

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ DİZEL MOTOR TEST YATAKLARININ ANALİTİK  
MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Hasan Üstün BAŞARAN**

**Anabilim Dalı: Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği**

**Programı: Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği**

**HAZİRAN 2010**

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ DİZEL MOTOR TEST YATAKLARININ ANALİTİK  
MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Hasan Üstün BAŞARAN  
(508081005)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010**

**Tezin Savunulduğu Tarih : 07 Haziran 2010**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL (İTÜ)  
Eş Danışman : Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN (İTÜ)  
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Muhittin SÖYLEMEZ (İTÜ)  
Doç. Dr. Ömer BELİK (İTÜ)  
Yrd. Doç. Dr. Ertekin BAYRAKTARKATAL (İTÜ)**

**HAZİRAN 2010**

*Seygili Aileme,*



## ÖNSÖZ

Bir geminin sorunsuz yol almasında kuşkusuz en önemli unsurlardan birisi sahip olduğu sevk sisteminin arızasız çalışmasıdır. Günümüzde gemilerin büyük bir çoğunluğunda içten yanmalı dizel motorlar kullanılmaktadır. Hareketli ve sabit parçalardan oluşan dizel motorlar yarattıkları statik ve dinamik kuvvetlerden dolayı çeşitli sorunlara neden olurlar. Bu sorunlardan birisi de motordan kaynaklanan bu statik ve dinamik kuvvetlerin göz önüne alınarak, motorun yerleştirildiği yatakların nasıl modellenmesi gerektiğidir.

Motor test yatakları hem statik hem de dinamik kuvvetlere maruz kaldığından, sadece statik analizin yapıldığı sistemlere göre daha karmaşıktır. Bu yüzden daha dikkatli analiz edilmeleri gerekir. Statik analizin yanı sıra dinamik harmonik kuvvetlerin ve bu dinamik kuvvetlerin sebep olduğu harmonik titreşimlerin sistemde yaratacağı olası bir rezonans riskine karşı incelenmesi bir zorunluluktur.

Bu tezde de gerçek bir dizel motor ve yerleştiği yatak sisteminin dataları kullanılarak nasıl dayanıklı ve ekonomik bir motor test yatak sistemi modellenmesi yapılabileceği anlatılmaya çalışılmıştır.

Bu tezin hazırlanmasında bana büyük emeği geçen sayın hocam Doç. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL'a ve yine değerli hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN'a ve tezi hazırlamam süresince yaptıkları fedakarlık ve anlayışlarından dolayı BABAMA ve KARDEŞLERİME çok teşekkür ederim.

Haziran 2010

Hasan Üstün BAŞARAN

(Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.)



## İÇİNDEKİLER

Sayfa

<b>ÖNSÖZ</b> .....	v
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	vii
<b>KISALTMALAR</b> .....	ix
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	xi
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	xiii
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	xv
<b>ÖZET</b> .....	xvii
<b>SUMMARY</b> .....	xix
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Kaynak Araştırması.....	2
1.2.1 Makine Dinamik Kuvvetlerinin Analizi .....	3
1.2.2 En Uygun Yatak Özelliklerinin Tespiti .....	3
<b>2. MAKİNA YATAKLARI</b> .....	5
2.1 Makina Yatak Tipleri .....	5
2.2 Makina Yataklarının Genel Gereklilikleri.....	7
2.3 Boyutsal Kriter ve Genel Hesaplama Metodları.....	7
2.4 Dizayn Verileri.....	8
2.5 Basit Krank Mekanizmasında Oluşan Dinamik Yükler .....	8
2.6 İzin Verilen Genlikler .....	10
<b>3. GENEL TEORİ</b> .....	13
3.1 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Zorlanmış Titreşim.....	13
3.2 İki Serbestlik Dereceli Sönümlü Zorlanmış Titreşim .....	16
<b>4. GEMİ DİZEL MOTOR TEST YATAĞI ANALİTİK MODELLEMESİ</b> .....	23
4.1 Hesaplamalarda Kullanılan Modellemeye Ait Bilgiler .....	23
4.1.1 Kullanılacak Motora Ait Bilgiler .....	23
4.1.2 Yatak ve Sisteme Ait Modellemeler.....	24
4.2 Motor Test Yatağının Statik Dayanımının İncelenmesi ve Sistemin Ağırlık Merkezindeki Eksen Kaçıklığının Kontrolü .....	26
4.2.1 Statik Dayanımın İncelenmesi .....	26
4.2.2 Eksen Kaçıklığının Kontrolü.....	30
4.2.3 Toprak zemine uygulanacak basıncın kontrolü.....	32
4.3 Toprak Zeminin Yay Olarak Temsil Edilmesi ve Tüm Sistemin Matematik Modellenmesi .....	34
4.4 Ötelenen ve Dönen Kütlelerin Saptanması ve Dinamik Kuvvetlerin Hesabı...39	
4.5 Krank Mili Boyunca Oluşacak Momentlerin Hesaplanması.....	49
4.6 Düşey Genlik ve Frekans Hesabı .....	57
4.7 Alan Atalet Momentleri ve Kütle Atalet Momentleri .....	58
4.8 Baş – kıkç Vurma Frekansı, Doğrusal Öteleme Frekansı ve Maksimum Yer Değiştirme Genliğinin Hesaplanması .....	62

4.8.1 Baş – Kıç Vurma Frekansı.....	62
4.8.2 Doğrusal Öteleme Frekansı .....	63
4.8.3 Bileşik Harekete Ait Frekans .....	63
4.8.4 Maksimum Yer Değiştirme Genliğinin Hesaplanması .....	64
4.8.4.1 Dizel Motor Dinamometreye En Yakın Durumda .....	64
4.8.4.2 Dizel Motor Dinamometreye En Uzak Durumda.....	66
4.8.4.3 Bileşik Hareket Durumunda.....	67
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>69</b>
5.1 Gemi Dizel Motor Test Yatağı Modellemesi .....	69
5.2 Gemi Dizel Motor Test Yatağı Test Sonuçları.....	70
5.3 Gelecekte Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler .....	71
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>73</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>75</b>



## KISALTMALAR

<b>A</b>	: Alan
<b>Bak.</b>	: Bakınız
<b>din.</b>	: Dinamometre
<b>KMA</b>	: Krank Mili Açısı
<b>kN</b>	: kilo Newton
<b>m</b>	: metre
<b>mm</b>	: milimetre
<b>M</b>	: Moment
<b>MTU</b>	: firma – Motoren und Turbinen – Union
<b>rpm</b>	: revolution per minute (dakikada devir)
<b>st</b>	: statik
<b>t</b>	: ton



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2.1 : Makina performanslarına göre müsaade edilebilir genlikler.....	11
Çizelge 4.1 : Sistemin 3 boyutunda da ağırlık merkezinin hesaplanması .....	31
Çizelge 4.2 : Eski ve yeni tip yay ünitelerine ait veriler.....	35
Çizelge 4.3 : Silindirler arası faz açıları .....	43
Çizelge 4.4 : Her bir silindire ait faz açısı ve faz açısına bağlı bulunan değerler .....	45
Çizelge 4.6 : Moment fonksiyonu için oluşturulan tablo .....	52-53



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : Makina yatak tipleri.....	6
Şekil 2.2 : Basit krank mekanizması .....	9
Şekil 3.1 : Tek Serbestlikli kütle yay sistemi.....	13
Şekil 3.2 : Serbest cisim diyagramı.....	13
Şekil 3.3 : Büyütme faktörünün değişimi .....	16
Şekil 3.4 : İki serbestlikli kütle yay sistemi .....	16
Şekil 3.5 : Serbest cisim diyagramı.....	16
Şekil 4.1 : Test yatağı boyuna kesit görünüşü .....	23
Şekil 4.2 : Test yatağı enine kesit görünüşü B – B enkesiti.....	24
Şekil 4.3 : Toprak zemine oturan alt yatağın görünüşü ve kazıkların konumu .....	24
Şekil 4.4 : Beton malzemeden alt ve üst yatağın yandan görünüşü .....	25
Şekil 4.5 : Motor test yatağının karşıdan görünüşü.....	25
Şekil 4.6 : Seçilen motorun ağırlık merkezinin düşey ve boyuna yeri.....	28
Şekil 4.7 : Dizel motorun konuşlanacağı yerler ile ağırlık merkezleri.....	29
Şekil 4.8 : Dinamometre sabitken, dizel motorun yerinin değişken olması hali .....	29
Şekil 4.9 : Motor test yatağının şematik kuruluş resmi .....	34
Şekil 4.10 : Yatağa etkileyen kuvvetlerin serbest cisim diyagramında gösterilmesi....	36
Şekil 4.11 : Bloklararası açıya göre krank miline etkileyen düşey ve yatay kuvvetler	39
Şekil 4.12 : Krank mili, biyel kolu ve piston kütlelerinin indirgenme noktaları .....	40
Şekil 4.13 : Silindirlerin ateşleme sırası ve faz açıları .....	42
Şekil 4.14 : Dinamik zorlayıcı kuvvetin “A” bloğundaki silindirler için değişimi....	48
Şekil 4.15 : Dinamik zorlayıcı kuvvetin “B” bloğundaki silindirler için değişimi....	49
Şekil 4.16 : Kuvvetlerin etkime noktalarının orijine uzaklıklarının gösterimi .....	49
Şekil 4.17 : Harmonik momentin “A” blok silindir no 1 – 5 için değişimi.....	54
Şekil 4.18 : Harmonik momentin “A” blok silindir no 6 – 10 için değişimi.....	55
Şekil 4.19 : Harmonik momentin “B” blok silindir no 1 – 5 için değişimi .....	55
Şekil 4.20 : Harmonik momentin “B” blok silindir no 6 – 10 için değişimi .....	56
Şekil 4.21 : Alt yatak tablasının toprak zemine oturduğu yüzey alanı.....	58
Şekil 4.22 : Kütlelerin ağırlık merkezleri, öteleme ve baş-kıç vurma dönmesi.....	59
Şekil 4.23 : Baş-kıç vurma ve dönmeye ait genliklerin hesaplama ölçüleri.....	67



## SEMBOL LİSTESİ

<b>P</b>	: Dinamik kuvvet
<b>m</b>	: Kütle
<b>r</b>	: Yarıçap
<b><math>\omega</math></b>	: Frekans
<b><math>\omega_m</math></b>	: Çalışma frekansı
<b><math>\omega_n</math></b>	: Doğal frekans
<b>t</b>	: Zaman
<b><math>\ell</math></b>	: Uzunluk
<b>k</b>	: Yay rijitlik katsayısı
<b>F</b>	: Kuvvet
<b>g</b>	: Yerçekim ivmesi
<b><math>y_{st}</math></b>	: Yaya belli bir kütle asılıyken yaydaki uzama miktarı
<b>c</b>	: Sönüm katsayısı
<b><math>\mu</math></b>	: Büyütmek faktörü
<b>V</b>	: Hacim
<b><math>\rho</math></b>	: Yoğunluk
<b>G</b>	: Ağırlık merkezi
<b><math>\beta</math></b>	: Faz açısı
<b>N</b>	: Motor çalışma devri
<b>n</b>	: Silindir sayısı
<b><math>I_a</math></b>	: Referans eksenine göre atalet momenti
<b><math>I_b</math></b>	: Kütle atalet momenti
<b><math>J_m</math></b>	: Motorun atalet momenti
<b><math>J_b</math></b>	: Tüm kütle atalet momentinin toplamı
<b><math>\omega_{n\phi}</math></b>	: Baş – kık vurma frekansı
<b><math>\omega_{ny}</math></b>	: Yatay doğrusal öteleme frekansı
<b><math>\omega_x</math></b>	: Bileşik hareket frekansı
<b><math>A_y</math></b>	: Doğrusal öteleme hareketine ait yer değiştirme genliği
<b><math>A_\phi</math></b>	: Baş – kık vurma hareketi sırasında oluşacak dönme genliği
<b><math>\Delta(\omega^2)</math></b>	: Katsayılar determinanı





# GEMİ DİZEL MOTOR TEST YATAKLARININ ANALİTİK MODELLENMESİ

## ÖZET

İçten yanmalı motorların istisnasız hepsi ister seri üretimi bittikten sonra çalışacakları yerlerine konulmadan önce, ister bakım ve onarımları sonrasında her zaman test edilmeleri gerekmektedir. Motorun gerçek performansının, imalatçının istekleri ya da üretim standartları ile uyumlu olup olmadığının karşılaştırılması genellikle “motor testi” adı verilen deneylerle ve “motor test yatağı” olarak adlandırılan deney merkezlerinde yapılır. Motorlar ister gemilerin sevinde kullanılsın isterse gemide güç üretimi amacıyla kullanılsın, kısaca hangi amaçla kullanılırsa kullanılsın, istisnasız tüm gemi dizel motorları hizmete alınmadan önce, teknik karakteristiklerinin ve performanslarının yeterli olup olmadığı kontrol edilmelidir. İçten yanmalı motorlar; boşta, kısmen yüklü, sürekli tam yükte, aşırı yüklü ve maksimum yüklü durumlara uyan motor hızlarında test edilirler. Test yatakları üzerindeki motorlar, yataklarına etkiyen dinamik kuvvetler üretirler ki bu harmonik kuvvetler dikkatlice belirlenmeli, önemsiz görülenler elenmeli ve çalışma sırasında risk yaratacak olanlar da dikkatlice hesaplanmalıdır.

Motor test yatakları özel yapılardır. Dikkatlice tasarlanmaları ve inşa edilmeleri gerekir. Çünkü dinamik değişken kuvvetlerin etkisi altında kalmaktadır. Motor yataklarının tasarımı dinamik kuvvetlerden dolayı, sadece statik analiz yapılan sistemlere göre daha karmaşıktır. Çünkü bu sistemlerde statik yüklerin yanı sıra dinamik yüklerin de incelenmesi gerekir. Yine, dinamik yüklerden kaynaklanan harmonik titreşimler de sistemde meydana gelebilecek bir rezonans riskine karşı analiz edilmelidir.

Bu tez; motor test yataklarının tasarımı için analitik bir modelin geliştirilmesini amaçlamaktadır. Bütün sistem; dinamik kuvvetlerin neden olduğu harmonik titreşimler, statik ve dinamik kuvvetlerin büyüklükleri, dinamometre, motorun sabit ve hareketli parçaları, alt ve üst yatak parçaları, yatağın beton özellikleri, alt ve üst yatak tablaları arasındaki yaylar, motor ve dinamometrenin yatak üzerindeki konumu, ağırlık merkezleri vb. birçok husus dikkate alınarak modellenmiştir. Tez; sistemde ciddi riskler yaratmayan, ekonomik ve dayanıklı motor test yataklarının nasıl modellenmesi gerektiğini açıklamak üzerine kuruludur. Bu tez çalışması 4 ana adımdan oluşmaktadır: Başlangıçta, motor yatakları üzerinde yoğunlaşmış ve motor yataklarının genel karakteristikleri, boyutları, farklı kesit görünüşleri, beton özellikleri, ağırlık merkezleri ve üzerine oturdukları yerin karakteristikleri ve toprak zeminin özellikleri üzerine bilgiler verilmiştir. Bu nedenle, ilk aşamada sistem statik açıdan incelenmiş, dayanıklılık hesaplamaları yapılmıştır. İkinci adımda, 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) değerlendirilmiştir. Bir sonraki adımda, analitik model oluşturulmuştur. Test yatağı; bir çift yay ve kütle sistemi ile modellenmiştir. Zeminin yay gibi davranışını kabul

edilmiştir. Sisteme ait titreşim modeli, iki serbestlik dereceli olarak oluşturulmuştur. Bir serbestlik dereceli titreşime ait modelleme esasları da işbu tez çalışmasını daha anlaşılır kılmak ve konu bütünlüğü sağlamak amacıyla teze dahil edilmiştir. Son aşamada, test yatağının (yatak + motor + dinamometre) matematik modelinin çözümüne geçilmiş, elde edilen sayısal sonuçlar değerlendirilmiş, tartışmalar ve yorumlar sonuç kısmında verilmiştir. Motor test yatağının dinamik dayanım ve titreşim hesaplamalarında kullanılan datalar Deniz Kuvvetlerine ait gemilerdeki dizel motorlardan seçilmiştir. Yatağa ait teknik özellikler ise İstanbul Askeri Tersanesi'nden elde edilmiştir. Yatak üzerindeki motorun konumu değişken olarak seçilmiştir. Dinamometrenin konumu ise yatak ucuna olabildiğince yakın olarak düşünülmüştür. Böylece, değişik motor tipleri ve modellerinin yatak üzerinde test edilebilmesi durumuna imkan sağlanmıştır.

Bunun yanında, olası düşey yönde aşağı yukarı hareket, ağırlık merkezi etrafında dönerek baş – kık vurma ve ileri geri doğrusal öteleme hareketleri incelenmiştir. Hesaplanan yer değiştirme ve dönmeler tablolarında verilmiş olup, ayrıca sonuçlar frekans – genlik grafiklerinde de gösterilmiştir. Sonuçların izin verilen sınırlar arasında olup olmadıkları kontrol edilmiştir.

Elde edilen sayısal bulguların tartışma ve yorumları tezin sonuç bölümünde ele alınmış, gelecekteki akademik çalışmalar için öneriler de yine bu bölümde verilmiştir.

# **ANALYTICAL MODELLING OF MARINE DIESEL ENGINE TEST FOUNDATIONS**

## **SUMMARY**

Internal combustion engines always need to be tested one by one before their sailing or after their repairing and maintenance. The procedure of comparison if the real performance of engine is matching or not with the manufacturer's request or production standards, is commonly called "engine test" and the places where some of the performance values of engines are known "engine test stands" or "engine test benches". Whether the engines' types are marine propulsion or not, they should be checked before serving if their technical characteristics and performances are satisfactory. Internal combustion engines are tested under idle, partially loaded, continuously loaded, overloaded and maximum loaded conditions corresponding engine speeds. Engines on the test stands produce so varied dynamical forces affected on their foundations that those harmonic forces should be carefully determined, eliminated and be calculated.

Engine test stands are special structures. They need to be carefully designed and be constructed since they stay under dynamically variant forces. Engine foundation systems are more complex than systems in which only static loads are analyzed. Because in these systems, not only are static loads considered, but also dynamic loads must be examined. Harmonic vibrations due to dynamic forces must be analyzed for a resonance risk in the system as well.

This thesis aims to develop an analytical model for designing the foundation of engine test stands. The whole system was modelled by including the harmonic variation of the dynamic forces, the magnitudes of the forces, the constant and the moving parts of the engine and the dynamometer, foundation lower slab and upper slab, concrete properties of the foundation, the springs between the foundation slabs, location of the engine and dynamometer on the foundation, gravity centers etc. The thesis is commented and concluded with explaining how economical and durable engine test foundations could be modelled in order not to have considerable risks. This study consists of four main steps. At first, the engine foundations is focused, and its general characteristics, dimensions, sectional views, concrete properties, gravity centers, ground characteristics and soil 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. At further step, analytical model was formed. The test stand is then modelled by a pair of spring and mass system. The behaviour of soil is represented as a spring. Vibrations model is utilized by two degrees of freedom. One degree of freedom system is also explained in the thesis to be talented the study. Solution of the mathematical model about the test stand (foundation + engine + dynamometer) is discussed and concluded at final step. Data of the test engine are supplied from

several propulsion engines of the Turkish Navy. Technical properties of the foundation are obtained from the Istanbul (Arsenal) Military Shipyard. Position of the engine on foundation is chosen to be variant. Dynamometer is assumed to be replaced as close as to foundation edge. So, different engine types and models might be tested on the stand.

Furthermore, any possible heavy, surge and pitch motion of the test stand are investigated. 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, 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. Makina 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 tasarımılanarak, makinanın sürekli ve güvenli çalışması sağlanmalıdır.

Makina yatak modellemesi geçmişte pek tanınmamıştı. Bu alandaki bilgi birikimi teknolojinin diğer alanlarına göre geri kalmıştı. Bu bir açıdan, mekanik ve yatak mühendislerinin paylaşılmış sorumlulukları yüzündendi. İdeal olanı, mekanik ve inşaat mühendislerinin; planlama aşamasından, makina yatak üzerinde kurulana ve başarılı bir şekilde çalışana dek ortak olarak çalışmasıdır. [1,3 ve 13]

Son zamanlara kadar, tasarım ofislerindeki makina yatak tasarımı neredeyse tamamıyla ampirik kurallara dayanmaktaydı. Çünkü makina yataklarının dinamik yüklerin etkisiyle oluşan davranışlarıyla ilgili çok az şey biliniyordu. Genellikle, basit hesaplama metodları kullanıldı. Statik yüklerin tahmini bir dinamik faktör ile çarpılması ve sonucun da gerçek korunma faktöründen bihaber olarak arttırılmış bir statik yük olarak kabul edilmesi genel kaniydi. Bu belirsizlik yüzünden edinilen dinamik faktör genellikle çok yüksekti. Fakat pratik çalışmalar gösterdi ki, bu büyük faktörler kullanılmasına rağmen yine de çalışma esnasında istenmeyen, zararlı deformasyonlar oluşuyordu. Bu da dinamik yüklemelere ilişkin daha kapsamlı bir

bilimsel araştırmayı gerekli kıldı. Ayrıca, makinaların eskilerine kıyasla 100 kat daha güçlü imal edilmeye başlanması da önemli gerilmelere ve titreşim ve zemin mekaniği ile ilgili çeşitli problemleri ortaya çıkardı.

Zemin ve yapı dinamiğindeki gelişmelerle birlikte, tasarım ilkeleri yavaş yavaş sadece ampirik metodlara bağılı olmadan da geliştirildi. Makina mühendisleri de bu değişen ve sürekli gelişen makinalar karşısında kendilerine uygulayabilecekleri tasarım kriterlerini ortaya koymaya başladılar. [1 ve 2]

### **1.1 Tezin Amacı**

Zorlayıcı kuvvetler etkisi altında çalışan makina yataklarının harmonik titreşim hareketlerinin analitik modelinin kurulması, yatağa etkiyen zorlayıcı kuvvetlerin belirlenmesi, yatağın düşey yönde aşağı yukarı hareketine, ileri yönde yer değiştirmesine ve ağırlık merkezi etrafında dönerek baş-kıç vurma hareketine ait matematik modellerin oluşturulması ve matematik modelin çözümü amaçlanmıştır. Kurulan analitik model hakkında yorumlar ve değerlendirmeler yapabilmek için, motor test yatağının gerçek modeli, her türlü ölçü ve bilgileriyle kullanılmış, böylece test yatağının yalın ve bileşik titreşim hareketlerinin sonuçları da saptanmıştır. Konuya ilişkin yorumlar tablo ve grafiklerle desteklenerek yorumlanmıştır.

### **1.2 Kaynak araştırması**

Makina yataklarının analitik modellemesinin yapılabilmesi için hem makinaların yapılarının hem de çalışma esnasında meydana getirdikleri kuvvetlerin ve titreşimlerin oldukça iyi kavranması gerekmektedir. Makina yatak sistemleri ile ilgili araştırma çalışmaları da bu nedenle, makina dinamik kuvvelerinin 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. Makina dinamik kuvvetlerinin analizi.
- ii. En uygun yatak özelliklerinin tespiti.

### **1.2.1 Makina Dinamik Kuvvetlerinin Analizi**

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. İncelenen kaynaklarda makina çalıştırılması esnasında makine yataklarına ve motorun oturma ayaklarıyla da motor yatağına etkşiyen dinamik kuvvetlerin hatırı sayılır ölçüde önemli ve ihmal edilemez olduğunun vurgulandığı görülmüştür [1-4]. Gereken karşı önlemlerin tasarım aşamasında dikkate alınmadığı zaman dinamik kuvvetlerin motorun üzerine oturduğu yatakta ve konuşlandığı zeminde yaratacağı gerilmelerin, titreşim genliklerinin yerel ölçekte de genel ölçekte de hasara yol açabileceği öne sürülmektedir. Motor yatağı tasarımının büyük ölçüde makina titreşimine bağlı olduğu düşünülmüş ve güvenli çalışma koşulları için makina dinamik kuvvetlerinin tanımlanmasına olan ihtiyaç incelenen araştırmalarda vurgulanır bulunmuştur [5-7]. 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 [1,2,8 ve 9].

### **1.2.2 En Uygun Yatak Özelliklerinin Tespiti**

Makina yatak sistemi; bir makina (titreşim kaynağı) ve makina bloğu ile zemin ya da dış yapı arasına yerleştirilmiş birçok yataktan oluşur. Makina yatak sisteminin öncelikli görevleri; makina ağırlığına destek oluşturmak ve zemine ya da üzerine oturmuş olduğu yapıya olan titreşim iletimini azaltmaktır. Makina yatak sisteminin tasarımı bu yüzden statik ve dinamik kuvvetlerin birlikte düşünülmesini gerektirir. Bunların yanında, bir makina yatak sistemi; sistemin kabul edilebilir servis koşullarının sağlanması ve makina bloğunun zeminle ya da yatağın yerleştirildiği yapıyla uyumlu hareketini sağlaması için tasarlanır [1,10 ve 11].

Makina yatak sisteminin modellenmesi ve tasarımı için öncelikle ve yalnızca dinamik kuvvetlerin saptanması yetersiz kalmaktadır. Ekonomik ve çalışma koşullarına uygun yatakların tasarımında kuvvetlerin yarattığı harmonik titreşimler sistemde riskler yaratırlar. Sistemde oluşabilecek bir rezonans sistemin giderilemez ölçüde hasarlanmasına neden olabilir. Ayrıca sistemin analitik modelinin uygun olmaması durumunda yataklar dengelenmemiş atalet kuvvetlerine ve momentlere maruz kalabilirler. Bu da yine yataklarda ciddi hasarlar meydana getirebilir. Bu yüzden gemi dizel motorunun oturacağı test yatağının ve yatağın altındaki zeminin sistemin bütünüyle nasıl hareket edeceğini doğru bir şekilde belirlemek gerekir [3 ve 12].

Dikkate alınması gereken bir başka sorun; makinanın yatak üst tablası üzerindeki konumudur. Makinanın nereye yerleştirileceği yatağı ciddi bir şekilde etkileyebilir. Baş – kış vurma ve doğrusal öteleme frekanslarının ve maksimum yer değiştirme genliklerinin hesabı farklı durumlar için yapılmalı ve yatak için en uygun konum tespit edilmelidir [1,8 ve 13].



## 2. MAKİNA YATAKLARI

### 2.1 Makina Yatak Tipleri

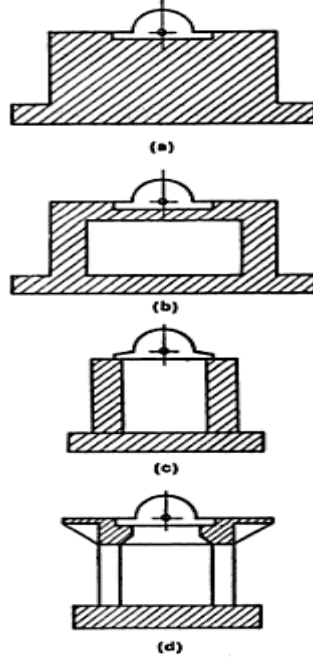
Makina yatakları, makinanın ağırlığına destek oluşturan ve makinanın üretmiş olduğu dinamik kuvvetlerden kaynaklanan titreşimlerin zemine ya da eğer yataklar bir yapı üzerine oturuyorsa, titreşimlerin bu yapıya olan iletimini azaltmakla görevli yapılardır. Dolayısıyla, makina yatakları makina sistemlerinin arızasız ve risksiz çalışması için dikkatli tasarlanması gereken yapılardır. Makinaların şekilleri, ağırlıkları, hızları ve meydana getirdikleri titreşimler değiştikçe, makina yataklarının da bu farklı yapılara göre tasarlanması gerekir. Yataklarının dizayn kriterlerine göre makinalar [2] aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- i. Darbeli dövme kuvveti üreten, örneğin presler, çekiç-örs dövme tezgahları.
- ii. Ardışık kuvvet üretenler, örneğin tüm içten yanmalı motorlar, pistonlu pompalar, pistonlu kompresörler.
- iii. Yüksek hızlı makinalar, türbinler ve devirli kompresörler.

Yapısal formları düşünüldüğünde, makina yatakları aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- i. Makinanın yerleştiği beton bir temeli olan blok tip yataklar.
- ii. İçi boş beton bir blok ile makinayı tepesinden destekleyen kutu tipi yataklar.
- iii. Bir çift duvar ile makinayı tepesinden destekleyen duvar tip yataklar.
- iv. Tepelerindeki dikey sütunlar ile makinanın oturak kısmının formunu oluşturan yatay çerçeveyi destekleyen çerçeve tip yataklar.

Şekil 2.1'de makina yatak tipleri gösterilmektedir. Blok tip, kutu tip, duvar tip ve çerçeve tip yatakların şekilleri ayrı ayrı [1] gösterilmektedir.



**Şekil 2.1** : Makina Yatak Tipleri.

(a) Blok – Tipi. (b) Kutu – Tipi. (c) Duvar – Tipi. (d) Çerçeve – Tipi.

İtici ve periyodik kuvvet üreten düşük hızlı makinalar genellikle blok – tipi yataklar üzerine yerleştirilirler. Diğer yandan yüksek hızda çalışanlar ve de devirli makinalar genelde çerçeve tipi yataklar üzerine yerleştirilirler. Fakat yerleşme koşullarının esnek olmaması durumunda, bu her zaman mümkün olmayabilir. Bu durumda da yerleşme konumuna uygun alternatif tipler kullanılabilir.

Çalışma frekanslarına göre makinalar 3 kategoriye ayrılabilir:

- i. Düşük ve orta çalışma frekanslar : 0 – 500 rpm.
- ii. Orta ve yüksek çalışma frekanslar : 300 – 1000 rpm.
- iii. Çok yüksek frekanslar : > 1000 rpm.

1. grup büyük pistonlu makinaları, kompresörleri ve büyük üfleyicileri içerir. Pistonlu makinalar genellikle 50 – 250 rpm arasında çalışır. Bu grup için, genellikle zemin ile yüksek temas alanına sahip blok – tipi yataklar kullanılır.

2. grup dizel ve gaz makinaları gibi orta – ebatlı pistonlu makinaları içerir. Doğal frekansı çalışma frekansının oldukça altında tutabilmek için blok yatakları tercih edilir.

3. grup yüksek hızlı içten yanmalı makinaları, elektrik motorlarını ve turbojeneratörleri içerir. Turbomakinalar sütunları arasında yardımcı ekipmanları saklayabilen çerçeve – tipi yatakları gerektirir. [1-3]

## 2.2 Makina Yatakları İçin Genel Gereklilikler

Tasarımı yapılacak makina yatağında aşağıdaki [1] gereklilikler sağlanmalıdır:

- i. Yatak çok güçlü çarpma ve basma yüklerini her hangi bir kesme, kopma ya da ezilme hatası olmadan taşımaktadır.
- ii. Yerleştirme ebatları izin verilen sınırlar içinde olmalıdır.
- iii. Makina ve yatağın birleşik ağırlık merkezi yatak alanının ağırlık merkezi ile olabildiğince aynı dikey hatta olmalıdır.
- iv. Rezonans oluşmamalıdır. Çünkü yatak – zemin sisteminin doğal frekansı makinanın çalışma frekansı ile kıyaslandığında ya çok büyük ya da çok küçük olmalıdır. Düşük hızlı makinalar için doğal frekans yüksek olmalıdır.
- v. Çalışma şartlarındaki genlikler izin verilen sınırlar içinde olmalıdır. Bu sınırlar genellikle makina üreticileri tarafından açıklanır.
- vi. Makinanın bütün pistonlu ve dönen parçaları, dengelenmemiş kuvvet ve momentleri en aza indirmek için iyice dengelenmelidir.
- vii. Yapılabilinecek durumlarda, zeminin alanını ya da yatağın kütlesini değiştirerek, ard arda gelen doğal frekans değişimlerine izin verecek şekilde yatak planlanmalıdır.

## 2.3 Boyutsal Kriter ve Genel Hesaplama Metodları

Makina yatak boyutları makinanın çalışma gerekliliklerine bağlı olarak genelde sabittir. Eğer boyutların seçimi tasarımcıya bırakıldıysa, tasarım kriterini sağlayan minimum boyutlar seçilmelidir. Makina yatak tasarımında 2 genel hesaplama yöntemi geliştirilmiştir. Bu iki yöntemin esas noktaları aşağıda açıklanmaya çalışılmıştır.

Titreşim teorisinin ilkelerini takip ederek, öncelikle yatak gövdesinin doğal frekansı hesaplanmalıdır. Bu doğal frekanslar tahrik kuvvetinden bağımsız ve de sadece

makina yatağının kütle, şekil ve tasarımına ve zeminin mekanik özelliklerine bağlıdır. Bu methodda en önemli kıstas, yatağın doğal frekansının makina hızından en az 20% ya da 30% arasında farklı olması [7] gereğidir.

İkinci metod ise, yatak titreşimi genliğinin izin verilen bir sınır değerini geçmemesi ilkesine dayanır. Yukarıda anlatılan ilk metod ile bu metod tamamlayıcıdır. Tatmin edici bir tasarım için, önceki bölümde açıklanan gereklilikler sağlanmalıdır. Eğer bu tasarım gereklilikleri sağlanamıyorsa, tasarımcı yatağın boyutları üzerinde uygun bir takım değişiklikler yapmaya çalışacaktır.

## **2.4 Dizayn Verileri**

Tasarım için gerekli olan özel veriler makina tipine göre [1] değişiklik gösterebilir. Makina yatak dizaynındaki veriler için genel gereklilikler aşağıda yer almaktadır:

- a) Makinanın yatağı üzerinde meydana getirdiği statik ve dinamik yüklerin pozisyonlarını ve büyüklüklerini gösteren yükleme diyagramı.
- b) Makinanın gücü ve de çalışma hızı.
- c) Yatağın konstrüksiyon özellikleri ve yapısını oluşturan parçalara özgü özellikler.
- d) Motor test yatakları karada toprak zemine oturacağı için, zeminin doğası ve dizayn hesaplamalarında gereken statik ve dinamik özellikleri.

## **2.5 Basit Krank Mekanizmasında Oluşan Dinamik Yükler**

Yatağın analitik modellenmesine başlamanın öncesinde sistemde meydana gelen dinamik yüklerin karakteristiklerinin ve büyüklüklerinin iyice anlaşılması gerekir.

Bir makina yatağının üzerinde meydana gelen dinamik yükler iki kategoride sınıflandırılabilir:

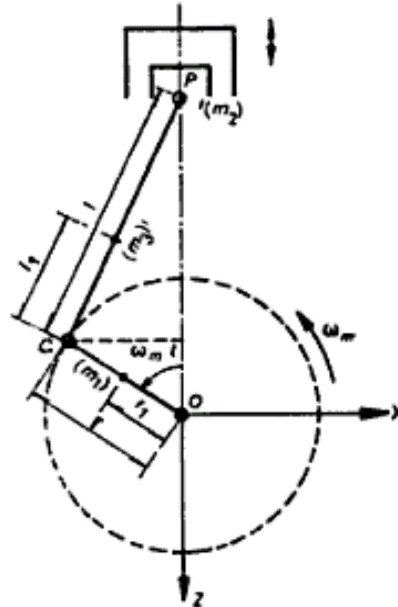
1. Düzgün aralıklarla yenilenen, şok veya çarpma gibi kesikli ya da Fourier serileri şeklinde değişiklik gösteren kuvvetlerin olduğu yüklemeler. (Çekiçler ve Presler.)
2. Zamana göre farklılık göstermekle birlikte kuvvetlerin değişiminin harmonik karakter gösterdiği yüklemeler. (Pistonlu ve devirli makineler.)

Makina üreticileri genellikle dengelenmemiş kuvvetlere ilişkin veriler sunar. Basit tip ekipmanlar için ise, dengelenmemiş yükler hesaplanabilir. Aşağıda bu hesaplamaların nasıl yapılacağı açıklanmaktadır:

İçten yanmalı makinalar, piston – tipli kompresörler, pompalar, buhar makinaları vb. karşılıklı kuvvetler üretirler. Tezde incelenecek olan gemi dizel motoru içten yanmalı bir makinadır. Bu yüzden motorda meydana gelen kuvvet mekanizmasının anlaşılması gerekir. Tek silindirli bir makina için basit bir krank mekanizması aşağıda Şekil 2.2’de görülmektedir. Silindir içerisinde hareket eden bir piston, bir O noktası etrafında dönen r uzunluğunda bir krank, pistonu P noktasında ve krank şaftına da C noktasında bağlanan  $\ell$  uzunluğunda bir roddan oluşmaktadır. C noktası dairesel bir yol izlerken, P noktası lineer bir yol üzerinde aşağı yukarı gidip gelmeler yapacaktır. Pistonla birlikte hareket eden ötelenen kütleyi  $m_{\text{ötelenen}}$  ve krankla birlikte hareket eden kütleyi de  $m_{\text{döner}}$  şeklinde simgelersek, dengelenmemiş dinamik kuvvetler  $P_z$  (Pistonun doğrultusu yönünde) ve  $P_x$  (dikey yönde) aşağıdaki gibi [3-5] yazılabilir:

$$P'_z = (m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{döner}})\omega_m^2 r \cos(\omega_m t) + m_{\text{ötelenen}} \frac{\omega_m^2 r^2}{\ell} \cos(2\omega_m t) \quad (2.1)$$

$$P_x = m_{\text{döner}} r \omega_m^2 \sin \omega_m t \quad (2.2)$$



Şekil 2.2 : Basit Krank Mekanizması.

$\omega_m$  dönmenin açısal hızıdır ve r de krankın yarıçapıdır. Basit krank mekanizması için ötelenen ve dönen kütleler arasındaki bağıntı aşağıda [3-5] verilmektedir:

$$m_{\text{ötelenen}} = m_2 + \frac{\ell_1}{\ell} m_3 \quad (2.3)$$

$$m_{\text{döner}} = \frac{r_1}{r} m_1 + \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_3 \quad (2.4)$$

Yukarıda verilen kütleler ile ilgili bağıntılar için:

$m_1$  = krankın kütlesi (kg).

$m_2$  = ötelenen parçaların kütlesi, (piston, piston kolu ve krank kafası.) (kg).

$m_3$  = Bağlantı kolunun (rodun) kütlesi. (kg).

$\ell$  = Bağlantı kolunun uzunluğu (m).

$\ell_1$  = Bağlantı kolunun ağırlık merkezi ile C noktası arası uzaklık. (m)

$r_1$  = Krank şaftının ağırlık merkezi ile O noktası arası uzaklık. (m)

Piston doğrultusundaki atalet kuvveti,  $\omega_m$  dönme hızının frekansında çalışan bir ve yine bu frekansın 2 katında çalışan ( $2\omega_m$ ) ikinci bir bileşene sahiptir.

Döner kütleden oluşan atalet kuvveti denkleştirme ile tamamen ortadan kaldırılabilir. Ötelenen kütleden dolayı olan dengesizlik ise giderilemez. Çok silindirli makinalarda, dengelenmemiş kuvvetleri en aza indirecek biçimde [3] silindirler düzenlenebilir.

## 2.6 İzin Verilen Genlikler

İzin verilen genlikler genellikle makina üreticileri tarafından belirtilir. Bir makina yatağının izin verilen genliği; makinaya ve makinaya bitişik yapıların titreşim duyarlılığına bağlı olarak [2] belirlenir.

Aşağıda Çizelge 2.1'de motor devirlerine göre izin verilen düşey yer değiştirme genlikleri [1] gösterilmiştir.

**Çizelge 2.1** : Makina performanslarına göre müsaade edilebilir genlikler.

Tip	İzin verilen genlik (cm)
1. Düşük – hızlı makinalar (500 rpm)	0.02 – 0.025
2. Çekiç yataklar	0.1 – 0.12
3. Yüksek hızlı makinalar	
a. 3000 rpm	
i. Dikey titreşimler	0.002 – 0.003
ii. Yatay titreşimler	0.004 – 0.005
b. 1500 rpm	
i. Dikey titreşimler	0.004 – 0.006
ii. Yatay titreşimler	0.007 – 0.009



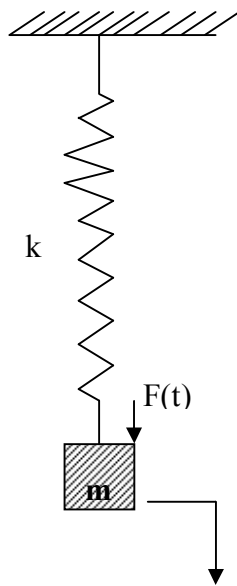


### 3. GENEL TEORİ

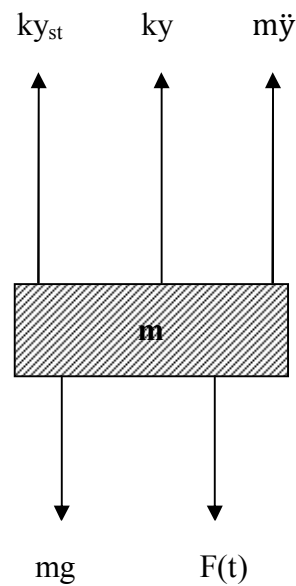
Her fiziksel sistemin “doğal frekans” diye adlandırılan kendine özgü karakteristik bir frekansı vardır. Doğal frekans sistemin serbest titreşime tabii olduğunda sistemin titreştiği frekanstır. Bir makinanın çalışma frekansı yatağının doğal frekansına yaklaşırsa, genlikler büyümeye başlayacaktır. Bu iki ayrı frekans birbiriyle çakıştığında yapısal sistem “rezonansa” uğrar.

Bir sonraki bölümde analizini yapacağımız dizel motor test yatağında meydana gelen titreşimler göz önüne alınarak sistemin modellenmesi ve de oluşturulacak sistemin rezonansa uğramaması istenmektedir. Dizel motorların yataklarının modellenmesi, sistemin çift kütle yay sistemi şeklinde ele alınması ile incelenebilir. Aşağıda önce daha basit olan tek serbestlik dereceli sönümsüz zorlanmış titreşim, sonrasında da diğer bölümde sistemimizin analitik modellemesinde kullanacağımız iki serbestlik dereceli zorlanmış titreşim anlatılmıştır. Bir sonraki bölümde detaylı olarak inceleyeceğimiz dizel motor test yatak modellememiz için gereken formüller çıkarılarak analitik modellememizde kullanılmıştır.

#### 3.1 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Zorlanmış Titreşim



Şekil 3.1 : Tek serbestlikli kütle yay sistemi



Şekil 3.2 : Serbest cisim diyagramı

Yukarıdaki Şekil 3.1’de tek serbestlik dereceli bir sistem gösterilmektedir. Sistem sönümsüzdür ve de sistem  $F(t)$  kuvveti ile zorlanmış durumdadır. Kütlesi  $m$  olan bir cisim  $y$  doğrultusunda  $k$  rijitlik katsayısı olan bir yay ile titreşim yapmaktadır.

Şekil 3.2’de ise sistemin serbest cisim diyagramı çizilmiş ve birbirini dengeleyen kuvvetler gösterilmiştir. Bu diyagrama dayanarak D’alembert prensibi gereği kuvvetlerin dengesini [7-9] aşağıdaki gibi yazarsak;

$$-m\ddot{y} - ky - ky_{st} + mg + F(t) = 0$$

$$m\ddot{y} + ky = F(t) \quad (3.1)$$

tarafli diferansiyel denklemini ( $ky_{st} = mg$  olduğundan) elde ederiz. Bu tarafli diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$y = y_{\text{homojen}} + y_{\text{özel}} \quad (3.2)$$

olur. Buradan homojen çözüm;

$$y_{\text{homojen}} = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t \quad (3.3)$$

olmaktadır. Zorlanmış titreşime ait özel çözümü bulmak istersek  $F(t)$  kuvvetini tayin etmemiz gerekir:

$$F(t) = F_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (3.4)$$

Kabul ettiğimiz zorlanmış kuvvet etkisindeki sistemin özel çözümü  $y = P \cdot e^{i\omega t}$  olsun.

$$\dot{y} = P \cdot i\omega e^{i\omega t} \quad (3.5)$$

$$\ddot{y} = -P\omega^2 e^{i\omega t} \quad (3.6)$$

olarak elde edilecektir. Buradan bulunan ifadeler (3.1) denkleminde yerlerine koyulacak olursa;

$$-mP\omega^2 e^{i\omega t} + kP \cdot e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t} \quad \rightarrow \quad P(-m\omega^2 + k)e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t}$$

$$P = \frac{F_0}{k - m\omega^2} = \frac{F_0}{m\left(\frac{k}{m} - \omega^2\right)} = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \quad (3.7)$$

olarak bulunacaktır. Buradan,  $F(t) = F_0 \cdot e^{i\omega t}$  için

$$y_{\text{özel}} = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} e^{i\omega t} \quad (3.8)$$

ilişkisi kurulacaktır.

$F(t) = F_0 \cos \omega t$  şeklinde zorlayıcı kuvvet varsa;

$$y_{\text{özel}} = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \cos \omega t \quad (3.9)$$

ya da

$F(t) = F_0 \sin \omega t$  şeklinde zorlayıcı kuvvet varsa;

$$y_{\text{özel}} = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t \quad (3.10)$$

şeklinde özel denklemlerimizi ayrı iki durum için de bulmuş oluruz.

Böyle bir durumda titreşim denkleminin genel çözümü:

$$y = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t + \frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos \omega_n t \quad (3.11)$$

veya

$$y = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t + \frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} \sin \omega_n t \quad (3.12)$$

olacaktır. Burada dikkat edilmesi gereken zorlayıcı kuvvetin amplitüdü (genliği)'dür.

$\frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2}$  ifadesini düzenlersek;

$$\frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} = \frac{F_0/m}{\omega_n^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} = \frac{F_0/m}{(k/m) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} = \frac{F_0/k}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} \quad (3.13)$$

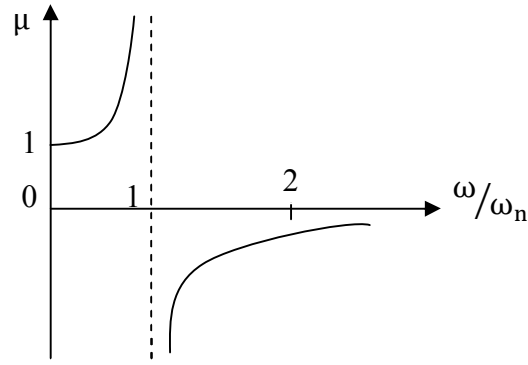
elde edilir. Burada  $k = \frac{mg}{y_{st}}$  ve de  $mg = k \cdot y_{st}$  'dir.

$k = \frac{mg}{y_{st}}$  ifadesini [7-9] yukarıda elde ettiğimiz denklemde yerine koyarsak;

$$\frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} = \frac{\left(\frac{F_0}{mg}\right) y_{st}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} = \left(\frac{F_0}{mg}\right) y_{st} \left(\frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}\right) \quad (3.14)$$

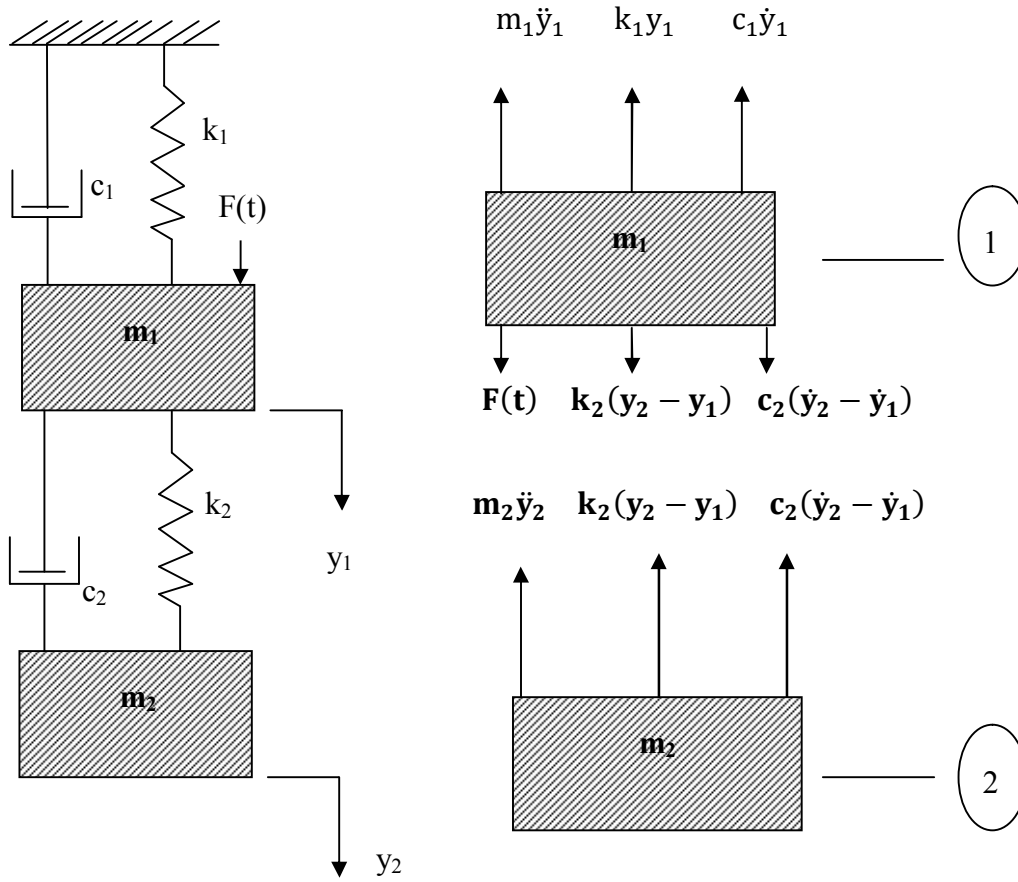
elde edilir.  $\left(\frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}\right)$  ifadesi büyütme faktörü ( $\mu$ ) olarak isimlendirilir.

Aşağıda Şekil 3.3'te yukarıdaki (3.14) denklemindeki büyütme faktörü ( $\mu$ ) değerinin  $\omega/\omega_n$  boyutsuz katsayısına göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.3 : Büyütme faktörünün  $\omega/\omega_n$  boyutsuz katsayısına göre değişimi.

### 3.2 İki Serbestlik Dereceli Sönümlü Zorlanmış Titreşim



Şekil 3.4 : İki serbestlikli kütle yay sistemi      Şekil 3.5 : Serbest Cisim Diyagramı.

Şekil 3.4'te iki serbestlik dereceli sönümlü zorlanmış titreşime ilişkin bir sistem gösterilmektedir. Kütleler  $m_1$  ve  $m_2$ ; sönüm katsayıları  $c_1$  ve  $c_2$ ; yayların rijitlik katsayıları  $k_1$  ve  $k_2$ ; sistemi zorlamakta olan kuvvet  $F(t)$ 'dir. İki ayrı sistem yer aldığı için sistemdeki denklemler  $y_1$  ve  $y_2$  eksenleri üzerinde ifade edilmiştir. İki ayrı

sistemin kuvvet dengeleri bize dengede bulunan iki ayrı denklem verir. Bunun için bu iki ayrı sistemin serbest cisim diyagramları çizilmeli ve bu diyagramlar üzerindeki kuvvet dengeleri denklemler ile [6-8] ifade edilmelidir. Bunlar da Şekil 3.5'te 1 ve 2 rakamları ile gösterilmiştir. Aşağıda da bu denklemler ve çözümleri anlatılmaktadır.

$$\text{Sistem 1: } -m_1\ddot{y}_1 - k_1y_1 + k_2(y_2 - y_1) - c_1\dot{y}_1 + c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + F(t) = 0 \quad (3.15)$$

$$\text{Sistem 2: } -m_2\ddot{y}_2 - k_2(y_2 - y_1) - c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) = 0 \quad (3.16)$$

3.15 ve 3.16 no'lu denklemler yukarıdaki gibi yazılır. Buradan denklemlerdeki gerekli düzenlemeler yapılmca;

$$m_1\ddot{y}_1 + (c_1 + c_2)\dot{y}_1 + (k_1 + k_2)y_1 - c_2\dot{y}_2 - k_2y_2 = F(t) = Fe^{i\omega t} \quad (3.17)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + c_2\dot{y}_2 + k_2y_2 - c_2\dot{y}_1 - k_2y_1 = 0 \quad (3.18)$$

denklemleri elde edilir. Eğer iki serbestlik dereceli titreşim hareketini veren diferansiyel denklemin çözümü için aşağıdaki kabullenme yapılırsa;

$$y_1 = Y_1e^{\psi t} \quad y_2 = Y_2e^{\psi t} \quad (3.19)$$

$$\dot{y}_1 = Y_1\psi e^{\psi t} \quad \dot{y}_2 = Y_2\psi e^{\psi t} \quad (3.20)$$

$$\ddot{y}_1 = Y_1\psi^2 e^{\psi t} \quad \ddot{y}_2 = Y_2\psi^2 e^{\psi t} \quad (3.21)$$

(3.17) ve (3.18) denklemlerinde yerlerine konulduğunda ve sadeleştirmelerden sonra,

$$Y_1[m_1\psi^2 + (c_1 + c_2)\psi + (k_1 + k_2)] - Y_2[c_2\psi + k_2] = F(t) \quad (3.22)$$

$$Y_1[c_2\psi + k_2] + Y_2[m_2\psi^2 + c_2\psi + k_2] = 0 \quad (3.23)$$

ya da aynı denklemleri matris formunda yazarsak, aşağıdaki matris eşitliğini elde ederiz:

$$\begin{bmatrix} [m_1\psi^2 + (c_1 + c_2)\psi + (k_1 + k_2)] & -[c_2\psi + k_2] \\ -[c_2\psi + k_2] & [m_2\psi^2 + c_2\psi + k_2] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Yukarıda elde ettiğimiz matris denkleminimize ilk yaklaşımımızda olayı daha basit inceleyebilmek için F(t) zorlayıcı kuvvet etkisi olmadığını düşünelim. Dolayısıyla, titreşim hareketini veren diferansiyel denklem takımı tarafsız hale gelecektir. Bu nedenle de matris formunda yazılan katsayılar matrisi sifıra eşitlenecektir.

$$[m_1\psi^2 + (c_1 + c_2)\psi + (k_1 + k_2)][m_2\psi^2 + c_2\psi + k_2] - [c_2\psi + k_2]^2 = 0 \quad (3.25)$$

Yukarıdaki denklemde gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra aşağıda (3.26) no'lu genel denklemimizi [6-8] elde ederiz:

$$\begin{aligned} \psi^4 + \left[ \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} + \frac{c_2}{m_1} \right] \psi^3 + \left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} \right] \psi^2 + \left[ \frac{k_1 c_2}{m_1 m_2} + \frac{k_2 c_1}{m_2 m_1} \right] \psi \\ + \left[ \frac{k_1}{m_1} * \frac{k_2}{m_2} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Zorlayıcı kuvvet olmaksızın yazılabilen (3.26) no'lu denklemin 4 kökü vardır. Bu denklem iki serbestlik dereceli titreşim hareketine ait genel denklem olup 4 olası durum vardır. Bunlar;

$$c_1 = 0 \quad , \quad c_2 = 0 \quad (\text{Sistemde hiç sönüm yok.})$$

$$c_1 \neq 0 \quad , \quad c_2 = 0 \quad (\text{Sadece 1.nci sistemde sönüm var.})$$

$$c_1 = 0 \quad , \quad c_2 \neq 0 \quad (\text{Sadece 2.nci sistemde sönüm var.})$$

$$c_1 \neq 0 \quad , \quad c_2 \neq 0 \quad (\text{Her iki sistemde de sönüm var.})$$

Sistemin bu 4 durum için de ayrı ayrı incelenmesi gerekir. Ancak amacımız dizel motor yatak titreşimininde en büyük genliği bulmaktır ve uygulayacağımız sistemde de söndürücü yer almamaktadır. Zaten hedefimiz sönüm katsayılarının,  $c_1$  ve  $c_2$ 'nin, sıfır olduğu durumda genlikleri saptamaktır. Çünkü en büyük genlikler sistemde sönüm olmadığı zaman oluşur ve saptanabilir.

Yukarıda verilen (3.26) no'lu denklemin çözümünün nasıl olabileceğini daha iyi anlayabilmek için  $c_1 = 0$  ve  $c_2 = 0$  durumu için çözümü araştırıp irdeleyelim.

$$\underline{\text{Özel durum}} \quad , \quad c_1 = 0 \quad , \quad c_2 = 0 \quad , \quad F(t) = 0$$

(3.26) no'lu denklemimizde sönüm katsayılarının değerlerini 0 olarak yazarsak denklemimiz aşağıdaki sade hali alır:

$$\psi^4 + \left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right] \psi^2 + \frac{k_1}{m_1} \cdot \frac{k_2}{m_2} = 0 \quad (3.27)$$

Denklemini çözmek için

$$\psi_{1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (3.28)$$

ifadesini kullanırsak, buradan;

$$\psi_1^2 = -\frac{1}{2} \left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right] + \sqrt{\left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right]^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}} \quad (3.29)$$

Burada;

$$\psi_1^2 = \omega_{1n}^2 \rightarrow \psi_1 = \pm i\omega_{1n} \quad (3.30)$$

ve

$$\psi_2^2 = -\frac{1}{2} \left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right] - \sqrt{\left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right]^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}} \quad (3.31)$$

Burada da yine  $\psi_2^2 = \omega_{2n}^2 \rightarrow \psi_2 = \pm i\omega_{2n}$  eşitlikleri sağlanır.

Yukarıdaki eşitlikler göz önünü alınarak  $\omega_{1n}$  ve  $\omega_{2n}$  ifadeleri çekilecek olursa;

$$\omega_{1n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right] - \sqrt{\left( \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (3.32)$$

ve

$$\omega_{2n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left[ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right] + \sqrt{\left( \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (3.33)$$

Şeklinde ifade edilirler. Bulunan bu kökler denklem çözümü için yaptığımız kabullenmede yerine konulursa;

$$y_1 = Y_{11}e^{i\omega_{1n}t} + Y_{12}e^{-i\omega_{1n}t} + Y_{13}e^{i\omega_{2n}t} + Y_{14}e^{-i\omega_{2n}t} \quad (3.34)$$

$$y_2 = Y_{21}e^{i\omega_{1n}t} + Y_{22}e^{-i\omega_{1n}t} + Y_{23}e^{i\omega_{2n}t} + Y_{24}e^{-i\omega_{2n}t} \quad (3.35)$$

veya

$$y_1 = A_1 \cos \omega_{1n}t + A_2 \sin \omega_{1n}t + A_3 \cos \omega_{2n}t + A_4 \sin \omega_{2n}t \quad (3.36)$$

$$y_2 = A_5 \cos \omega_{1n}t + A_6 \sin \omega_{1n}t + A_7 \cos \omega_{2n}t + A_8 \sin \omega_{2n}t \quad (3.37)$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7$  ve  $A_8$  katsayıları başlangıç koşullarından ve ilave koşullardan bulunacaktır. Toplam 8 bilinmeyen katsayı vardır. Bilinmeyen 8 katsayı için 8 denkleme ihtiyaç vardır. Bunlardan 4 denklem yalnızca başlangıç koşullarından türetilir. Başlangıç koşullarına göre yer değiştirme ve hız için 2 denklem ( $y_1$ ) ile ve 2 denklem ( $y_2$ ) ile yazılabilir. Çözüme ulaşmak için geri kalan 4 denklem ise katsayıların oranlarından yazılabilir. Yani  $y_1$  ve  $y_2$  trigonometrik fonksiyonları serbest cisim diyagramından çıkarılan (3.17) ve (3.18) nolu denge denklemlerinde yerine konulursa (1.nci ve 2.nci türevleri alınarak) 4 denklem yazılır. Böylece 8 bilinmeyen ve 8 denklem elde edilir.

$$\begin{aligned}
1 \rightarrow \ddot{y}_1 + (c_1/m_1 + c_2/m_1)\dot{y}_1 + \left(k_1/m_1 + k_2/m_1\right)y_1 - (c_2/m_1)\dot{y}_2 \\
- \left(k_2/m_1\right)y_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.38}$$

$$2 \rightarrow \ddot{y}_2 + (c_2/m_2)\dot{y}_2 + \left(k_2/m_2\right)y_2 - (c_2/m_2)\dot{y}_1 - \left(k_2/m_2\right)y_1 = 0 \tag{3.39}$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_{1n} & 0 & \omega_{2n} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_{1n} & 0 & \omega_{2n} \\ X_1 & X_2 & 0 & 0 & -k_2/m_1 & -(c_2/m_1)\omega_{1n} & 0 & 0 \\ -X_2 & X_1 & 0 & 0 & (c_2/m_1)\omega_{1n} & -k_2/m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & X_3 & X_4 & 0 & 0 & -k_2/m_1 & -(c_2/m_1)\omega_{2n} \\ 0 & 0 & -X_4 & X_3 & 0 & 0 & (c_2/m_1)\omega_{2n} & -k_2/m_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ A_5 \\ A_6 \\ A_7 \\ A_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.40}$$

Elde edilen 8 bilinmeyenli 8 denkleme sahip matris denkleminiz yukarıdadır.

$$-\omega_{1n}^2 + \left(k_1/m_1 + k_2/m_2\right) = X_1 \tag{3.41}$$

$$\omega_{1n}(c_1/m_1 + c_2/m_2) = X_2 \tag{3.42}$$

$$-\omega_{2n}^2 + \left(k_1/m_1 + k_2/m_2\right) = X_3 \tag{3.43}$$

$$\omega_{2n}(c_1/m_1 + c_2/m_2) = X_4 \tag{3.44}$$

$t = 0$  anı için  $y_1 = 0$  ve  $y_2 = 0$  ve  $\dot{y}_1 = 0$  ve  $\dot{y}_2 = 0$  gibi kabullenme yaparsak;

$$y_1 = A_1 \text{Cos}\omega_{1n}t + A_2 \text{Sin}\omega_{1n}t + A_3 \text{Cos}\omega_{2n}t + A_4 \text{Sin}\omega_{2n}t \tag{3.45}$$

$$\dot{y} = -A_1 \omega_{1n} \text{Sin}\omega_{1n}t + A_2 \omega_{1n} \text{Cos}\omega_{1n}t - A_3 \omega_{2n} \text{Sin}\omega_{2n}t + A_4 \omega_{2n} \text{Cos}\omega_{2n}t \tag{3.46}$$

$$\ddot{y}_1 = -A_1 \omega_{1n}^2 \text{Cos}\omega_{1n}t - A_2 \omega_{1n}^2 \text{Sin}\omega_{1n}t - A_3 \omega_{2n}^2 \text{Cos}\omega_{2n}t - A_4 \omega_{2n}^2 \text{Sin}\omega_{2n}t \tag{3.47}$$

ve

$$y_2 = A_5 \text{Cos}\omega_{1n}t + A_6 \text{Sin}\omega_{1n}t + A_7 \text{Cos}\omega_{2n}t + A_8 \text{Sin}\omega_{2n}t \tag{3.48}$$



$$\dot{y}_2 = -A_5 \omega_{1n} \text{Sin} \omega_{1n} t + A_6 \omega_{1n} \text{Cos} \omega_{1n} t - A_7 \omega_{2n} \text{Sin} \omega_{2n} t + A_8 \omega_{2n} \text{Cos} \omega_{2n} t \quad (3.49)$$

$$\ddot{y}_2 = -A_5 \omega_{1n}^2 \text{Cos} \omega_{1n} t - A_6 \omega_{1n}^2 \text{Sin} \omega_{1n} t - A_7 \omega_{2n}^2 \text{Cos} \omega_{2n} t - A_8 \omega_{2n}^2 \text{Sin} \omega_{2n} t \quad (3.50)$$

Yukarıdaki denklemlerde katsayılarla ilgili eşitlikleri sağlamak için  $t = 0$  konulursa;

$$t = 0 \text{ için } y_1 = 0 \rightarrow A_1 + A_3 = 0 \quad (3.51)$$

$$t = 0 \text{ için } \dot{y}_1 = 0 \rightarrow A_2 \omega_{1n} + A_4 \omega_{2n} = 0 \quad (3.52)$$

$$t = 0 \text{ için } y_2 = 0 \rightarrow A_5 + A_7 = 0 \quad (3.53)$$

$$t = 0 \text{ için } \dot{y}_2 = 0 \rightarrow A_6 \omega_{1n} + A_8 \omega_{2n} = 0 \quad (3.54)$$

1 nolu denklemde yer değiştirmeler, birinci ve ikinci türevleriyle yerlerine konulursa;

$$\ddot{y}_1 + (c_1/m_1 + c_2/m_1) \dot{y}_1 + (k_1/m_1 + k_2/m_1) y_1 - (c_2/m_1) \dot{y}_2 - (k_2/m_1) y_2 = 0 \quad (3.55)$$

denklemini elde edilir. Şimdi yukarıda bulunan değerleri (3.22) denkleminde yerlerine koyarsak:

$$\begin{aligned} & \{-A_1 \omega_{1n}^2 \text{Cos} \omega_{1n} t - A_2 \omega_{1n}^2 \text{Sin} \omega_{1n} t - A_3 \omega_{2n}^2 \text{Cos} \omega_{2n} t - A_4 \omega_{2n}^2 \text{Sin} \omega_{2n} t\} \\ & + (c_1/m_1 + c_2/m_1) \left\{ -A_1 \omega_{1n} \text{Sin} \omega_{1n} t + A_2 \omega_{1n} \text{Cos} \omega_{1n} t - A_3 \omega_{2n} \text{Sin} \omega_{2n} t \right. \\ & \quad \left. + A_4 \omega_{2n} \text{Cos} \omega_{2n} t \right\} \\ & + \left( k_1/m_1 + k_2/m_1 \right) \{ A_1 \text{Cos} \omega_{1n} t + A_2 \text{Sin} \omega_{1n} t + A_3 \text{Cos} \omega_{2n} t + A_4 \text{Sin} \omega_{2n} t \} \\ & - c_2/m_1 \{ -A_5 \omega_{1n} \text{Sin} \omega_{1n} t + A_6 \omega_{1n} \text{Cos} \omega_{1n} t - A_7 \omega_{2n} \text{Sin} \omega_{2n} t + A_8 \omega_{2n} \text{Cos} \omega_{2n} t \} \\ & - \left( k_2/m_1 \right) \{ A_5 \text{Cos} \omega_{1n} t + A_6 \text{Sin} \omega_{1n} t + A_7 \text{Cos} \omega_{2n} t + A_8 \text{Sin} \omega_{2n} t \} = 0 \quad (3.56) \end{aligned}$$

sadeleştirme yapılırsa;

$$\begin{aligned} (\text{Cos} \omega_{1n} t) & \left[ -A_1 \omega_{1n}^2 + (c_1/m_1 + c_2/m_1) A_2 \omega_{1n} + \left( k_1/m_1 + k_2/m_1 \right) A_1 \right. \\ & \quad \left. - c_2/m_1 A_6 \omega_{1n} - k_2/m_1 A_5 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +(\text{Sin}\omega_{1n} t) \left[ -A_2 \omega_{1n}^2 - (c_1/m_1 + c_2/m_1) A_1 \omega_{1n} + \left( k_1/m_1 + k_2/m_1 \right) A_2 \right. \\
& \quad \left. + c_2/m_1 A_5 \omega_{1n} - k_2/m_1 A_6 \right] \\
& +(\text{Cos}\omega_{2n} t) \left[ -A_3 \omega_{2n}^2 + (c_1/m_1 + c_2/m_1) A_4 \omega_{2n} + \left( k_1/m_1 + k_2/m_1 \right) A_3 \right. \\
& \quad \left. - c_2/m_1 A_8 \omega_{2n} - k_2/m_1 A_7 \right] \\
& +(\text{Sin}\omega_{2n} t) \left[ -A_4 \omega_{2n}^2 - (c_1/m_1 + c_2/m_1) A_3 \omega_{2n} + \left( k_1/m_1 + k_2/m_1 \right) A_4 + \right. \\
& \quad \left. c_2/m_1 A_7 \omega_{2n} - k_2/m_1 A_8 \right] = 0 \tag{3.57}
\end{aligned}$$

Burada köşeli parantezler içerisindeki ifadeler ayrı ayrı sıfıra eşitlenir. Böylece aranan 4 denklem bulunmuş olur. [6,7,12]

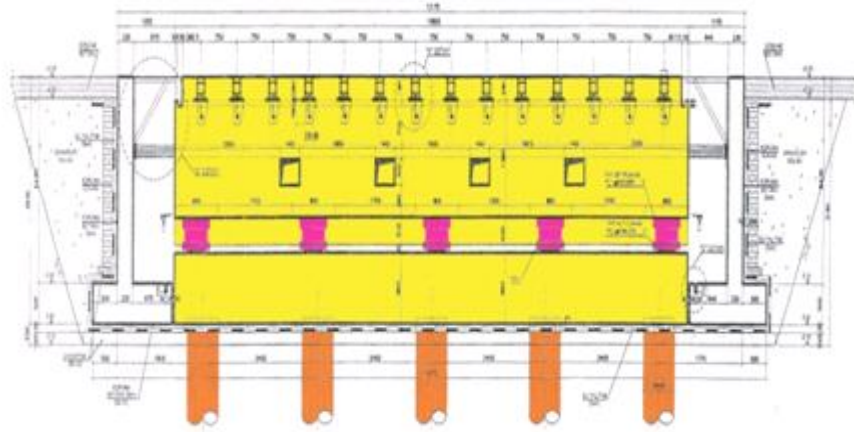
## 4. GEMİ DİZEL MOTOR TEST YATAĞI ANALİTİK MODELLEMESİ

Çalışmanın bu kısmında önceki bölümdeki bilgiler de kullanılarak gemi dizel motor test yatağı analitik modellemesi örnek bir sistem üzerinde yapılmaya çalışılacaktır. Öncelikle sistemin statik dayanımı incelenecek ve sistemin üzerinde oturduğu zeminle ilgili değerler ve modellemeler yapılacak ve sonrasında statik modellemenin ardından sistem üzerinde hareket eden kütlelerin sebep olduğu dinamik kuvvetler elde edilmeye çalışılacaktır. Kuvvetler hesaplandıktan sonra momentler ve de sisteme ait yer değiştirme ve dönmeler elde edilebilir ve bunların sistemin kusursuz çalışabileceği sınırlarda olup olmadıkları incelenebilir.

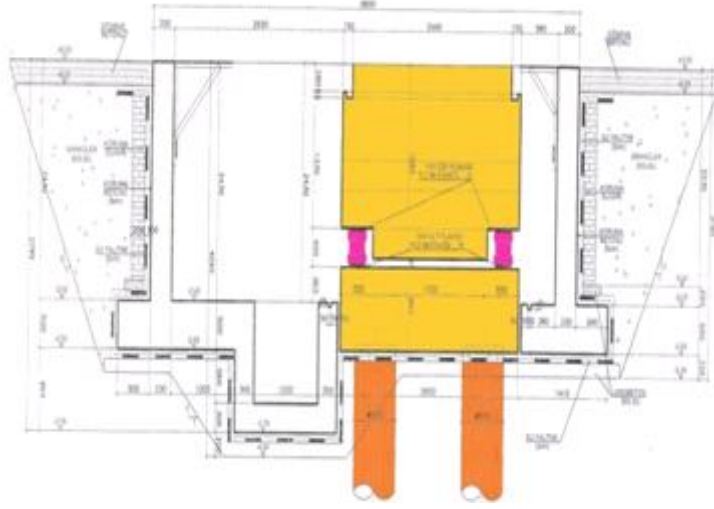
### 4.1 Hesaplamalarda Kullanılan Modellemeye Ait Bilgiler

#### 4.1.1 Gemi Dizel Motorunun Oturacağı Test Yatağına Ait Bilgiler

Modelleme için seçilen gemi dizel motoru MTU 20V1163TB93'dir. Motor test yatağının yapısal olarak anlaşılabilmesi için boyuna ve enine kesitlerinin incelenmesi gerekir. Seçilen motorun oturacağı test yatağının boyuna kesiti ve enine kesiti aşağıda gösterilmiştir. Şekil 4.1'de boykesit ve Şekil 4.2'de de enkesit resimleri [14] görülmektedir. Enine ve boyuna kesitler incelenecek ve test yatağının buna uygun modellemesi yapılacaktır.

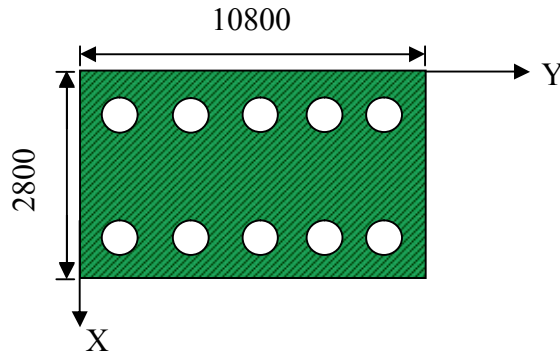


Şekil 4.1 : Test yatağı boyuna kesit görünüşü



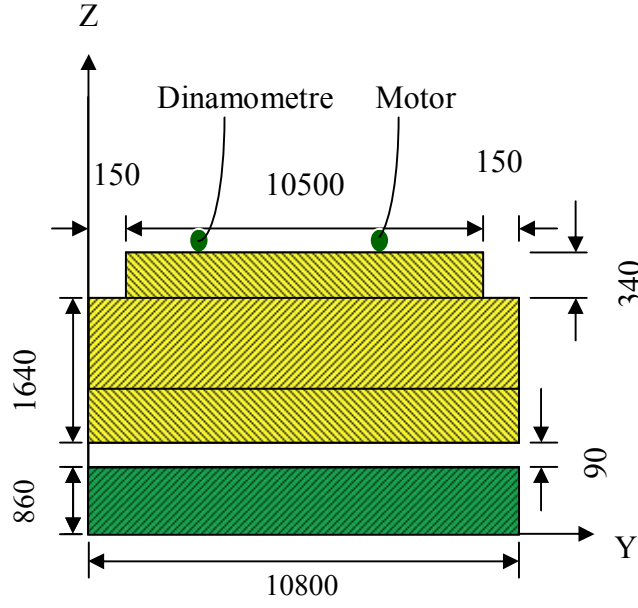
Şekil 4.2 : Test yatağı enine kesit görünüşü B – B enkesiti

#### 4.1.2 Yatak ve Sisteme Ait Modellemeler



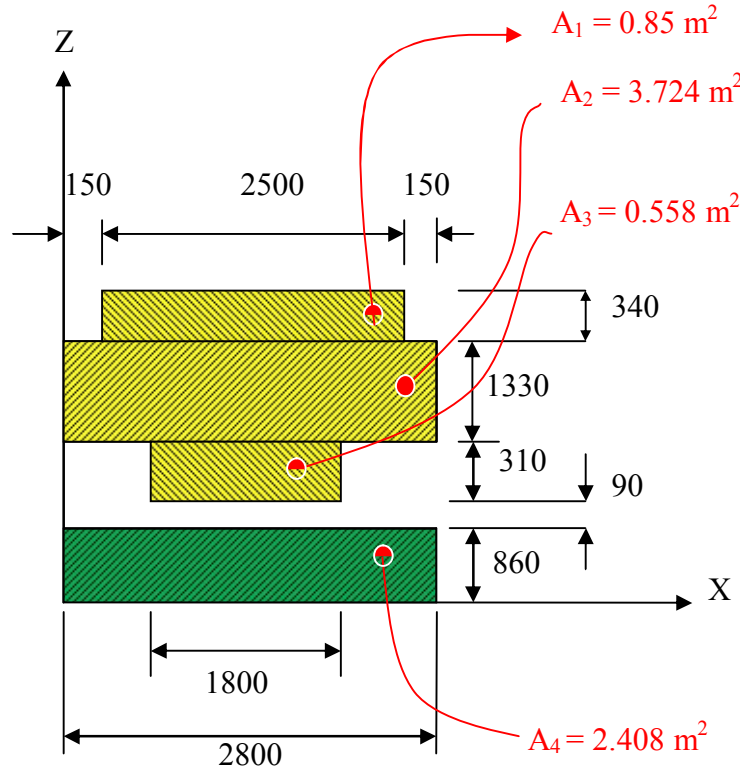
Şekil 4.3 : Toprak zemine oturan alt yatağın görünüşü ve kazıkların konumu.

Yukarıda Şekil 4.3'te, kullanılacak dizel motor test yatağının yukarıdan görünüşü, boyutları ve kazıkların yatak üzerinde nasıl yerleştirileceği gösterilmiştir. Aşağıda da Şekil 4.4'te beton yatak alt ve üst tablalarının farklı renklerde yandan görünüşü ve boyutları ve ayrıca sistemi 3 boyutlu olarak anlamak için bir de aynı sistemin yine boyutlarıyla birlikte karşıdan görünüşü Şekil 4.5'te gösterilmektedir. Görüldüğü gibi öncelikle, analitik modellemesi yapılacak yatağın ve yatağın üzerinde kuvvetleri üretecek olan motorun yapısı şekillerle incelenmektedir. Sonraki kısımlarda hesaplamalar yapılırken bu şekillerden yararlanılacaktır.



Şekil 4.4 : Beton malzemeden alt ve üst yatağın yandan görünüşü.

Yukarıda Şekil 4.4'te farklı renklerle gösterilmiş olan alt ve üst yatağın yandan görünüşü aşağıda ise Şekil 4.5'te motor test yatağının karşıdan görünüşü gösterilmektedir.



Şekil 4.5 : Motor test yatağının karşıdan görünüşü.

## 4.2 Motor Test Yatağının Statik Dayanımının İncelenmesi ve Sistemin Ağırlık Merkezindeki Eksen Kaçıklığının Kontrolü

### 4.2.1 Statik Dayanımın İncelenmesi

Motor test yatağının yapısal kesit görünüşleri Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te verilmiş olup, XYZ kartezyen eksen takımına göre beton yatak alt tablası ile üst tablasının boyutları belirtilmiştir. Şekil 4.5'te verilen görünüş resmi ve boyutlar dikkate alındığında, alt ve üst yatak kesit alanları aşağıdaki gibi olur:

$$A' = A_1 + A_2 + A_3 = 0.85 + 3.724 + 0.558 = 5.132 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

$$A'' = A_2 + A_3 = 3.724 + 0.558 = 4.282 \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

$$V' = A' * 10.5 = 5.132 * 10.5 = 53.886 \text{ m}^3 \quad (4.3)$$

$$V'' = A'' * (0.15 + 0.15) = 4.282 * 0.3 = 1.2846 \text{ m}^3 \quad (4.4)$$

Motor yatağının asli unsurları olan alt ve üst tabla hacimleri aşağıda hesaplanmıştır:

$$V_{\text{üst}} = V' + V'' = 53.886 + 1.2846 = 55.1706 \text{ m}^3 \quad (4.5)$$

$$V_{\text{alt}} = A_4 * 10.8 = 2.408 * 10.8 = 26.0064 \text{ m}^3 \quad (4.6)$$

Beton test yatağında hazır beton kullanılmış olup, beton yoğunluğu dikkate alındığında alt ve üst tablaların kütleleri aşağıdaki gibi bulunmuştur:

(Kullanılan betonun yoğunluğu,  $\rho_{\text{beton}} = 2.55 \text{ t/m}^3$ )

$$m_{\text{üst}} = \rho_{\text{beton}} * V_{\text{üst}} = 2.55 \text{ t/m}^3 * 55.1706 \text{ m}^3 = 140.685 \text{ ton} \quad (4.7)$$

$$m_{\text{alt}} = \rho_{\text{beton}} * V_{\text{alt}} = 2.55 \text{ t/m}^3 * 26.0064 \text{ m}^3 = 66.316 \text{ ton} \quad (4.8)$$

Statik moment uygulanarak alt ve üst yatak tablalarının kesit ağırlık merkezi hesaplanmıştır:

Ağırlık merkezlerinin yeri:

$$G_{\text{üst}} = 0.86 + 0.090 + (0.558 * 0.155 + 3.724 * 0.975 + 0.850 * 1.81) / (0.558 + 3.724 + 0.850) = 0.86 + 0.09 + 1.2323 \quad (4.9)$$

$$G_{\text{üst}} = 2.1823 \text{ m (Üst tabla ağırlık merkezi)}$$

$$G_{\text{alt}} = h/2 = 0.86/2 = 0.43 \text{ m (Alt tabla ağırlık merkezi)} \quad (4.10)$$

Alt ve üst tablolardan oluşan 2 ayrı blok halindeki test yatağı parçalarına ait ana özellikler belirlendikten sonra, test yatağında statik ve dinamik etkiler yaratacak olan motor ve dinamometre özelliklerinin belirlenmesine geçilebilir. Test yatağının dinamik yükler altında yapacağı titreşim hareketi belirlenirken, dinamometrenin yeri test yatağının uzun kenarına göre olabildiğince ucuna yakın ve yatağın kısa kenarına göre tam ortaya yerleştirilmesi uygun bulunmuş ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır. Böylece test yatağında; teknik özellikleri ve çalışma karakteristikleri, boyutları ve kütleleri birbirinden farklı çok sayıda dizel motorunun test yatağına bağlanabilmesine imkân sağlanmak istenmiştir.

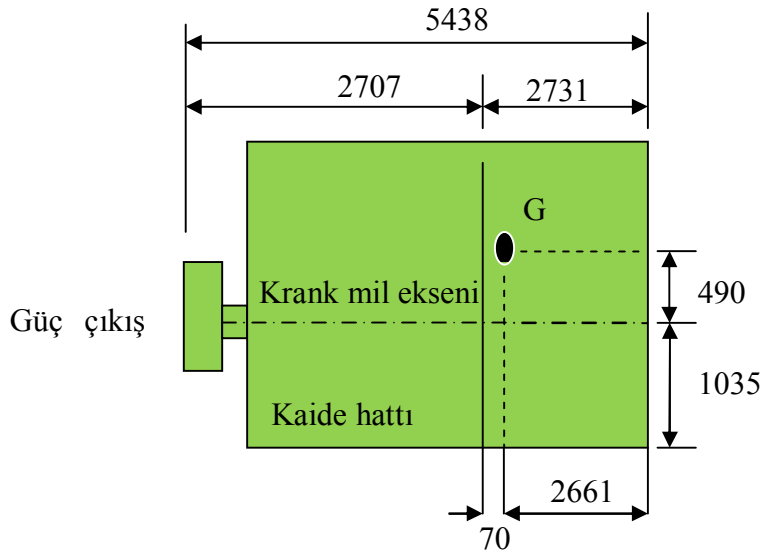
Motor test yatağında dizel motorların frenlenmesinde kullanılacak hidrolik dinamometre TUD/S 7500 marka olup, uzunluğu (L) 3118 mm, genişliği (B) 2470 mm ve yüksekliği (H) 1830 mm olmaktadır. Dinamometrenin kütlesi 22.0 ton olarak [14] bildirilmiştir. Dinamometrenin ağırlık merkezinin boyuna yeri 1709 mm (yani 3118/2), yüksekliğine yeri dinamometre kaide hattından 1180 mm (yani dinamometre dönme eksenine indirgenmiş) ve enine doğrultuda şaft eksenine çakışık olduğu düşünülmüştür. Dinamometre simetrik yapıda olmadığı için ağırlık merkezinin enine yerine bir kenardan 1097 mm, diğer kenardan 1373 mm uzaklıktadır. Test yatağı eksenini dinamometre genişliğinden yeterince büyüktür. Tüm sistemin (dinamometre, motor, üst yatak tablası ve alt yatak tablası) ağırlık merkezi hesaplanırken; dinamometre ağırlık merkezinin dinamometre şaft eksenini üzerinde yer aldığı, dinamometre şaftı ile dizel motor şaft eksenlerinin aynı çizgide olacağı, herhangi bir eksen kaçıklığı olmayacağı, dengelenmemiş ve merkezkaçık herhangi bir atalet kuvveti doğurmayacağı düşünülmüştür.

Test yatağında çok sayıda gemi dizel motorunun denenebileceği savından hareketle aşağıda maddeler halinde sıralanan motorların teknik özellikleri incelenmiştir. İncelenen motorlar arasında boyutları, kütlesi, silindir sayısı, çalışma devri diğerlerine göre daha büyük olan **20V1163TB93** serisi motorun datası test yatağının hesabında kullanılmak üzere [14] seçilmiştir. Böylece hem statik açıdan kütlesi daha fazla olan, hem devri yüksek olduğu için daha büyük atalet kuvvetleri ve momentleri doğuracak olan motorun değerlerine göre sistemin dayanımı sağlandığında, geride kalan diğer motorlar içinde yeterli ve gerekli dayanımın sağlanabileceği varsayılmıştır.

Teknik özellikleri incelenen motorlar:

- **MTU 20 V 1163 TB 93**
- **MTU MD 16 V 538 TB 90**
- **MTU 16 V 1163 TB 83**
- **MTU 16 V 956 TB 91**
- **MTU 16 V 595 TE 90**
- **MTU 16 V 4000M M90**
- **MTU 16 V 396 TE 94**
- **SACM AGO 195 V16 (UD33)**
- **MTU MB 16 V 652 TB 80**

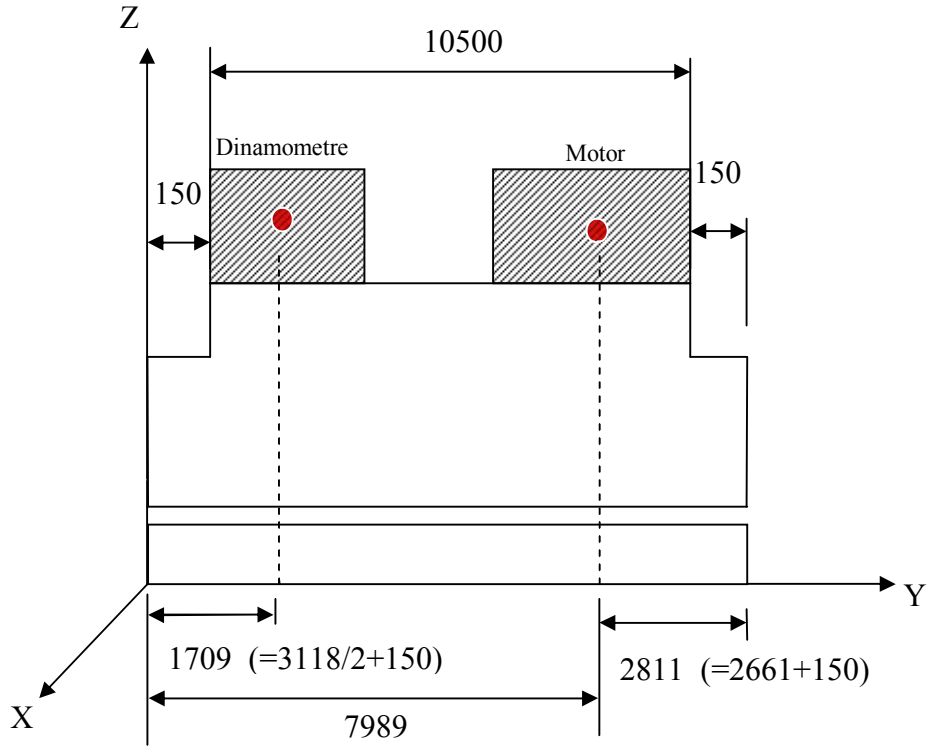
MTU 20V1163TB93 motorunun uzunluğu (L) 5438 mm, eni (B) 1886 mm ve yüksekliği (H) 3130 mm olup, ıslak kütlesi 26 tondur. Motorun ağırlık merkezinin enine yeri tam ortada (yani  $1886/2$ ), boyuna yeri güç çıkış şaft ucundan 2777 mm uzaklıktadır. Ağırlık merkezinin yüksekliğine yeri ise krank mil ekseninden 490 mm yukarıda olup, krank mil eksenini de motor kaide hattından 1035 mm yukarıdadır. (Bak. Şekil 4.6)



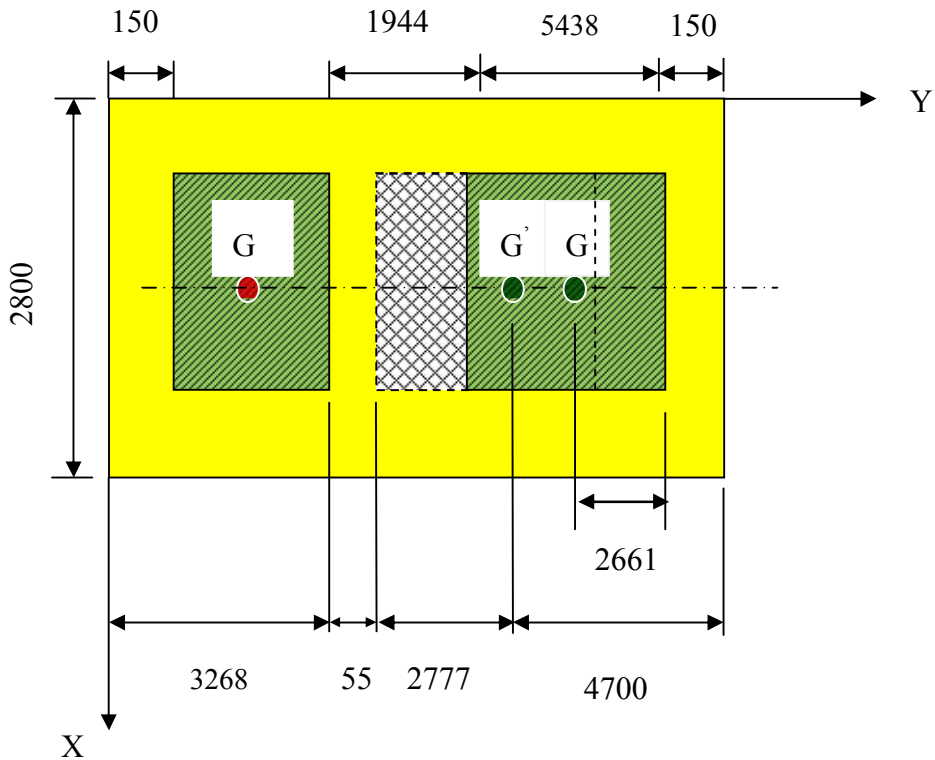
**Şekil 4.6 :** Seçilen motorun ağırlık merkezinin düşey ve boyuna yeri.

Aşağıda Şekil 4.7'de dizel motorun yerleştirildiği durumdaki görünüş verilmiştir. Ayrıca yine dinamometre ve motorun ağırlık merkezleri de şekilde belirtilmiş ve bunların orjine olan uzaklıkları gösterilmiştir. Şekil 4.7'nin altındaki Şekil 4.8'de ise dinamometrenin yeri sabit iken motorun yerinin değiştirilmesi ile motorun ağırlık merkezinin sistemde hangi noktalar arasında yer alabileceği gösterilmiştir. Motorun belli sınırlar içinde kaldığı açıkça görülmektedir. Bu da hesaplamalarımızda iki ayrı durumu, motorun dinamometreye en uzak ve en yakın olduğu durumlar, göz önüne almamıza neden olmaktadır.





Şekil 4.7 : Dizel motorun konulanacağı yerler ile ağırlık merkezleri



Şekil 4.8 : Dinamometre sabitken, dizel motorun yerinin değişken olması halı.

Test yatağında dinamometrenin yeri üst yatak tablasının ucunda ve sabit olarak düşünülmüştür. Dinamometreye kavramalar ile bağlanacak olan MTU 20V1163TB93 serisi motorunun yeri ise değişken alınmıştır. Motor, dinamometre, üst yatak ve alt yataktan oluşan tüm sistemin ağırlık merkezi göreceli olarak Şekil 4.8’de görüldüğü gibi geometrik olarak ortalarda bir yerde olacaktır. Motor ile dinamometre arasındaki mesafe olabilecek en büyük uzaklık değeri olarak alınmış böylece tüm sistemin ağırlık merkezinin nasıl değişeceği gözlenmek istenmiş, bu etkinin sistemde ne tür ek momentler doğuracağı ve dengeyi nasıl bozabileceği araştırılmak istenmiştir. Dizel motorun üst yatak tablası üzerindeki yerine ait diğer bir yerleştirme olasılığı ise olabildiğince dinamometreye yakın olması durumudur. Özetle söylemek gerekirse MTU20V1163TB93 serisi gemi dizel motorunun ağırlık merkezinin yeri XYZ eksen takımında orijine en yakın 6100 mm mesafede olabilir ve en fazla 7989 mm uzaklıkta olabilir. Bu bilgiler ışığında tüm sistemin ağırlık merkezi artık hesaplanabilir.

#### **4.2.2 Eksen Kaçıklığının Kontrolü**

Aşağıda Çizelge 4.1’de sistemdeki elemanların her birinin boyutları, ağırlık merkezleri, statik momentleri belirlenmiş ve bu verilerden hareket edilerek, sistemin 3 boyutuna da ait olan ağırlık merkezleri bulunmuştur. Y eksenini boyunca motorun konumunun dinamometreye en yakın ve en uzak değerleri farklı olduğundan bu eksen için 2 farklı değer elde edildiği açıkça görülmektedir. Motorun dinamometreye en yakın olduğu durumda (orijine uzaklık 6.1 m) sistemin ağırlık merkezi 5.1529 m, motor dinamometreye en uzak konumda iken ise (orijine uzaklık 7.989 m) sistemin ağırlık merkezi 5.3456 m olmaktadır. Bu iki farklı durum için ayrı iki çizelge yapılmamış fakat motorun dinamometreye en yakın ve en uzak olduğu durumlar “/” işaretiyle ayrılmak suretiyle Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Küçük olan değer motorun dinamometreye en yakın durumundaki sistemin ağırlık merkezinin değerini, büyük olan değer ise, motorun dinamometreye en uzak durumundaki sistemin ağırlık merkezinin değerini göstermektedir. Görüldüğü gibi sadece y ekseninde 2 farklı ağırlık merkezi değeri vardır. Bu da motorun yerinin y eksenini boyunca değişken olduğunu göstermektedir.

**Çizelge 4.1** : Sistemin 3 boyutunda da ağırlık merkezlerinin hesaplanması.

ELEMEN ADI	BOYUTLAR (m)			KÜTLE $m_i$ (ton)	AĞIRLIK MERKEZİ (m)			STATİK MOMENT (ton.m)			
	$\delta_x$	$\delta_y$	$\delta_z$		$X_i$	$Y_i$	$Z_i$	$m_i X_i$	$m_i Y_i$	$m_i Z_i$	
DİNAMOM.	2.47	3.118	1.83	22.0	1.4	1.709	(1.18 + 2.93) 4.11	30.8	37.598	90.42	
MOTOR	1.886	5.438	3.13	26.0	1.4	6.1/7.989	(1.525 + 2.93) 4.455	36.4	158.6/207.714	115.83	
ÜST YATAK	2.8	10.8	1.98	140.685	1.4	5.4	2.1823	196.959	759.699	307.02	
ALT YATAK	2.8	10.8	0.86	66.316	1.4	5.4	0.43	92.8424	358.1064	28.52	
			$\sum m_i$	255.0				$\sum m_i X_i$	357.0	1314.0034 / 1363.1174	541.79

Sistemin ağırlık merkezinin yeri:

$$X_0 = \frac{\sum m_i X_i}{\sum m_i} = \frac{357.0}{255.0} = 1.4 \text{ m} \quad (4.11)$$

$$Y_0 = \frac{\sum m_i Y_i}{\sum m_i} = \frac{1314.0034}{255.0} = 5.1529 \text{ m} \text{ ve } \left( \frac{1363.1174}{255.0} = 5.3456 \text{ m} \right) \quad (4.12)$$

$$Z_0 = \frac{\sum m_i Z_i}{\sum m_i} = \frac{541.79}{255.0} = 2.12467 \text{ m} \quad (4.13)$$

Dizel motorun yatak üzerinde 2 farklı konuşlanması durumları için tüm sisteme ait ağırlık merkezinin Y eksenine göre 2 farklı yeri olacaktır. Test yatağının oturacağı zeminin (XY) düzlemindeki alan ağırlık merkezinin yerine göre tüm sistemin kütle ağırlık merkezinin yeri arasındaki merkez kaçıklığın en büyük değerini bulabilmek için,  $Y_0$  değerlerinden küçük olanın dikkate alınması gereklidir. Buradan hareketle;

$$X \text{ eksenine göre eksen kaçıklığı} : t_x = \{(1.4 - 1.4)/1.40\} * 100 = 0 \% \quad (4.14)$$

$$Y \text{ eksenine göre eksen kaçıklığı} : t_y = \{(5.4 - 5.1529)/5.4\} * 100 \quad (4.15)$$

$$= 4.58 \% < 5 \%$$

olarak hesaplanır. Açıkça görüldüğü gibi Y eksenini boyunca oluşabilecek merkezkaçılık yüzde 5'ten azdır ve test yatağının en kötü yerleştirme durumunda dahi herhangi bir tehlike yaratmayacaktır.

#### 4.2.3 Toprak zemine uygulanacak basıncın kontrolü

En büyük merkezkaçılık açıklığa kavuşturulduktan sonra; statik açıdan tüm yapısal sistemin oturduğu toprak zemine uygulayacağı basıncın kontrol edilmesine geçilebilir. Motor test yatağının oturacağı toprak zeminin 22 – 28 metre aralığında değişen derinliklerde kireçtaşı tabakası vardır. Toprak yüzeyinden kireç tabakasına kadar olan derinlikteki olan toprak çok yumuşak ve gevşektir. Öyle ki toprağın kayma direnci;

$$\Phi_u = 0 \quad \text{ve} \quad C_u = 25 \text{ kN/m}^2$$

olup, nihai taşıma gücü

$$q_u = 5.7 * C_u = 5.7 * 25 = 143 \text{ kN/m}^2 \quad (4.16)$$

olmaktadır. Toprak zeminlerde güvenlik faktörü 2.5'ten aşağı [1,2] alınamaz. Güvenlik faktörü 3 olarak seçildiğinde, toprak yüzeyin taşıma gücü

$$q_a = q_u / FS = 143/3 = 47.5 \cong 50 \text{ kN/m}^2 \quad (4.17)$$

olacaktır. Bu değere sahip toprak zemin üzerine inşaat yapılması uygun değildir. Çünkü yapıların zemine gömülmesi ve devrilmesi riski vardır. Bu nedenle İstanbul Tersanesi Komutanlığı'nda motor test yatağının inşa edileceği bölgeye forekazık çakılması uygun bulunmuştur. Çapı 650 mm olan içi boş demir kazıklar toprağa yaklaşık 30 metre çakılarak, kazıkların ucunun dipte yer alan kireçtaşı tabakasına ulaşması sağlanmıştır. İçi boş demir kazıklar daha sonra doldurularak yeterli mukavemet sağlanmıştır.

Yerinde yapılan zemin ölçümlerinde forekazık uç direnci:

$$q_b = 6000 \text{ kN/m}^2$$

olarak belirlenmiştir. Kireçtaşı tabakasına giren forekazığın emniyetli taşıma gücü güvenlik faktörü ile;

$$q_a = q_b / FS = 6000/3 = 2000 \text{ kN/m}^2 \quad (4.18)$$

hesaplanır. Test yatağının altına çapı 650 mm olan kazıklardan 10 adet çakılmıştır.

Forekazık kesit alanı:

$$A_{\text{kazık}} = \pi D^2 / 4 = \pi 0.65^2 / 4 = 0.33183 \text{ m}^2 \quad (4.19)$$

olarak hesaplanır.

Kesit alanını hesapladığımızdan artık tek forekazığın güvenli taşıyabileceği yükü de bulabiliriz:

$$(W_{\text{em}})_1 = A_{\text{kazık}} * q_a = 0.33183 * 2000 = 663.6 \text{ kN} \quad (4.20)$$

veya güvenli taşınabilecek kütle

$$(m_{\text{güvenilir}})_1 = (W_{\text{em}})_1 / g = 663.6 / 9.81 = 67.6 \text{ ton} \quad (4.21)$$

ya da kabaca

$$(m_{\text{güvenilir}})_1 = 65 \text{ ton}$$

olarak düşünülebilir. Toprak zemine 10 adet kazık çakıldığı için test yatağının altındaki kazıklar 650 tonluk bir kütle kaldırarak güce sahiptir. Tüm sistemin ağırlığı (motor + dinamometre + alt yatak + üst yatak) 255 ton olduğu için

$$(m_{\text{sistem}} = 255 \text{ ton}) < (m_{\text{güvenilir}} = 650 \text{ ton}) \quad (4.22)$$

koşulu gerçekleşeceğinden dolayı test yatağı statik açıdan güvenlidir. Tüm yapısal sistemin kazıklar aracılığıyla kireç taşına ileteceği basma kuvveti

$$F = mg = 255 * 9.81 = 2501.55 \text{ kN} \quad (4.23)$$

olacaktır. Bu kuvvet her birinin kesit alanı 0.33183 m<sup>2</sup> olan toplam 10 forekazık ile taşınacağı için, kazık başına düşen basma kuvveti

$$F_1 = F / 10 = 250.15 \text{ kN} \quad (4.24)$$

olacaktır. Uygulanacak eşdeğer basınç ise;

$$P = F_1 / A_{\text{kazık}} = 250.15 / 0.33183 = 753.86 \text{ kN/m}^2 \quad (4.25)$$

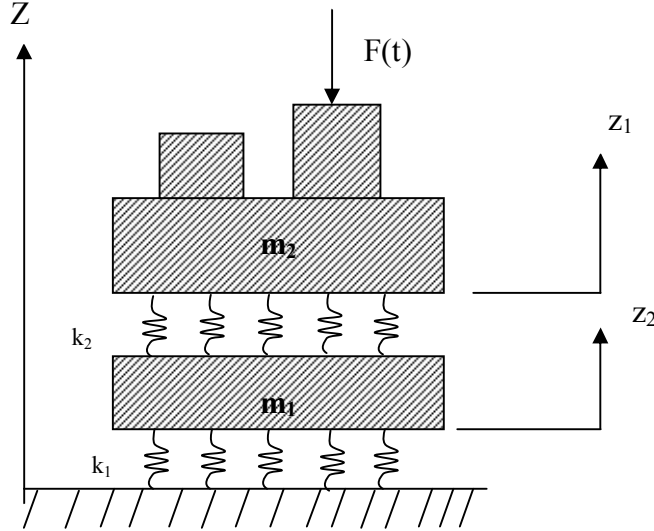
olarak bulunur. Kireçtaşı tabakasının forekazığa gösterdiği tepki basıncı veya emniyetli kaldırma yükü 2000 kN/m<sup>2</sup> olduğu için,

$$(P = 753.86 \text{ kN/m}^2) < (q_a = 2000 \text{ kN/m}^2) \quad (4.26)$$

koşulu gerçekleşmekte, böylece sistemin statik açıdan güvenli olduğu sonucuna varılmaktadır.

### 4.3 Toprak Zeminin Yay Olarak Temsil Edilmesi ve Tüm Sistemin Matematik Modellemesi

Gemi dizel motoru ile dinamometrenin konulacağı üst tabla ile alt tabladan oluşan test yatağı çift kütle yay sistemiyle modellenilebilir. (Bak. Şekil 4.9)



Şekil 4.9 : Motor test yatağının şematik kuruluş resmi.

Kireçtaşı tabakasının teknik özellikleri mermere yakındır. Bununla birlikte her katı cisim gibi kireçtaşının da elastik bölgede tıpkı bir yay gibi davranma özelliği [2] vardır. Test yatağının forekazıklar yardımıyla oturtulduğu kireçtaşı tabakasının elastik üniform yataklanma katsayıları yerinde yapılan zemin etüdüleri sırasında aşağıdaki gibi belirlenmiştir:

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

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

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

Kireçtaşının sahip olduğu özellikler nedeniyle titreşim hareketi sırasında yay gibi davranışını karakterize eden rijitlik katsayısı  $k_1$ ;

$$k_1 = C_u * g * A = 10000 \text{ t/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.33183 \text{ m}^2 * 10 \quad (4.27)$$

$$k_1 = 325525 \text{ kN/m}$$

olarak bulunur. Test yatağında alt ve üst tablalar arasında 8 tanesi eski, 4 tanesi yeni üretim olmak üzere toplam 12 adet Almanya GERB firmasının GPV-8-721 tipi GP-8

yay ünitesi vardır. Ayrıca test yatağında kullanılmak üzere yine GERB firmasına ait 2 adet yeni 2 adet eski üretim olmak üzere toplam 4 adet yay ünitesi daha vardır. Bu 4 ünite yedekleme için tutulmakta olup, gerektiğinde beton tablalar arasında bu yaylarda kullanılabilir. Titreşim hesapları 12 adet yayın (8 eski, 4 yeni) kullanılması durumuna göre yapılacaktır. Eski ve yeni tip yay ünitelerine ait veriler topluca [1] aşağıda tabloda gösterilmiştir. (Bak. Çizelge 4.2)

**Çizelge 4.2 :** Eski ve yeni tip yay ünitelerine ait veriler.

ÖZELLİKLER	ESKİ	YENİ
Ünite sayısı ( $n_2$ )	8	4
Her ünitedeki yay sayısı ( $n_1$ )	4 + 4 = 8	4 + 4 = 8
Her yaydaki sarım sayısı ( $n$ )	6	6
Yay çubuk çapı ( $d$ )	24 mm	21.5 mm
Spiral yay çapı ( $D$ )	425 mm	385 mm
Yaya ait elastisite modülü ( $E$ )	$2.07 \cdot 10^{11}$ kN/m <sup>2</sup>	$2.07 \cdot 10^{11}$ kN/m <sup>2</sup>
Yaya ait kesme modülü ( $G$ )	$5 \cdot E / 13$	$5 \cdot E / 13$

Tablodaki değerler kullanılarak eski ve yeni yay ünitelerinin rijitlik katsayıları aşağıdaki gibi bulunur:

$$k_{2-ESKİ} = \frac{n_1 n_2 d^4 G}{8nD^3} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 0.024^4 \cdot 7.96 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 6 \cdot 0.425} = 458789.97 \text{ kN/m} \quad (4.28)$$

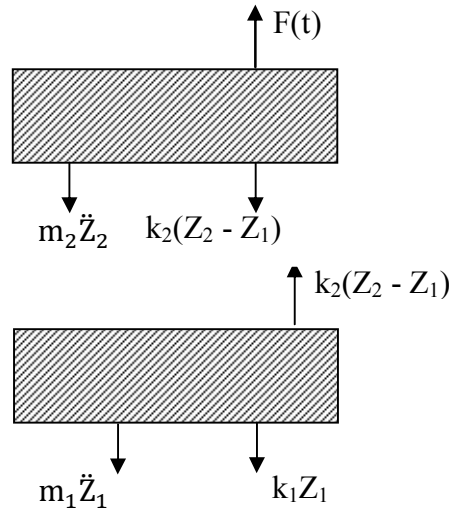
$$k_{2-YENİ} = \frac{n_1 n_2 d^4 G}{8nD^3} = \frac{8 \cdot 4 \cdot 0.0215^4 \cdot 7.96 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 6 \cdot 0.385^3} = 198736.39 \text{ kN/m} \quad (4.29)$$

Alt ve üst yatak tabloları arasında toplam 12 adet yay bulunduğu için 8 adet eski yay ünitesini temsil eden  $k_{2-ESKİ}$  sayısal büyüklüğü ile 4 adet yeni yay ünitesini temsil eden  $k_{2-YENİ}$  sayısal değerinin toplanması gerekir. Böylece alt ve üst yatak tabloları arasındaki yay rijitlik katsayısı:

$$k_2 = k_{2\text{-ESKİ}} + k_{2\text{-YENİ}} \quad (4.30)$$

$$= 458789.97 + 198736.39 = 657526.36 \text{ kN/m} \approx 6.57 \cdot 10^5 \text{ kN/m}$$

bulunur. Yatak alt tablası ayrı, üst tabla ise dinamometre ve dizel motor ile birlikte ayrı kütleler halinde düşünülerek, çift kütle-yay sisteminin Şekil 4.9'da verildiği gibi modellenmesi [3,6,12] mümkündür ve böylece doğal frekanslar bulunacaktır. Sisteme etkiyen kuvvetler Şekil 4.10'da verilen serbest cisim diyagramında gösterilmiştir.



**Şekil 4.10** : Yatağına etkiyen kuvvetlerin serbest cisim diyagramında gösterilmesi.

Serbest cisim diyagramı dikkate alınarak kuvvetlerin dengesi ilkesi yardımıyla,

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2(z_2 - z_1) = F(t) = F e^{i\omega t} \quad (4.31)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 - k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (4.32)$$

yazılabilir.

Diferansiyel denklemin çözümünü sağlayan fonksiyon aşağıdaki gibi seçilirse,

$$z_1 = Z_1 * e^{\omega t} \quad z_2 = Z_2 * e^{\omega t} \quad (4.33)$$

$$\dot{z}_1 = Z_1 * \omega e^{\omega t} \quad \dot{z}_2 = Z_2 * \omega e^{\omega t} \quad (4.34)$$

$$\ddot{z}_1 = Z_1 * \omega^2 e^{\omega t} \quad \ddot{z}_2 = Z_2 * \omega^2 e^{\omega t} \quad (4.35)$$

elde edilmiş olur.

Seçilen bu fonksiyonlar yukarıdaki diferansiyel denklemde yerine konulursa,

$$Z_2 [m_2 \omega^2 + k_2] - Z_1 [k_2] = F(t) \quad (4.36)$$



$$Z_2[-k_2] + Z_1[m_1\omega^2 + k_1 + k_2] = 0 \quad (4.37)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler matris formunda yazılmak istenirse,

$$\begin{bmatrix} (m_2\omega^2 + k_2) & (-k_2) \\ (-k_2) & (m_1\omega^2 + k_1 + k_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_2 \\ Z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

eşitliği sağlanmış olur ve katsayılar determinantı sıfıra eşitlenirse;

$$m_1m_2\omega^4 + m_2(k_1 + k_2)\omega^2 + m_1k_2\omega^2 + k_1k_2 = 0 \quad (4.39)$$

denklemini elde edilir. Eşitliğin her iki tarafı  $m_1m_2$  ile bölünürse;

$$\omega^4 + \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1}\right)\omega^2 + \left(\frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}\right) = 0 \quad (4.40)$$

denklemini 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 [7,10] amaçlanmaktadır. Matematikte yeri olan ikinci derece denklemin klasik çözüm yöntemine başvurulursa, yukarıdaki dördüncü derece denklemin kökleri;

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (4.41)$$

$$\omega_1^2 = \omega_{1n}^2 \rightarrow \omega_1 = \pm \omega_{1n} \quad (4.42)$$

$$\omega_2^2 = \omega_{2n}^2 \rightarrow \omega_2 = \pm \omega_{2n} \quad (4.43)$$

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, sönüme ilişkin parametre içermemekte, denklemin kökleri imajine olduğu için titreşim hareketi sinüzoidal olmaktadır.

$$\omega_{1n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (4.44)$$

$$\omega_{2n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (4.45)$$

Düşey yöndeki titreşim hareketine ait doğal frekansların hesabı için gerekli olan;

$k_1 = 325525$  kN/m (kireçtaşının düşey yataklanma özelliğinin yay rijitlik katsayısı cinsinden değeri)

$k_2 = 657526.36$  kN/m (8 adet eski, 4 adet yeni GERB GPV-8-721 tipi yay ünitesinin rijitlik katsayısı)

$m_1 = 650.65$  kN (Yatak alt tablasının ağırlığı)

$m_2 = 1851$  kN (yatak üst tablasının, din. ve motorun toplam ağırlığı)

değerleridir. Eğer bu değerler yerlerine konulursa; düşey yönde harmonik titreşim hareketine ait doğal frekanslar;

$$\omega_{1n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (4.46)$$

$$\omega_{1n} = 10.03345 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{2n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (4.47)$$

$$\omega_{2n} = 42.01955 \text{ s}^{-1}$$

bulunur. Test yatağının sinüsoidal hareketini gösteren yatak üst tablasının ve yatak alt tablasının zamana bağlı hareketi aşağıda verildiği gibi olmak [10,11] zorundadır.

$$Z_1 = A_1 \cos \omega_{1n}t + A_2 \sin \omega_{1n}t + A_3 \cos \omega_{2n}t + A_4 \sin \omega_{2n}t \quad (4.48)$$

$$Z_2 = A_5 \cos \omega_{1n}t + A_6 \sin \omega_{1n}t + A_7 \cos \omega_{2n}t + A_8 \sin \omega_{2n}t \quad (4.49)$$

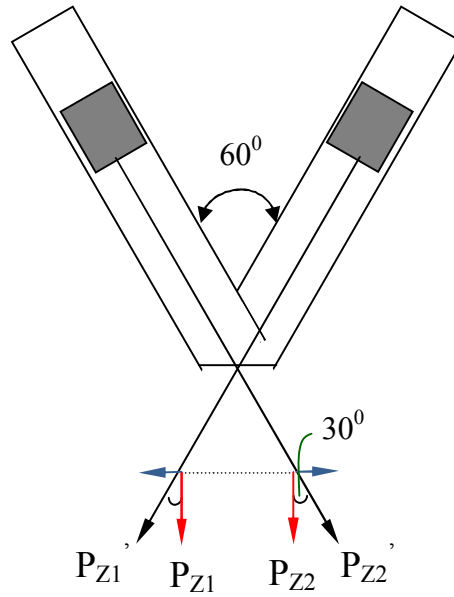
Yukarıda elde edilen hareket denklemlerindeki bilinmeyen  $A_1$  ,  $A_2$  ,.....,  $A_8$  katsayıları sınır koşulları kullanılarak bulunur.

Motor test yatağı dinamik zorlamalar etkisi altında titreşim hareketi yapacaktır. Daha önceki bölümde de bahsettiğimiz motor test yatağında dinamik zorlamalara neden olan basit krank mekanizmasında elde ettiğimiz formülleri yatak testi için seçtiğimiz MTU 20V1163TB93 motoruna uygulayarak titreşime yol açan dinamik kuvvet ve momentleri elde edeceğiz. Sistemin yapacağı titreşim sırasında genliklerin zamana bağlı sinüsoidal değişimi yerine, genliklerin en büyük değerleri hesaplanarak yapısal dayanımın sağlanıp sağlanmadığı araştırılacaktır. Çünkü sistemde belirlenen en büyük genlik değerlerinin izin verilen genlik değerlerini kesinlikle aşmaması gerekmektedir. Bu durum motorun dinamometreye en yakın ve en uzak halleri için

kontrol edilecektir. Bu hedef açıkça ortaya konulduktan sonra, titreşime yol açan zorlayıcı kuvvetlerin ve momentlerin belirlenmesine artık geçilebilir.

#### 4.4 Ötelenen ve Dönen Kütlelerin Saptanması ve Dinamik Kuvvetlerin Hesabı

Test yatağında rodaj testlerinden geçirilecek olan gemi dizel motorları arasında yer alan en büyük boyutlu motor MTU 20V1163TB93 olup, silindirler “V” blokları düzeninde yer almaktadır. Silindir blokları arasındaki açı  $60^\circ$ 'dir. Şekil 4.11'de 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  $60^\circ$ 'lik açının yarattığı uzaklık vardır ve her iki silindire ait biyel kolları aynı krank muylusuna yan yana bağlanmıştır. Dolayısıyla Şekil 4.11'de verilen silindir düzenlemesine uygun olarak yer çekimi yönünde yani aşağı yönde dik olarak etkiyecek olan  $P_z$  kuvveti kolayca [3,4,8] bulunabilir.



**Şekil 4.11 :** Bloklararası açıya göre krank miline etkiyen düşey ve yatay kuvvetler.

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

$$P_{Z1} = P_{Z1}' \cos(30) \quad (4.50)$$

$$P_{Z2} = P_{Z2}' \cos(30) \quad (4.51)$$

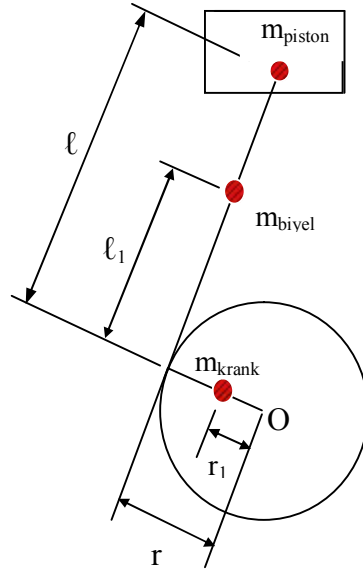
kuvvet formülleri şekil yardımıyla elde edilir.

Buradan hareketle aynı krank muylusuna etkiyen düşey yöndeki kuvvetin, o muyluya etkiyen  $P_{z1}$  ve  $P_{z2}$  bileşenlerinin toplamından oluşacağı sonucuna varılır:

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} \quad (4.52)$$

$$P_z = 2 * P'_z * \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (4.53)$$

Burada önemli olan tüm sistemi titreşim hareketine zorlayacak dinamik kuvvetin yani  $P'_z$  kuvvetinin doğru olarak hesaplanabilmesidir. 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 göre değişiminin türevinin alınması gerekir. Piston kütlelerinin piston pimi ekseninde toplandığı, biyel kolunun kütlelerinin ise biyel kolu ağırlık merkezinde toplandığı öngörülmüştür. Piston, biyel ve krank mili kütlelerinin indirgenme yerleri en genel şekilde aşağıda [4] örnek olarak gösterilmiştir. (Bak. Şekil 4.12)



**Şekil 4.12:** Krank mili, biyel kolu ve piston kütlelerinin indirgenme noktaları

Şekil 4.12'deki gösterimin yardımıyla, doğrusal öteleme hareketi yapan kütle ile dönen kütle aşağıdaki gibi yazılır.

$$m_{\text{ötelenen}} = m_{\text{piston}} + \frac{\ell_1}{\ell} m_{\text{biyel}} \quad (4.54)$$

$$m_{\text{döner}} = \frac{r_1}{r} m_{\text{krank}} + \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_{\text{biyel}} \quad (4.55)$$

Burada;

$\ell$  : Biyel kolunun uzunluğu

$\ell_1$  : Biyel ağırlık merkezinin krank mıylusuna uzaklığı

$r$  : Krank yarıçapı

$r_1$  : Krank ağırlık merkezinin krank mil eksenine uzaklığı

olmaktadır.

Pistonun zamana göre aldığı yolun zamana göre değişimi piston hızını, hızın zamana göre türevi ise piston ivmesini verir. Açık literatürde, pistonlu motorların dinamiği ile ilgili kitaplarda pistonun ivmesinin nasıl bulunduğu uzun uzun anlatılmaktadır. Bir içten yanmalı pistonlu motorda düşey yönde etkiyen dinamik kuvvet, dönen ve ötelenen kütleler ile piston ivmesi kullanılarak aşağıdaki [3,4] bağıntıyla hesaplanır.

$$P'_Z = (m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}})\omega_m^2 r \cos(\omega_m t) + m_{\text{ötelenen}} \frac{\omega_m^2 r^2}{\ell} \cos(2\omega_m t) \quad (4.56)$$

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 yazmak gerekir.

$$P'_{Zi} = \omega_m^2 r [(m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}})_i \cos(\omega_m t + \beta_i) + m_{\text{ötelenen}} \lambda_i \cos 2(\omega_m t + \beta_i)] \quad (4.57)$$

Burada;

$\beta_i$  : Silindirlerarası ateşleme faz açısı

$\lambda_i$  : Krank yarıçapının biyel kol uzunluğuna oranı ( $r_i / \ell_i$ )

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

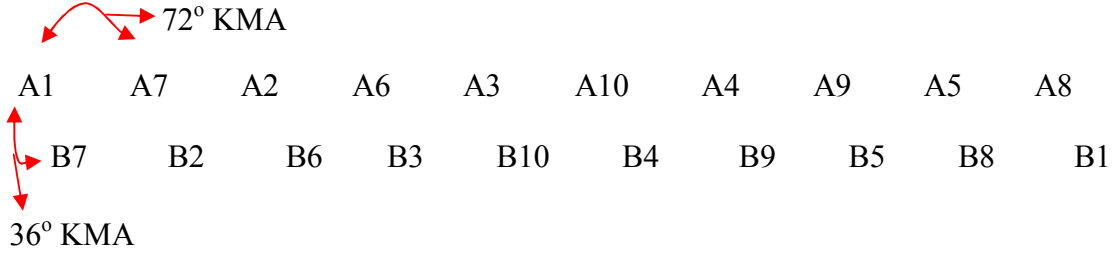
$N$  : Motor çalışma devri (rpm)

olmaktadır. Test yatağı hesapları için seçilen motor 20 silindirli ve 4 zamanlı motor olup, bir güç çevrimi krank milinin 2 tur tam dönüşüyle yani  $720^\circ$  KMA (Krank Mili Açısı)'da tamamlanmaktadır.

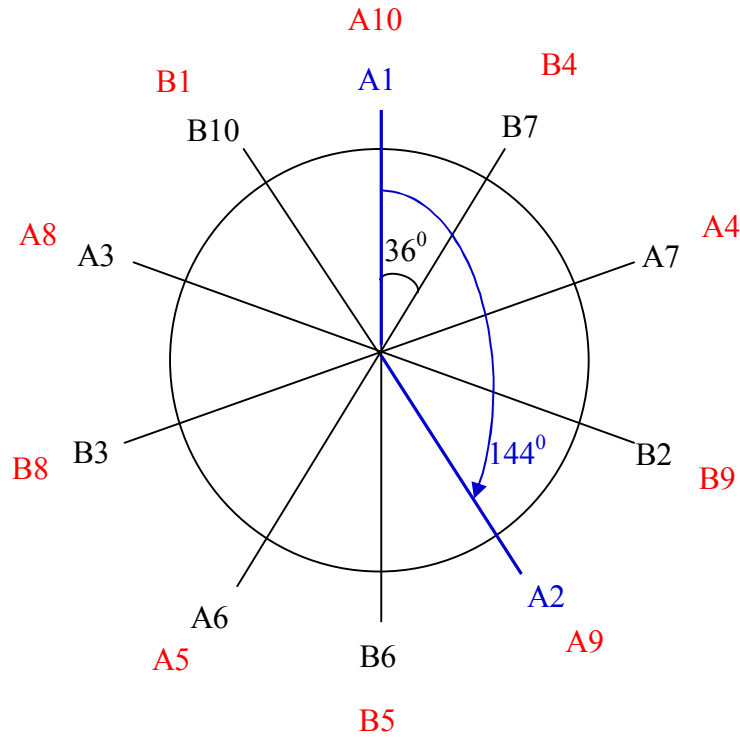
Buradan hareketle silindirler arası faz açısı;

$$\beta = \frac{360 \cdot \text{çevrim sayısı}}{\text{silindir sayısı}} = \frac{360 \cdot 2}{20} = 36^\circ \text{KMA} \quad (4.58)$$

olmaktadır. Silindirlerin ateşleme sırası aşağıda görülmektedir.



Silindirler arası faz açısının 36° KMA olduğunu bulmuştuk. Yukarıda da ateşleme sırasını gösterdik. Ama bu olayı daha iyi anlayabilmek için aşağıda Şekil 4.13'te silindirlerin hangi sıra ile ateşlendiği, silindirler arası faz açıları dairesel bir sistem üzerinde bir kez daha gösterilmiştir.



**Şekil 4.13 :** Silindirlerin ateşleme sırası ve faz açıları.

MTU 20V1163TB93 serisi gemi dizel motorunda A ve B bloklarında yer alan silindirlerin hangi sırayla ateşleneceği bilgisi motor üreticisi firma tarafından verilmektedir. Titreşim hesapları yapılırken A ve B bloklarında yer alan silindirlerin numaralarına uygun ateşlenme faz açısı ön plana çıkmaktadır. Şekil 4.13'te görülen faz diyagramına göre silindirler arasındaki faz açıları aşağıda tablo halinde [14] verilmiştir. (Bak. Çizelge 4.3)

**Çizelge 4.3 : Silindirler arası faz açıları.**

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

Bu bilgiler ışığında artık zorlayıcı dinamik kuvvetin rakamsal büyüklüğü hesaplanabilir.

$$m_{\text{ötelenen}} = m_{\text{piston}} + \frac{\ell_1}{\ell} m_{\text{biyel}} \quad (4.59)$$

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

$$m_{\text{dönen}} = \frac{r_1}{r} m_{\text{krank}} + \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_{\text{biyel}} \quad (4.60)$$

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

$$m_{\text{dönen}} = \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_{\text{biyel}} \quad (4.61)$$

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

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

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

Kütleler yukarıdaki gibi elde edilmiş olur. Oluşacak kuvvetlerin hesaplanması için yukarıdaki (4.66) formülünü kullanınız;

$$P'_Z = \omega_m^2 r \left\{ \begin{array}{l} (m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}})_i \text{Cos}(\omega_m t + \beta_i) \\ + m_{\text{ötelenen}} \lambda_i \text{Cos}2(\omega_m t + \beta_i) \end{array} \right\} \quad (4.62)$$

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

A ve B bloklarında oluşacak kuvvet:

$$P_{ZA} = P'_{ZA} \text{Cos}(30) \quad (4.63)$$

$$P_{ZB} = P'_{ZB} \text{Cos}(30) \quad (4.64)$$

silindirler arası faz açısı dikkate alınarak ve rakamsal büyüklükler yerlerine konularak;

$$P'_{Zi} = 9993 [54 \text{Cos}(\omega_m t + \beta_i) + 54 \text{Cos}2(\omega_m t + \beta_i)] \quad (4.65)$$

$$= 539622 [\text{Cos}(\omega_m t + \beta_i) + \text{Cos}2(\omega_m t + \beta_i)]$$

yazılır. Trigonometrik bağıntılar ile uygun sadeleştirmelerin yapılması gerekir. Bunun için de denklem içerisindeki  $\text{Cos}(\omega_m t + \beta_i)$  ve  $\text{Cos}2(\omega_m t + \beta_i)$  ifadelerinin aşağıda hatırlatılan yarım açı formülleri ile genişletilerek yazılmaları gerekir.

Hatırlatma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos(x + y) = \cos x \cos y - \sin x \sin y \\ \cos 2(x + y) = \cos^2(x + y) - \sin^2(x + y) \\ \quad = 2\cos^2(x + y) - 1 \\ \quad = 2[\cos x \cos y - \sin x \sin y]^2 - 1 \\ = 2\cos^2 x * \cos^2 y - 4 \sin x \cos x \sin y \cos y + 2\cos^2 x * \cos^2 y - 1 \end{array} \right\} \quad (4.66)$$

Gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$P'_{Zi} = 539622 \left\{ \begin{array}{l} \text{Cos}(\beta_i) \text{Cos}(\omega_m t) - \text{Sin}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \\ \quad + 2 \text{Cos}^2(\beta_i) \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ \quad + 2 \text{Sin}^2(\beta_i) \text{Sin}^2(\omega_m t) \\ - 4 \text{Sin}(\beta_i) \text{Cos}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) - 1 \end{array} \right\} \quad (4.67)$$

veya

$$P'_{Zi} = 539622 \left\{ \begin{array}{l} A\text{Cos}(\omega_m t) - B\text{Sin}(\omega_m t) \\ + C\text{Cos}^2(\omega_m t) + D\text{Sin}^2(\omega_m t) - E\text{Sin}(\omega_m t)\text{Cos}(\omega_m t) - 1 \end{array} \right\} \quad (4.68)$$

şeklinde uzunca bir formülle ifade edilebilir.

Silindirler arası faz açılarının ve de yukarıda açılımını yaptığımız kuvvet formülündeki her bir silindirin ilgili faz açısındaki kosinüs ve sinüs değerlerinin bir tabloda gösterilmesi kuvvet hesabının anlaşılmasında büyük yarar sağlayacaktır. Çünkü dizel motorun 1. ve 2. dereceden atalet kuvvetlerinin dengelenip dengelenmediğini anlayabilmek için her bir faz açısı için elde edeceğimiz kosinüs ve sinüs değerlerinin toplamına ihtiyacımız vardır. Çizelge 4.4'te bu toplamlar gösterilmektedir. (Bak. Çizelge 4.4)



**Çizelge 4.4 :** Her bir silindire ait faz açısı ve bu faz açısına bağlı bulunan değerler

Silindir No	Faz açısı	Cos( $\beta$ )	Sin( $\beta$ )	2 Cos <sup>2</sup> ( $\beta$ )	2 Sin <sup>2</sup> ( $\beta$ )	4 Sin( $\beta$ )Cos( $\beta$ )	-1
A1	0	1	0	2	0	0	-1
B1	324	0.809016994	-0.587785252	1.309016994	0.690983006	-1.902113033	-1
A2	144	-0.809016994	0.587785252	1.309016994	0.690983006	-1.902113033	-1
B2	108	-0.309016994	0.951056516	0.190983006	1.809016994	-1.175570505	-1
A3	288	0.309016994	-0.951056516	0.190983006	1.809016994	-1.175570505	-1
B3	252	-0.309016994	-0.951056516	0.190983006	1.809016994	1.175570505	-1
A4	72	0.309016994	0.951056516	0.190983006	1.809016994	1.175570505	-1
B4	36	0.809016994	0.587785252	1.309016994	0.690983006	1.902113033	-1
A5	216	-0.809016994	-0.587785252	1.309016994	0.690983006	1.902113033	-1
B5	180	-1	0	2	0	0	-1
A6	216	-0.809016994	-0.587785252	1.309016994	0.690983006	1.902113033	-1
B6	180	-1	0	2	0	0	-1
A7	72	0.309016994	0.951056516	0.190983006	1.809016994	1.175570505	-1
B7	36	0.809016994	0.587785252	1.309016994	0.690983006	1.902113033	-1
A8	288	0.309016994	-0.951056516	0.190983006	1.809016994	-1.175570505	-1
B8	252	-0.309016994	-0.951056516	0.190983006	1.809016994	1.175570505	-1
A9	144	-0.809016994	0.587785252	1.309016994	0.690983006	-1.902113033	-1
B9	108	-0.309016994	0.951056516	0.190983006	1.809016994	-1.175570505	-1
A10	0	1	0	2	0	0	-1
B10	324	0.809016994	-0.587785252	1.309016994	0.690983006	-1.902113033	-1
	$\Sigma$	0	0	20	20	0	-20

Tabloda sütun halinde gösterilen her bir silindire ait faz açılarını içeren trigonometrik fonksiyon değerlerinin sütun toplamları dinamik kuvvet fonksiyonunda yerlerine konulursa;

$$P'_{Zi} = 539622 \begin{pmatrix} 0 * \text{Cos}(\omega_m t) - 0 * \text{Sin}(\omega_m t) \\ +20 * [\text{Cos}^2(\omega_m t) + \text{Sin}^2(\omega_m t)] \\ -0 * \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) - 20 \end{pmatrix} \quad (4.69)$$

$$= 539622\{0 - 0 + 20 * 1 - 0 - 20\}$$

$$= 0$$

bulunur. Sonuç olarak görülmüştür ki; dizel motorun 1.nci ve 2.nci mertebeden atalet kuvvetleri dengelenmiştir. Bulunan bu değeri diğer bir trigonometrik ilişki kullanarak da kontrol etmek yararlı olacaktır:

$$P'_{Zi} = 539622 [\text{Cos}(\omega_m t + \beta_i) + \text{Cos}2(\omega_m t + \beta_i)] \quad (4.70)$$

$$= 539622 [\text{Cos}(\omega_m t + \beta_i) + \text{Cos}^2(\omega_m t + \beta_i) - \text{Sin}^2(\omega_m t + \beta_i)]$$

$$= 539622 \begin{pmatrix} \text{Cos}(\beta_i) \text{Cos}(\omega_m t) - \text{Sin}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \\ +\text{Cos}^2(\beta_i) \text{Cos}^2(\omega_m t) + \text{Sin}^2(\beta_i) \text{Sin}^2(\omega_m t) \\ -2 \text{Sin}(\beta_i) \text{Cos}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \\ -\text{Cos}^2(\beta_i) \text{Sin}^2(\omega_m t) - \text{Sin}^2(\beta_i) \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ -2 \text{Sin}(\beta_i) \text{Cos}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \end{pmatrix}$$

$$= 539622 \begin{pmatrix} \text{Cos}(\beta_i) \text{Cos}(\omega_m t) - \text{Sin}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \\ +[\text{Cos}^2(\beta_i) - \text{Sin}^2(\beta_i)] \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ - [\text{Cos}^2(\beta_i) - \text{Sin}^2(\beta_i)] \text{Sin}^2(\omega_m t) \\ -4 \text{Sin}(\beta_i) \text{Cos}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \end{pmatrix}$$

elde edilir. A, B, C ve D katsayılarını kullanarak aynı denklemi aşağıdaki gibi yazabiliriz:

$$P'_{Zi} = 539622 \begin{pmatrix} A \text{Cos}(\omega_m t) - B \text{Sin}(\omega_m t) + C \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ - C \text{Sin}^2(\omega_m t) - D \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \end{pmatrix} \quad (4.71)$$

Aşağıda Çizelge 4.5'te tıpkı Çizelge 4.4'te olduğu gibi her bir silindire ait faz açısı ve kuvvet için gereken diğer değerler yer almaktadır.

**Çizelge 4.5 :** Her bir silindire ait faz açısı ve kuvvet için gereken diğer değerler

Silindir No	Faz açısı	Cos( $\beta$ )	Sin( $\beta$ )	Cos <sup>2</sup> ( $\beta$ )	Sin <sup>2</sup> ( $\beta$ )	Cos <sup>2</sup> ( $\beta$ )-Sin <sup>2</sup> ( $\beta$ )	4 Sin( $\beta$ )Cos( $\beta$ )
A1	0	1	0	1	0	1	0
B1	324	0.809016994	-0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	-1.902113033
A2	144	-0.809016994	0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	-1.902113033
B2	108	-0.309016994	0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	-1.175570505
A3	288	0.309016994	-0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	-1.175570505
B3	252	-0.309016994	-0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	1.175570505
A4	72	0.309016994	0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	1.175570505
B4	36	0.809016994	0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	1.902113033
A5	216	-0.809016994	-0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	1.902113033
B5	180	-1	0	1	0	1	0
A6	216	-0.809016994	-0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	1.902113033
B6	180	-1	0	1	0	1	0
A7	72	0.309016994	0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	1.175570505
B7	36	0.809016994	0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	1.902113033
A8	288	0.309016994	-0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	-1.175570505
B8	252	-0.309016994	-0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	1.175570505
A9	144	-0.809016994	0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	-1.902113033
B9	108	-0.309016994	0.951056516	0.095491503	0.904508497	-0.809016994	-1.175570505
A10	0	1	0	1	0	1	0
B10	324	0.809016994	-0.587785252	0.654508497	0.345491503	0.309016994	-1.902113033
	<b><math>\Sigma</math></b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>0</b>	<b>0</b>

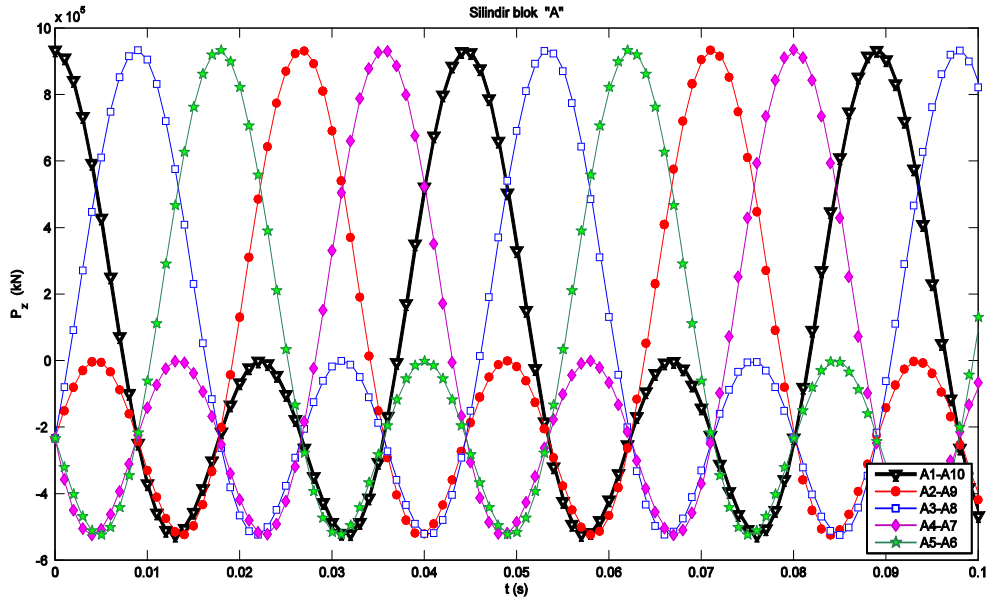
Çizelge 4.5'te hesaplamış olduğumuz değerler yardımıyla kuvvet fonksiyonumuzu yeniden yazarsak;

$$P'_{Zi} = 539622 \begin{Bmatrix} 0 * \text{Cos}(\omega_m t) - 0 * \text{Sin}(\omega_m t) + 0 * \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ - 0 * \text{Sin}^2(\omega_m t) - 0 * \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \end{Bmatrix} \quad (4.72)$$

$$= 0$$

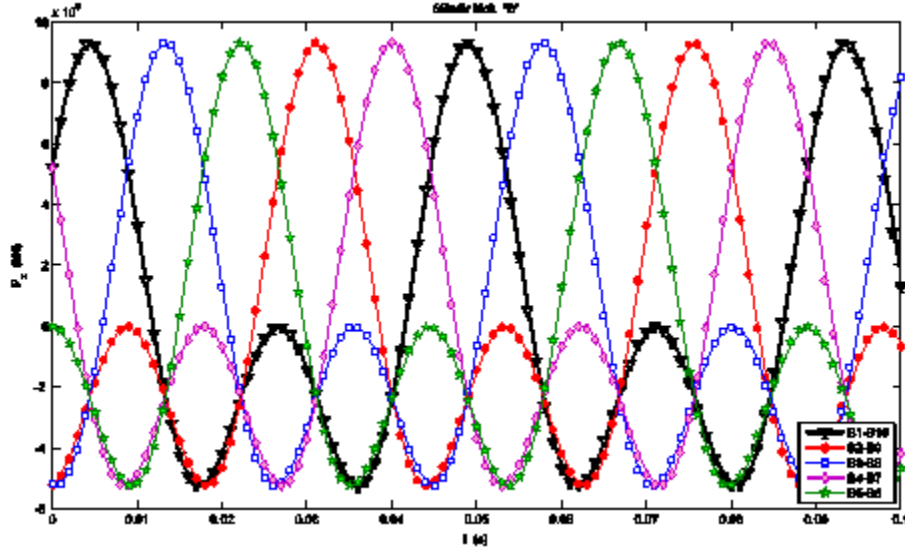
Bir kez daha görülmüştür ki; MTU20V1163TB93 serisi gemi dizel motorun 1.nci ve 2.nci mertebeden atalet kuvvetleri dengelenmiştir.

Test yatağının düşey yönde yapacağı harmonik titreşim hareketi sırasında, A ve B bloklarındaki silindirlerde dönen ve ötelenen kütlelerin 60° lik blok düzeni de dikkate alınarak yerçekimi yönünde yaratacağı dinamik zorlama kuvvetinin zamana bağlı değişimi Ek A1'deki program ile aşağıda Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'te verilmiştir.



**Şekil 4.14 :** Dinamik zorlayıcı kuvvetin "A" bloğundaki silindirler için değişimi

Şekil 4.14'te A bloğundaki silindirlerin değişik faz açıları için dinamik kuvvetin zamana bağlı olarak nasıl değiştiği gözlenebilir. Şekilde görüldüğü gibi faz açıları aynı olan silindirler için dinamik zorlayıcı kuvvet değişimi de aynıdır. Ayrıca yine şekilden dinamik zorlayıcı kuvvetin beklendiği gibi kendini belirli zaman aralıkları ile tekrarladığı da görülebilir. Aşağıda da Şekil 4.15 görülmektedir. Burada aynı yukarıda A bloğu silindirleri için yaptığımız dinamik yükleri bu sefer faz açılarına göre B bloğu silindirleri için yaptığımız görülmektedir.



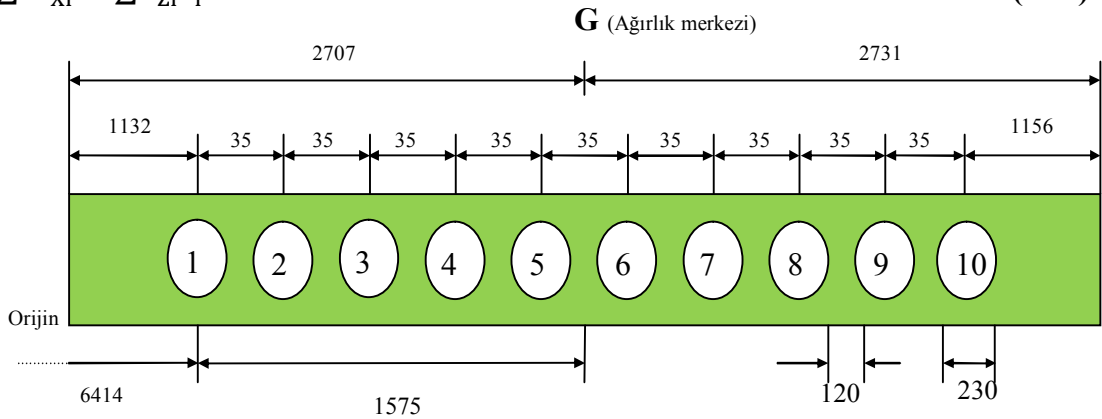
Şekil 4.15 : Dinamik zorlayıcı kuvvetin “B” bloğundaki silindirler için değişimi

Yukarıdaki Şekil 4.14 ve Şekil 4.15’te dinamik zorlayıcı kuvvetin “A” ve “B” bloklarındaki silindirler için değişimi gösterilmektedir. Görüleceği üzere zamana bağlı çizilen  $P_z$  harmonik zorlayıcı kuvvet genliği en büyük değeri  $9.3320 \cdot 10^5$  kN olmaktadır.

#### 4.5 Krank Mili Boyunca Oluşacak Momentlerin Hesaplanması

Test yatağını oluşturan sistemin ağırlık merkezinden geçen eksene göre her bir silindirin yatay uzaklığı dikkate alınarak oluşacak momentin rakamsal büyüklüğünü hesaplamak gereklidir.

$$\sum M_{xi} = \sum P_{zi} \ell_i \quad (4.73)$$



Şekil 4.16 : Kuvvetlerin etkiye noktalarının orijine uzaklıklarının gösterimi

Şekil 4.16'da motordaki silindirlerin düzeni gösterilmiş ve de silindirlerde oluşacak dinamik kuvvetlerin de orijine olan uzaklıkları gösterilmiştir. Kuvvetleri hesaplamamanın yetmediği, ayrıca bir de bu kuvvetlerin moment oluşturacak uzaklıklarının da bilinmesi gerekir. Böylece ayrı ayrı her bir silindirin oluşturacağı moment te hesap edilebilir.

Momentlerin hesabında kullanılacak olan ağırlık merkezine göre moment kol uzunluklarının saptanması gerekir.

Buradan hareketle;

Sistemin ağırlık merkezi ile dizel motor ağırlık merkezi arasındaki uzaklık

$7.989 - 5.1529 = 2.8361$  m olarak elde edilir.

Sistemin ağırlık merkezine 1 nolu silindirin uzaklığı;

$2.8361 - 1.575 = 1.2611$  m ~1260 mm bulunur. (Yaklaşık 1260 mm)

Silindirler arası uzaklık = 0.35 m

Sistemin ağırlık merkezine her bir silindirin uzaklığı,  $\ell_i = \ell_1 + n * 0.35$  formülü ile bulunabilir. (n : silindir sayısı)

Önceden elde ettiğimiz kuvvet fonksiyonumuzu moment kolları ile çarparsak moment fonksiyonumuzu [1,2,4] elde edebiliriz.

Böylece;

$$M_{xi} = \left( P_{ZA-1} \ell_{A-1} + P_{ZB-1} \ell_{B-1} + P_{ZA-2} \ell_{A-2} \right. \\ \left. + \dots \dots \dots + P_{ZA-10} \ell_{A-10} + P_{ZB-10} \ell_{B-10} \right) * \text{Cos}(30) \quad (4.74)$$

Yukarıdaki moment formülünde Cos(30) çarpanı ise düşey yöndeki zorlayıcı kuvvet bileşenini oluşturmak için yazılmıştır.

$$\ell_1 = 1260 \text{ mm}$$

$$\ell_2 = \ell_1 + 350$$

$$\ell_3 = \ell_1 + 350 + 350$$

$$\ell_4 = \ell_1 + 3 * 350$$

· ·

$$\ell_{10} = \ell_1 + 9 * 350 \quad (4.75)$$

Yukarıda 10 silindir için de ayrı ayrı moment kollarının nasıl bulunacağını ortaya koyduk. Şimdi de önceden bulmuş olduğumuz kuvvet fonksiyonunu hatırlamalı ve sonrasında da kuvvet kolları ile bu fonksiyonu çarparak moment fonksiyonumuzu elde etmeliyiz.

Dinamik momentin en önemli bileşeni olan dinamik kuvvet ifadesi;

$$P'_{Zi} = 539622 \left\{ \begin{array}{l} \text{Cos}(\beta_i) \text{Cos}(\omega_m t) - \text{Sin}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \\ + [\text{Cos}^2(\beta_i) - \text{Sin}^2(\beta_i)] \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ - [\text{Cos}^2(\beta_i) - \text{Sin}^2(\beta_i)] \text{Sin}^2(\omega_m t) \\ - 4 \text{Sin}(\beta_i) \text{Cos}(\beta_i) \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \end{array} \right\} \quad (4.76)$$

olarak elde edilmiştir. Bu fonksiyonu kullanarak kolayca moment fonksiyonunu bulabiliriz. Yukarıdaki kuvvet fonksiyonu kullanılarak moment fonksiyonu;

$$M_x = 467327 \left\{ \begin{array}{l} A \text{Cos}(\omega_m t) - B \text{Sin}(\omega_m t) + C \text{Cos}^2(\omega_m t) \\ - C \text{Sin}^2(\omega_m t) - D \text{Sin}(\omega_m t) \text{Cos}(\omega_m t) \end{array} \right\} \quad (4.77)$$

olarak yazılır. Dinamik kuvvet formülünde yer alan katsayılar ise;

$$A = \sum_{i=1}^{10} \ell_i \text{Cos}(\beta_i) \quad (4.78)$$

$$B = \sum_{i=1}^{10} \ell_i \text{Sin}(\beta_i) \quad (4.79)$$

$$C = \sum_{i=1}^{10} \ell_i [\text{Cos}^2(\beta_i) - \text{Sin}^2(\beta_i)] \quad (4.80)$$

$$D = 4 \sum_{i=1}^{10} \ell_i \text{Sin}(\beta_i) \text{Cos}(\beta_i) \quad (4.81)$$

olmaktadır. Bu ifadeleri katsayılar ile ifade etmemizin nedeni, uzun ve karmaşık görünen moment fonksiyonunu parçalara ayırarak basitleştirmek ve de aynı zamanda tablo oluşturarak hesaplamaları daha kolay bir şekilde yapabilmektir. Dinamik momentin alabileceği en büyük değer için toplama serilerini içeren bir çizelge oluşturulması gerekir. Aşağıda oluşturulmuş olan Çizelge 4.6'da her bir silindirin numarası, faz açısı, moment kolu ve de yukarıdaki katsayılar ayrı ayrı elde edilmiştir.

Çizelge 4.6 : Moment fonksiyonu için oluşturulan tablo.

Silindir No	Faz açısı	Moment kolu	$t \cos(\beta)$	$t \sin(\beta)$	$t \cos^2(\beta)$	$t \sin^2(\beta)$
A1	0	1.26	1.26	0	1.26	0
B1	324	1.26	1.019361413	-0.740609418	0.824680706	0.435319294
A2	144	1.61	-1.302517361	0.946334256	1.05375868	0.55624132
B2	108	1.61	-0.497517361	1.531200991	0.15374132	1.45625868
A3	288	1.96	0.605673309	-1.864070772	0.187163346	1.772836654
B3	252	1.96	-0.605673309	-1.864070772	0.187163346	1.772836654
A4	72	2.31	0.713829257	2.196940553	0.220585371	2.089414629
B4	36	2.31	1.868829257	1.357783933	1.511914629	0.798085371
A5	216	2.66	-2.151985205	-1.563508771	1.740992603	0.919007397
B5	180	2.66	-2.66	0	2.66	0
A6	216	3.01	-2.435141153	-1.769233609	1.970070577	1.039929423
B6	180	3.01	-3.01	0	3.01	0
A7	72	3.36	1.038297101	3.195549895	0.320851449	3.039148551
B7	36	3.36	2.718297101	1.974958448	2.199148551	1.160851449
A8	288	3.71	1.146453049	-3.528419675	0.354273475	3.355726525
B8	252	3.71	-1.146453049	-3.528419675	0.354273475	3.355726525
A9	144	4.06	-3.284608997	2.386408124	2.657304499	1.402695501
B9	108	4.06	-1.254608997	3.861289456	0.387695501	3.672304499
A10	0	4.41	4.41	0	4.41	0
B10	324	4.41	3.567764945	-2.592132963	2.886382473	1.523617527
$\Sigma$			0	0		



**Çizelge 4.6 :** (Devam) Moment fonksiyonu için oluşturulan tablo.

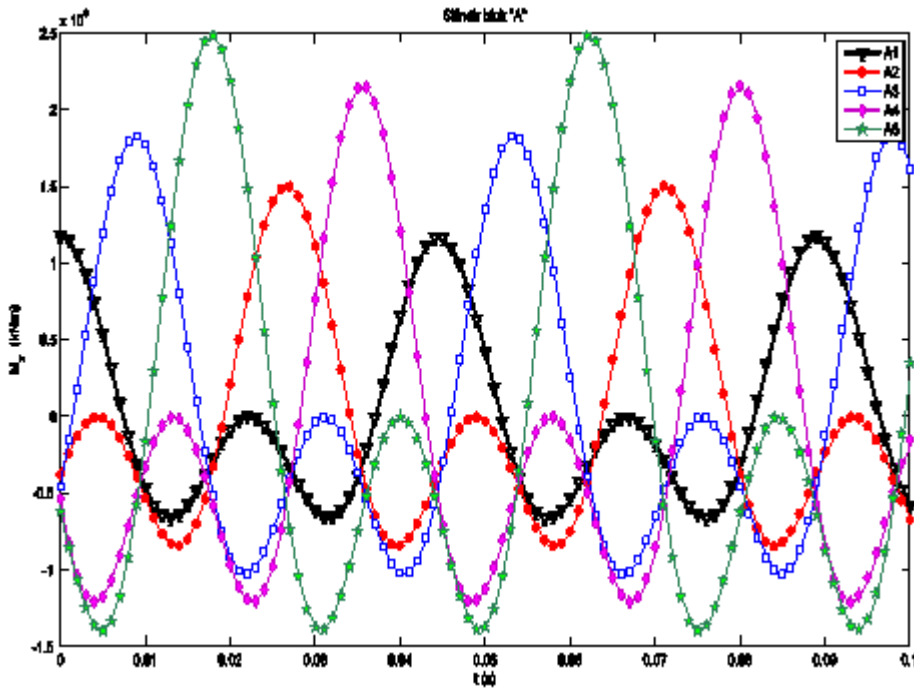
Silindir No	Faz açısı	Moment kolu	$\ell [\text{Cos}^2(\beta) - \text{Sin}^2(\beta)]$	$4\ell \text{Sin}(\beta)\text{Cos}(\beta)$
A1	0	1.26	1.26	0
B1	324	1.26	0.389361413	-2.396662421
A2	144	1.61	0.497517361	-3.062401982
B2	108	1.61	-1.302517361	-1.892668512
A3	288	1.96	-1.585673309	-2.304118189
B3	252	1.96	-1.585673309	2.304118189
A4	72	2.31	-1.868829257	2.715567866
B4	36	2.31	0.713829257	4.393881105
A5	216	2.66	0.821985205	5.059620667
B5	180	2.66	2.66	0
A6	216	3.01	0.930141153	5.725360228
B6	180	3.01	3.01	0
A7	72	3.36	-2.718297101	3.949916895
B7	36	3.36	1.038297101	6.39109979
A8	288	3.71	-3.001453049	-4.361366572
B8	252	3.71	-3.001453049	4.361366572
A9	144	4.06	1.254608997	-7.722578912
B9	108	4.06	-3.284608997	-4.772816249
A10	0	4.41	4.41	0
B10	324	4.41	1.362764945	-8.388318474
$\Sigma$			0	0

Çizelgede yer alan değerler sütun toplamları moment formülünde yerine konulacak olursa;

$$M_x = 467327 \begin{Bmatrix} 0 * \cos(\omega_m t) - 0 * \sin(\omega_m t) + 0 * \cos^2(\omega_m t) \\ -0 * \sin^2(\omega_m t) - 0 * \sin(\omega_m t) \cos(\omega_m t) \end{Bmatrix} \quad (4.82)$$

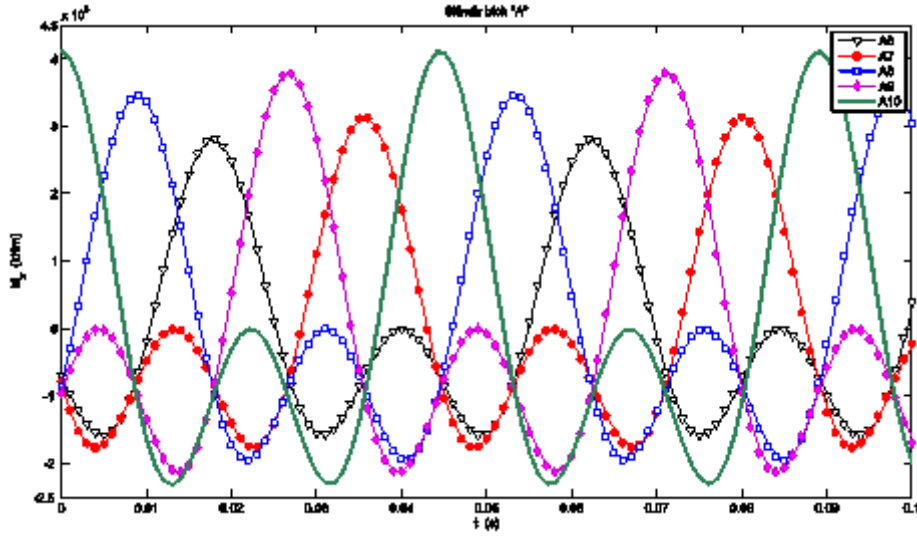
$$= 0$$

bulunur. Zorlayıcı dinamik momentler de denge sorunu yaratmayacaktır. Bununla birlikte A ve B silindir bloklarındaki silindirler için harmonik zorlayıcı kuvvetin yaratacağı harmonik momentlerin ayrı ayrı zamana bağlı değişimi çizilecek ve en büyük genlik değeri saptanacaktır.

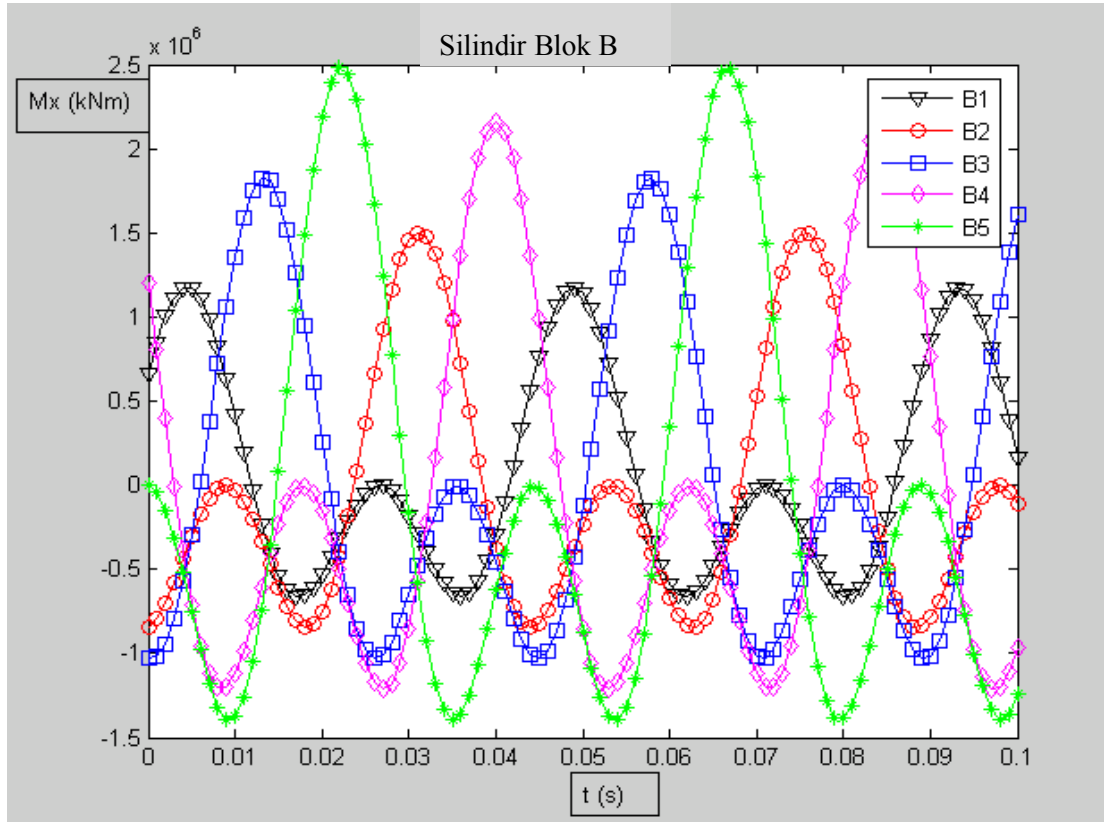


Şekil 4.17 : Harmonik momentin "A" blok silindir no 1 – 5 için değişimi

Şekil 4.17'de aynı A ve B blok silindirlerin ayrı ayrı zamana bağlı olarak değişen dinamik kuvvetlerini gösterdiğimiz gibi burada da yine her bir silindir için momentlerin zamana bağlı değişimleri bulunmaktadır. Tabii Şekil 4.17'de yalnızca A1'den A5'e kadar silindirler yer almakta, A bloğunun geri kalan ve B bloğunun silindirleri diğer şekillerde yer almaktadır. Dikkat edilecek olursa, moment eğrilerinin de tıpkı kuvvet eğrilerinde olduğu ve beklenildiği gibi belirli zaman aralıklarında kendisini tekrarladığı gözlenmektedir. Bu şekillerin çizilmesinin en büyük faydası kuşkusuz en büyük genliğin tespitini kolaylaştırmasıdır.

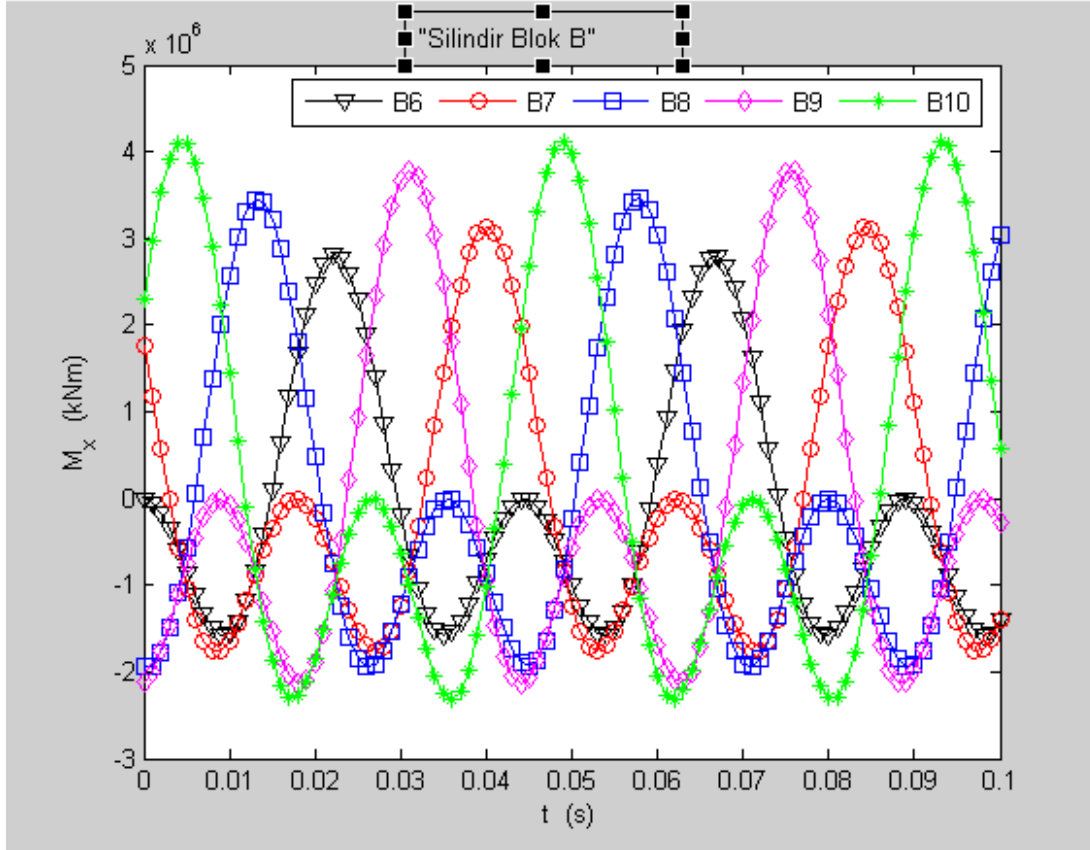


Şekil 4.18 : Harmonik momentin “A” blok silindir no 6 – 10 için değişimi



Şekil 4.19 : Harmonik momentin “B” blok silindir no 1 – 5 için değişimi

Yukarıda Şekil 4.19’da harmonik zorlayıcı momentin “A” blok silindirleri için çiziminden sonra kontrol amaçlı olarak “B” blok silindirleri no 1 – 5 için zamana bağlı çizilen momentler görülmektedir. “B” blok silindir no 6 – 10 için moment değişimleri de bir sonraki şekilde gösterilmiştir.



**Şekil 4.20 :** Harmonik momentin “B” blok silindir no 6 – 10 için değişimi

Grafiklerimizdeki değerlerimizi genel olarak değerlendirmemiz gerekirse:

Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19, Şekil 4.20’de A ve B bloklarındaki silindirlerde oluşan harmonik zorlayıcı kuvvetlerin yarattığı momentlerin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Test yatağının; yani alt tabla, üst tabla, dinamometre ve motordan oluşan tüm sistemin ağırlık merkezine en yakın olan silindirler, A1 ve B1’dir. En uzak silindirler ise A10 ve B10’dur. Tüm silindirler için harmonik zorlayıcı kuvvetin zamana bağlı değişimi faz açısına bağlı gecikmeli de olsa tamamen aynı olmakla beraber, moment değişimleri silindirden silindire farklılık göstermektedir. Bunun nedeni de moment kollarının farklı olmasıdır. Sonuçta tüm test yatağının ağırlık merkezine en uzakta olan silindirlerin en büyük moment koluna sahip olması nedeniyle, uzak silindirlerde büyük momentler meydana gelmektedir. En büyük moment genişliği A10 ve B10 numaralı silindirler için  $4.1154 \cdot 10^6$  kNm olarak hesaplanmıştır. En büyük moment genişliği elde edildikten sonra düşey genlik ve frekans hesabına geçilebilir.

#### 4.6 Düşey Genlik ve Frekans Hesabı

Test yatağının forekazıklar ile oturduğu kireçtaşı tabakasının düşey yönde üniform elastik sıkışma (yataklanma) katsayısı  $C_u$ ;

$$C_u = 10000 \text{ t/m}^3 = 98100 \text{ kN/m}^3$$

olarak verilmiştir. Toprak zemine oturan forekazık uçlarının toplam alanı

$$A = 10 \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 3.3183 \text{ m}^2 \quad (4.83)$$

Yatak alt tablası, üst tablası, dinamometre ve motordan oluşan sistemin toplam kütlesi;

$$m = 255 \text{ ton} = 2501.6 \text{ kN}$$

olarak bulunmuştu. Dizel motorun çalışma frekansı (Çalışma devri,  $N = 1350 \text{ rpm}$ );

$$\omega_m = 2\pi N / 60 = 2 \cdot \pi \cdot 1350 / 60 = 141.37 \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (4.84)$$

Düşey yönde etkiyecek harmonik kuvvetlerin en büyük değeri;

$$P_Z = 9.3320 \cdot 10^5 \text{ kN} \quad \text{olarak çizilen şekillerden elde edilmiştir.}$$

Daha önce hesaplanmış olan düşey titreşim hareketine ait doğal frekanslar;

$$\omega_{1n} = 10.03345 \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad \text{ve} \quad \omega_{2n} = 42.01955 \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

hesaplanmıştı. Motorun rölanti devrindeki frekansı (Çalışma devri,  $N = 520 \text{ rpm}$ );

$$\omega_{\text{rölanti}} = 2\pi N / 60 = 2\pi 520 / 60 = 54 \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (4.85)$$

Rezonans açısından kontrol yapılırsa

$$\omega_{1n} = 10.03 \text{ s}^{-1} < \omega_{2n} = 42.02 \text{ s}^{-1} < \omega_{\text{rölanti}} = 54.00 \text{ s}^{-1} < \omega_m = 141.37 \text{ s}^{-1} \quad (4.86)$$

test yatağının düşey yöndeki harmonik titreşim hareketine ait her iki doğal frekansı da MTU20V1163TB93 serisi motorun rölanti ve çalışma devrinden küçük olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle sistemde rezonans sözkonusu olmayacaktır.

Düşey yöndeki yer değiştirme [1] genliği;

$$A_Z = \left\{ \frac{P_Z}{m(\omega_{n1}^2 - \omega_m^2)(\omega_{n2}^2 - \omega_m^2)} \right\} \quad (4.87)$$

$$A_z = \frac{9.3320 * 10^5}{2501.55 * (10.03345^2 - 141.37^2)(42.01955^2 - 141.37^2)}$$

$$A_z = 1.0297 * 10^{-6} \text{ metre}$$

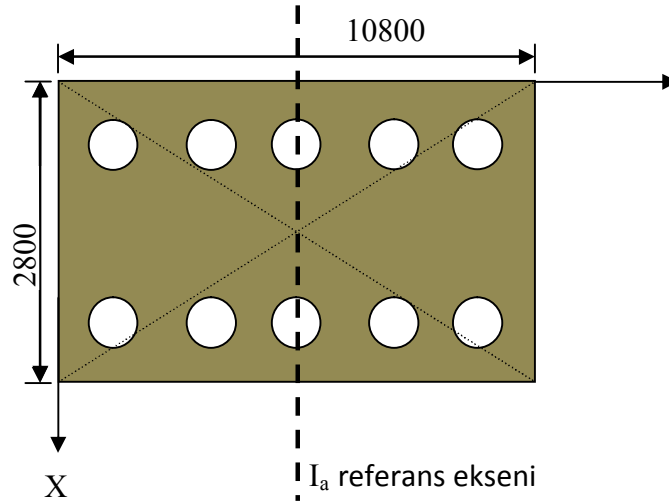
olarak bulunur. Düşey yönde izin verilecek en büyük yer değiştirme genliğinin 0.15 mm olduğuna ait bilgi notunu hatırlamakta yarar vardır. Sonuçta test yatağının düşey yöndeki yer değiştirme miktarı

$$(A_z = 0.001 \text{ mm}) < (A_z \text{ izin verilen} = 0.15 \text{ mm}) \quad (4.88)$$

sağlandığı için yapısal açıdan güvenlidir.

#### 4.7 Alan Atalet Momentleri ve Kütle Atalet Momentleri

Test yatağının toprak zemin yüzeyine oturacağı alan Şekil 4.21’de gösterilmiş olup, alan ağırlık merkezinden geçen I<sub>a</sub> referans eksenine göre atalet momentinin hesaplanması gerekir.



Şekil 4.21 : Alt yatak tablasının toprak zemine oturduğu yüzey alanı

Referans eksenine göre atalet momenti:

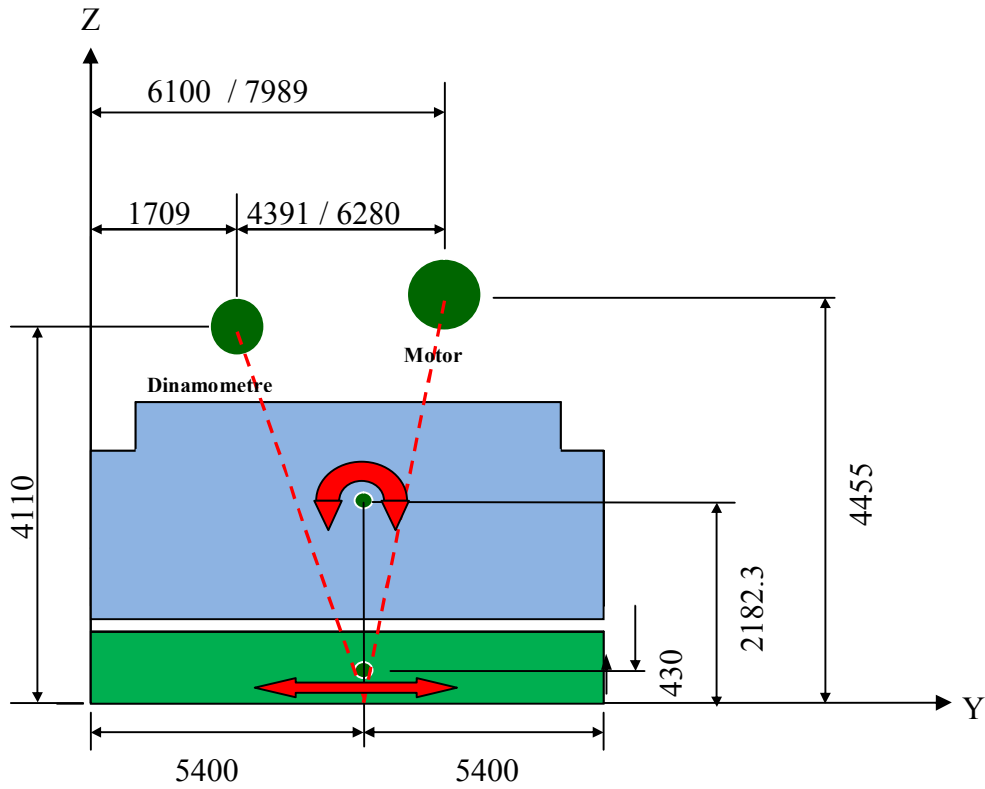
$$I_a = bl^3/12 \quad (4.89)$$

$$= 2.8 * 10.8^3/12 = 293.9328 \text{ m}^4$$

olarak elde edilir.

Test yatağı 4 ayrı parçadan oluşacağı için, her birinin ağırlık merkezi farklı olup, sistemin ağırlık merkezinden de farklı uzaklıktadır. Dinamik kuvvet ve dinamik

moment etkisi altında test yatağı boyuna eksen üzerinde ileri geri doğrusal öteleme hareketi yapacaktır. Ayrıca tüm sistemin oturduğu alan merkezine göre test yatağı dönme eğilimi de gösterecek, bir tür baş – kış vurma hareketi yapmaya çalışacaktır. Bu tür bileşik titreşim hareket genliklerinin bulunması için kütle atalet momenlerinin bulunması ve dönme noktasına göre kontrol edilmesi gerekir. Aşağıda Şekil 4.22’de sistemdeki her bir parçanın ağırlık merkezleri 2 boyutta da ayrı ayrı gösterilmiştir. Ayrıca oluşacak doğrusal öteleme hareketi ve baş – kış vurma hareketleri de şekil üzerinde ifade edilmiştir.



**Şekil 4.22 :** Kütlelerin ağırlık merkezleri, doğrusal öteleme ve baş- kış vurma dönmesi

Dinamometre için kütle atalet momentini;

$$I_{b_1} = m_1 r_1^2 = 22.0 * [(5.4 - 1.709)^2 + (4.11)^2] = 671.3427 \text{ ton.m}^2 \quad (4.90)$$

olarak elde edilir.

Motor için kütle atalet momentini (motorun dinamometreye en yakın yerleştirilmesi durumu);

$$I_{b_{2a}} = m_2 r_{2a}^2 = 26.0 * [(6.1 - 5.4)^2 + 4.455^2] = 528.76265 \text{ ton.m}^2 \quad (4.91)$$

olarak bulunur.

Motorun dinamometreye en uzak yerleştirilmesi durumunda ise atalet momenti;

$$I_{b_{2b}} = m_2 r_{2b}^2 \quad (4.92)$$

$$= 26.0 * [(7.989 - 5.4)^2 + 4.455^2] = 690.298596 \text{ ton.m}^2$$

olarak hesaplanır.

Beton alt yatak tablası için kütle atalet momenti için gerekli değerler Şekil 4.22'nin de yardımıyla;

$$h_3 = 0.43 \text{ m (Ağırlık merkezi düşey yükseklik)}$$

$$m_3 = 66.136 \text{ ton}$$

$$a_{3y} = 10.8 \text{ m}$$

$$a_{3z} = 0.86 \text{ m}$$

olarak saptanır.

Saptanan bu değerlerin yerine konmasıyla da beton alt yatak tablası için kütle atalet momenti hesaplanabilir:

$$I_{b_3} = \left(\frac{m_3}{12}\right)[a_{3y}^2 + a_{3z}^2] + m_3 h_3^2 \quad (4.93)$$

$$= \left(\frac{66.316}{12}\right)[10.8^2 + 0.86^2] + 66.316 * 0.43^2 = 660.94 \text{ ton.m}^2$$

bulunur.

Beton üst yatak tablası için kütle atalet momenti için gerekli değerler Şekil 4.22'nin de yardımıyla;

$$h_4 = 2.1823 \text{ m}$$

$$m_4 = 140.685 \text{ ton}$$

$$a_{4y} = 10.8$$

$$a_{4z} = 1.98$$

olarak bulunur.

Bulunan bu değerlerin yerine konmasıyla da beton üst yatak tablası için kütle atalet momenti hesaplanabilir:

$$I_{b_4} = \frac{m_4}{12} [a_{4y}^2 + a_{4z}^2] + m_4 h_4^2 \quad (4.94)$$



$$= \left(140.685/12\right)[10.8^2 + 1.98^2] + 140.685 * 2.1823^2$$

$$= 2083.42 \text{ ton.m}^2$$

olarak hesaplanır.

Dizel motorun dinamometreye en yakın yerleştirilmesi durumu için kütle atalet momentleri toplanırsa;

$$J_b = I_{b_1} + I_{b_2} + I_{b_3} + I_{b_4} \quad (4.95)$$

$$= 671.3427 + 528.76265 + 660.94 + 2083.42 = 3944.47 \text{ ton.m}^2$$

Dizel motorun dinamometreye en yakın yerleştirilmesi durumu için kütle atalet momentleri toplanırsa;

$$J_b = I_{b_1} + I_{b_{2a}} + I_{b_3} + I_{b_4} \quad (4.96)$$

$$= 671.3427 + 690.298596 + 660.94 + 2083.42 = 4106.0 \text{ ton.m}^2$$

Tüm sistemin kütesinin (m) 255 ton olduğu ve tüm sistemin ağırlık merkezinin yer zemininden (h veya  $Z_o$ ) 2.12467 metre yukarıda olduğu dikkate alınır;

$$J_m = J_b - mh^2 \quad (4.97)$$

formülü için;

Dizel motor dinamometreye en yakın konumda iken;

$$J_m = 3944.47 - 255 * (2.12467)^2 = 2793.34 \text{ ton.m}^2$$

olarak hesaplanır. Buradan;

$$\gamma = J_m/J_b \quad (4.98)$$

$$= 2793/3944.47 = 0.708$$

$(0 < \gamma < 1)$  → Sorun yok.

Dizel motor dinamometreye en uzak konumda iken;

$$J_m = 416.0 - 255 * (2.12467)^2 = 2957.87 \text{ ton.m}^2$$

olarak hesaplanır. Buradan;

$$\gamma = J_m/J_b = 2954.87/4106 = 0.719$$

$(0 < \gamma < 1)$  → Sorun yok.

olduğu görülmektedir.

#### **4.8 Baş – kık Vurma Frekansı, Doğrusal Öteleme Frekansı ve Maksimum Yer Değiştirme Genliğinin Hesaplanması.**

##### **4.8.1 Baş – Kık Vurma Frekansı**

Baş-kık vurma frekansı  $\omega_{n\phi}$  sembolü ile gösterilmekte olup, dizel motorun dinamometreye en yakın ve en uzak durumları için ayrı ayrı olmak üzere aşağıdaki gibi hesaplanır.

Baş – kık vurma frekansının [2] formülü:

$$\omega_{n\phi}^2 = \left\{ \frac{[C_\phi I_a - mgL]}{g J_b} \right\} \quad (4.99)$$

Bu formülde ihtiyacımız olan değerler aşağıda verilmektedir:

$$C_\phi = 10000 \text{ t/m}^3 = 98100 \text{ kN/m}^3$$

$$I_a = 293.9328 \text{ m}^4$$

$$m = 255 \text{ ton}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$L = Z_0 = 2.12467 \text{ metre}$$

$$J_b = 3944.47 \text{ ton.m}^2 \quad (\text{dizel motor dinamometreye en yakın konumda})$$

$$J_b = 4106.0 \text{ ton.m}^2 \quad (\text{dizel motor dinamometreye en uzak konumda})$$

Bu değerler dizel motorun dinamometreye en yakın ve en uzak olduğu durumlar için formülde yerlerine konularlarsa;

$$\omega_{n\phi}^2 = \left\{ \frac{[98100 * 293.9328 - 255 * 9.81 * 2.1267]}{9.81 * 3944.47} \right\}$$

$$\omega_{n\phi}^2 = 745.03$$

(dizel motor dinamometreye en yakın konumda)

$$\omega_{n\phi}^2 = \left\{ 98100 * 293.9328 - 255 * 9.81 * 2.1267 / 9.81 * 4106.0 \right\}$$

$$= 715.7297$$

(dizel motor dinamometreye en uzak konumda)

olarak ayrı ayrı elde edilir.

#### 4.8.2 Doğrusal Öteleme Frekansı

Test yatağının boy eksenini doğrultusunda ileri-geri hareketine ait frekans  $\omega_{ny}$  sembolü ile gösterilmektedir. Yatay doğrusal öteleme frekansı [2] aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\omega_{ny}^2 = \left\{ C_{\tau} A / m g \right\} \quad (4.100)$$

Bu formülde ihtiyacımız olan değerler aşağıda verilmektedir:

$$C_{\tau} = 6000 \text{ t/m}^3 = 58860 \text{ kN/m}^3$$

$$A = 10 * \pi/4 * D^2 = 10 * \pi/4 * 0.65^2 = 3.318307 \text{ m}^2$$

$$m = 255 \text{ ton} = 255 * 9.81 = 2501.55 \text{ kN}$$

Bu değerler yukarıda verilen yatay doğrusal öteleme frekansında yerlerine konulursa;

$$\omega_{ny}^2 = \frac{58860 * 3.318307}{255 * 9.81}$$

$$\omega_{ny}^2 = 78.08$$

olarak hesaplanmış olur.

#### 4.8.3 Bileşik Harekete Ait Frekans

Baş – kıkç vurma ve yatay doğrusal öteleme bileşik hareketine ait frekansın hesabı [1] aşağıda verilmiştir:

$$\omega_x^4 - \left( [\omega_{n\phi}^2 + \omega_{ny}^2] / \gamma \right) \omega_x^2 + \omega_{n\phi}^2 \omega_{ny}^2 / \gamma = 0 \quad (4.101)$$

Baş – kıkç vurma frekansı motorun dinamometreye en yakın ve en uzak konumlarında farklı değerler aldığından ötürü iki farklı bileşik hareket frekansı bulunmalıdır. Bu nedenle yukarıda bulduğumuz baş – kıkç vurma ve yatay doğrusal öteleme frekanslarını ve bir önceki bölümde bulunan  $\gamma$  değerlerini yerlerine koyarsak:

$$\omega_x^4 - \left(745.03 + 78.08/0.708\right)\omega_x^2 + \left(745.03 * 78.08/0.708\right) = 0 \quad (4.102)$$

(Dizel motor dinamometreye en yakın.)

$$\omega_{x1}^2 = 9.199658 * 10^{-4} \quad \text{ve} \quad \omega_{x2}^2 = 0.013239639$$

$$\omega_x^4 - \left(715.7297 + 78.08/0.719\right)\omega_x^2 + \left(715.7297 * 78.08/0.719\right) = 0 \quad (4.103)$$

(Dizel motor dinamometreye en uzak.)

$$\omega_{x1}^2 = 9.7231 * 10^{-4} \quad \text{ve} \quad \omega_{x2}^2 = 0.013232281$$

Yatay doğrusal öteleme hareketi sırasında test yatağının yapacağı yatay yer değiştirme genliği ile bileşik hareket nedeniyle test yatağının yapabileceği yatay yöndeki doğrusal en büyük yer değiştirme genliğinin hesabı aşağıdaki bölümdedir.

#### 4.8.4 Maksimum Yer Değiştirme Genliğinin Hesaplanması

Bu bölümde dizel motorun dinamometreye en yakın ve en uzak yerleştirilmesi durumları ayrı ayrı incelenecek ve de her bir durum için maksimum yer değiştirme genliklerinin hesabı yapılacak ve çalışma durumuna uygun olup olmadığına incelenecektir.

##### 4.8.4.1 Dizel Motorun Dinamometreye En Yakın Yerleştirilme Durumu

MTU1163TB93 serisi motorun dinamometreye en yakın yerleştirilmesi arzu edilirse, oluşacak harmonik momentleri sahip olabilecekleri en küçük değere ulaşacaktır. Çünkü dizel motor tüm sistemin ağırlık merkezinin hemen hemen üzerine gelmiş durumdadır. Yani dizel motor dinamometreye 1.889 metre daha yaklaştırılmıştır ve bu durumda tüm sistemin ağırlık merkezi 3 ve 4 nolu silindirlerin arasına rastlamakta, 3 nolu silindir merkezine 120.6 mm, 4 nolu silindir merkezine ise 229.4 mm uzaklıkta olmaktadır. Yani A1, A2, B1, B2, A3 ve B3 silindirleri tüm sistemin ağırlık merkezinin dinamometre kısmında, A4 ve B4 nolu silindirler ağırlık merkezinin diğer tarafındadır. Test yatağını baş-kıç vurmaya zorlayacak momentlerin bir kısmı ateşleme faz açısına da bağlı olarak birbirini söndürecek, dolayısıyla moment genliği daha düşük bulunacaktır.

Eğer dizel motor dinamometreye olabildiğince uzak yerleştirilmiş olsaydı, zamana bağlı moment değişimi Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'deki gibi olurdu. Ama motor dinamometreye yaklaştırıldığında, tüm sistemin ağırlık merkezi de değişmesine

rağmen, ağırlık merkezinin yeni yerine göre en uzaktaki silindirler yine A10 ve B10 olmaktadır. Ancak bu durumda moment kolunun sayısal değeri uzak yerleştirmeye göre daha küçüktür. Dinamometreye en yakın yerleştirilme durumunda harmonik moment genliği A10 ve B10 silindirleri için aynı ve **2.1738\*10<sup>6</sup> kNm** olarak hesaplanmıştır. Risk yaratmayacağı önceden anlaşılabilir olmasına rağmen dizel motorun dinamometreye en yakın yerleştirilmesi hali de incelenmiş olup, değerlendirmeler aşağıda sunulmuştur.

$$\Delta(\omega^2) = m J_m (\omega_{x1}^2 - \omega_m^2)(\omega_{x2}^2 - \omega_m^2) \quad (4.104)$$

$$\Delta(\omega^2) = (255 * 10^3)(2793.34 * 10^3)(9.199658 * 10^{-4} - 19985.95) \\ * (0.01329639 - 19985.95)$$

$$\Delta(\omega^2) = 2.845203 * 10^{20}$$

Yatay yönde doğrusal öteleme hareketine ait [1] yer değiştirme genliği:

$$A_y = \left[ \frac{C_\tau A L}{\Delta(\omega^2)} \right] M_x \quad (4.105)$$

$$= \left( \frac{58860 * 3.318307 * 2.12467}{2.845203 * 10^{20}} \right) M_x$$

Baş-kıç vurma hareketi sırasına oluşacak [1] dönme genliği:

$$A_\varphi = \left[ \frac{(C_\tau A - m \omega_m^2)}{\Delta(\omega^2)} \right] M_x \quad (4.106)$$

$$= \left( \frac{58860 * 3.318307 - 255 * 9.81 * 19985.95}{2.845203 * 10^{20}} \right) M_x$$

$$= -1.7503 * 10^{-13} * 2.1738 * 10^6$$

Sonuçlar:

$$A_y = 3.1706 * 10^{-9} \text{ m} \approx 0 \text{ mm}$$

$$A_\varphi = -3.8405 * 10^{-7} \approx 0$$

#### 4.8.4.2 Dizel Motorun Dinamometreye En Uzak Yerleştirilmesi Durumu

Dizel motorun dinamometreye en uzak yerleştirilmesi durumunda aynı en yakın yerleştirilme durumunda uyguladığımız formülleri kullanabiliriz. En uzak

yerleştirilme durumunda atalet momenti bileşik harekete ait frekanslar değişeceğinden elde edeceğimiz değerlerin farklı olacaktır.

$$\Delta(\omega^2) = m J_m (\omega_{x1}^2 - \omega_m^2)(\omega_{x2}^2 - \omega_m^2) \quad (4.107)$$

$$\Delta(\omega^2) = (255 * 10^3)(2954.87 * 10^3)(9.7231 * 10^{-4} - 19985.95) \\ * (0.013232281 - 19985.95)$$

$$\Delta(\omega^2) = 3.009732 * 10^{20}$$

Yatay yönde doğrusal öteleme hareketine [2] ait yer değiştirme genliği

$$A_y = \left[ \frac{C_\tau A L}{\Delta(\omega^2)} \right] M_x \quad (4.108)$$

$$= \left( \frac{58860 * 3.318307 * 2.12467}{3.009732 * 10^{20}} \right) M_x$$

$$= 1.3788 * 10^{-15} * 4.1554 * 10^6$$

Baş-kıç vurma hareketi sırasına oluşacak [2] dönme genliği

$$A_\varphi = \left[ \frac{C_\tau A - m \omega_m^2}{\Delta(\omega^2)} \right] M_x \quad (4.109)$$

$$= \left( \frac{58860 * 3.318307 - 255 * 9.81 * 19985.95}{3.009732 * 10^{20}} \right) M_x$$

$$= -1.6547 * 10^{-13} * 4.1554 * 10^6$$

Sonuçlar:

$$A_y = 5.7275 * 10^{-9} \text{ m} \approx 0 \text{ mm}$$

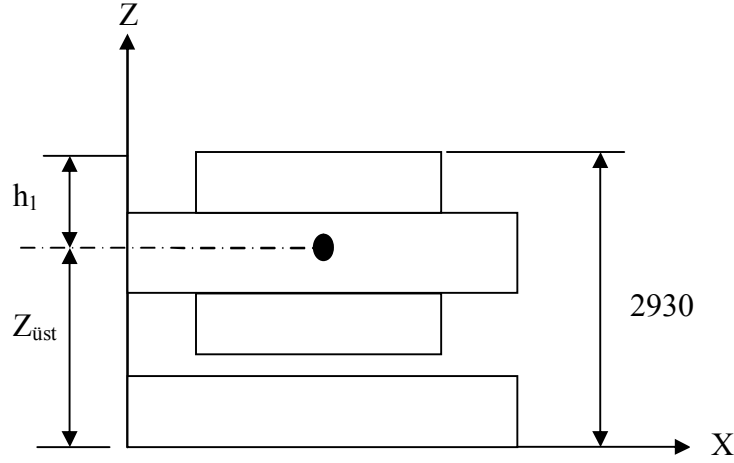
$$A_\varphi = 6.8759 * 10^{-7} \approx 0$$

bulunur. Görüldüğü gibi yatay ileri-geri öteleme hareketine ait yer değiştirme genliği ile baş-kıç vurma titreşim hareketine ait dönme genlik değeri sıfıra çok yakın bir değerdir ve sıfır kabul edilebilir. Bir başka deyişle yer değiştirme ve dönme oldukça küçük değerlere sahip olduğu için sistem dikkate değer bir yer değiştirme ve dönme yapmayacaktır.

#### 4.8.4.3 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 hesaplanabilir. Aşağıda hem bu hesabın nasıl yapılacağı hem de Şekil 4.23'te genlik hesaplanmasında kullanılan ölçüler gösterilmiştir.



**Şekil 4.23** : Baş-kıç vurma ve dönmeye ait genliklerin hesaplama ölçüleri

$$h_1 = (2.93 - 2.1823) = 0.7477$$

$$A_y \approx 0 \text{ (mm)}$$

$$A_\varphi \approx 0$$

Yatağın boyuna eksenini (Y eksenini) boyunca oluşacak en büyük yatay yer değiştirme miktarı:

$$(A_y)_{\text{maksimum}} = A_y + h_1 A_\varphi \quad (4.110)$$

$$(A_y)_{\text{maksimum}} = 0 + 0.7477 * 0$$

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





## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada makina yataklarının uygun koşullarda çalışması için nasıl modellenmesi gerektiği incelenmiş, sonrasında da gerçek bir dizel motorun makina yataklarının analitik modellenmesi yapılmış, sistemin gerekli dayanım hesaplamaları yapılarak, sorunsuz çalışıp çalışmayacağı kontrol edilmiştir.

### 5.1 Gemi Dizel Motor Test Yatağı Modellenmesi

Gemi dizel motor test yatağı hesaplamalarındaki temel amaç; dinamik zorlayıcı kuvvet ve momentlerin etkisi altındaki sistemin yapacağı harmonik titreşimin, çalışma koşullarında sistem için bir risk yaratıp yaratmayacağını belirlenmesi ve eğer bir risk öngörülürse de uygun modelleme ile bu riskin giderilmesidir.

Motor test yataklarında dayanım açısından en önemli zorlamalar yalnız düşey titreşim hareketinde, yalnız ileri – geri öteleme titreşim hareketinde, yalnız baş – kık vurma titreşim hareketinde ve bileşik ileri – geri ve baş – kık vurma titreşim hareketinde meydana gelmektedir.

Motor test yatağı, kireç taşı tabakasına 10 adet (5'erli 2 sıra) forekazıkla oturtulmuş olup, toprak yüzeyine yakın kısımda en altta yatak alt tablası, onun üzerinde 8 adet eski, 4 adet yeni üretim GERB firmasına ait yay ünitelerinin üzerine oturmuş vaziyette ve alt tabladan 90 mm yukarıda yer alan yatak üst tablası, onun üzerinde ise dinamometre ve dizel motor konulmuş vaziyette modellenmiştir.

Dinamometre yatak platformunun üzerine ve uzun kenarın olabildiğince ucuna yerleştirildiği kabul edilerek, yatak testi için platform üzerinde daha uzun dizel motorların test edilebilmesine imkan tanınmak istenmiştir. Sistem için olası sorun yaratabilecek uç durumlardaki motorun testi sonucunda zaten yatağın diğer motorlar için de dayanıklılığı koruyacağı görülmüş olur.

Test yatağında yatak testi uygulanması muhtemel gemi dizel motorları listesi bölüm 4.2'nin içerisinde verilmiştir. Testten geçirilecek motorlar içerisinde en uzun, en fazla silindire sahip, motor devri daha fazla olan MTU1163TB93 serisi gemi dizel

motoru titreşim hareketi nedeniyle yapısal zorlamaların düzeylerini saptamak üzere seçilmiştir.

Dinamometrenin yatak ucunda yer almasıyla platform alanında kazanılan boşluğa MTU1163TB93 serisi motor rahatlıkla sığabilmektedir. Dinamometre ile dizel motorun birbirine bağlanması için kullanılacak kaplin ya da kavramanın boyutları bilinemediği için hesaplamalar 2 ayrı durum için kritik edilmiştir. Bunlardan ilk durum motor ile dinamometrenin birbirine doğrudan bağlanması olup, diğer durum ise dinamometre sabitken motorun yatak platformu üzerinde konulabileceği en uzak noktaya konuşlandırılmasıdır. Hesaplamalar her 2 durum için de araştırılmıştır. Amacımız bu en uzak ve en yakın iki uç durumda sistemin durumunu incelemektir.

## 5.2 Gemi Dizel Motor Test Yatağı Test Sonuçları

Gemi dizel motor test yatağına ilişkin modelle aşaması bitirildikten sonra bu matematik modele ilişkin hesaplamaların modelimiz için bir risk yaratıp yaratmadığının incelenmesi gerekir.

Yatakla ilgili yapılan hesaplamaların ve incelemelerin sonucunda;

1. Test yatağı (beton alt tabla, beton üst tabla, dinamometre ve dizel motoru birlikte) toplam ağırlığının 2501.5 kN olacağı hesaplanmıştır. Forekazıklar aracılığıyla kireç taşına tüm sistemin uygulayacağı basınç  $753.9 \text{ kN/m}^2$  olup, bu değer kireç taşının dayanabileceği  $2000 \text{ kN/m}^2$  değerinden oldukça düşüktür. Dolayısıyla tüm sistemin statik dayanım açısından herhangi bir tehlikesi yoktur.

2. Test yatağı kireçtaşı tabakası üzerine yerleştirilecektir. Test yatağının oturduğu kireçtaşı tabakası yay gibi davranış sergileme özelliğine sahiptir. Yatağın alt ve üst beton tablaları arasında da GERB firmasına ait 8 adet eski 4 adet yeni yay ünitesi vardır. Bu nedenle test yatağını oluşturan tüm elemanlar titreşim açısından 2 kütle 2 yay sistemiyle modellenmiştir.

3. Test yatağının düşey yönde harmonik titreşim hareketine ait 2 doğal frekansı vardır. Bu doğal frekanslardan küçük olanı  $10.03 \text{ (s}^{-1}\text{)}$  ve büyük olanı ise  $42.02 \text{ (s}^{-1}\text{)}$  olarak hesaplanmıştır. 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  $9.33 \cdot 10^5$  kN olarak hesaplanmıştır. Bu kuvvetin aşağı-yukarı yönde sebep olacağı yer değiştirmelerin en büyük değeri ise 0.001 mm'dir. Yapısal güvenlik açısından düşey yer değiştirme genlikleri için sınır değer 0.15 mm olup, zorlayıcı kuvvetin yaratacağı düşey yer değiştirme genliği ihmal edilecek kadar küçüktür ( $0.001 \text{ mm} \ll 0.15 \text{ mm}$ ) ve yapısal açıdan herhangi bir tehlike doğurmamaktadır.

5. Test yatağının yatay yönde ve uzunlamasına ileri – geri harmonik öteleme hareketine ve ayrıca sistemin ağırlık merkezi etrafında dönerek harmonik baş – kık vurma hareketine yol açacak momentin en büyük genlik değeri  $4.1554 \cdot 10^6$  kNm olarak hesaplanmıştır. Sözü geçen harmonik momente ait en büyük genlik değeri dinamometre yatağın uzunlamasına bir ucundayken, MTU1163TB93 serisi motor ise karşısındaki diğer uca yerleştirilmiş durumdayken elde edilmiştir. Bu ekstrem duruma ait ve en büyük harmonik moment değerine karşılık tüm sistemin yani test yatağının yapacağı ileri – geri yer değiştirme ve baş – kık vurarak açısız 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.

### **5.3 Gelecekte Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler**

Yapılan tez çalışması ile motor test 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 analizi yapılarak, yapılan analizler karşılaştırılabilir. Böylelikle aynı yatağın farklı tipte

motorlar için davranışı analiz edilerek, yatağa uygun motor seçimi incelenebilir. Ayrıca, aynı motor test yatak sistemleri bilgisayar programları yardımıyla farklı metodlarla(Sonlu Elemanlar gibi) analiz edilebilir. Yapılan karşılaştırmalar hem yapılan olası hataları daha kolay ortaya çıkarabilir hem de sistemlerin daha iyi analiz edilmesini sağlayabilir. Bunun yanı sıra, tezde kullanılan beton yatak yerine farklı malzemelerde yataklar kullanılabilir. Farklı malzemeler için yapılacak analizler, sisteme en uygun malzemenin seçimini olanaklı kılar. Son olarak, daha dayanıklı ve daha ekonomik yataklar tasarlamak için gemi motor test yatak sistemlerinin optimizasyonu konusunda çalışmalar yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Srihivasulu, P., and Vaidyanathantata C. V.,** 1976: Handbook of Machine Foundations. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New Delhi.
- [2] **Barkan, D. D.,** 1962: Dynamics of Bases and Foundations. Mc Graw Hill Company. New York.
- [3] **Wang, Ruiping,** 2005: A study of vibration isolation of engine mount system. *Master of Science Thesis*. Concordia University, Montreal, Quebec, Canada.
- [4] **Palavan, Selim,** 1975: Pistonlu Makinalar Dinamiği. İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi. İstanbul.
- [5] **İleri, Hilmi,** 1968: Makine Elemanları Hesabı. Matbaa Teknisyenleri Basımevi. İstanbul.
- [6] **Kelly, S. Graham,** 1993: Fundamentals of Mechanical Vibrations. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New York.
- [7] **Mobley, R. Keith,** 1999: Vibration Fundamentals. Butterworth – Heinemann Publishing.
- [8] **Wowk, Victor,** 1991: Machinery Vibration: Measurement and Analysis. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd.
- [9] **Palavan, Selim,** 1961: Mekanik Titreşimler. Berksoy Matbaası. İstanbul
- [10] **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.
- [11] **Lee, Y – W, Lee, C – W,** 2002: Dynamic analysis and control of an active engine mount system. IMechE, *Journal of Automobile Engineering*, Part D, Vol. **216**, pp. 921 – 931.
- [12] **Beards, C. F.,** 1996: Structural Vibration: Analysis and Damping. John Wiley & Sons Inc. New York.
- [13] **Köse, R. Kubilay.,** 2004: Makina arızlarının belirlenmesinde titreşim analizi. *Mühendis ve Makina*. Cilt **45**, Sayı 538.
- [14] **Installation Data 396 TB84,94,** 1990. Marine Propulsion Plants, *Motoren und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH*, Friedrichshafen.



## **EKLER**

**EK A1:** Motor Test Yatağı Titreşim Hesabı MATLAB Bilgisayar Programı.

## EK A1

% Motor Test Yatagi Titresim Hesabi

% Motor devri  $N=1350$  rpm

% Acisal hiz  $W_m=2*PI*N/60$

% Otelenen ve donen kutleler  $M_{do}=54$ 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);
%

```

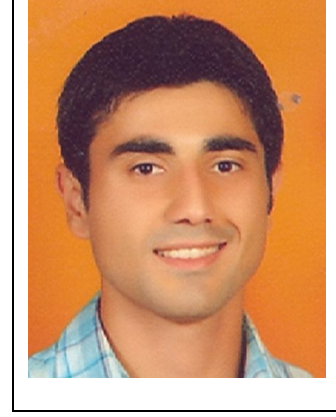
```

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;
```

## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad:** Hasan Üstün BAŞARAN

**Doğum Yeri ve Tarihi:** Üsküdar/İSTANBUL – 1985

**Adres:** Güven Mah. Menderes Cad. Hanzer Sok. 39/8 Güngören/İSTANBUL

**Lisans Üniversitesi:** İstanbul Teknik Üniversitesi

### **Yayın Listesi:**

- Başaran H. Ü., Ünsan Y., 2008: Gemi Boru Donanımlarında Gerilme Analizinin AutoPIPE Programı Yardımıyla İncelenmesi. *Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi*, Kasım 24 – 25, 2008 İstanbul, Türkiye.