini Türk Loydu Bölüm 5, C.4.2. kısmında bulabilirsiniz [8].

P_{DI} = İç dibe etkiyen dinamik yük $[kN/m^2]$ değerini Türk Loydu Bölüm 5, D.6.4 kısmında bulabilirsiniz [8].

P_{ST} = Statik tank basınç yükü $[kN/m^2]$, değerini Türk Loydu Bölüm 5, C.3 kısmında bulabilirsiniz [8].

P_{DT} = Dinamik tank basınç yükü $[kN/m^2]$, değerini Türk Loydu Bölüm 5, D.1 kısmında bulabilirsiniz [8].

P_T = Dizayn tank basınç yükü $[kN/m^2]$ değerini Türk Loydu Bölüm 5, C.3 ve Bölüm 5, D.8 kısmında bulabilirsiniz [8].

Braketler

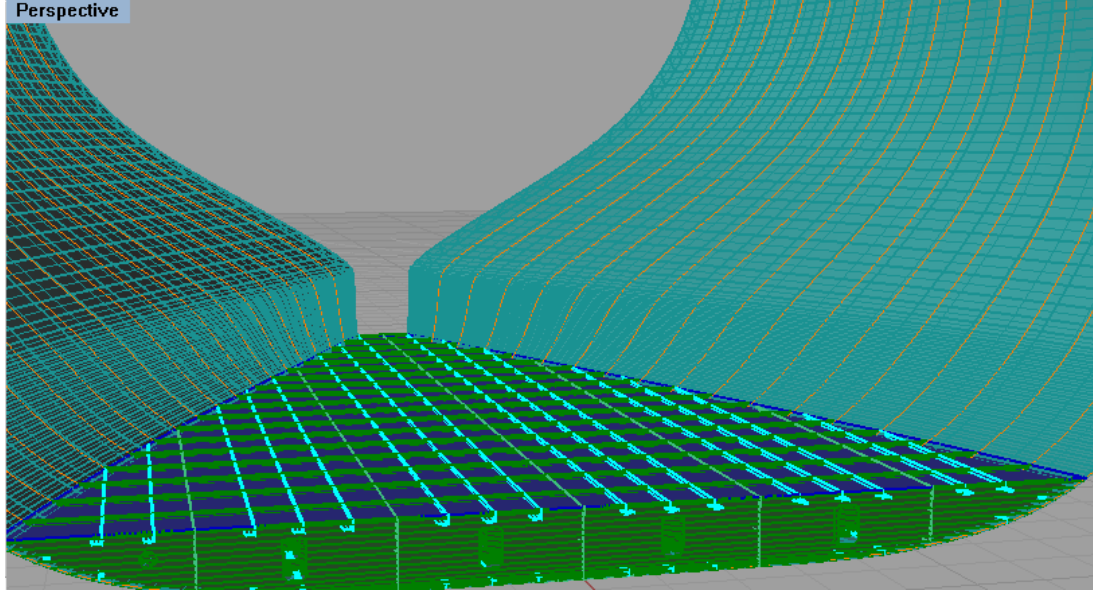
Braketler, genel olarak, dolu döşeklerle aynı kalınlıkta olacak ve genişlikleri Türk Loydu Bölüm 3.2 maddesine göre hesaplanan merkez iç omurga yüksekliğinin 0,75 katı alınacaktır. Dip postalarının desteklenmeyen boyunun 1 m'den veya döşek derinliğinin 750 mm'den fazla olması durumunda braketlerin serbest kenarları flençli olacaktır[8].

$$t_{braket} = 9 \text{ mm}$$

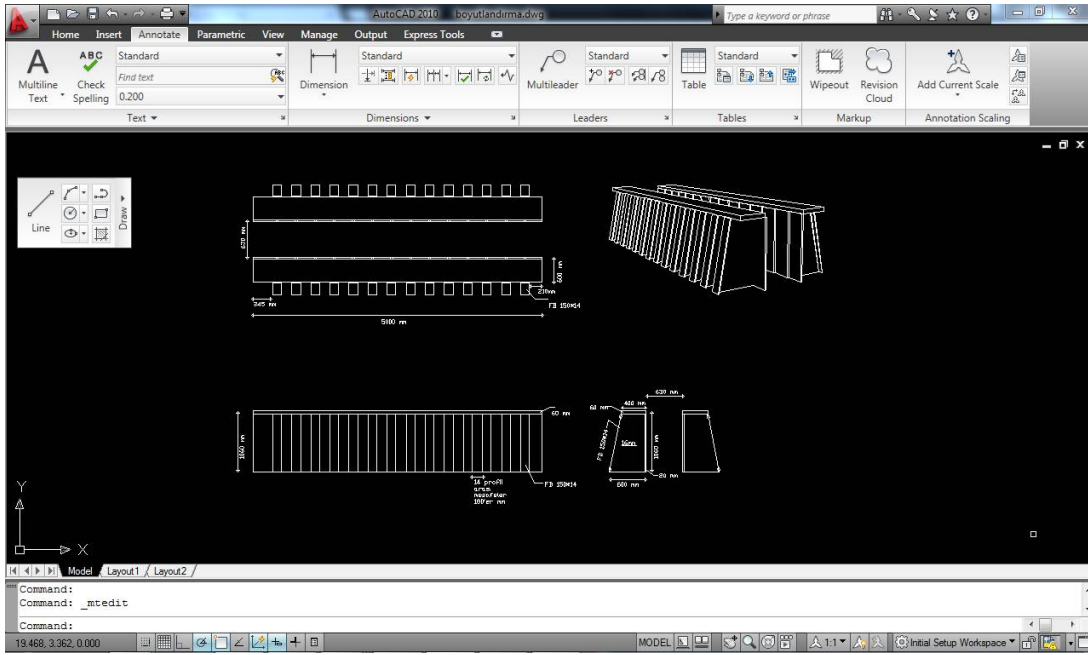
$$D_{braket} = 750 \text{ mm}$$

Flençsiz olacaktır.

Boyutlandırılması yapılmış olan makine dairesi Rhinoceros programında 3 boyutlu olarak çizilmiştir ve Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Gemi ana makine yatağı boyutlandırması ise Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: Makine dairesi boyutlandırması.

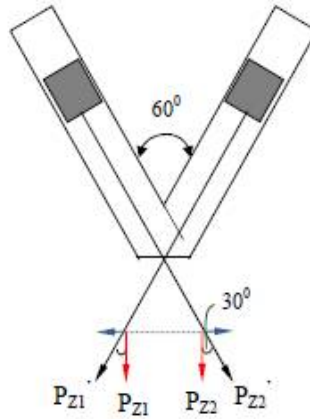


Şekil 2.2 : Ana makine yatağı boyutlandırması.

2.2.1 Yatak tasarımı için statik ve dinamik kuvvetlerin hesabı

Tez çalışması için seçmiş olduğumuz motor MTU 20V1163TB93 olup, silindirler “V” blokları düzeninde yer almaktadır. Silindir blokları arasındaki açı 60 derecedir. Şekil 2.3’te silindir bloklarının düzeni görülmektedir. A ve B isimli silindir bloklarında 10’ar adet silindir karşılıklı yer almaktadır. Örneğin karşılıklı yer alan A1 ve B1 silindirlerinin merkezleri motorun boyuna eksenine göre simetrik olup

aralarında 60 derecelik açının yarattığı uzaklık vardır ve her iki silindire ait biyel kolları aynı krank muylusuna yan yana bağlanmıştır. Dolayısıyla Şekil 2.3'te verilen silindir düzenlemesine uygun olarak yer çekimi yönünde yani aşağı yönde dik olarak etkiyecek olan P_z kuvveti kolayca bulabiliriz[6,7,9].Yapılan ön tasarımın statik ve dinamik kuvvetler karşısında dayanımı göz önünde bulundurularak yatağın tasarımı tamamlanılmıştır.



Şekil 2.3 : Krank miline etkiyen düşey kuvvetler.

Silindir eksenini boyunca doğrusal öteleme hareketine neden olan P_z kuvvetinin 2 bileşeni vardır. Silindir blokları “V” düzeninde olduğu için;

$$P_{Z1} = P'_{Z1} \cos(30) \quad (2.30)$$

$$P_{Z2} = P'_{Z2} \cos(30) \quad (2.31)$$

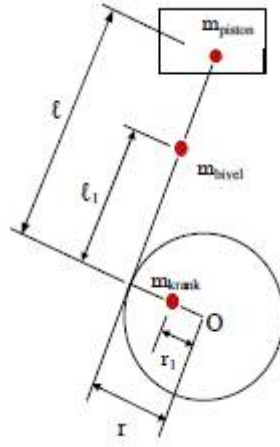
kuvvet formülleri Şekil 2.3 yardımıyla elde edilir.Buradan hareketle aynı krank muylusuna etkiyen düşey yöndeki kuvvetin, o muyluya etkiyen P_{Z1} (2.30) ve P_{Z2} (2.31) bileşenlerinin toplamından oluşacağı sonucuna varılır:

$$P_Z' = P_{Z1} + P_{Z2} \quad (2.32)$$

$$P_Z = 2 * P_Z' * \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (2.33)$$

Newton yasası gereği kütle ve ivmenin çarpımının kuvvete eşit olmasından hareketle, piston-biyel kolu ve krank mili kütlelerinin ötelenen ve dönen kütleler olarak birleştirilmesi, ivme için ise pistonun ilerlediği yolun zamana göre değişiminin türevinin alınması gerekir. Piston kütlelerinin piston pimi ekseninde toplandığı, biyel kolunun kütlelerinin ise biyel kolu ağırlık merkezinde toplandığı öngörülmüştür. P_z

formülü (2.33) denklemi ile verilmiştir. Piston, biyel ve krank mili kütlelerinin indirgenme yerleri en genel şekilde Şekil 2.4 'te gösterilmiştir[6].



Şekil 2.4 : Krank mili, biyel kolu ve piston kütlelerinin indirgenme noktaları.

Şekil 2.4 'teki gösterimin yardımıyla, doğrusal öteleme hareketi yapan kütle ile dönen kütle (2.34) ve (2.35) denklemleri yardımı ile aşağıdaki gibi yazılır.

$$m_{\text{ötelenen}} = m_{\text{piston}} + \frac{\ell_1}{\ell} m_{\text{biyel}} \quad (2.34)$$

$$m_{\text{döner}} = \frac{r_1}{r} m_{\text{krank}} + \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_{\text{biyel}} \quad (2.35)$$

Burada;

ℓ : Biyel kolunun uzunluğu

ℓ_1 : Biyel ağırlık merkezinin krank muylusuna uzaklığı

r : Krank yarıçapı

r_1 : Krank ağırlık merkezinin krank mil eksenine uzaklığı

olmaktadır.

Bir içten yanmalı pistonlu motorda düşey yönde etkiyen dinamik kuvvet, döner ve ötelenen kütleler ile piston ivmesi kullanılarak aşağıdaki (2.36) denklemiyle hesaplanır[6,9].

$$P'_Z = (m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{döner}}) \omega_m^2 r \cos(\omega_m t) + m_{\text{ötelenen}} \frac{\omega_m^2 r^2}{\ell} \cos(2 \omega_m t) \quad (2.36)$$

Çok sayıda silindire sahip dizel motorların silindirleri belirli faz açılarıyla birbiri ardı sıra ateşleneceği için, düşey yönde etkiyen dinamik P'z kuvvetini de buna uyumlu olarak (2.37)'deki gibi yazmak gerekir.

$$P'_{zi} = \omega_m^2 r [(m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}})_i \cos(\omega_m t + \beta_i) + m_{\text{ötelenen}} \lambda_i \cos 2(\omega_m t + \beta_i)] \quad (2.37)$$

Burada;

β_i : Silindirlerarası ateşleme faz açısı

λ_i : Krank yarıçapının biyel kol uzunluğuna oranı (r_i / ℓ_i)

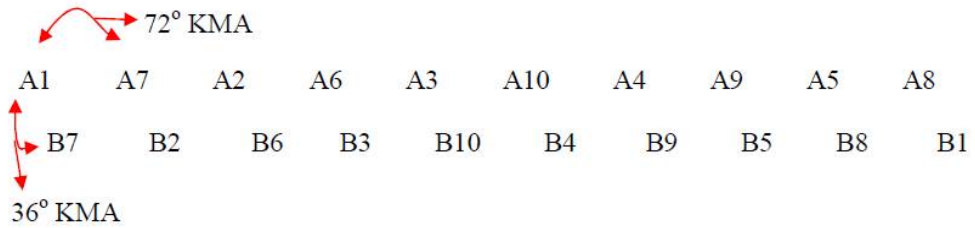
ω_m : Çalışma frekansı ($\pi N / 30$)

N : Motor çalışma devri (rpm)

olmaktadır. Test yatağı hesapları için seçilen motor 20 silindirli ve 4 zamanlı motor olup, bir güç çevrimi krank milinin 2 tur tam dönüşüyle yani 720° KMA (Krank Mil Açısı)'da tamamlanmaktadır. Buradan hareketle silindirler arası faz açısı; (2.38)'de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\beta_i = \frac{360 \cdot \text{çevrim sayısı}}{\text{silindir sayısı}} = \frac{360 \cdot 2}{20} = 36^\circ \text{ KMA} \quad (2.38)$$

Silindirlerin ateşleme sırası Şekil 2.5'de görülmektedir.



Şekil 2.5 : Ateşleme sırası.

Silindirler arası faz açısının 36° KMA olduğunu (2.38) formülü ile elde etmiştik. Şekil 2.5'te de ateşleme sırasını gösterdik. MTU 20V1163TB93 serisi gemi dizel motorunda A ve B bloklarında yer alan silindirlerin hangi sırayla ateşleneceği bilgisi motor üreticisi firma tarafından verilmektedir ve Çizelge 2.2'de mevcuttur.

Çizelge 2.2 : A ve B bloklarındaki silindirlerin ateşleme sırası.

Blok	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10
β	0	144	288	432	576	216	72	648	504	360
Blok	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9	B10
β	684	108	252	396	540	180	36	612	468	314

Bu bilgiler ışığında artık zorlayıcı dinamik kuvvetin rakamsal büyüklüğü (2.39),(2.40),(2.41),(2.42) formülleri ile hesaplanabilir.

$$m_{\text{ötelenen}} = m_{\text{piston}} + \frac{\ell_1}{\ell} m_{\text{biyel}} \quad (2.39)$$

$$=(21+6)+27* \frac{1}{2} = 40.5 \text{ kg (en fazla 54 kg olabilir)}$$

$$m_{\text{dönen}} = \frac{r_1}{r} m_{\text{krank}} + (1 - \frac{\ell_1}{\ell}) m_{\text{biyel}} \quad (2.40)$$

Krank ağırlık merkezinin krank mil ekseninde olduğu yaklaşımı ile ($r_1 = 0$);

$$m_{\text{dönen}} = (1 - \frac{\ell_1}{\ell}) m_{\text{biyel}} \quad (2.41)$$

$$=27* \frac{1}{2} = 13.5 \text{ kg}$$

$$m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}} = (21+6) + 27* \frac{1}{2} + 27 * (1 - \frac{1}{2}) \quad (2.42)$$

$$= 54 \text{ kg (en fazla 68.5 kg olabilir)}$$

Kütleler yukarıdaki gibi elde edilmiş olur. Oluşacak kuvvetlerin hesaplanması için aşağıdaki (2.43) , (2.44) formülünü kullanırız;

$$P'_Z = \omega_m^2 r \left\{ (m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}})_i \cos(\omega_m t + \beta_i) + \frac{m_{\text{ötelenen}}}{\lambda_i} \cos 2(\omega_m t + \beta_i) \right\} \quad (2.43)$$

$$= \left(\frac{2 \pi 1350}{60} \right)^2 0.5 [54 \cos(\omega_m t + \beta_i) + 40.5 \cdot 1.333 \cos 2(\omega_m t + \beta_i)] \quad (2.44)$$

A ve B bloklarında oluşacak kuvvetler ise ;(2.45)(2.46) formülleri ile bulunur.

$$P_{ZA} = P'_{ZA} \cos(30) \quad (2.45)$$

$$P_{ZB} = P'_{ZB} \cos(30) \quad (2.46)$$

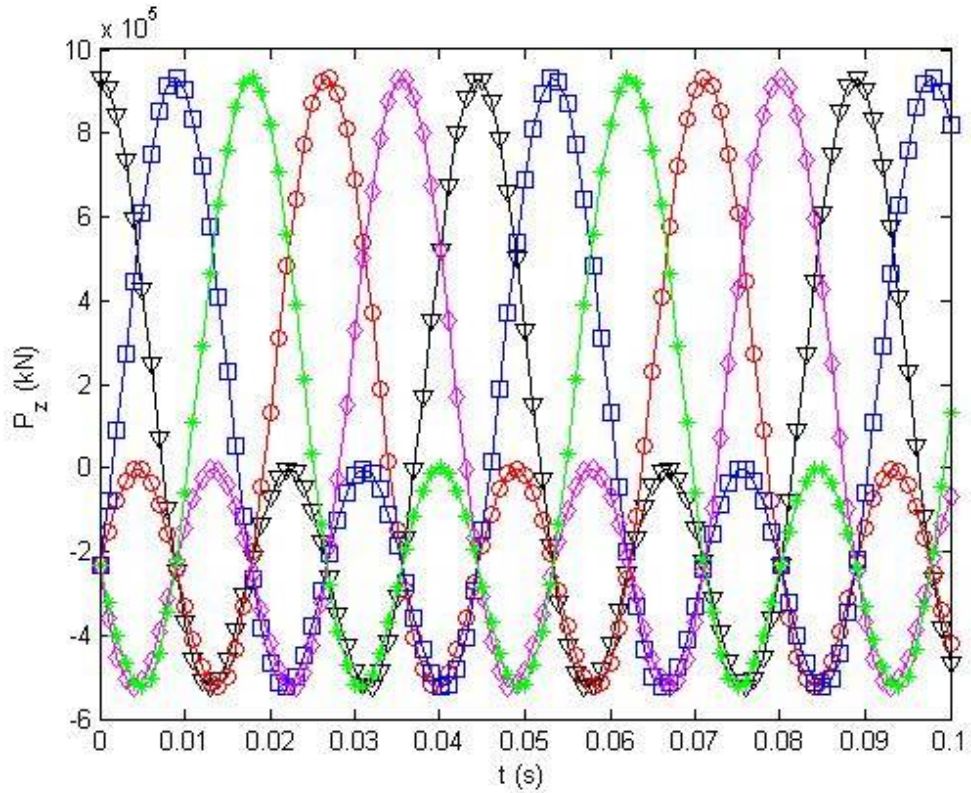
Zamana bağlı pistonlarda oluşacak kuvvetleri hesaplamak için Matlab programından faydalanabiliriz. Pz kuvvetini hesaplamak için (2.47) formülünü Matlab programında tanımladığımızda ve belirli bir zaman aralığı belirlediğimizde Matlab programı bu zaman aralığında pistonlardaki kuvvet değişimini gösterecektir.

$$P_z = \omega_m^2 \cdot \omega_m^2 \cdot r^2 [M_{do} \cdot \cos(\omega_m \cdot t + bAX) + M_o \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot (\omega_m \cdot t + bAX))] \quad (2.47)$$

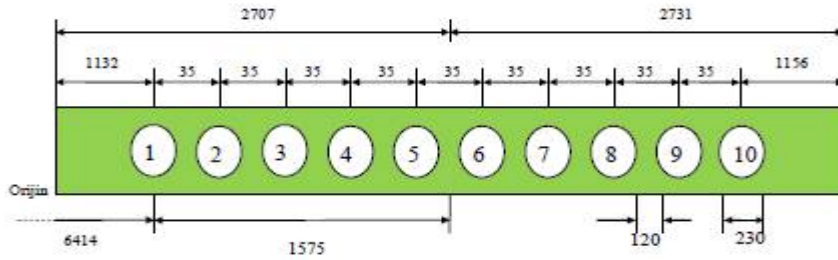
$N=1350$; $W_m=2*\pi*N/60$; $M_{do}=54$; $M_o=40.5$; $\Lambda=1.33$; $r=0.5$; $L_1=1.26$; $L=0.35$;

değerlerini yerine koyarak $t=0:0.001:0.1$ zaman aralığı için kuvvet zaman eğrileri Şekil 2.6'daki gibidir.

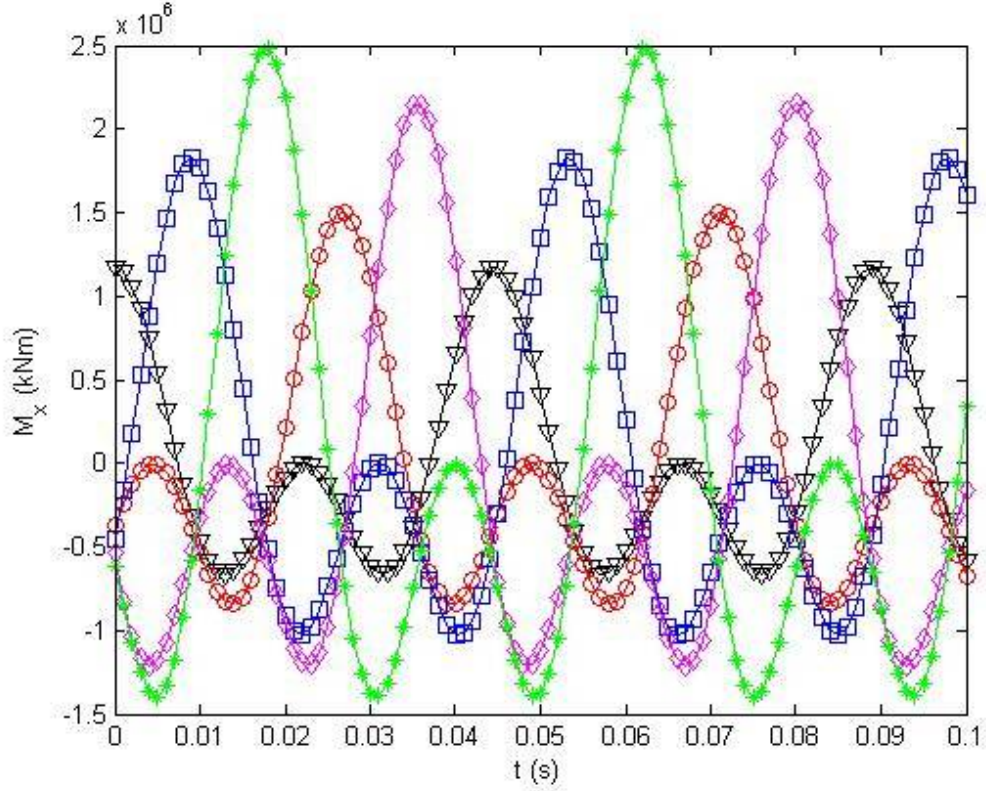
Şekil 2.6'da gösterilen her pistonda oluşan zamana bağlı kuvvetleri elde ettikten sonra bu kuvvetlerin momentleri bulmak içinse matlab programında her kuvveti kuvvet kolu ile çarparak zamana bağlı momentleri hesaplayabiliriz.Şekil 2.7'de bunun görseli yer almaktadır.



Şekil 2.6 : Kuvvet- zaman eğrisi.



Şekil 2.7 : Moment hesabı için kuvvet kollarının gösterimi.

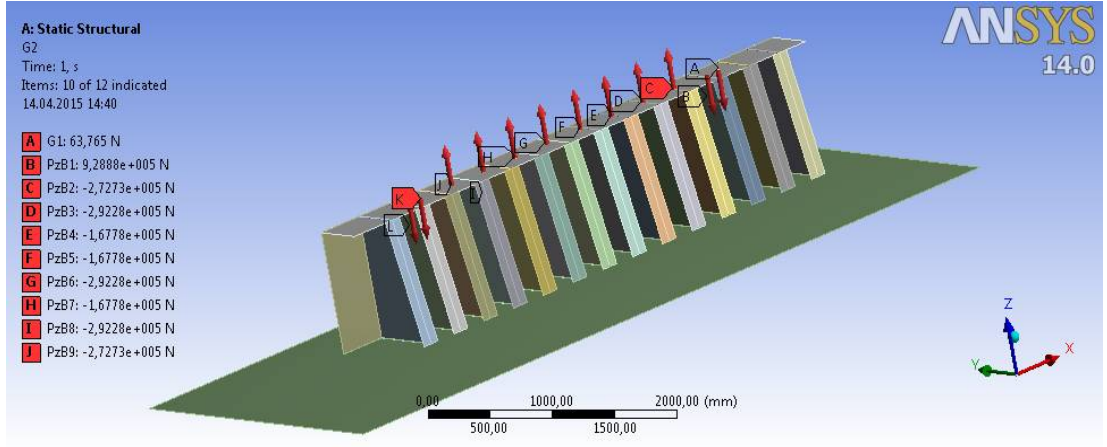


Şekil 2.8 : Moment - zaman eğrisi

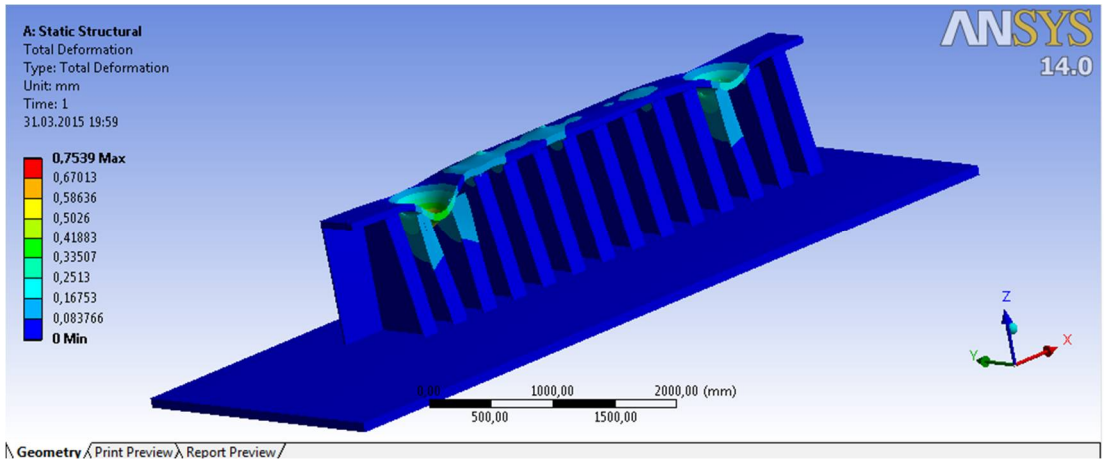
Pz harmonik zorlayıcı kuvvet genliği en büyük değeri Şekil 2.7’de görüldüğü gibi $9.3320 \cdot 10^5$ kN olmaktadır. Oluşan en büyük moment ise Şekil 2.8’de görüldüğü gibi $4.1154 \cdot 10^6$ kNm olarak hesaplanmıştır. Yatağın mukavemetini incelemek için Ansys Workbench programından faydalanılmıştır. Yatak simetrik bir yapı olduğu için sadece B bloğunun mukavemeti incelenmiştir. Zamana bağlı gelen kuvvet içinse $t=0,004$ s seçilmiş ve B bloğunda 0,004 s zamanında pistonlarda oluşan kuvvetler Matlab programı yardımı Çizelge 2.3’te görüldüğü gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 2.3 : B Bloğunda $t=0,004$ s için pistonlarda oluşan kuvvetler.

PzB1	9,2888e+005 kN	PzB6	-2,9228e+005 kN
PzB2	-2,7273e+005 kN	PzB7	-1,6778e+005 kN
PzB3	-2,9228e+005 kN	PzB8	-2,9228e+005 kN
PzB4	-1,6778e+005 kN	PzB9	-2,7273e+005 kN
PzB5	-1,6778e+005 kN	PzB10	9,2888e+005 kN



Şekil 2.9 : Makine yatağı B bloğuna gelen statik ve dinamik kuvvetler.



Şekil 2.10 : Yatak B bloğun statik ve dinamik kuvvetler karşısında davranışı.

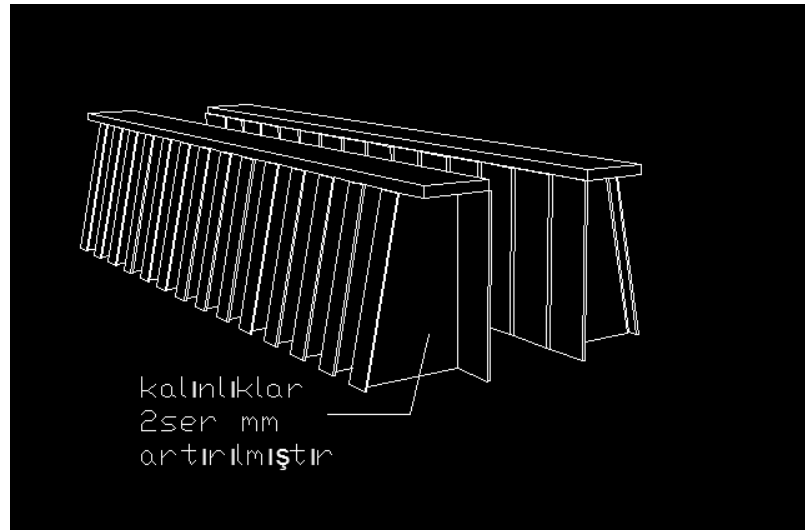
Yatağın Şekil 2.9’da görülen kuvvetler karşısında yerdeğiştirme değeri Şekil 2.10’da görüldüğü gibi maksimum 0,7539 mm’dir. Ayrıca yatağın akma sınırını aşmamasına analizde dikkat edilmelidir. Bu yapıyı ana makine yatağı olarak kabul edebiliriz.

3. ANA MAKİNE YATAĞI VE SİSTEMİN ANALİTİK MODELLENMESİ

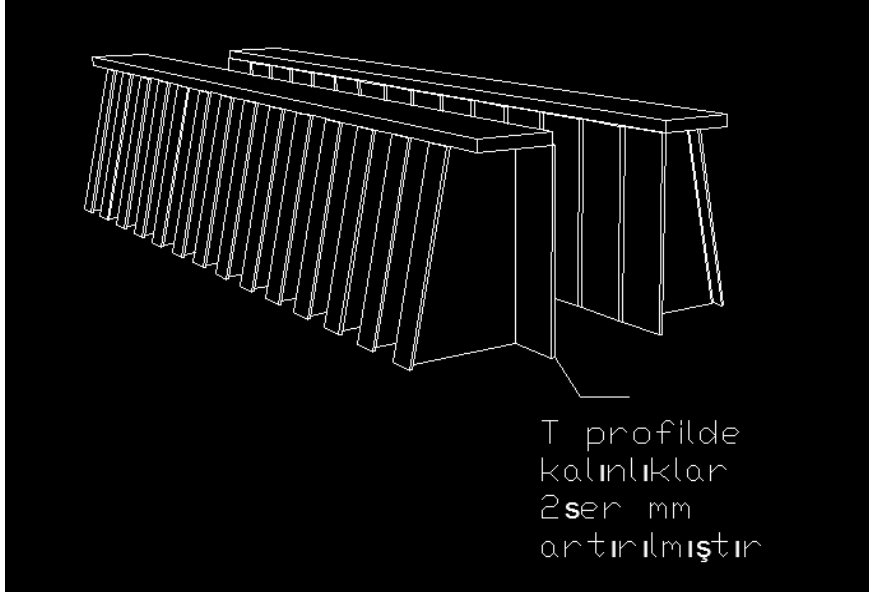
Ana makine yatağının tasarımında yapılan değişiklikler ile makine yatağının titreşime olan etkisi gözlenmek istenmiştir. Bu amaçla makine yatağı da görderlerin kalınlığı,T profilin yüksekliği ve kalınlığında yapılan artırımların titreşimde ne tür etkilerde bulunduğu hesaplanacaktır.Yapılan her hesaplama bu 3 durum (Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de görebiliriz) için tekrarlanacak ve kıyaslanacaktır.

3.1 Eksen Kaçıklığı Kontrolü

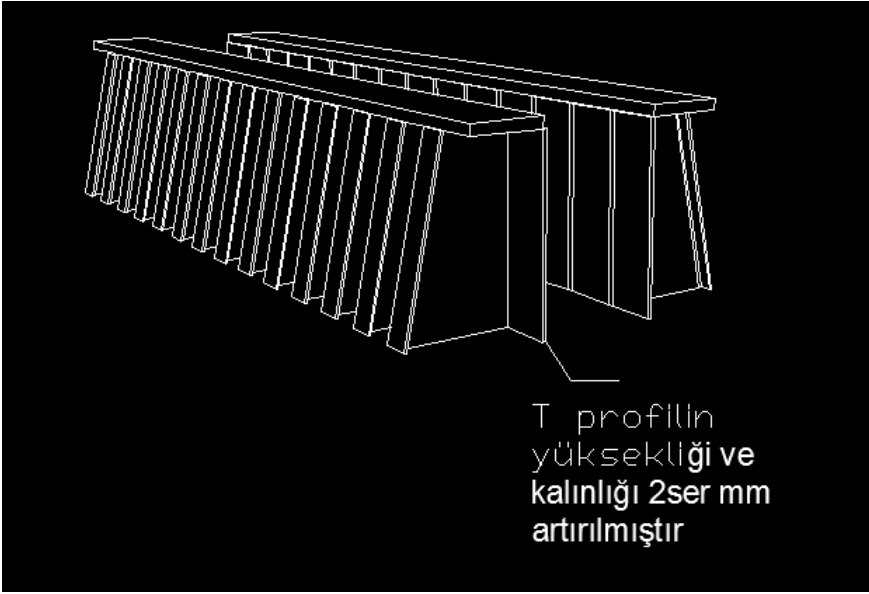
Eksen kaçıklığı kontrolü için gerekli olan yatağın ağırlık merkezini hesaplayabiliriz. Ancak her boyutta değişiklik yaptığımızda ağırlık merkezinin yeri değişecektir ve her durum için ağırlık merkezi hesaplamalarının tekrar edilmesi gerekmektedir. Her değişen ağırlık merkezi için x ve y eksenlerinde eksen kaçıklığı kontrolü yapılması gerekmektedir.Çizelge 3.1, Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3’de değişen sistemin her durum için ağırlık merkezleri verilmiş ve Çizelge 3.4, Çizelge 3.5 ve Çizelge 3.6 ile eksen kaçıklığı kontrolü yapılmıştır.



Şekil 3.1 : Durum 1 makine yatağının görderleri 2’şer mm kalınlaştırılmıştır.



Şekil 3.2 : Durum 2 T profil kalınlığı 2’şer mm kalınlaştırılmıştır.



Şekil 3.3 : Durum 3 T profilin yüksekliği ve kalınlığı 2’şer mm artırılmıştır.

Çizelge 3.1 : Durum 1 için ana makine ve yatağının ağırlık ve ağırlık merkezleri.

	t(m)	V(m ³)	My(ton)	Mm(ton)	Yatağın ağırlığı yüzde artırdığında	motor ağırlık merkezi			yatak ağırlık merkezi		
						x	y	z	x	y	z
t ₁	0,016	0,7228	5,67398	26	0,00	2,57	0,949	2,26	2,5254	0,949	0,6656
t ₂	0,018	0,7508	5,89378	26	3,87	2,57	0,949	2,26	2,5269	0,949	0,6582
t ₃	0,02	0,7788	6,11358	26	7,75	2,57	0,949	2,26	2,5282	0,949	0,6513
t ₄	0,022	0,8068	6,33338	26	11,62	2,57	0,949	2,26	2,5295	0,949	0,6449
t ₅	0,024	0,8348	6,55318	26	15,50	2,57	0,949	2,26	2,5307	0,949	0,6389
t ₆	0,026	0,8628	6,77298	26	19,37	2,57	0,949	2,26	2,5318	0,949	0,6333
t ₇	0,028	0,8908	6,99278	26	23,24	2,57	0,949	2,26	2,5328	0,949	0,6281
t ₈	0,03	0,9188	7,21258	26	27,12	2,57	0,949	2,26	2,5338	0,949	0,6232
t ₉	0,032	0,9468	7,43238	26	30,99	2,57	0,949	2,26	2,5347	0,949	0,6185
t ₁₀	0,034	0,9748	7,65218	26	34,86	2,57	0,949	2,26	2,5356	0,949	0,6142

Çizelge 3.2 : Durum 2 için ana makine ve yatağının ağırlık ve ağırlık merkezleri.

	t(m)	V(m ³)	My(ton)	Mm(ton)	Yatağın ağırlığı yüzde arttırıldığında	motor ağırlık merkezi			yatak ağırlık merkezi		
						x	y	z	x	y	z
t ₁	0,02	0,7228	5,67398	26	0,00	2,57	0,949	2,26	2,5254	0,949	0,6656
t ₂	0,022	0,7428	5,83098	26	2,77	2,57	0,949	2,26	2,5247	0,949	0,6611
t ₃	0,024	0,7628	5,98798	26	5,53	2,57	0,949	2,26	2,524	0,949	0,6569
t ₄	0,026	0,7828	6,14498	26	8,30	2,57	0,949	2,26	2,5234	0,949	0,6529
t ₅	0,028	0,8028	6,30198	26	11,07	2,57	0,949	2,26	2,5228	0,949	0,6491
t ₆	0,03	0,8228	6,45898	26	13,84	2,57	0,949	2,26	2,5223	0,949	0,6455
t ₇	0,032	0,8428	6,61598	26	16,60	2,57	0,949	2,26	2,5218	0,949	0,642
t ₈	0,034	0,8628	6,77298	26	19,37	2,57	0,949	2,26	2,5213	0,949	0,6387
t ₉	0,036	0,8828	6,92998	26	22,14	2,57	0,949	2,26	2,5208	0,949	0,6356
t ₁₀	0,038	0,9028	7,08698	26	24,90	2,57	0,949	2,26	2,5203	0,949	0,6326

Çizelge 3.3 : Durum 3 için ana makine ve yatağının ağırlık ve ağırlık merkezleri.

	t(m)	V(m ³)	My(ton)	Mm(ton)	Yatağın ağırlığı yüzde arttırıldığında	motor ağırlık merkezi			yatak ağırlık merkezi		
						x	y	z	x	y	z
t ₁	0,02	0,7228	5,67398	26	0,00	2,57	0,949	2,26	2,5254	0,949	0,6656
t ₂	0,022	0,7538	5,91733	26	4,29	2,57	0,949	2,26	2,5244	0,949	0,6654
t ₃	0,024	0,7788	6,11358	26	7,75	2,57	0,949	2,26	2,5236	0,949	0,6652
t ₄	0,026	0,8068	6,33338	26	11,62	2,57	0,949	2,26	2,5227	0,949	0,6651
t ₅	0,028	0,8348	6,55318	26	15,50	2,57	0,949	2,26	2,522	0,949	0,665
t ₆	0,03	0,8628	6,77298	26	19,37	2,57	0,949	2,26	2,5213	0,949	0,6649
t ₇	0,032	0,8948	7,02418	26	23,80	2,57	0,949	2,26	2,5206	0,949	0,6649
t ₈	0,034	0,9188	7,21258	26	27,12	2,57	0,949	2,26	2,52	0,949	0,6648
t ₉	0,036	0,9468	7,43238	26	30,99	2,57	0,949	2,26	2,5194	0,949	0,6648
t ₁₀	0,038	0,9748	7,65218	26	34,86	2,57	0,949	2,26	2,5188	0,949	0,6648

X eksen için eksen kaçıklığı kontrolü yapılırken sistemi güvenli kabul edebilmemiz için (3.1) formülü ile hesaplanan t_x değerinin %5'ten küçük olması gerekir.

$$t_x = \frac{\text{foun.ağırlık merkezi} - \text{sistemin ağırlık merkezi}}{\text{foun.ağırlık merkezi}} \quad (3.1)$$

Y eksen için eksen kaçıklığı kontrolü yapılırken sistemi güvenli kabul edebilmemiz için (3.2) formülü ile hesaplanan t_y değerinin %5'ten küçük olması gerekir.

$$t_y = \frac{\text{foun.ağırlık merkezi} - \text{sistemin ağırlık merkezi}}{\text{foun.ağırlık merkezi}} \quad (3.2)$$

Çizelge 3.4 : Durum 1 için motorun eksen kaçıklığının kontrolü.

x ekseninde eksen kaçıklığı kontrolü					y ekseninde eksen kaçıklığı kontrolü				
Yatağın ağırlığı yüzde arttırıldığında	Σm _i X _i	sistemin x ekseninde ağırlık merkezi	yüzde eksen kaçıklığı	sistemin davranışı	Yatağın ağırlığı yüzde arttırıldığında	Σm _i Y _i	sistemin Y ekseninde ağırlık merkezi	yüzde eksen kaçıklığı	sistemin davranışı
0,00	81,15	2,56	1,43	güvenli	0,00	30,06	0,949	0	güvenli
3,87	81,71	2,56	1,37	güvenli	3,87	30,27	0,949	0	güvenli
7,75	82,28	2,56	1,32	güvenli	7,75	30,48	0,949	0	güvenli
11,62	82,84	2,56	1,27	güvenli	11,62	30,68	0,949	0	güvenli
15,50	83,40	2,56	1,23	güvenli	15,50	30,89	0,949	0	güvenli
19,37	83,97	2,56	1,18	güvenli	19,37	31,10	0,949	0	güvenli
23,24	84,53	2,56	1,14	güvenli	23,24	31,31	0,949	0	güvenli
27,12	85,10	2,56	1,11	güvenli	27,12	31,52	0,949	0	güvenli
30,99	85,66	2,56	1,07	güvenli	30,99	31,73	0,949	0	güvenli
34,86	86,22	2,56	1,04	güvenli	34,86	31,94	0,949	0	güvenli

Çizelge 3.5 : Durum 2 için motorun eksen kaçıklığının kontrolü.

x ekseninde eksen kaçıklığı kontrolü					y ekseninde eksen kaçıklığı kontrolü				
Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	$\Sigma m_i X_i$	sistemin x ekseninde ağırlık merkezi	yüzde eksen kaçıklığı	sistemin davranışı	Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	$\Sigma m_i Y_i$	sistemin Y ekseninde ağırlık merkezi	yüzde eksen kaçıklığı	sistemin davranışı
0,00	81,15	2,56	1,43	güvenli	0,00	30,06	0,949	0	güvenli
2,77	81,54	2,56	1,44	güvenli	2,77	30,21	0,949	0	güvenli
5,53	81,93	2,56	1,46	güvenli	5,53	30,36	0,949	0	güvenli
8,30	82,33	2,56	1,47	güvenli	8,30	30,51	0,949	0	güvenli
11,07	82,72	2,56	1,48	güvenli	11,07	30,65	0,949	0	güvenli
13,84	83,11	2,56	1,49	güvenli	13,84	30,80	0,949	0	güvenli
16,60	83,50	2,56	1,50	güvenli	16,60	30,95	0,949	0	güvenli
19,37	83,90	2,56	1,51	güvenli	19,37	31,10	0,949	0	güvenli
22,14	84,29	2,56	1,52	güvenli	22,14	31,25	0,949	0	güvenli
24,90	84,68	2,56	1,53	güvenli	24,90	31,40	0,949	0	güvenli

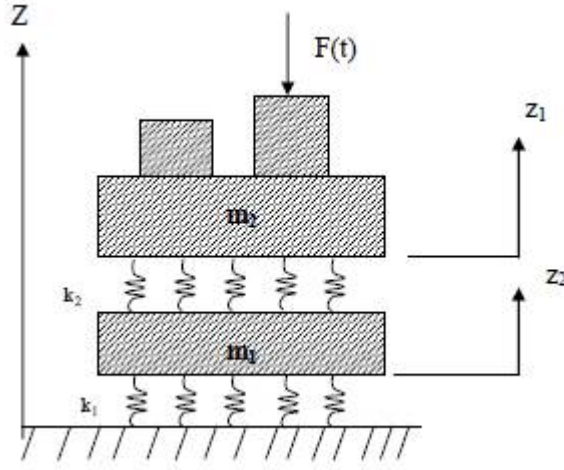
Çizelge 3.6 : Durum 3 için motorun eksen kaçıklığının kontrolü.

x ekseninde eksen kaçıklığı kontrolü					y ekseninde eksen kaçıklığı kontrolü				
Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	$\Sigma m_i X_i$	sistemin x ekseninde ağırlık merkezi	yüzde eksen kaçıklığı	sistemin davranışı	Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	$\Sigma m_i Y_i$	sistemin Y ekseninde ağırlık merkezi	yüzde eksen kaçıklığı	sistemin davranışı
0,00	81,15	2,56	1,43	güvenli	0,00	30,06	0,949	0	güvenli
4,29	81,76	2,56	1,45	güvenli	4,29	30,29	0,949	0	güvenli
7,75	82,25	2,56	1,47	güvenli	7,75	30,48	0,949	0	güvenli
11,62	82,80	2,56	1,49	güvenli	11,62	30,68	0,949	0	güvenli
15,50	83,35	2,56	1,50	güvenli	15,50	30,89	0,949	0	güvenli
19,37	83,90	2,56	1,51	güvenli	19,37	31,10	0,949	0	güvenli
23,80	84,53	2,56	1,52	güvenli	23,80	31,34	0,949	0	güvenli
27,12	85,00	2,56	1,53	güvenli	27,12	31,52	0,949	0	güvenli
30,99	85,55	2,56	1,54	güvenli	30,99	31,73	0,949	0	güvenli
34,86	86,09	2,56	1,55	güvenli	34,86	31,94	0,949	0	güvenli

Her durum için artan kalınlıklara bağlı olarak makine yatağı kütlelerinde % olarak artışları hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi X ve Y eksen boyunca oluşabilecek merkez kaçıklık her durum için yüzde 5'ten azdır. Her durum için titreşim analizi yapabiliriz.

3.2 İç Dip Sacının Yay Olarak Temsil Edilmesi ve Tüm Sistemin Matematik Modellemesi

Gemi dizel motoru ile makine yatağından oluşan sistemimiz çift kütle yay sistemiyle modellenebilir [5]. Gemi dizel motoru m_2 kütlelerini oluştururken m_1 kütlesi motor yatağıdır. K_2 değeri katalogdan seçilen titreşim sönümleyici takoz için verilen bilgiler arasından okunabilir. K_1 değeri ise gemi iç dip sacının yay gibi davrandığı göz önünde bulundurularak rijitlik katsayısıdır. Sistem modellemesi Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4 : Çift kütle yay sistemi modeli.

İç dip sacının rijitlik katsayısına literatür taraması sırasında ulaşılamamıştır. Daha önce yapılan çalışmalar göz önünde bulundurularak kireçtaşı rijitlik değerine göre bir rijitlik değeri kabul edilmiştir. İç dip sacının da elastik bölgede tıpkı bir yay gibi davranma özelliği vardır. İç dip sacının elastik üniform yataklanma katsayıları yerinde yapılan zemin etüdleri sırasında aşağıdaki gibi belirlenmiştir. Gemi çeliği için C_u , C_τ ve C_ϕ değerlerine ulaşılamadığı için kireçtaşının özellikleri göz önünde bulundurularak gemi çeliği için kabullerde bulunulmuştur [2,5].

3.2.1 Düşey genlik ve frekans hesabı

$C_u = 10000 \text{ t/m}^3 = 98100 \text{ kN/m}^3$ (kireçtaşı için elastik üniform düşey yataklanma katsayısı)

$C_u = 10000 \cdot 10^6 \text{ t/m}^3 = 98100 \cdot 10^6 \text{ kN/m}^3$ (gemi sacı için elastik üniform düşey yataklanma katsayısı kabülü)

$C_\tau = 6000 \text{ t/m}^3 = 58860 \text{ kN/m}^3$ (gemi sacı için elastik üniform yatay kayma yatak katsayısı)

$C_\tau = 6000 \cdot 10^6 \text{ t/m}^3 = 58860 \cdot 10^6 \text{ kN/m}^3$ (gemi sacı için elastik üniform yatay kayma yatak katsayısı kabülü)

$C_\phi = 10000 \text{ t/m}^3 = 98100 \text{ kN/m}^3$ (kireçtaşı için elastik üniform dönme yataklanma katsayısı)

$C_\phi = 10000 \cdot 10^6 \text{ t/m}^3 = 98100 \cdot 10^6 \text{ kN/m}^3$ (gemi sacı için elastik üniform dönme yataklanma katsayısı kabülü)

Gemi sacının sahip olduğu özellikler nedeniyle titreşim hareketi sırasında yay gibi davranışını karakterize eden rijitlik katsayısı k_1 değeri (3.3) formülü ile bulunur;

$$k_1 = C_u \cdot g \cdot A \quad (3.3)$$

formülünde her durum için kalınlıkları artırdığımızda makine yatağı gemi iç dip sacına bağlayan A alan değeri değişeceği için her kalınlık artırımını için k_1 değerini hesaplamamız gerekir ve Çizelge 3.7, Çizelge 3.8 ve Çizelge 3.9'da k_1 değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.7 : Durum 1 için değişen k değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	k için alanlar A (m ²)	k_1 (kN/m)	Pz (kN/m)	Wn (s ⁻¹)
0,00	0,5276	51757560000	933200	141,37
3,87	0,5612	55053720000	933200	141,37
7,75	0,5948	58349880000	933200	141,37
11,62	0,6284	61646040000	933200	141,37
15,50	0,662	64942200000	933200	141,37
19,37	0,6956	68238360000	933200	141,37
23,24	0,7292	71534520000	933200	141,37
27,12	0,7628	74830680000	933200	141,37
30,99	0,7964	78126840000	933200	141,37
34,86	0,83	81423000000	933200	141,37

Çizelge 3.8 : Durum 2 için değişen k değerleri.

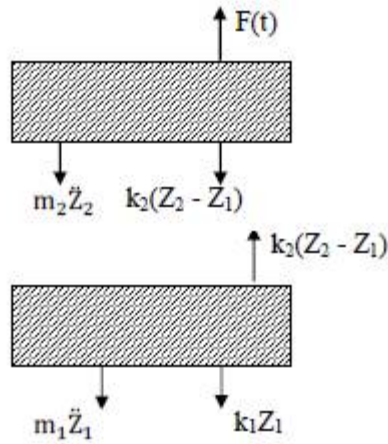
Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	k için alanlar A (m ²)	k_1 (kN/m)	Pz (kN/m)	Wn (s ⁻¹)
0,00	0,4982	48873420000	933200	141,37
2,77	0,5182	50835420000	933200	141,37
5,53	0,5382	52797420000	933200	141,37
8,30	0,5582	54759420000	933200	141,37
11,07	0,5782	56721420000	933200	141,37
13,84	0,5982	58683420000	933200	141,37
16,60	0,6182	60645420000	933200	141,37
19,37	0,6382	62607420000	933200	141,37
22,14	0,6582	64569420000	933200	141,37
24,90	0,6782	66531420000	933200	141,37

Çizelge 3.9 : Durum 3 için değişen k değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	k için alanlar A (m ²)	k ₁ (kN/m)	P _z (kN/m)	W _n (s ⁻¹)
0,00	0,4982	48873420000	933200	141,37
4,29	0,5182	50835420000	933200	141,37
7,75	0,5382	52797420000	933200	141,37
11,62	0,5582	54759420000	933200	141,37
15,50	0,5782	56721420000	933200	141,37
19,37	0,5982	58683420000	933200	141,37
23,80	0,6182	60645420000	933200	141,37
27,12	0,6382	62607420000	933200	141,37
30,99	0,6582	64569420000	933200	141,37
34,86	0,6782	66531420000	933200	141,37

k₂ değeri ise makine yatağı ve ana makine arasında kullanılan titreşim sönümleyici görevi gören takozların üretici firma tarafından verilen k₂ değeridir. Bizim seçtiğimiz takoz için k₂ değeri K_x=5200 kN/m K_z=5200 kN/m K_y=4520 kN/m'dir.

Çift kütle-yay sisteminin şekilde verildiği gibi modellenmesi mümkündür ve böylece doğal frekansları hesaplayabiliriz. Sisteme etkiyen kuvvetler Şekil 3.5'te verilen serbest cisim diyagramında gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Çift kütle yay sistemi modeli.

Serbest cisim diyagramı dikkate alınarak (3.4) ve (3.5) formülleri ile verilen kuvvetlerin dengesi ilkesi yardımıyla [9,10,11],

$$m_2 \ddot{Z}_2 + k_2(z_2 - z_1) = F(t) = F e^{i\omega t} \quad (3.4)$$

$$m_1 \ddot{Z}_1 + k_1 Z_1 - k_2 (z_2 - z_1) = 0 \quad (3.5)$$

yazılabilir.

Diferansiyel denklemin çözümünü sağlayan fonksiyon (3.6),(3.7),(3.8) formülleri ile aşağıdaki gibi seçilirse,

$$z^1 = Z^1 * e^{\omega t} \quad z^2 = Z^2 * e^{\omega t} \quad (3.6)$$

$$\dot{z}^1 = Z^1 * \omega e^{\omega t} \quad \dot{z}^2 = Z^2 * \omega e^{\omega t} \quad (3.7)$$

$$\ddot{z}^1 = Z^1 * \omega^2 e^{\omega t} \quad \ddot{z}^2 = Z^2 * \omega^2 e^{\omega t} \quad (3.8)$$

elde edilmiş olur.

Seçilen bu fonksiyonlar aşağıdaki (3.9) ve (3.10) diferansiyel denklemlerinde yerine konulursa,

$$Z_2[m_2\omega^2 + k_2] - Z_1[k_2] = F(t) \quad (3.9)$$

$$Z_2[-k_2] + Z_1[m_1\omega^2 + k_1 + k_2] = 0 \quad (3.10)$$

Serbest cisim diyagramı dikkate alınarak kuvvetlerin dengesi (3.11) ilkesi yardımıyla,

$$\begin{bmatrix} (m_2\omega^2 + k^2) & (-k^2) \\ (-k^2) & (m_1\omega^2 + k_1 + k_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_2 \\ Z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

eşitliği sağlanmış olur ve katsayılar determinantı ile sıfıra eşitlenirse;

$$m_1 m_2 \omega^4 + m_2 (k_1 + k_2)\omega^2 + m_1 k_2 \omega^2 + k_1 k_2 = 0 \quad (3.12)$$

(3.12) denklemi elde edilir. Eşitliğin her iki tarafı m_1 ve m_2 ile bölünürse;

$$\omega^4 + \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1}\right) \omega^2 + \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) = 0 \quad (3.13)$$

(3.13) denklemi bulunur. Bulunan dördüncü dereceden denklem simetrik yapıda olup, herhangi bir sönüm parametresi içermemektedir. Bu tür bir yaklaşımla, sönümsüz durumda sistemin doğal frekanslarının ve titreşim genliklerinin bulunması ve irdelenmesi amaçlanmaktadır. Matematikte yeri olan ikinci derece denklemin klasik çözüm yöntemine başvurulursa, yukarıdaki dördüncü derece denklemin (3.14), (3.15) ve (3.16) yardımı ile kökleri [4,12];

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (3.14)$$

$$\omega_1^2 = \omega_{1n}^2 \quad \rightarrow \quad \omega_1 = \pm \omega_{1n} \quad (3.15)$$

$$\omega_2^2 = \omega_{2n}^2 \quad \rightarrow \quad \omega_2 = \pm \omega_{2n} \quad (3.16)$$

olarak bulunur. Bulunan her bir kökün sayısal karşılığı test yatağında oluşacak ayrı birer doğal frekansı verecektir. Katsayılar determinantı dördüncü dereceden simetrik karakterli denklem olduğu için (3.17), (3.18), sönüme ilişkin parametre içermemekte, denklemin kökleri imajiner olduğu için titreşim hareketi sinüzoidal olmaktadır.

$$\omega_{n1} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (3.17)$$

$$\omega_{n2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (3.18)$$

Düşey yöndeki titreşim hareketine ait doğal frekansların hesabı için gerekli olan k_1 , k_2 , m_1 ve m_2 değerlerini (3.19) formülünde yerine koyarak her durum için doğal frekans değerlerine ulaşabiliriz [2].

$$A_z = \left\{ P_z / m(\omega_{n1}^2 - \omega_m^2)(\omega_{n2}^2 - \omega_m^2) \right\} \quad (3.19)$$

A_z değerleri ise her durum için ayrı ayrı hesaplanmış ve Çizelge 3.10, Çizelge 3.11 ve Çizelge 3.12’de verilmiştir.

Çizelge 3.10 : Durum 1 için A_z değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	m_1 (kN)	m_2 (kN)	k_1 (kN/m) * 10^{10}	k_2 (kN/m)	W_{1n} (s ⁻¹)	W_{2n} (s ⁻¹)	A_z (m)
0,00	255,06	56,12	51757560000	5200,00	9,63	14245,11	7,42992E-10
3,87	255,06	58,29	55053720000	5200,00	9,45	14691,70	6,93538E-10
7,75	255,06	60,46	58349880000	5200,00	9,27	15125,12	6,49744E-10
11,62	255,06	62,64	61646040000	5200,00	9,11	15546,46	6,107E-10
15,50	255,06	64,81	64942200000	5200,00	8,96	15956,67	5,75681E-10
19,37	255,06	66,98	68238360000	5200,00	8,81	16356,60	5,44102E-10
23,24	255,06	69,16	71534520000	5200,00	8,67	16746,99	5,15486E-10
27,12	255,06	71,33	74830680000	5200,00	8,54	17128,47	4,8944E-10
30,99	255,06	73,51	78126840000	5200,00	8,41	17501,65	4,65637E-10
34,86	255,06	75,68	81423000000	5200,00	8,29	17867,03	4,43804E-10

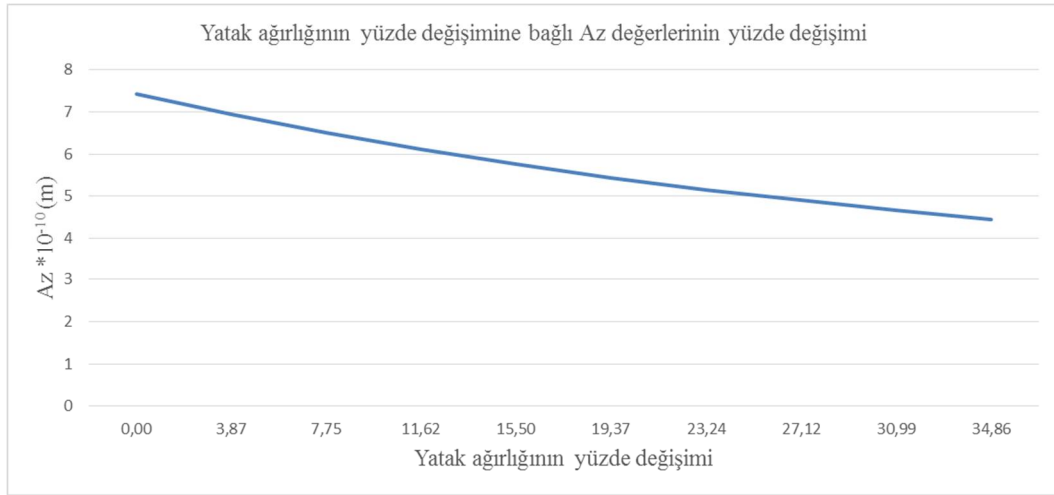
Çizelge 3.11 : Durum 2 için A_z değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	m_1 (kN)	m_2 (kN)	k_1 (kN/m) $\cdot 10^{10}$	k_2 (kN/m)	W_{1n} (s^{-1})	W_{2n} (s^{-1})	A_z (m)
0,00	255,06	56,12	48873420000	5200,00	9,63	13842,52	7,86843E-10
2,77	255,06	57,67	50835420000	5200,00	9,50	14117,64	7,52621E-10
5,53	255,06	59,22	52797420000	5200,00	9,37	14387,50	7,20984E-10
8,30	255,06	60,77	54759420000	5200,00	9,25	14652,38	6,91654E-10
11,07	255,06	62,33	56721420000	5200,00	9,13	14912,57	6,64389E-10
13,84	255,06	63,88	58683420000	5200,00	9,02	15168,29	6,38983E-10
16,60	255,06	65,43	60645420000	5200,00	8,91	15419,77	6,15254E-10
19,37	255,06	66,98	62607420000	5200,00	8,81	15667,21	5,93043E-10
22,14	255,06	68,54	64569420000	5200,00	8,71	15910,81	5,72212E-10
24,90	255,06	70,09	66531420000	5200,00	8,61	16150,73	5,52637E-10

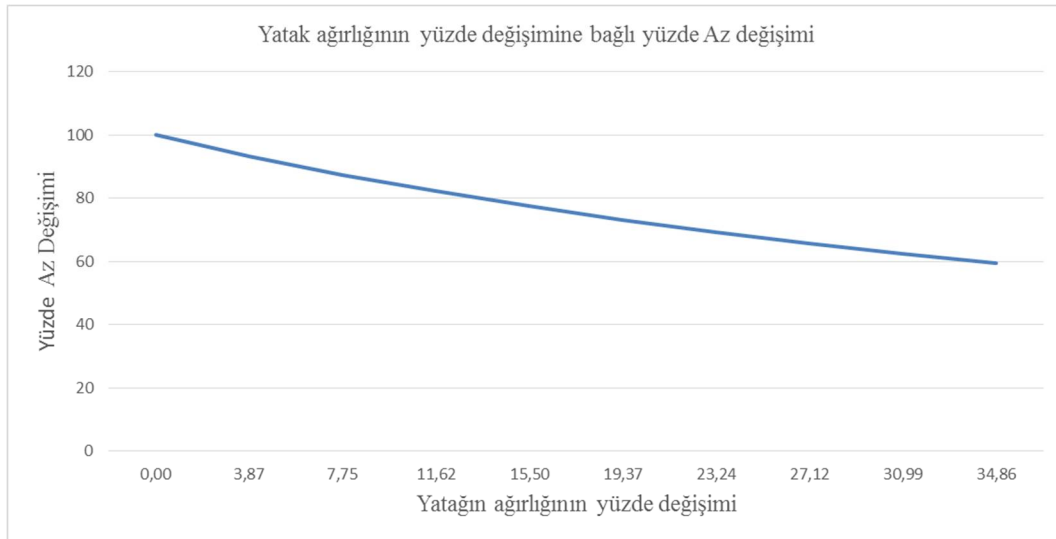
Çizelge 3.12 : Durum 3 için A_z değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	m_1 (kN)	m_2 (kN)	k_1 (kN/m) $\cdot 10^{10}$	k_2 (kN/m)	W_{1n} (s^{-1})	W_{2n} (s^{-1})	A_z (m)
0,00	255,06	56,12	48873420000	5200,00	9,63	13842,52	7,86843E-10
4,29	255,06	58,52	50835420000	5200,00	9,43	14117,64	7,50522E-10
7,75	255,06	60,46	52797420000	5200,00	9,27	14387,50	7,18081E-10
11,62	255,06	62,64	54759420000	5200,00	9,11	14652,38	6,87509E-10
15,50	255,06	64,81	56721420000	5200,00	8,96	14912,57	6,59123E-10
19,37	255,06	66,98	58683420000	5200,00	8,81	15168,29	6,32701E-10
23,80	255,06	69,47	60645420000	5200,00	8,65	15419,77	6,07459E-10
27,12	255,06	71,33	62607420000	5200,00	8,54	15667,21	5,85004E-10
30,99	255,06	73,51	64569420000	5200,00	8,41	15910,81	5,63413E-10
34,86	255,06	75,68	66531420000	5200,00	8,29	16150,73	5,43148E-10

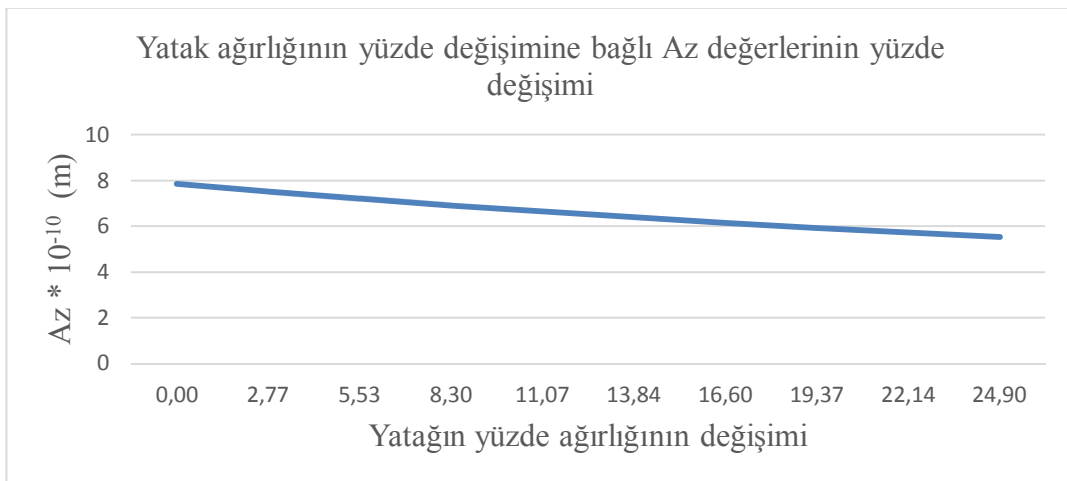
A_z değeri için izin verilen 0,15 mm'dir. Şekil 3.6, Şekil 3.7, Şekil 3.8, Şekil 3.9, Şekil 3.10, ve Şekil 3.11 ile verilen tüm durumlarda A_z değerimiz izin verilen değerden düşüktür ve güvenli bölgede çalışıldığını görebiliriz. Gemi yatağının boyutlarında yapılan değişiklikler ile A_z değerleri 0,15mm değerinden daha az olmuştur. Şekil 3.6, Şekil 3.7, Şekil 3.8, Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'de göreceğimiz grafikleri incelersek her durum için kalınlık arttıkça titreşim genliği olan A_z değeri lineere yakın olarak azalıyor. Değişim karakteristiği bozulmuyor. İncelenen değer aralıklarında eğrinin maksimum ya da minimum yapmadığı gözlemlenebiliriz. Düzenli 2 mmlik artışlar yapılmasına rağmen her bir artışta genlik değer artışlarının aynı kalmadığı giderek azaldığı görülmüştür. Yatak kütle artışına bağlı olarak yüzde titreşim genliklerini görebiliriz.



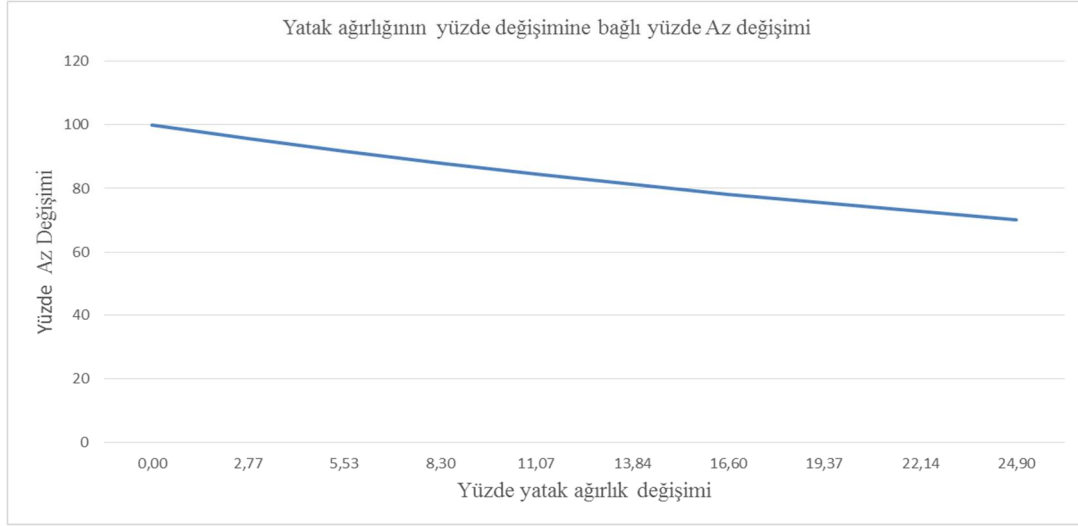
Şekil 3.6 : Durum 1 yatağın kütlesinin yüzde artışına bağlı Az değişimi.



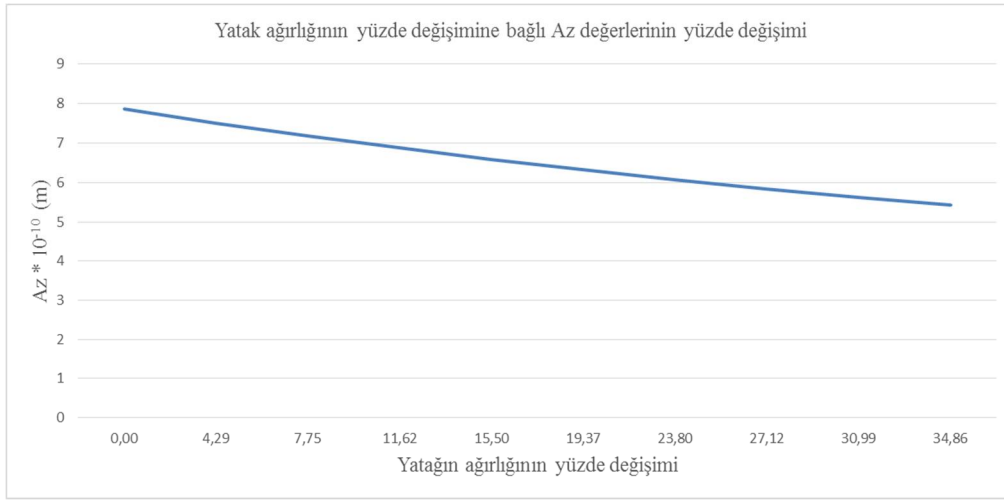
Şekil 3.7 : Durum 1 yatağın kütlesinin yüzde artışına bağlı Aznin % değişimi.



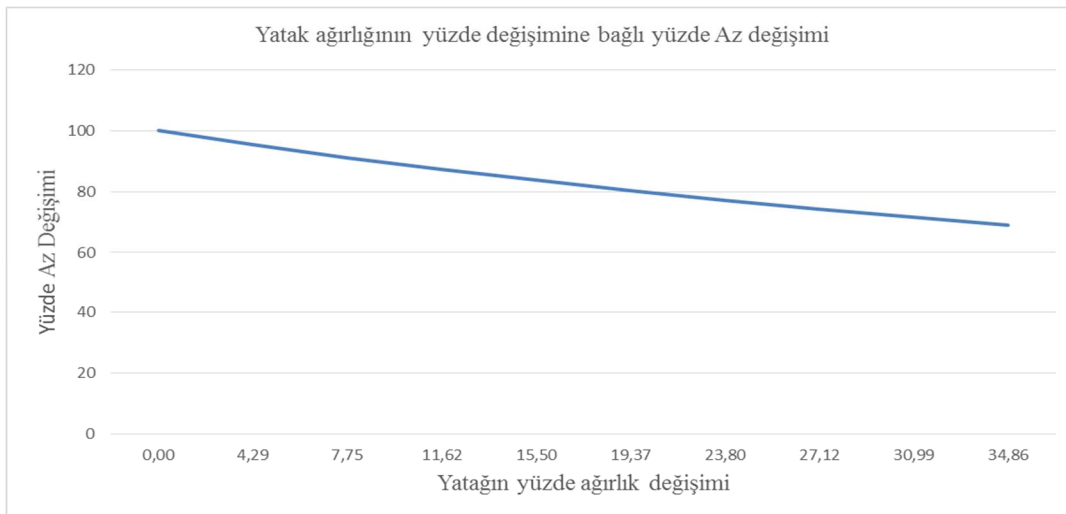
Şekil 3.8 : Durum 2 yatağın kütlesinin yüzde artışına bağlı Az değişimi.



Şekil 3.9 : Durum 2 yatağın kütlesinin yüzdesine bağlı Az'nin yüzde değişimi.



Şekil 3.10 : Durum 3 yatağın kütlesinin yüzdesine bağlı Az değişimi.



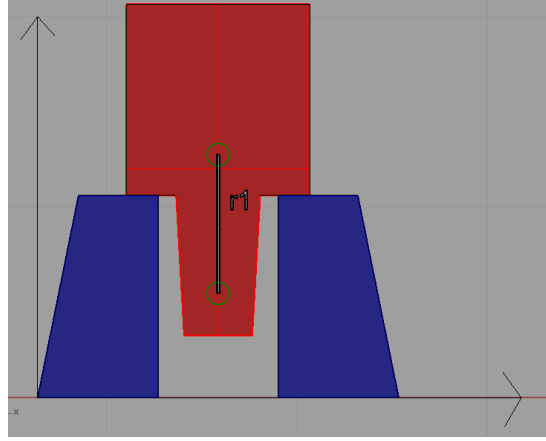
Şekil 3.11 : Durum 3 yatağın kütlesinin yüzdesiyle Az'nin yüzde değişimi.

3.2.2 Alan atalet momentleri ve kütle atalet momentleri

Yatağın alan atalet momentini hesaplamak için Rhinoceros programından faydalanılmıştır. Motor için kütle atalet momentini ise (3.20) formülü ile elde ederiz.

$$I_m = m_1 r_1^2 \text{ (ton.m}^2\text{)} \quad (3.20)$$

r yarıçapı Şekil 3.12’de gösterildiği gibi yatağın ve motorun ağırlık merkezleri arası mesafedir. Her durumumuzda yatağın ağırlık merkezinin yeri değişeceği için I_m değeri her durum için farklı olacaktır.



Şekil 3.12 : r_1 yarıçapının gösterimi.

Çizelge 3.13 : Durum 1 yatağın ve motorun kütle atalet momentleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	yatağın alan atalet momentleri (m^4)	z ekseninde ağırlık merkezi (m)	Yatağın kütle atalet momentleri J_f (ton* m^2)	Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	motorun Z ekseninde kütle merkezi (m)	yatağın Z ekseninde kütle merkezi (m)	r (m)	Motorun kütle atalet momentleri J_m (ton* m^2)
0,00	657,35	0,6656	3434,63	0,00	2,26	0,6656	1,5944	66,09
3,87	658,3	0,6582	3401,35	3,87	2,26	0,6582	1,6018	66,71
7,75	659,93	0,6513	3374,03	7,75	2,26	0,6513	1,6087	67,29
11,62	661,56	0,6449	3349,12	11,62	2,26	0,6449	1,6151	67,82
15,50	663,19	0,6389	3326,14	15,50	2,26	0,6389	1,6211	68,33
19,37	664,81	0,6333	3305,04	19,37	2,26	0,6333	1,6267	68,80
23,24	666,44	0,6281	3285,94	23,24	2,26	0,6281	1,6319	69,24
27,12	668,07	0,6232	3268,28	27,12	2,26	0,6232	1,6368	69,66
30,99	669,7	0,6185	3251,54	30,99	2,26	0,6185	1,6415	70,06
34,86	671,33	0,6142	3236,80	34,86	2,26	0,6142	1,6458	70,43

Çizelge 3.14 : Durum 2 yatağın ve motorun kütle atalet momentleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	yatağın alan atalet momenti (m ⁴)	z ekseninde ağırlık merkezi (m)	Yatağın kütle atalet momenti Jf (ton*m ²)	Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	motorun Z ekseninde kütle merkezi (m)	yatağın Z ekseninde kütle merkezi (m)	r (m)	Motorun kütle atalet momenti Jm (ton*m ²)
0,00	657,35	0,6656	3434,63	0,00	2,26	0,6656	1,5944	66,09
2,77	657,82	0,6611	3413,85	2,77	2,26	0,6611	1,5989	66,47
5,53	658,62	0,6569	3396,28	5,53	2,26	0,6569	1,6031	66,82
8,30	659,12	0,6529	3378,16	8,30	2,26	0,6529	1,6071	67,15
11,07	659,61	0,6491	3361,00	11,07	2,26	0,6491	1,6109	67,47
13,84	660,11	0,6455	3344,89	13,84	2,26	0,6455	1,6145	67,77
16,60	660,61	0,642	3329,28	16,60	2,26	0,642	1,618	68,07
19,37	661,11	0,6387	3314,67	19,37	2,26	0,6387	1,6213	68,34
22,14	661,6	0,6356	3301,03	22,14	2,26	0,6356	1,6244	68,61
24,90	662,1	0,6326	3287,93	24,90	2,26	0,6326	1,6274	68,86

Çizelge 3.15 : Durum 3 yatağın ve motorun kütle atalet momentleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	yatağın alan atalet momenti (m ⁴)	z ekseninde ağırlık merkezi (m)	Yatağın kütle atalet momenti Jf (ton*m ²)	Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	motorun Z ekseninde kütle merkezi (m)	yatağın Z ekseninde kütle merkezi (m)	r (m)	Motorun kütle atalet momenti Jm (ton*m ²)
0,00	657,35	0,6656	3434,63	0,00	2,26	0,6656	1,5944	66,09
4,29	657,82	0,6654	3436,05	4,29	2,26	0,6654	1,5946	66,11
7,75	658,62	0,6652	3439,20	7,75	2,26	0,6652	1,5948	66,13
11,62	659,12	0,6651	3441,29	11,62	2,26	0,6651	1,5949	66,14
15,50	659,61	0,665	3443,33	15,50	2,26	0,665	1,595	66,14
19,37	660,11	0,6649	3445,42	19,37	2,26	0,6649	1,5951	66,15
23,80	660,61	0,6649	3448,03	23,80	2,26	0,6649	1,5951	66,15
27,12	661,11	0,6648	3450,12	27,12	2,26	0,6648	1,5952	66,16
30,99	661,6	0,6648	3452,68	30,99	2,26	0,6648	1,5952	66,16
34,86	662,1	0,6648	3455,29	34,86	2,26	0,6648	1,5952	66,16

Kütle atalet moment değerlerini Çizelge 3.13, Çizelge 3.14 ve Çizelge 3.15'te görebiliriz.

Kütle atalet momentleri toplamını (3.21) ve (3.22) formülleri ile elde ederiz;

$$J_b = J_m + J_f \quad (3.21)$$

$$J_m = J_b - m h^2 \quad (3.22)$$

h =Sistemin zeminden ağırlık merkezinin Z eksenindeki konumu

m =sistemin toplam kütlesi

Sistemin güvenli olup olmadığını ise γ (3.23) değeri ile (3.24)'de olduğu gibi kontrol ederiz. Çizelge 3.16, Çizelge 3.17, Çizelge 3.18'de sistemin davranışını görebiliriz.

$$(0 < \gamma < 1) \rightarrow \text{Sorun yok.} \quad (3.23)$$

$$\gamma = J_m / J_b \quad (3.24)$$

Çizelge 3.16 : Durum 1 Kütle artışına bağlı sistemin durumu.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	Jm Kütle atalet momenti (ton*m ²)	Jf(ton*m ²)	Jb(ton*m ²)	sistemin toplam ağırlığı	sistemin z ekseninde ağırlık merkezi	Jm(ton*m ²)	$\gamma = Jm/ Jb$	sistemin durumu
0,00	66,09	3434,63	3500,72	31,67	1,97	3377,25	0,96	güvenli
3,87	66,71	3401,35	3468,06	31,89	1,96	3345,04	0,96	güvenli
7,75	67,29	3374,03	3441,31	32,11	1,95	3318,73	0,96	güvenli
11,62	67,82	3349,12	3416,95	32,33	1,94	3294,80	0,96	güvenli
15,50	68,33	3326,14	3394,47	32,55	1,93	3272,75	0,96	güvenli
19,37	68,80	3305,04	3373,84	32,77	1,92	3252,54	0,96	güvenli
23,24	69,24	3285,94	3355,18	32,99	1,91	3234,30	0,96	güvenli
27,12	69,66	3268,28	3337,94	33,21	1,90	3217,46	0,96	güvenli
30,99	70,06	3251,54	3321,60	33,43	1,90	3201,54	0,96	güvenli
34,86	70,43	3236,80	3307,22	33,65	1,89	3187,55	0,96	güvenli

Çizelge 3.17 : Durum 2 Kütle artışına bağlı sistemin durumu.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	Jm Kütle atalet momenti (ton*m ²)	Jf(ton*m ²)	Jb(ton*m ²)	sistemin toplam ağırlığı	sistemin z ekseninde ağırlık merkezi	Jm(ton*m ²)	$\gamma = Jm/ Jb$	sistemin durumu
0,00	66,09	3434,63	3500,72	31,67	1,97	3377,25	0,96	güvenli
2,77	66,47	3413,85	3480,31	31,83	1,97	3357,14	0,96	güvenli
5,53	66,82	3396,28	3463,10	31,99	1,96	3340,23	0,96	güvenli
8,30	67,15	3378,16	3445,32	32,14	1,95	3322,74	0,96	güvenli
11,07	67,47	3361,00	3428,47	32,30	1,95	3306,18	0,96	güvenli
13,84	67,77	3344,89	3412,66	32,46	1,94	3290,66	0,96	güvenli
16,60	68,07	3329,28	3397,34	32,62	1,93	3275,62	0,96	güvenli
19,37	68,34	3314,67	3383,01	32,77	1,92	3261,58	0,96	güvenli
22,14	68,61	3301,03	3369,63	32,93	1,92	3248,47	0,96	güvenli
24,90	68,86	3287,93	3356,79	33,09	1,91	3235,90	0,96	güvenli

Çizelge 3.18 : Durum 3 Kütle artışına bağlı sistemin durumu.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	Jm Kütle atalet momenti (ton*m ²)	Jf(ton*m ²)	Jb(ton*m ²)	sistemin toplam ağırlığı	sistemin z ekseninde ağırlık merkezi	Jm(ton*m ²)	$\gamma = Jm/ Jb$	sistemin durumu
0,00	66,09	3434,63	3500,72	31,67	1,97	3377,25	0,96	güvenli
4,29	66,11	3436,05	3502,16	31,92	1,96	3379,00	0,96	güvenli
7,75	66,13	3439,20	3505,32	32,11	1,96	3382,41	0,96	güvenli
11,62	66,14	3441,29	3507,42	32,33	1,95	3384,78	0,97	güvenli
15,50	66,14	3443,33	3509,47	32,55	1,94	3387,09	0,97	güvenli
19,37	66,15	3445,42	3511,57	32,77	1,93	3389,45	0,97	güvenli
23,80	66,15	3448,03	3514,18	33,02	1,92	3392,35	0,97	güvenli
27,12	66,16	3450,12	3516,28	33,21	1,91	3394,67	0,97	güvenli
30,99	66,16	3452,68	3518,84	33,43	1,91	3397,47	0,97	güvenli
34,86	66,16	3455,29	3521,45	33,65	1,90	3400,31	0,97	güvenli

3.2.3 Baş – kık vurma frekansı, doğrusal öteleme frekansı ve maksimum yer değiştirme

3.2.3.1 Baş – kık vurma frekansı

Baş-kık vurma frekansı $\omega_{n\phi}$ sembolü ile gösterilmektedir ve (3.25) formülü ile aşağıdaki gibi hesaplanır [5].Çizelge 3.19 , Çizelge 3.20 , Çizelge 3.21 ile $\omega_{n\phi}^2$ değerlerini her durum için görebiliriz.

$$\omega_{n\varphi}^2 = \left\{ \frac{[C_{\varphi} I_a - mgL]}{g J_b} \right\} \quad (3.25)$$

Bu formülde ihtiyacımız olan değerler aşağıda verilmektedir:

$C_{\varphi} = 10000 \cdot 10^6 \text{ t/m}^3 = 98100 \cdot 10^6 \text{ kN/m}^3$ (gemi sacı için elastik üniform dönme yataklanma katsayısı)

m = sistemin toplam kütlesi

I_a = her durum için değişken alan atalet momenti

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

L =sistemin zeminden ağırlık merkezinin yüksekliği

J_b = her durum için değişken olan kütle atalet momenti

Çizelge 3.19 : Durum 1 için $\omega_{n\varphi}^2$ değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	$I_a \text{ (m}^4\text{)}$	$J_b \text{ (ton} \cdot \text{m}^2\text{)}$	$Z \text{ (m)}$	$m \text{ (ton)}$	$\omega_{n\varphi}^2 \cdot 10^8$
0,00	657,35	3500,72	1,97	31,67	18,78
3,87	658,30	3468,06	1,96	31,89	18,98
7,75	659,93	3441,31	1,95	32,11	19,18
11,62	661,56	3416,95	1,94	32,33	19,36
15,50	663,19	3394,47	1,93	32,55	19,54
19,37	664,81	3373,84	1,92	32,77	19,70
23,24	666,44	3355,18	1,91	32,99	19,86
27,12	668,07	3337,94	1,90	33,21	20,01
30,99	669,70	3321,60	1,90	33,43	20,16
34,86	671,33	3307,22	1,89	33,65	20,30

Çizelge 3.20 : Durum 2 için $\omega_{n\varphi}^2$ değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	Ia (m ⁴)	Jb (ton*m ²)	Z(m)	m(ton)	$\omega_{n\varphi}^2$ *10 ⁸
0,00	657,35	3500,72	1,97	31,67	18,78
2,77	657,82	3480,31	1,97	31,83	18,90
5,53	658,62	3463,10	1,96	31,99	19,02
8,30	659,12	3445,32	1,95	32,14	19,13
11,07	659,61	3428,47	1,95	32,30	19,24
13,84	660,11	3412,66	1,94	32,46	19,34
16,60	660,61	3397,34	1,93	32,62	19,44
19,37	661,11	3383,01	1,92	32,77	19,54
22,14	661,60	3369,63	1,92	32,93	19,63
24,90	662,10	3356,79	1,91	33,09	19,72

Çizelge 3.21 : Durum 3 için $\omega_{n\varphi}^2$ değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	Ia (m ⁴)	Jb (ton*m ²)	Z(m)	m(ton)	$\omega_{n\varphi}^2$ *10 ⁸
0,00	657,35	3500,72	1,97	31,67	18,78
4,29	658,25	3502,16	1,97	31,83	18,80
7,75	659,14	3505,32	1,96	31,99	18,80
11,62	660,04	3507,42	1,95	32,14	18,82
15,50	660,93	3509,47	1,95	32,30	18,83
19,37	661,83	3511,57	1,94	32,46	18,85
23,80	662,72	3514,18	1,93	32,62	18,86
27,12	663,62	3516,28	1,92	32,77	18,87
30,99	664,51	3518,84	1,92	32,93	18,88
34,86	665,41	3521,45	1,91	33,09	18,90

3.2.3.2 Doğrusal öteleme frekansı

Test yatağının boy eksenini doğrultusunda ileri-geri hareketine ait frekans ω_{ny} sembolü ile gösterilmektedir. Yatay doğrusal öteleme frekansı (3.26) formülü ile aşağıdaki gibi hesaplanır[5]. Çizelge 3.22, Çizelge 3.23, Çizelge 3.24 çizelgelerinde ω_{ny}^2 değerleri görülebilir.

$$\omega_{ny}^2 = \left\{ C_T A / m g \right\} \quad (3.26)$$

Bu formülde ihtiyacımız olan değerler aşağıda verilmektedir:

$C_T = 6000 \cdot 10^6 \text{ t/m}^3 = 58860 \cdot 10^6 \text{ kN/m}^3$ (gemi sacı için elastik üniform yatay kayma yatak katsayısı)

Çizelge 3.22 : Durum 1 için ω_{ny}^2 değerleri.

Yatağın yüzde ağırlığı arttırıldığında	$C_T \cdot 10^{10}$ (kN/m ³)	A (m ²)	m (ton)	g (kg/m ³)	$\omega_{ny}^2 \cdot 10^{10}$ (s ⁻¹)	ω_{x1}^2 (s ⁻¹)	$\omega_{x2}^2 \cdot 10^{10}$ (s ⁻¹)
0,00	5,886	0,53	31,67	9,81	0,96	1	1,20
3,87	5,886	0,56	31,89	9,81	1,02	1	1,26
7,75	5,886	0,59	32,11	9,81	1,07	1	1,31
11,62	5,886	0,63	32,33	9,81	1,12	1	1,37
15,50	5,886	0,66	32,55	9,81	1,17	1	1,43
19,37	5,886	0,70	32,77	9,81	1,23	1	1,48
23,24	5,886	0,73	32,99	9,81	1,28	1	1,54
27,12	5,886	0,76	33,21	9,81	1,33	1	1,59
30,99	5,886	0,80	33,43	9,81	1,38	1	1,64
34,86	5,886	0,83	33,65	9,81	1,42	1	1,69

Çizelge 3.23 : Durum 2 için ω_{ny}^2 değerleri.

Yatağın yüzde ağırlığı arttırıldığında	$C_T \cdot 10^{10}$ (kN/m ³)	A (m ²)	m (ton)	g (kg/m ³)	$\omega_{ny}^2 \cdot 10^{10}$ (s ⁻¹)	ω_{x1}^2 (s ⁻¹)	$\omega_{x2}^2 \cdot 10^{10}$ (s ⁻¹)
0,00	5,886	0,50	31,67	9,81	0,91	1	1,14
2,77	5,886	0,52	31,83	9,81	0,94	1	1,18
5,53	5,886	0,54	31,99	9,81	0,97	1	1,21
8,30	5,886	0,56	32,14	9,81	1,00	1	1,24
11,07	5,886	0,58	32,30	9,81	1,03	1	1,28
13,84	5,886	0,60	32,46	9,81	1,06	1	1,31
16,60	5,886	0,62	32,62	9,81	1,09	1	1,34
19,37	5,886	0,64	32,77	9,81	1,12	1	1,37
22,14	5,886	0,66	32,93	9,81	1,15	1	1,41
24,90	5,886	0,68	33,09	9,81	1,18	1	1,44

Çizelge 3.24 : Durum 3 için ω_{ny}^2 değerleri.

Yatağın yüzde ağırlığı arttırıldığında	$C_T \cdot 10^{10}$ (kN/m ³)	A (m ²)	m (ton)	g (kg/m ³)	$\omega_{ny}^2 \cdot 10^{10}$ (s ⁻¹)	ω_{x1}^2 (s ⁻¹)	$\omega_{x2}^2 \cdot 10^{10}$ (s ⁻¹)
0,00	5,886	0,50	31,67	9,81	0,91	1	1,14
4,29	5,886	0,52	31,92	9,81	0,94	1	1,17
7,75	5,886	0,54	32,11	9,81	0,97	1	1,20
11,62	5,886	0,56	32,33	9,81	1,00	1	1,23
15,50	5,886	0,58	32,55	9,81	1,03	1	1,26
19,37	5,886	0,60	32,77	9,81	1,05	1	1,29
23,80	5,886	0,62	33,02	9,81	1,08	1	1,32
27,12	5,886	0,64	33,21	9,81	1,11	1	1,35
30,99	5,886	0,66	33,43	9,81	1,14	1	1,38
34,86	5,886	0,68	33,65	9,81	1,16	1	1,41

3.2.3.3 Bileşik harekete ait frekans

Baş – kık vurma ve yatay doğrusal öteleme bileşik hareketine ait frekansın hesabı (3.27) formülü ile aşağıda verilmiştir[11].Çizelge 3.25, Çizelge 3.26, Çizelge 3.27 ile frekansları görebiliriz.

$$\omega_x^4 - \left(\left[\omega_{n\phi}^2 + \omega_{ny}^2 \right] / \gamma \right) \omega_x^2 + \omega_{n\phi}^2 + \omega_{ny}^2 / \gamma = 0 \quad (3.27)$$

Çizelge 3.25 : Durum 1 için ω_{x1}^2 ve ω_{x2}^2 değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	ω_{x1}^2 (s ⁻¹)	ω_{x2}^2 *10 ¹⁰ (s ⁻¹)
0,00	1	1,20
3,87	1	1,26
7,75	1	1,31
11,62	1	1,37
15,50	1	1,43
19,37	1	1,48
23,24	1	1,54
27,12	1	1,59
30,99	1	1,64
34,86	1	1,69

Çizelge 3.26 : Durum 2 için ω_{x1}^2 ve ω_{x2}^2 değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artırıldığında	ω_{x1}^2 (s ⁻¹)	ω_{x2}^2 *10 ¹⁰ (s ⁻¹)
0,00	1	1,14
2,77	1	1,18
5,53	1	1,21
8,30	1	1,24
11,07	1	1,28
13,84	1	1,31
16,60	1	1,34
19,37	1	1,37
22,14	1	1,41
24,90	1	1,44

Çizelge 3.27 : Durum 3 için ω_{x1}^2 ve ω_{x2}^2 değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artındığında	ω_{x1}^2 (s ⁻¹)	ω_{x2}^2 *10 ¹⁰ (s ⁻¹)
0,00	1	1,14
4,29	1	1,17
7,75	1	1,20
11,62	1	1,23
15,50	1	1,26
19,37	1	1,29
23,80	1	1,32
27,12	1	1,35
30,99	1	1,38
34,86	1	1,41

3.2.3.4 Maksimum yer değiştirme genliğinin hesaplanması

Her bir durum için (3.28) formülü ile verilen maksimum yer değiştirme genliklerinin hesabı yapılacak ve çalışma durumuna uygun olup olmadığı incelenecektir[2].

$$\Delta(\omega^2) = m J_m (\omega_{x1}^2 - \omega_m^2)(\omega_{x2}^2 - \omega_m^2) \quad (3.28)$$

Yatay yönde doğrusal öteleme hareketine ait yer değiştirme genliği (3.29) formülü ile hesaplanır [2]:

$$A_y = \left[C_T A L / \Delta(\omega^2) \right] M_x \quad (3.29)$$

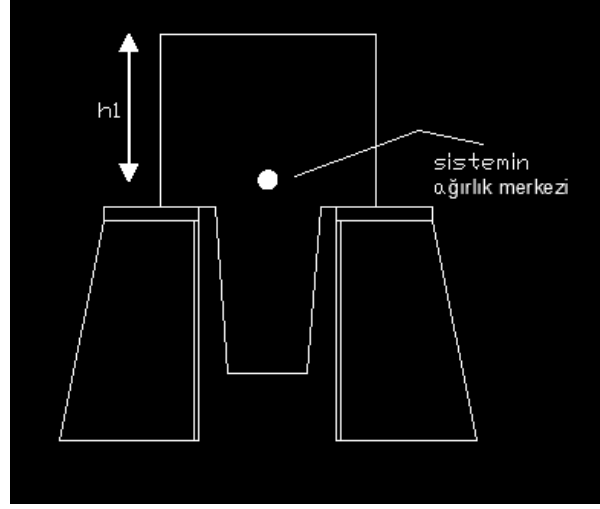
Baş-kıç vurma hareketinde oluşacak dönme genliği (3.30) formülü ile hesaplanır[2]:

$$A_\varphi = \left[C_T A - m\omega^2 / \Delta(\omega^2) \right] M_x \quad (3.30)$$

3.2.3.5 Bileşik hareket durumu

Baş kıç vurma ve dönme bileşik titreşim hareketlerini ayrı ayrı inceledikten sonra bileşik hareket nedeniyle test yatağının boy eksenini (Y eksenini) doğrultusunda yapabileceği en büyük yer değiştirme miktarı (3.32), (3.33) ve (3.34) denklemleri ile hesaplanabilir. Aşağıda hem bu hesabın nasıl yapılacağı hem de Şekil 3.13'te ve (3.31) denklemi ile h_1 değerinin hesaplanmasında kullanılan ölçüler gösterilmiştir.

Çizelge 3.28, Çizelge 3.29, Çizelge 3.30 ile en büyük yerdeğiştirme değerleri görülebilir.



Şekil 3.13 : h_1 gösterimi.

$$h_1 = z - z_{\text{sistem}} \quad (3.31)$$

Sistemin güvenli olarak çalıştığını söyleyebilmemiz için A_y ve A_φ değerlerinin sıfıra yakınsaması gerekir. Yatak boyutlarında yapılan değişimlere rağmen sistem tüm durumlarda güvenli aralıklarda çalışmaktadır.

Yatağın boyuna eksen (Y eksen) boyunca oluşacak en büyük yatay yer değiştirme miktarı (3.31) formülü ile hesaplanır ve sıfıra yakınsamalıdır.

$$(A_y)_{\text{maksimum}} = A_y + h_1 A_\varphi \quad (3.32)$$

$$(A_y)_{\text{maksimum}} = 0 + 0 \cdot h_1 \cdot A_\varphi \quad (3.33)$$

$$(A_y)_{\text{maksimum}} = 0 \quad (3.34)$$

Çizelge 3.28 : Durum 1 için A_y ve A_ϕ değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artındığında	m (kg)	Jm (kg*m ²)	ω_m (s ⁻¹)	$\Delta(\omega_2)*10^{23}$ (s ⁻¹)	A_y *10 ⁻¹³ (m)	A_ϕ *10 ⁻⁷ (m)	Mx (kN/m)
0,00	31673,98	66094,90	19985,5	5,01	1,22	1,53	4155400
3,87	31893,78	66709,84	19985,5	5,34	1,21	1,58	4155400
7,75	32113,58	67285,81	19985,5	5,67	1,21	1,62	4155400
11,62	32333,38	67822,25	19985,5	6,01	1,20	1,67	4155400
15,50	32553,18	68327,10	19985,5	6,34	1,19	1,70	4155400
19,37	32772,98	68799,98	19985,5	6,68	1,18	1,73	4155400
23,24	32992,78	69240,54	19985,5	7,01	1,17	1,76	4155400
27,12	33212,58	69656,97	19985,5	7,35	1,16	1,79	4155400
30,99	33432,38	70057,58	19985,5	7,69	1,16	1,81	4155400
34,86	33652,18	70425,10	19985,5	8,03	1,15	1,83	4155400

Çizelge 3.29 : Durum 2 için A_y ve A_ϕ değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artındığında	m (kg)	Jm (kg*m ²)	ω_m (s ⁻¹)	$\Delta(\omega_2)*10^{25}$ (s ⁻¹)	A_y *10 ⁻¹⁵ (m)	A_ϕ *10 ⁻⁹ (m)	Mx (kN/m)
0,00	31673,98	3377251,08	19985,4769	2,44	2,37	2,84	4155400
2,77	31830,98	3377251,08	19985,4769	2,53	2,37	2,93	4155400
5,53	31987,98	3377251,08	19985,4769	2,61	2,38	3,01	4155400
8,30	32144,98	3377251,08	19985,4769	2,70	2,38	3,08	4155400
11,07	32301,98	3377251,08	19985,4769	2,78	2,38	3,15	4155400
13,84	32458,98	3377251,08	19985,4769	2,87	2,38	3,22	4155400
16,60	32615,98	3377251,08	19985,4769	2,96	2,38	3,28	4155400
19,37	32772,98	3377251,08	19985,4769	3,04	2,38	3,34	4155400
22,14	32929,98	3377251,08	19985,4769	3,13	2,38	3,40	4155400
24,90	33086,98	3377251,08	19985,4769	3,21	2,38	3,45	4155400

Çizelge 3.30 : Durum 3 için A_y ve A_ϕ değerleri.

Yatağın ağırlığı yüzde artındığında	m (kg)	Jm (kg*m ²)	ω_m (s ⁻¹)	$\Delta(\omega_2)*10^{23}$ (s ⁻¹)	A_y *10 ⁻¹³ (m)	A_ϕ *10 ⁻⁷ (m)	Mx (kN/m)
0,00	31674	66094,90	19985,48	4,78	1,21	1,45	4155400
4,29	31917,3	66111,48	19985,48	4,94	1,21	1,49	4155400
7,75	32113,6	66128,06	19985,48	5,11	1,22	1,53	4155400
11,62	32333,4	66136,36	19985,48	5,28	1,22	1,57	4155400
15,50	32553,2	66144,65	19985,48	5,44	1,22	1,61	4155400
19,37	32773	66152,94	19985,48	5,61	1,22	1,64	4155400
23,80	33024,2	66152,94	19985,48	5,77	1,22	1,67	4155400
27,12	33212,6	66161,24	19985,48	5,94	1,22	1,70	4155400
30,99	33432,4	66161,24	19985,48	6,10	1,22	1,73	4155400
34,86	33652,2	66161,24	19985,48	6,27	1,22	1,75	4155400

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ana makinanın uygun şartlarda çalışması için yatak tasarımının etkileri incelenmiştir. Gerçek bir dizel motorun makine yatağının tasarımı yapılmış yapılmış, sistemin gerekli dayanım hesaplamaları yapılarak, sorunsuz çalışıp çalışmayacağı kontrol edilmiştir.

4.1 Gemi Dizel Motorunun Modellenmesi

Gemi dizel motor yatağı hesaplamalarındaki temel amaç; dinamik zorlayıcı kuvvet ve momentlerin etkisi altındaki sistemin yapacağı harmonik titreşimin, çalışma koşullarında sistem için bir risk yaratıp yaratmayacağının belirlenmesi ve eğer bir risk öngörülürse de uygun modelleme ile bu riskin giderilmesidir. Motor test yataklarında dayanım açısından en önemli zorlamalar yalın düşey titreşim hareketinde, yalın ileri – geri öteleme titreşim hareketinde, yalın baş – kık vurma titreşim hareketinde ve bileşik ileri – geri ve baş – kık vurma titreşim hareketinde meydana gelmektedir. Motor yatağı, iç dip sacına tutturulmuştur ve iç dip sacının rijitlik katsayısı kullanılarak yay gibi düşünülmüştür. Dizel motor, yatağı ve iç dip sacından oluşan sistem çift kütle yay sistemi ile modellenmiştir. MTU1163TB93 serisi gemi dizel motoru titreşim hareketi nedeniyle yapısal zorlamaların düzeylerini saptamak üzere seçilmiştir. MTU1163TB93 serisi motor ve makine dairesi boyutlandırması yardımı ile yatağın ön tasarımı yapılmıştır. Yapılan ön tasarımın boyutlarında yapılan değişikliklerin titreşime etkisi incelenmiştir.

4.2 Gemi Dizel Motor Yatağı Test Sonuçları

Gemi dizel motor yatağına ilişkin modelle tasarım aşaması bitirildikten sonra bu modele ilişkin hesaplamaların modelimiz için bir risk yaratıp yaratmadığının incelenmesi gerekir. Yatakla ilgili yapılan hesaplamaların ve incelemelerin sonucunda;

1. Yatak ön tasarımına gelen statik ve dinamik kuvvetler sonucunda maksimum yer değiştirme 0,7 mm'dir.
2. Yatak iç dip gemi sacı üzerine yerleştirilecektir. Yatağın üzerine oturduğu iç dip sacı yay gibi davranış sergileme özelliğine sahiptir. İç dip sacının rijitlik katsayısı yapılan kaynak taramaları sonucunda bulunamamıştır fakat kireçtaşı rijitlik katsayısı göz önünde bulundurularak kabulde bulunulmuştur. Test yatağını oluşturan tüm elemanlar titreşim açısından çift kütle çift yay sistemiyle modellenmiştir.
3. Test yatağının düşey yönde harmonik titreşim hareketine ait 2 doğal frekansı vardır. Bu 2 frekans yatak boyutlarını her durum için değiştirdiğimizde, değişen boyutlardan ötürü her durum için değişiklik göstermektedir. Tez içerisinde bu frekans değerleri tablo ile verilmiştir. MTU1163TB93 serisi motorun rölanti devri 520 rpm ve maksimum devri 1350 rpm olup, karşı gelen çalışma frekansları $54.0 \text{ (s}^{-1}\text{)}$ ve $141.4 \text{ (s}^{-1}\text{)}$ olmaktadır. Dolayısıyla doğal frekanslar motorun çalışabileceği frekans aralığından yeterince küçüktür. Dizayn hesaplarında çalışma frekansı ile doğal frekans arasında %30'luk fark olması istenir. Bu incelemede görülen fark fazla olup, yapısal açıdan herhangi bir rezonans olasılığını ortadan kaldırmaktadır. Doğal ve çalışma frekansları açısından düşey titreşim hareketine ait yapısal güvenlik sağlanmaktadır.
4. Test yatağının düşey yöndeki harmonik titreşim hareketi sırasında, zorlayıcı kuvvet genliğinin alabileceği en büyük değer $9.33 \cdot 10^5 \text{ kN}$ olarak hesaplanmıştır. Bu kuvvetin aşağı-yukarı yönde sebep olacağı yer değiştirmelerin farklı yatak boyutlarında en büyük değeri ise $7,87 \cdot 10^{-10} \text{ m}$ 'dir. Yapısal güvenlik açısından düşey yer değiştirme genlikleri için sınır değeri $15 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ olup, zorlayıcı kuvvetin yaratacağı düşey yer değiştirme genliği ihmal edilecek kadar küçüktür ($7,87 \cdot 10^{-10} \text{ m} \ll 15 \cdot 10^{-5} \text{ m}$) ve yapısal açıdan herhangi bir tehlike doğurmamaktadır.
5. Yatağın yatay yönde ve boyuna doğrultuda ileri – geri harmonik öteleme hareketine ve ayrıca sistemin ağırlık merkezi etrafında dönerek harmonik baş – kık vurma hareketine yol açacak momentin en büyük değeri $4.1554 \cdot 10^6 \text{ kNm}$ olarak hesaplanmıştır. En büyük harmonik moment değerine karşılık tüm sistemin yani yatağının yapacağı ileri – geri yer değiştirme ve baş – kık vurarak açısal dönme miktarları sıfıra yakın ve ihmal edilebilecek mertebededir. Dolayısıyla gerek ileri – geri yalın harmonik öteleme hareketinin, gerek ağırlık merkezi etrafında dönerek yapılacak yalın harmonik baş – kık vurma hareketinin ve gerekse ileri – geri baş – kık

vurma bileşik hareketinin yapısal dayanım açısından herhangi bir tehlike doğurmayacağı anlaşılmıştır.

6. Şekil 3.6, Şekil 3.7, Şekil 3.8, Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de göreceğimiz grafikleri incelersek her durum için kalınlık arttıkça titreşim genliği olan Az değeri lineere yakın olarak artış gösteriyor. Değişim karakteristiği bozulmuyor. İncelenen değer aralıklarında eğrinin maksimum ya da minimum yapmadığı gözlemlendi. Düzenli 2 mm’lik artışlar yapılmasına rağmen her bir artışta genlik değer artışlarının aynı kalmadığı giderek azaldığı görülmüştür.

4.3 Gelecekte Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler

Yapılan tez çalışması ile motor yataklarının analitik modellemesi yapılırken yalnızca statik analizin yeterli olmadığı, aynı zamanda dinamik analizin de yapılmasının şart olduğu ortaya çıkmaktadır. Özellikle harmonik titreşimler büyük bir dikkatle analiz edilmelidir. Gelecek çalışmalarda farklı tipte motorların analizleri üzerinde çalışılabilir. Farklı yatak tasarımları yapılarak ya da tasarımın üzerinde farklı boyutlar değiştirilerek sistemin davranışı incelenebilir. Aynı motor yatak sistemleri bilgisayar programları yardımıyla (Sonlu Elemanlar gibi) analiz edilebilir. Yapılan karşılaştırmalar hem yapılan olası hataları daha kolay ortaya çıkarabilir hem de sistemlerin daha iyi analiz edilmesi sağlanabilir. Yatak tasarımı çift dipli bir gemi için yapılmıştır, tek dipli bir gemi ya da daha karmaşık yapıya sahip makine daireleri için yeni yatak tasarımları yapıp sistemin davranışı incelenebilir. Sistemde motor titreşim sönümleyici çeşitlendirilmemiş ve tek bir titreşim sönümleyici için hesaplamalar yapılmıştır ve titreşim sönümleyici seçimi çok önemli bir konu olduğu için bu konu üzerinde de çalışmalar yapılabilir. Son olarak, daha dayanıklı ve daha ekonomik yataklar tasarlamak için gemi motor yatak sistemlerinin optimizasyonu konusunda çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Başaran,H.Ü.**, (2010). Gemi Dizel Motor Test Yataklarının Analitik Modellenmesi
- [2] **Srihivasulu, P., and Vaidyanathantata C. V.**, (1976). Handbook of Machine Foundations. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New Delhi.
- [3]**Palavan, S.**, (1975). Pistonlu Makinalar Dinamiği. İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi. İstanbul.
- [4] **Mobley, R. K.**, (1999). Vibration Fundamentals. Butterworth – Heinemann Publishing.
- [5] **Barkan, D. D.**, (1962). Dynamics of Bases and Foundations. Mc Graw Hill Company. New York.
- [6] **Palavan, S.**, (1961). Mekanik Titreşimler. Berksoy Matbaası. İstanbul
- [7] **Wowk, V.**, (1991). Machinery Vibration: Measurement and Analysis. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd.
- [8] **Türk Loydu**, (2014). Kısım 1 Tekne Yapım Kuralları 2014
- [9] **Wang, R.**, (2005): A study of vibration isolation of engine mount system.
Master of Science Thesis. Concordia University, Montreal, Quebec, Canada.
- [10] **Kelly, S. Graham**, (1993): Fundamentals of Mechanical Vibrations. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New York.
- [11] **Beards, C. F.**, (1996): Structural Vibration: Analysis and Damping. John Wiley & Sons Inc. New York.

- [12] **Tao, J. S., Liu G. R., & Lam, K. Y.**, (2000): Design optimization of engine mount system. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 235(3), pp. 477 – 494.

EKLER

EK A1 [12]:MATLAB programında makine yatağına gelen kuvvetler ve momentlerin hesabı

EK A2 :Autocad programında yatak ön tasarımı

EK A3 :Rhinoceros programında makine dairesinin 3 boyutlu çizimi

EK A1:

% Motor Test Yatagi Titresim Hesabi

% Motor devri $N=1350$ rpm

% Acisal hiz $W_m=2*\pi*N/60$

% Otelenen ve donen kutleler $M_{do}=54\text{kg}$ (en fazla 68.5)

% Otelenen kutleler $M_o=40.5$ kg

% Krank yarıcap / Biyel uzunlugu $\Lambda=1.33$

% Krank yarıcap $r=0.5$ m

% A1 ve B1 silindirlerinin sistem ağırlık merkezine uzaklığı $L_1=1.26$ metre

% Silindir merkezleri arasındaki uzaklık $L=0.35$

%

% $b_{A1}=0$;

% $b_{B1}=684$;

% $b_{A2}=144$;

% $b_{B2}=108$;

% $b_{A3}=288$;

% $b_{B3}=252$;

% $b_{A4}=432$;

% $b_{B4}=396$;

% $b_{A5}=576$;

% $b_{B5}=540$;

% $b_{A6}=216$;

% $b_{B6}=180$;

% $b_{A7}=72$;

% $b_{B7}=36$;

% $b_{A8}=648$;

% $b_{B8}=612$;

% $b_{A9}=504$;

% $b_{B9}=468$;

% $b_{A10}=360$;

% $b_{B10}=324$;

%

% Acilari radyana cevirmek icin $b_{AX}*\pi/180$ yapilmali

```

%
% Pz=Wm*Wm*r*[Mdo*Cos(Wm*t+bAX)+Mo*Lambda*Cos(2*(Wm*t+bAX))];
%-----
N=1350;
Wm=2*pi*N/60;
Mdo=54;
Mo=40.5;
Lambda=1.33;
r=0.5;
L1=1.26;
L=0.35;
%
bA1=0;
bB1=684;
bA2=144;
bB2=108;
bA3=288;
bB3=252;
bA4=432;
bB4=396;
bA5=576;
bB5=540;
bA6=216;
bB6=180;
bA7=72;
bB7=36;
bA8=648;
bB8=612;
bA9=504;
bB9=468;
bA10=360;
bB10=324;
%
t=0:0.001:0.1;

```

%----- K U V V E T L E R -----

PzA1=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA1*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA1*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA2=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA2*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA2*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA3=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA3*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA3*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA4=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA4*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA4*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA5=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA5*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA5*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA6=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA6*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA6*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA7=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA7*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA7*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA8=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA8*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA8*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA9=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA9*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA9*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzA10=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bA10*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bA10*pi/180)))*cos(30*pi/180);

%

PzB1=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB1*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB1*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB2=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB2*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB2*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB3=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB3*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB3*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB4=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB4*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB4*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB5=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB5*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB5*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB6=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB6*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB6*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB7=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB7*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB7*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB8=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB8*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB8*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB9=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB9*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB9*pi/180)))*cos(30*pi/180);

PzB10=Wm*Wm*r*(Mdo*cos(Wm*t+bB10*pi/180)+Mo*Lambda*cos(2*(Wm*t+bB10*pi/180)))*cos(30*pi/180);

%----- M O M E N T L E R -----

MxA1=L1*PzA1;

MxA2=(L1+L)*PzA2;

MxA3=(L1+2*L)*PzA3;

MxA4=(L1+3*L)*PzA4;

MxA5=(L1+4*L)*PzA5;

MxA6=(L1+5*L)*PzA6;

MxA7=(L1+6*L)*PzA7;

MxA8=(L1+7*L)*PzA8;

MxA9=(L1+8*L)*PzA9;

MxA10=(L1+9*L)*PzA10;

%

MxB1=L1*PzB1;

MxB2=(L1+L)*PzB2;

MxB3=(L1+2*L)*PzB3;

MxB4=(L1+3*L)*PzB4;

MxB5=(L1+4*L)*PzB5;

MxB6=(L1+5*L)*PzB6;

MxB7=(L1+6*L)*PzB7;

MxB8=(L1+7*L)*PzB8;

MxB9=(L1+8*L)*PzB9;

MxB10=(L1+9*L)*PzB10;

%

u1='v-k';

u2='o-r';

u3='s-b';

```

u4='d-m';
u5='*-g';
u6='+-k';
u7='x-k';
u8='p-k';
u9='h-k';
u10='.-k';
%
figure(1);
%
plot(t,PzA1,u1);
hold on;
plot(t,PzA2,u2);
hold on;
plot(t,PzA3,u3);
hold on;
plot(t,PzA4,u4);
hold on;
plot(t,PzA5,u5);
hold on;
%
xlabel('t (s)');
ylabel('P_{z} (kN)');
hold on;
%
figure(2);
%
plot(t,PzB1,u1);
hold on;
plot(t,PzB2,u2);
hold on;
plot(t,PzB3,u3);
hold on;
plot(t,PzB4,u4);

```

```

hold on;
plot(t,PzB5,u5);
hold on;
%
xlabel('t (s)');
ylabel('P_{z} (kN)');
hold on;
%
figure(3);
%
plot(t,MxA1,u1);
hold on;
plot(t,MxA2,u2);
hold on;
plot(t,MxA3,u3);
hold on;
plot(t,MxA4,u4);
hold on;
plot(t,MxA5,u5);
hold on;
%
xlabel('t (s)');
ylabel('M_{x} (kNm)');
hold on;
%
figure(4);
%
plot(t,MxA6,u1);
hold on;
plot(t,MxA7,u2);
hold on;
plot(t,MxA8,u3);
hold on;
plot(t,MxA9,u4);

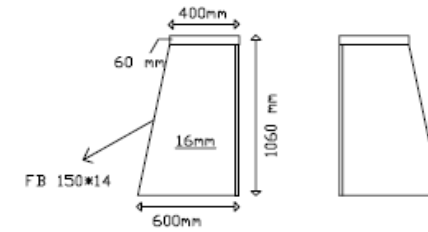
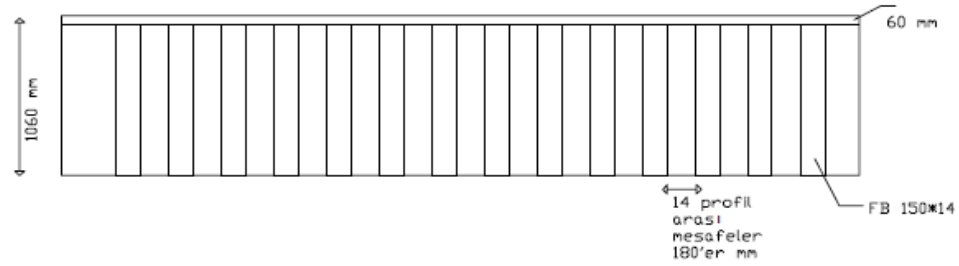
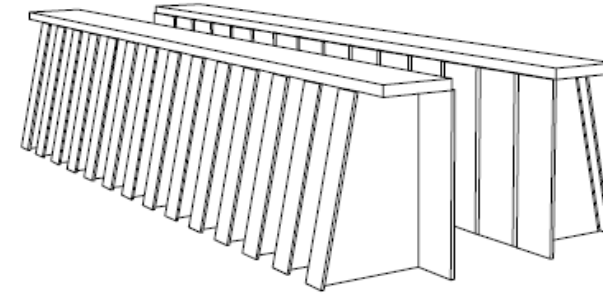
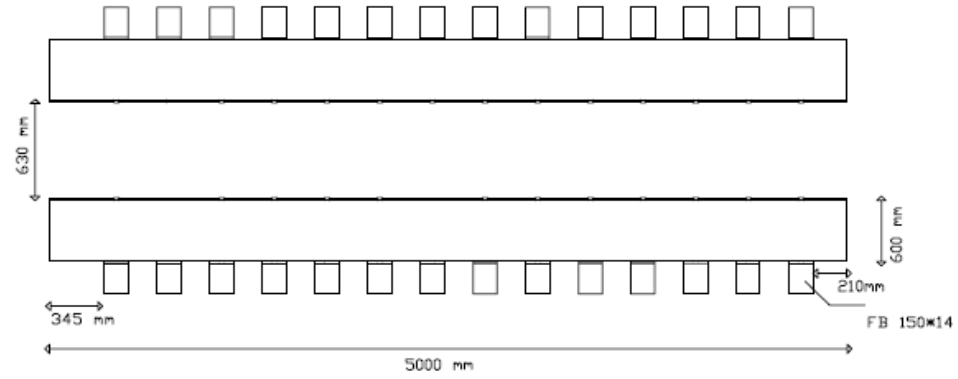
```

```

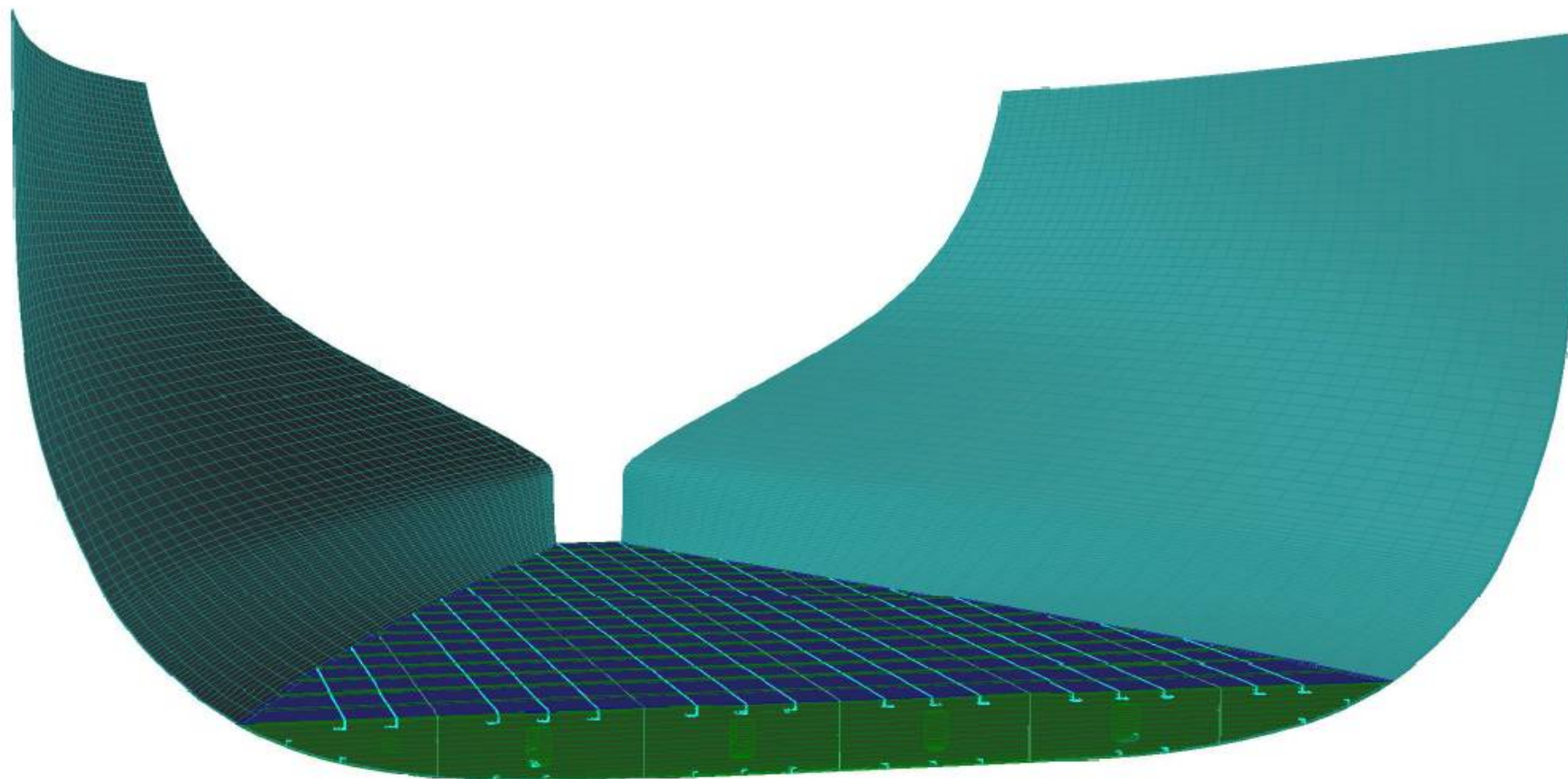
hold on;
plot(t,MxA10,u5);
hold on;
%
figure(5);
%
plot(t,MxB1,u1);
hold on;
plot(t,MxB2,u2);
hold on;
plot(t,MxB3,u3);
hold on;
plot(t,MxB4,u4);
hold on;
plot(t,MxB5,u5);
hold on;
%
figure(6);
%
plot(t,MxB6,u1);
hold on;
plot(t,MxB7,u2);
hold on;
plot(t,MxB8,u3);
hold on;
plot(t,MxB9,u4);
hold on;
plot(t,MxB10,u5);
hold on;
%
xlabel('t (s)');
ylabel('M_{x} (kNm)');
hold on;

```

EK A2:



EK A3:



ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Akile Neşe HALİLBEŞE

Doğum Yeri ve Tarihi : Kastamonu / 06.06.90

E-Posta : akile.nese@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü