T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PERVANE ŞAFT MODELİNİN DEĞİŞKEN DEVİRLİ TAHRİK ETKİSİNDE TİTREŞİM ANALİZİ

MEHMET BEŞİK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ.DR. EYUP BAĞCI

İSTANBUL, 2017

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PERVANE ŞAFT MODELİNİN DEĞİŞKEN DEVİRLİ TAHRİK ETKİSİNDE TİTREŞİM ANALİZİ

Mehmet BEŞİK tarafından hazırlanan tez çalışması 17.02.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Eyup BAĞCI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Eyup BAĞCI

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Uğur Buğra ÇELEBİ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Bilçen MUTLU

Marmara Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması esnasında yardımlarını esirgemeyen, her konuda yol gösterici olan çok değerli hocam Doç. Dr. Eyup BAĞCI' ya teşekkür ederim.

Tez çalışması için katkılarını eksik etmeyen hocam Prof. Dr. Fuat ALARÇİN'e, çalışma arkadaşlarım sayın Arş. Gör. Hakan DEMİREL ve Arş. Gör. Fatih Cüneyd KORKMAZ'a teşekkür ederim.

Her türlü üzüntü ve sevincimde yanımda olan değerli eşim Merve Nazik BEŞİK hanımefendiye ve varlıklarından her zaman güç aldığım sevgili aileme sonsuz teşekkür ederim.

Şubat, 2017

Mehmet BEŞİK

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ viii

ÇİZELGE LİSTESİ ix

ÖZET x

ABSTRACT xi

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 5
1.3 Hipotez 5

BÖLÜM 2

TEMEL TİTREŞİM KAVRAMLARI 6

2.1 Titreşim 6
2.2 Rezonans 7
2.3 Titreşimin Sisteme Etki Eden Zararları 8
2.4 Eğilme Titreşimleri 8
2.5 Burulma Titreşimleri 8
2.6 Analizi Yapılacak Sistemin Özellikleri 9

BÖLÜM 3

ŞAFTIN TİTREŞİM DEĞERLERİNİN ANALİTİK YÖNTEMLE ELDE EDİLMESİ 12

3.1 Şaftın Burulma Titreşimi Hesaplanması 12
3.2 Şaftın Eğilme Titreşimlerinin Hesaplanması 19

BÖLÜM 4

SAYISAL YÖNTEMLER ile ŞAFT TİTREŞİMLERİNİN HESABI 30

4.1 Burulma Titreşimlerinin Doğal Frekanslarının Yaklaşık Çözüm İle Elde Edilmesi 30
4.2 Eğilme Titreşimlerinin Doğal Frekanslarının Yaklaşık Çözüm İle Elde Edilmesi Ve Matlab-Simulink Programıyla Modellenmesi 32

BÖLÜM 5

ŞAFT YATAKLARINDA YAPILAN ÖLÇÜMLER 37

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER 45

KAYNAKLAR 47

EK-A

MATLAB-SIMULINK DIYAGRAMI 49

ÖZGEÇMİŞ 50

SİMGE LİSTESİ

M	Burulma momenti
m	Kütle
d	Şaft çapı
r	Şaft yarıçapı
L	Şaft uzunluğu
θ	Açısal yer değiştirme
ω	Açısal hız
f	Frekans
k_b	Yay burulma katsayısı
J_p	Pervanenin kütlesel atalet momenti
J_m	Motorun kütlesel atalet momenti
G	Kayma modülü
k	Lineer yay katsayısı
$\ddot{x}$	İvme
ω_n	Doğal frekans
$X_{\max}$	Genlik
$F_{\max}$	Maksimum zorlayıcı kuvvet
$M_{\max}$	Maksimum zorlayıcı moment
J	Kütlesel atalet momenti
I_P	Polar atalet momenti
ψ	Faz farkı
ω	Açısal hız
A	Şaft kesit alanı
EI	Eğilme rijitliği
ρ	Yoğunluğu
$W_{pervane}$	Motorun kütlesel atalet momenti
r_p	Pervane yarıçapı
m_p	Pervanenin kütlesi

KISALTMA LİSTESİ

Hz	Hertz
Kw	Kilowatt
m	Metre
Rpm	Round per minute
sec	Saniye
T_{itme}	Statik itme
SHP	Şaft gücü

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Örnek titreşim ölçüsü 4
Şekil 2. 1 Rezonans eğrisi 7
Şekil 2. 2 Kullanılan motorun katalog bilgileri 9
Şekil 2. 3 Analizi yapılacak olan sistemin üstten görünüşü 10
Şekil 2. 4 Analizi yapılacak olan sistemin yandan görünüşü 10
Şekil 2. 5 Analizi yapılacak olan sistemin şematik gösterimi 11
Şekil 3. 1 Şaftın burulma modeli 12
Şekil 3. 2 Yataklamaların serbest cisim diyagramları 13
Şekil 3. 3 Sarkaç deneyi şematik gösterimi 16
Şekil 3. 4 L uzunluğundaki bir kirişin eğilmesi 20
Şekil 3. 5 Kirişten alınan hayali dx diferansiyel elemanı 21
Şekil 3. 6 “dx“ diferansiyel elemanına etkiyen kuvvet ve momentler 21
Şekil 3. 7 Şaftın sol sınır şartı 24
Şekil 3. 8 Şaftın sağ sınır şartı 25
Şekil 4. 1 Sistemin fiziksel modeli 32
Şekil 4. 2 *MATLAB-Simulink* modeli için 1.yatak için yer değişimi 35
Şekil 4. 3 *MATLAB-Simulink* modeli için 2.yatak için hız değişimi 35
Şekil 4. 4 *MATLAB-Simulink* modeli için 2.yatak için yer değişimi 36
Şekil 4. 5 *MATLAB-Simulink* modeli için 2.yatak için hız değişimi 36
Şekil 5. 1 Kullanılan ivme ölçerler 37
Şekil 5. 2 eDAQ 8 kanallı yüksek dayanımlı veri toplama cihazı 38
Şekil 5. 3 eDAQ cihazı ile sistem bağlantısı 38
Şekil 5. 4 15 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 39
Şekil 5. 5 35 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 40
Şekil 5. 6 50 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 40
Şekil 5. 7 35 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 41
Şekil 5. 8 Pervanesiz sistemin ivmeölçer bağlantıları 41
Şekil 5. 9 Pervanesiz sistem için 15 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 42
Şekil 5. 10 Pervanesiz sistem için 35 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 42
Şekil 5. 11 Pervanesiz sistem için 50 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 43
Şekil 5. 12 Pervanesiz sistem için 65 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1) 43

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4. 1 Birinci tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler 31
Çizelge 4. 2 İkinci tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler 31
Çizelge 4. 3 Üçüncü tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler 31
Çizelge 4. 4 Dördüncü tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler 32
Çizelge 6. 1 Analizler sonucunda ulaşılan frekans değerleri 45

ÖZET

PERVANE ŞAFT MODELİNİN DEĞİŞKEN DEVİRLİ TAHRİK ETKİSİNDE TİTREŞİM ANALİZİ

Mehmet BEŞİK

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç.Dr. Eyup BAĞCI

Titreşim analizi sistemler açısından gerek dizayn aşamasında gerekse çalışmaları esnasında önem arz eden bir analiz türü olup, sistemin ömrünün belirlenmesinde kritik bir rol oynar.

Titreşim analizi ile temel maksat sistemin tabii frekans değerine ulaşabilmek ve hangi frekans aralığında sistemin nasıl davranacağını önceden görebilmektir. Böylelikle sistemin amacına uygun şekilde çalışması ve ekonomik ömrünü titreşim yönünden sorunsuz tamamlaması hedeflenir.

Gemiler bütün olarak ele alındığında şaft sistemleri ana titreşim kaynağı olarak gösterilmektedir. Şaft sisteminin titreşim analizi yapılarak, geminin denizcilik özelliği arttırılıp uygun çalışma devir aralıklarının saptanması mümkün olmaktadır.

Yapılan çalışmada değişken devirli elektrik motoru ile tahrik edilen iki noktadan yataklanmış şaft modeli üzerinde sayısal yöntemler, analitik çözüm, matematik model ve ivmeölçer vasıtasıyla titreşim analizi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Zorlanmış titreşim, mil yatak sistemleri, tahrik mili, ivmeölçer

ABSTRACT

VIBRATION ANALYSIS OF A DRIVE SHAFT PROTOTYPE WITH EXPOSE OF VARIANT-POLE ELECTRIC MOTOR

Mehmet BEŞİK

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Eyup BAĞCI

Vibration analysis is an essential analysis type for both the design stage and during system operation. It also has a critical role for determining system's lifetime.

The main aim of the vibration analysis is to find out system's natural frequency and to figure out how the system will react between the appointed frequency interval. Thus with accurate analysis of systems result in for both; to operate properly and complete economic life.

Shaft systems can be taken the main vibration source for the ship when the ships deal with a subject entirely. It is possible with making vibration analysis of shaft systems to improve seakeeping of ships and to determine appropriate revolution interval of engine.

At this study, a drive shaft prototype with expose of variant-pole electric motor is analysed for vibration with the following ways; analytical solution, numerical solution, mathematical model and accelerometer measurement.

Keywords: Forced vibration, shaft bearing systems, drive şaft, accelerometer

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Gemiler tasarımları itibariyle çok sayıda sistemi (hareket sistemleri, elektrik sistemleri, soğutma sistemleri gibi) bünyesinde barındıran yapılardır. Araştırmaların kademeli olarak ilerlemesi ve gelişmesi sonucunda gemilerin inşa sürecinden evvel ön tasarım hesaplarının yapılması ve üretim süreçlerinin detaylı analizlerle ortaya konması önem arz etmektedir.

Ön tasarım konularından bir tanesi de titreşim analizidir. Gemilerde oluşan titreşimin kaynakları genel olarak ikiye ayrılabilir. Bunlardan birincisi iç kaynaklar olarak adlandırabileceğimiz; gemi ana makinesi, şaft ve pervane gibi gemi sevk sistemleri aksamlarıdır. Temelde güç iletim elemanlarının bağlantı noktalarındaki yataklamalarının kusursuz yapılamaması, eksendeki kaçıklıklar gibi durumlar titreşime sebep olur.

Diğer bir titreşim kaynağı ise geminin seyrettiği deniz koşullarının etkisi yahut gemideki yüklerin dengesiz olarak yüklenmesi olarak ifade edebileceğimiz dış kaynaklardır.

Gemi için titreşim en aza indirgenmesi istenilen bir bünye özelliğidir. Titreşimin oluşum sebebi, kütle atalet kuvvetleri ile dış kuvvetlerin sisteme etkisine karşılık olarak, sistemin bu kuvvetlere verdiği tepkidir.

Sanayi inkılâbından önce sistemler genellikle büyük kütleli ahşap veya taş malzemeden oluşmaktaydı. Sanayi devrimiyle birlikte önceden kullanılan büyük kütleli rijit elemanlar yerine mukavemeti bunlara eşdeğer ancak daha hafif ve elastik malzemeler

kullanılmıştır. Yine bu dönemle birlikte sistemler daha büyük zorlayıcı dış kuvvetler ve momentler etkisinde çalıştırılmaya başlanmıştır. Bu sistemlerin elastisitesinin daha yüksek olması buna karşın daha büyük kuvvet ve momentler altında olması sistemlerin titreşim yönünden toleransı daha düşük özellikte oluşunu meydana getirmiştir [1].

Genel olarak bir sistemin titreşimlerini incelemek ve gerekli tasarım değişikliğini yaparak koruyucu tedbirler almak, titreşim yönünden mevcut olan kötü bir sistemin iyileştirilmesinden daha kolaydır. Dolayısıyla, sistemler henüz tasarım aşamasında genel bir titreşim analizine tabi tutulur ve titreşimleri kabul edilebilir tolerans aralığında olacak şekilde tasarlanır [1].

En az bir serbestlik derecesi olan sistemin yine en az bir adet tabii frekansı vardır. Herhangi bir sistemin maruz kaldığı zorlayıcı kuvvetlerin frekansı değişkenlik gösterebilir. Zorlayıcı kuvvet frekansının sistemin tabii frekansıyla çakışması durumunda ise rezonans denilen hadise meydana gelir. Rezonansın sistemi tahrip etkisi olduğundan dolayı henüz tasarım aşamasında ön hesaplamalarda bu durumun oluşmasını engelleyecek tedbirler alınır.

Şaft titreşimleri değerlendirilirken kullanılan yöntemlerden biri olan analitik yöntem ile analiz yapılırken aşağıdaki hususlara riayet edilir.

- Analizi yapılacak sistemin fiziksel modeli oluşturulur.
- Oluşturulan fiziksel modelin matematiksel modeli çıkarılır.
- Diferansiyel denklem oluşturularak sistemin hareket denklemi elde edilir.

Diferansiyel denklemlerle elde edilecek yer değiştirme, hız, ivme ve doğal frekans bilgileri ile analitik çözüm elde edilir.

Bu adımlardan sonra sınır ve başlangıç koşulları varsa onlardan da yararlanılarak sistemin yer değiştirme denklemi, titreşim şekillerini ortaya koyan titreşim modları ve doğal frekanslar elde edilir. Analitik yöntemlerle çözüm yapılırken çeşitli şartlara ve hassasiyet durumuna göre ayrık veya sürekli sistem modellemesi yapılır.

Eğer titreşim modelinin serbestlik derecesi sonlu ise buna ayrık sistem modeli, serbestlik derecesi sonsuz ise modele sürekli sistem modeli adı verilir [1].

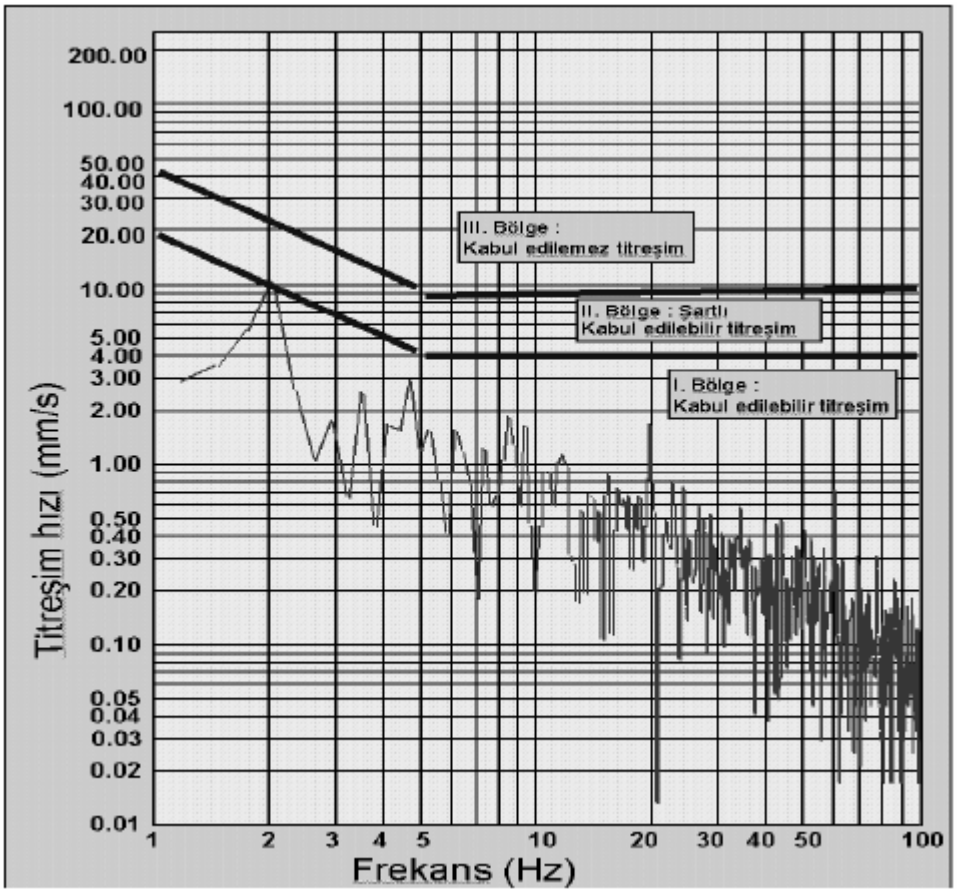
Sistem türünün sürekli sistem veya ayrık sistem olması modellemenin nasıl yapıldığı konusunda fikir vermektedir.

Birçok güncel mühendislik problemlerinde ise tam çözüm elde edilmesi mümkün değildir. Bu durumlarda sayısal yaklaşımlar kullanılarak yaklaşık çözüm elde etme yoluna gidilir. Moaveni (1999) yaptığı çalışmada sonlu farklar ve sonlu elemanlar metotları sayısal yaklaşımların bunların en yaygın sınıflandırmalarıdan olduğunu vurgulamıştır [2].

Titreşim özelliği gösteren sistemlerde ise Dunkerley, Rayleigh ve Holzer metotları sıkça kullanılan yöntemlerdendir. Bunun yanında özellikle karmaşık sistemlerde analitik hesap yerine deneysel veya nümerik hesaplama yöntemi kullanılmaktadır.

Deneysel yönteme başvurulduğunda sisteme sensörler yerleştirilerek analiz türüne göre birtakım veriler sistemden çekilir ve bunlar uygun yazılımlar yardımıyla deney hedefine uygun olan zaman veya frekans düzleminde elde edilir. İvme ölçerler yaygın olarak kullanılan sensör tiplerindendir.

Titreşim analizi gemilerin de araştırma konularından birisi olup gemilerin inşası ve onarımı esnasında tersaneler ile armatörler arasında yapılan iş şartnamesinde yaygın olarak kulanılmaktadır. Bahsedilen duruma uygun olarak hazırlanan bir örnek Şekil 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1. 1 Örnek titreşim ölçüsü (Ünsal vd.[3])

Bu grafikte titreşim frekans düzleminde incelenmektedir. Gemi seyir tecrübelerinde titreşim kayıtları alınır ve frekans düzleminde incelenir. Her güç kademesinde titreşimlerin 1. bölgede kalması istenmektedir. Gemiler için kritik öneme sahip şaft sistemlerinin titreşim ölçümleri ile doğal frekanslar belirlenir. Son aşamada ise titreşimlerin standartlara uygunluğu kontrol edilir.

Ünsan vd. (2005) havuz ve gemi seyir tecrübelerinde şaft gücünü ve şaft yataklarından straingage yardımıyla ölçüm almıştır. Elde ettiği ölçüm sonuçlarını frakans düzlemine geçerek standartlarla karşılaştırmıştır. Titreşim analizinin önemine vurgu yapmıştır [3].

İnsel vd. (1999) Kırklareli gemisinin seyir tecrübelerinde geminin şaft yataklarından elde edilmiş ivme değerlerinin zaman eksenli ölçümleri kaydedilmiş ve daha sonra frekans düzleminde konum, hız ve ivme değerlerini standartlarla karşılaştırmıştır [4].

Wariko vd. (1992) sistem doğal frekansının tespitinde analitik yöntem ile sonlu elemanlar yaklaşımını birleştiren bir metodu ortaya koymuşlardır [5].

Low (2003) modelleme yaklaşımı olarak noktasal kütle ile modellenmiş şaftlarda eğilme titreşimleri için yaklaşık yöntem ile analitik çözümü mukayese etmiştir [6].

Huang vd. (2010) yüksek açısal hızla dönen Euler kirişinin serbest titreşim analizini gerçekleştirmiştir [7].

Wiedemann (2006) Euler kirişi için sınır şartı olmaksızın kiriş bünyesindeki eğilme titreşimlerini incelemiştir [8].

Jurevichius vd. (2007) ivme ve yer değiştirme algılayıcıları, sinyal yükselticisi, veri elde edicisi kullanarak ortalama değer teoremi yardımıyla makine şaft titreşimlerini frekans ve zaman düzleminde tetkik etmişlerdir. Yapılan analizlerle titreşim kaynağının şaft yataklamasındaki dengesizlik olduğu tespit edilmiştir [9].

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada önce titreşimin fiziki olarak terimleri açıklanıp model şaft sisteminin doğal frekansları ve yer değiştirme ifadeleri analitik ve yaklaşık yöntemle hesap edilecektir. Daha sonra sistemin fiziksel modelinden matematiksel modeline geçilerek MATLAB-Simulink vasıtasıyla sistemin zorlayıcı kuvvete cevabı incelenecektir. Son alarak ise yapılan bu hesaplamalarla bulunan değerler, ivmeölçer kullanılarak gerçekleştirilecek deneyle elde edilen ivme değerleriyle karşılaştırılacaktır.

1.3 Hipotez

Önceki başlıkta bahsedilen analitik, sayısal ve deneysel yöntem ile titreşim modlarının analizi yapılabilir ve henüz dizayn aşamasında hesaplanması sağlanabilir.

BÖLÜM 2

TEMEL TİTREŞİM KAVRAMLARI

Bu bölümde titreşim temel kavramlarından bahsedilerek konuya çalışmaya temel oluşturulacaktır.

2.1 Titreşim

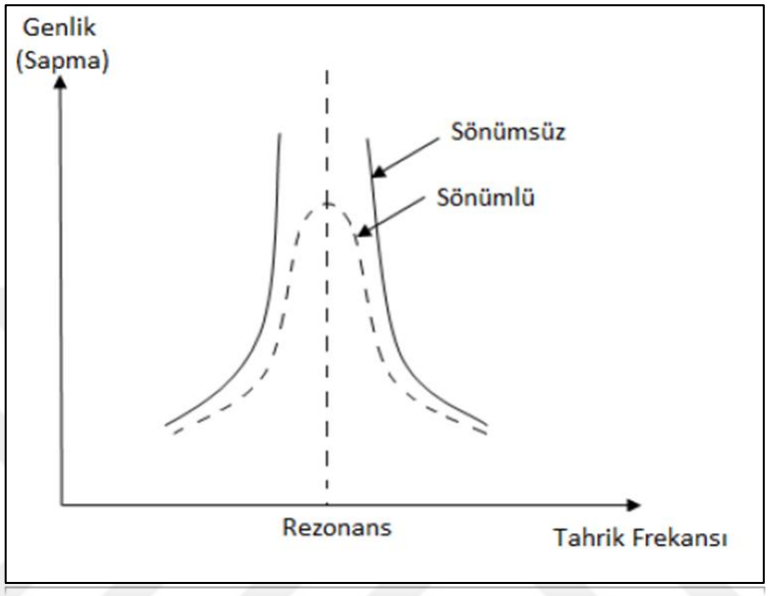
Herhangi bir cismin belirli zaman aralıklarında kendini tekrar eden hareket ya da salınım yapması o cismin titreşim halinde olması olarak adlandırılır [1]. Sistemler doğası gereği denge halini bozacak bir kuvvet ortaya çıkarsa, bu durumda denge halini koruma eğilimi gösterir. Bu eğilim sistemin titreşim yapmasına neden olur. Başka bir deyişle titreşim sistemin denge haline ulaşmak için kendisine uygulanan kuvvetlere verdiği tepkidir [10].

Makineler çalışırken hareketli parçalarında meydana gelen titreşimler zamanla parçalarda aşınmalara ve şekil değişimlerine, yataklarda boşluklara ve eksen kaçıklıklarına sebep olmaktadır. Titreşimin farkı modlarının ortaya çıkması halinde ise sisteme aşırı yük binerek kalıcı bünyesel zararların ortaya çıkmaktadır.

Bir sistem hareketi belli bir zaman aralığında tekrar ediyorsa titreşim yapıyor olarak adlandırılır [11]. Titreşim hareketinin tanımlanması genlik ve frekans üzerinden yapılır. Genlik, titreşim hareketi yapan sistemin denge halinden olan en çok uzaklığını, frekans ise birim zamanda meydana gelen salınım adedini ifade etmektedir. Titreşim sırasıyla deplasman, hız ve ivmenin zamana bağlı değişimleri üzerinden anlatılmaktadır [10].

2.2 Rezonans

Rijit olmayan sistemler prensip olarak en az bir adet doğal frekansa sahiptir. Sistemin maruz kaldığı zorlayıcı etkinin de çeşitli frekanslarda olabilmesi mümkündür. Eğer bu zorlayıcı etkinin frekansı sistemin doğal frekansı ile çakışacak olursa ortaya rezonans denilen kararsızlık durumu ortaya çıkar.



Şekil 2. 1 Rezonans eğrisi (S.S. Rao [12])

Rezonans halinde sistemde ortaya çıkan titreşim ile oluşacak tahribat artar. Eğer sönümleyici sistemler kullanılırsa oluşacak tahribat kuvveti indirgenir. Bu durumun önüne geçmek için sistem özelliği olan doğal frekans ile uygulanan kuvvetin frekansının eşit ya da yakın olmaması gerekmektedir. Şaft sisteminin titreşim karakteri ayrıca pervanenin devrine ve kanat sayısına bağlıdır.

2.3 Titreşimin Sisteme Etki Eden Zararları

Sistemler tolerans limitleri dahilinde titreşime karşı koyarak sağlıklı bir şekilde çalışmasını sürdürür. Ancak bu limitlerin aşılması durumunda sistem tasarım amacını yerine getiremeyecek şekilde zarar görür. Clarence (2006) yapmış olduğu çalışmada sistemin rezonans bölgesine girmesi halinde rezonans altı ya da üstü bölgede olması farketmeksizin parçalarda deformasyonlar meydana geldiğini belirtmiştir [13].

Ayrıca bu durum iş ve enerji kaybına yol açmaktadır. Bu yüzden sistem mutlaka titreşimin zararlı etkilerinden arındırılarak uygun titreşim aralığına getirilmelidir.

2.4 Eğilme Titreşimleri

Şaftlar rijit cisimler değillerdir, dolayısıyla k yaylanma katsayısına sahip olarak olarak modellenirler. Şaft üzerinde bulunan dönel elemanlar imalat hatası, dengesizlik problemi, eksen kaçıklığı gibi sebeplerden teorik olarak şaft ile aynı eksende tam olarak bulunamamaktadır. Buna göre ortaya $F = m.e.w^2$ büyüklüğünde bir kuvvet ortaya çıkarak şaft üzerinde bir eğilme kuvvetine ve şekil değiştirme etkisine sebep olur. Öte yandan şaftın özelliğinden kaynaklanan $F = k.y$ kuvveti oluşarak şaftın dönmesine sebep olur. Bu hareketler de eğilme titreşimini meydana getirir [14].

Şaftlarda meydana gelen eğilme titreşimleri yer değiştirme, hız ve ivme değerlerinin yataklamalardan yapılan ölçümler ile elde edilmesi mümkündür. Bu ölçümler ile rezonans durumuna neden olan frekansların tespit edilmesi amaçlanır.

2.5 Burulma Titreşimleri

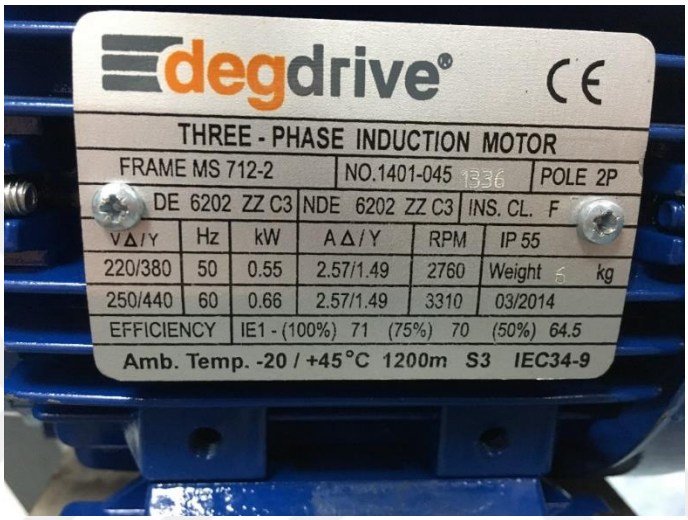
Şaftlarda dönel elemanlar yer almaktadır. Bunların sahip oldukları atalet kuvvetleri şaftın dönme hareketine karşı bir direnç meydana getirerek burulma titreşimine sebep olur.

Maurice (2000) gerçeklleştirdiği çalışmayla yataklarda oluşan burulma titreşiminin, eğilme titreşimine göre daha zor anlaşıldığını, dolayısıyla burulma titreşiminin beklenmedik anda yıkıcı sonuçlar verebileceğini belirtmiştir. Bundan dolayı gerekli rezonans kontrollerinin yapılması ihmal edilmemelidir [14].

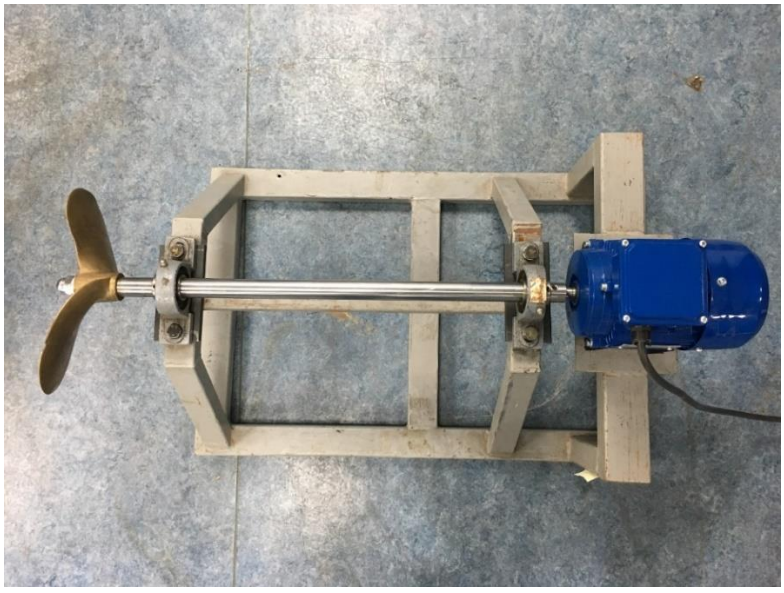
Burulma titreşimlerinde açısal yer değiştirme ve hız değişimleri kontrol edilmeli ve bu değerlerin belli sınırlar içinde olması gerektiği unutulmamalıdır.

2.6 Analizi Yapılacak Sistemin Özellikleri

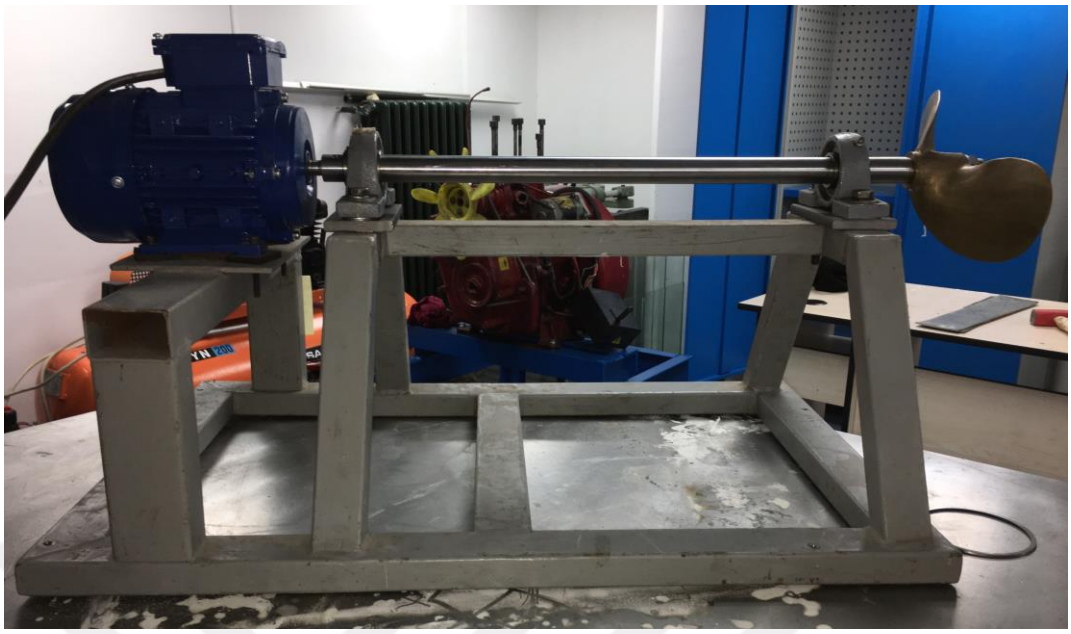
Bu çalışma da 0,55 kW gücünde, 220 V AC değişken devirli asenkron monofaz bir motor hız kontrol birimi entegreli Şekil 2.2' de gösterilen elektrik motoru tarafından Şekil 2.3 ve Şekil 2.4' de ifade edilen tek kademeli ve iki yerden yataklanmış şaft vasıtasıyla tahrik ettiği iki kanatlı bir pervaneden oluşan sistemin titreşim analizi yapılacaktır. Sistem hız değiştirici devre yardımıyla farklı devirlerde tahrik edilerek, titreşim modları incelenecektir.



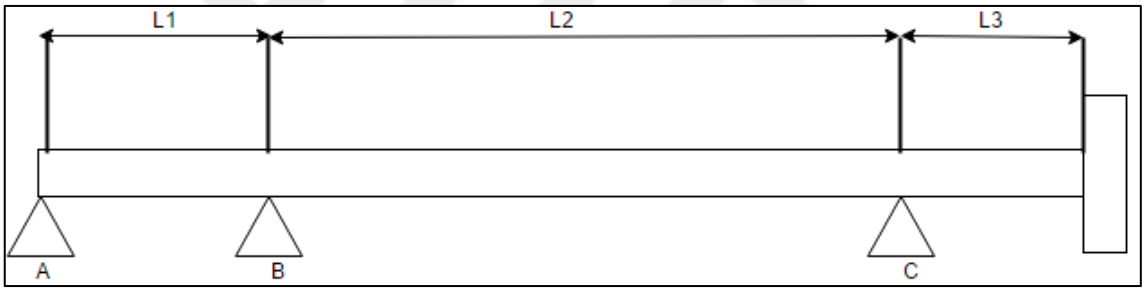
Şekil 2. 2 Kullanılan motorun katalog bilgileri



Şekil 2. 3 Analizi yapılacak olan sistem üstten görünüşü



Şekil 2. 4 Analizi yapılacak olan sistem yan görünüşü



Şekil 2. 5 Analizi yapılacak olan sistemin şematik gösterimi

Bu çalışmada kullanılan Şekil 2.5' de şematik olarak gösterilen pervane , şaft ve motora ait değerler aşağıdaki gibidir.

$d_{şaft} = 0,025m.$

$L_1 = 0,5m.$

$L_2 = 0,456m.$

$L_3 = 0,045m.$

$W_{pervane} = 1,165N$

$E_{şaft} = 203,4.10^9 N/m^2$

$G_{şaft} = 80.10^9 N/m^2$

$n = 3000(rpm)_{nominal}$ değişken devirli

$P = 0,55kw$

$M_{B\max} = 9550.\frac{P}{n} = 9550.\frac{0,55}{3000} = 1,75Nm$

$P_{şaft} = 7850\frac{kg}{m^3}$

$A = \pi r^2 = 49078.10^{-8} m^2$

$r_p = 0,14m.$

Yukarıda bahsedilen sisteme ait temel veriler kullanılarak titreşim analizi farklı durumlar için değerlendirilecek ve grafiklerle gösterilecektir.

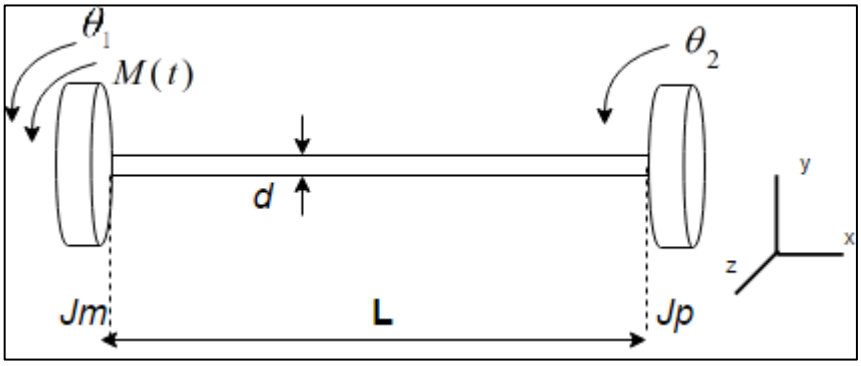
BÖLÜM 3

ŞAFTIN TİTREŞİM DEĞERLERİNİN ANALİTİK YÖNTEMLE ELDE EDİLMESİ

Bu kısımda sistemin eğilme ve burulma titreşimleri belli kabuller yapılarak değerlendirilecektir.

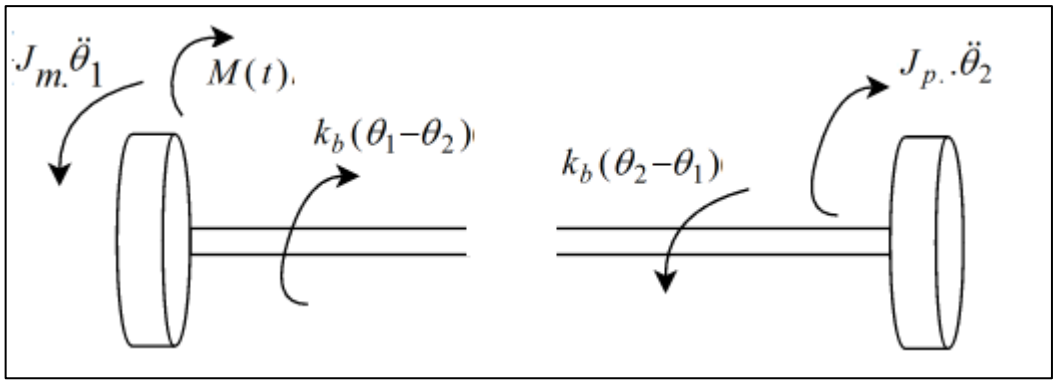
3.1 Şaftın Burulma Titreşimi Hesaplanması

Bu çalışmada burulma titreşimleri açısından sistem ayrık olarak modellenmiştir. Bu modellemeye göre pervane ve motorun x, y, z eksenlerinden sadece x ekseni etrafında dönel hareket yaptığı kabul edilmiştir. Buna göre sistemin serbestlik derecesi ikidir. Fiziksel gösterimi Şekil 3.1' de gösterilmiştir.



Şekil 3. 1 Şaftın burulma modeli

Her iki yataklama için serbest cisim diyagramı Şekil 3.2' deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 3. 2 Yataklamaların serbest cisim diyagramları

$\theta_1 > \theta_2$ kabulü ile

$$J_m.\ddot{\theta}_1(t)+k_b.\theta_1(t)-k_b.\theta_2(t)=M(t) \tag{3.1}$$

$$J_p.\ddot{\theta}_2(t)+k_b.(\theta_2(t)-.\theta_1(t))=0 \tag{3.2}$$

$$\begin{bmatrix} J_m & 0 \\ 0 & J_p \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1(t) \\ \ddot{\theta}_2(t) \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} k_b & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \theta_1(t) \\ \theta_2(t) \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} M(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{3.3}$$

(3.1) ve (3.2) denklemlerinin durum uzay formu (state-space) (3.3)' deki gibidir.

Bunlardan kütle atalet matrisi $[J]=\begin{bmatrix} J_m & 0 \\ 0 & J_p \end{bmatrix}$,

Rijitlik matrisi $[K]=\begin{bmatrix} k_b & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix}$,

Zorlayıcı moment denklemi $\{M\}=\begin{Bmatrix} M(t) \\ 0 \end{Bmatrix}$,

Açısal ivme vektörü $\{\ddot{\theta}(t)\}=\begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1(t) \\ \ddot{\theta}_2(t) \end{Bmatrix}$,

Açısal yer değiştirme vektörü $\{\theta(t)\}=\begin{Bmatrix} \theta_1(t) \\ \theta_2(t) \end{Bmatrix}$

ile ifade edilerek denklem aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[J]\{\ddot{\theta}(t)\}+[K]\{\theta(t)\}=\{M(t)\} \tag{3.4}$$

Sistemin burulmadaki doğal frekansının belirlenmesinde sistemden zorlayıcı moment etkisi çıkarılarak (sıfır kabul edilerek) çözüm yapılır.

$$[J]\{\ddot{\theta}(t)\}+[K]\{\theta(t)\}=\{0\} \tag{3.5}$$

$$\{\theta(t)\}=\{\theta_{\max}\}\cos(w_n t) \tag{3.6}$$

$\{\theta_{\max}\}$ burulma genlik vektörüdür. Denklem (3.6)' dan hareketle açısal ivme aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\{\ddot{\theta}(t)\}=-w_n{}^2.\{\theta_{\max}\}.\cos(w_n.t) \tag{3.7}$$

Denklem (3.6) ve (3.7) denklem (3.5)' de yerine koyulduğunda,

$$-w_n{}^2[J]\{\theta_{\max}\}\cos(w_n t)+[K]\{\theta_{\max}\}\cos(w_n t)=\{0\} \tag{3.8}$$

elde edilir. $\cos(w_n t)$ terimleri sadeleştirilirse,

$$\left[[K]-w_n{}^2[J]\right]\{\theta_{\max}\}=\{0\} \tag{3.9}$$

elde edilir. [K] ve [J] matrisleri (3.9)'da yerine konulursa,

$$\begin{pmatrix} k_b - J_m.w_n{}^2 & -k_b \\ -k_b & k_b - J_p.w_n{}^2 \end{pmatrix}\begin{Bmatrix}\theta_1\\ \theta_2\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}0\\0\end{Bmatrix} \tag{3.10}$$

elde edilir. Bu çalışmada denklemin triviyal çözümü incelenmemiştir. Bu nedenden kaynaklı soldaki katsayılar matrisinin determinantının sıfır olması gerekmektedir [16].

$$\det|\Delta|=0$$

$$(-J_m.w_n{}^2+k_b).(k_b--J_p.w_n{}^2)-k_b{}^2=0$$

$$-J_m.w_n{}^2.k_b+J_m.J_{p.}w_n{}^4+k_b{}^2-J_p.w_n{}^2.k_b-k_b{}^2=0$$

$$w_n{}^2(-J_m.k_b+J_m.J_{p.}w_n{}^2-J_p.k_b)+k_b{}^2-k_b{}^2=0$$

Gerekli determinant işlemi yapılarak gruplandırma yapıldığında (3.11) elde edilir.

$$w_n^{\,2}(-J_m.k_b + J_m.J_{p.}w_n^{\,2} - J_p.k_b) = 0 \tag{3.11}$$

Denklem (3.11)' in köklerinden birisi $w_{n1} = 0$ 'dır. (3.12)

Denklem (3.11)' in diğer kökü ise (3.13)' ün çözümüyle elde edilir.

$$-J_m.k_b + J_m.J_{p.}w_n^{\,2} - J_p.k_b = 0 \tag{3.13}$$

$$w_{n2}^{\,2} = \left(\frac{\left(J_m + J_p\right).k_b}{J_m.J_p} \right) \tag{3.14}$$

$$w_{n2} = \sqrt{\frac{\left(J_m + J_p\right).k_b}{J_m.J_p}} \tag{3.15}$$

olarak elde edilir.

$$k_b = \frac{G.I_p}{L} = \frac{\pi G d^4}{32L} \tag{3.16}$$

d: şaftın çapı

L: şaft uzunluğu

G: kayma modülüdür.

Şaftın burulma yay katsayısı,

$$k_b = \frac{\pi(80.10^9)(25.10^{-3})^4}{32.(0,551)} = 5567,998 \frac{kg.m^3}{rad.s^2} \tag{3.17}$$

olarak bulunur.

Mil olarak modellendiğinde pervane atalet momenti;

$$J_p = \frac{2}{3}.(\frac{1,165}{9,81}).(0.14)^2 = 1,55.10^{-3} kg.m^2 \tag{3.18}$$

Disk olarak modellendiğinde ise;

$$J_p = \frac{1}{2}.m_p.r_p^{\,2} = \frac{1}{2}.(\frac{1,165}{9,81}).(0,14)^2 = 1,16.10^{-3} kg.m^2 \tag{3.19}$$

değerleri elde edilir.

Atalet momenti tespitinde Şekil 3.3' de gösterilen sarkaç deneyi başvurulan bir yöntemdir. Bu yönteme göre pervane merkezine eşit uzaklıktan bağlanan bir iple düz

bir şekilde asılır. Daha sonra pervaneye açısal salınımlar yaptırılarak bu salınımların periyodu saniye cinsinden ölçülür ve belli bir formül ile hesaplamalar yapılır [17].

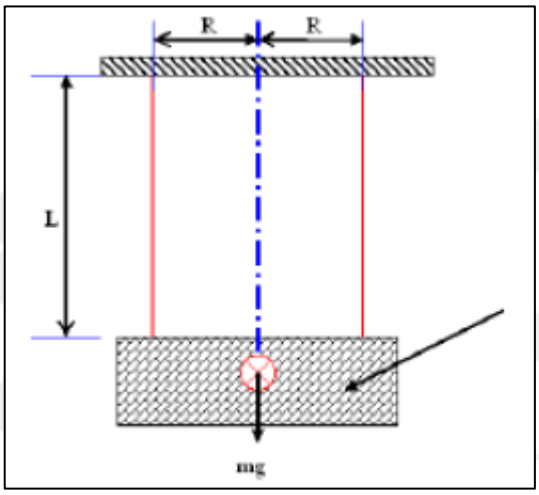
Denklem (3.18) ve (3.19)' da formüllerde yer alan ifadeler şu şekildedir.

J_P : pervanen kütlesel atalet momenti

T_n : salınım periyodu

R: pervane ağırlık merkezinden olan uzaklık

L: pervanenin asılmış olduğu telin boyudur.



Şekil 3. 3 Sarkaç deneyi şematik gösterimi

Bu yaklaşım ile pervanenin ölçümleri alınarak;

$R = 0,35m$

$L_{tel} = 0,3m$

$t_1 = 14,1sn., t_2 = 14,15sn., t_3 = 14,06sn.$

olarak bulunmuştur. Bu değerlerin ortalaması alınarak $t_n = 14.1sn.$ elde edilmiştir. Buna göre periyod,

$$T_n = \frac{t_n}{3} = 4.7sn. \tag{3.20}$$

olarak bulunur. Bu periyod değeri (3.16)' da yerine konulursa,

$$J_p = \left(\frac{4,7}{2\pi}\right)^2 . \frac{(1,165).(0,035)^2}{0,3} = 2,66.10^{-3} kg.m^3 \quad (3.21)$$

elde edilir.

Bu sonuçlar neticesinde üç farklı metodla bulunan pervane atalet momenti değerlerinin ortalaması alınarak,

$$J_p = 1,79.10^{-3} kg.m^2 \quad (3.22)$$

olarak elde edilir.

Rotor momenti J_m ise;

$J_m = \frac{1}{2}\left(\frac{0,63}{9,81}\right)(0,02)^2 = 1,22.10^{-5} kg.m^2$ disk olarak kabul edilirse,

$J_m = \frac{2}{3}\left(\frac{0,63}{9,81}\right)(0,02)^2 = 1,71.10^{-5} kg.m^2$ mil olarak kabul edilirse,

$J_m = \frac{(1,22+1,71)}{2}.10^{-5} = 1,495.10^{-5} kg.m^2$ ortalaması alındığında elde edilir.

Hesaplanan J_m, J_k, k_b değerleri (3.15) denkleminde yerine konulduğunda,

$$w_{n2} = \sqrt{\frac{\left(J_m + J_p\right).k_b}{J_m.J_p}} = \sqrt{\frac{(179+1,495).10^{-5}}{179.1,495.10^{-10}}.(5567.988)} = 19378 rad/sn. = 3084 Hz.$$

değerine ulaşılır. Zorlayıcı momentin frekansı,

$$w = \frac{\pi.n}{30} = \frac{\pi.2800}{30} = 293,2 rad/sn. \quad (3.23)$$

olarak hesaplanır.

Sistemin burulma doğal frekans değerleri hesaplamış olduğumuz değerin üzerindedir. Buna göre sistem rezonans üstü bölgede çalışmaktadır.

Genel doğal frekans denklemine göre ($w_n = \sqrt{\frac{k_b}{J}}$) sistemin kütlesel atalet momenti küçüldükçe sistemin doğal frekans değeri artar. Yapılan çalışmadan kullanılan pervane

ve motorun kütlesinden kaynaklı atalet momenti, şaft burulma atalet momentinden büyük olduğu için yüksek bir doğal frekans değerine ulaşılmıştır.

Sistemin sönümsüz zorlanmış titreşim hareketi yaptığı kabulüyle analiz yapıldığında (3.3) numaralı eşitlik çözümünde aşağıdaki kabul yapılır ve sisteme uygulanan zorlayıcı kuvvet harmonik olduğundan sistemin cevabı da harmonik olur.

$$\{\theta(t)\} = \{\theta\}.\cos(wt) \tag{3.24}$$

$$\{\ddot{\theta}(t)\} = -w^2.\{\theta\}.\cos(wt) \tag{3.25}$$

Bu ifadede;

$\{\theta\} = \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}$ zorlayıcı moment genlikleri vektörü,

$\{\theta(t)\} = \begin{Bmatrix} \theta_1(t) \\ \theta_2(t) \end{Bmatrix}$ açısal yer değiştirme vektörü,

$\{\ddot{\theta}(t)\} = \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1(t) \\ \ddot{\theta}_2(t) \end{Bmatrix}$ açısal ivme vektörüdür.

(3.24) eşitliği zorlayıcı moment etkisine sistemin cevabıdır. Bu denklemde bilinmeyen parametre açısal genlik vektörüdür. (3.3) denkleminde (3.24) ve (3.25) yerine konulduğunda ifade şu hale gelir.

$$-w^2.[J].\{\theta\}.\cos(wt) + [K].\{\theta\}.\cos(wt) = \{M\}.\cos(wt) \tag{3.26}$$

Gerekli sadeleştirmeler ve düzenlemeler yapılırsa,

$$\left[[K] - w^2.[J]\right].\{\theta\} = \{M\} \tag{3.27}$$

(3.27)) denkleminin her iki tarafı soldan $\left[[K] - w^2.[J]\right]^{-1}$ çarparsak ifade sadeleşerek,

$$\{\theta\} = \left[[K] - w^2.[J]\right]^{-1}.\{M\} \tag{3.28}$$

bulunur.

$$\left[\left[K\right]-w^2.\left[J\right]\right]^{-1}=\left[T(w)\right] \tag{3.29}$$

dersek, $\left[T(w)\right]$ matrisine reseptans matrisi denir (McConnel [18]).

Denklem (3.29), (3.27)' de yerine konulursa,

$$\left\{\theta\right\}=[T(w)].\left\{M\right\} \tag{3.30}$$

olarak elde edilir.

Elektrik motorunun gücü $P=0,55kw$, $n=3000(rpm)_{no\min al}$ değerleri kullanılarak $M_{B\max}=9550.\frac{P}{n}=9550.\frac{0,55}{3000}=1,75Nm$ değeri hesap edilir.

[K], [J] matrisleri ve {M} vektörleri ile ω değeri 3.24 de yerine konulursa ve matris işlemleri MATLAB yardımıyla çözülürse zorlanmış moment etkisine sistemin yanıtı,

$\left\{\theta(t)\right\}=\begin{Bmatrix}-0,0072\\-0,0072\end{Bmatrix}.\cos(293,2.t)$ olur.

Bu sonuç incelendiğinde sistemin cevabı olan genlik değerlerinin yakın olduğu görülür. Bu ise kütlesel atalet moment değerlerinin birbirine yakın olmasından kaynaklanır. Sistemin, pervanenin olduğu kısım ankastre mesnetli kabul edilmiştir. Diğer kısmının da motorun kütlesel atalet momentinin oluştuğu bir kiriş olarak modellenebileceği sonucuna ulaşılmıştır.

3.2 Şaftın Eğilme Titreşimlerinin Hesaplanması

L_1 ve L_2 olarak başta ifade edilen değerlerin, şaftın yarıçapına oranı yüksek olduğundan şaftın rijit olduğu kabulü yapılarak eğilme titreşimi yapmadığı kabul edilmiştir. Bu durumda şaftın B yatağı ile pervane arasında kalan kısım bir serbestlik dereceli sistem olarak kabul edilirse yay katsayısı,

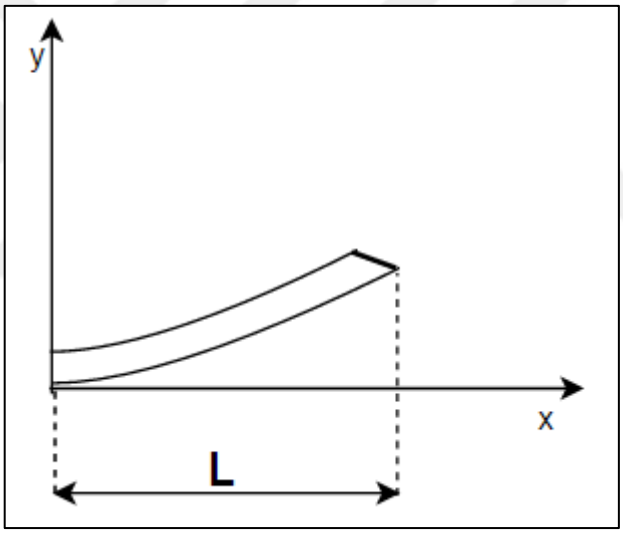
$$k=\frac{3.E.L}{L^3}=\frac{3.(2,034.10^{11}).(1,9.10^{-8})}{0.05^3}=912.10^5\frac{N}{m}=91,2.10^3\frac{N}{mm}$$

olarak elde edilir. Pervanenin 1 mm'lik değişimi için uygulanması gereken maksimum kuvvetin 1/100000 mertebesinde olmasından dolayı, şaftın A ve B yataklarının arasında

kalan kısmın,burulma titreşimi yapmadığı sadece eğilme titreşimi yaptığı kabul edilerek hesaplamaya devam edilir.

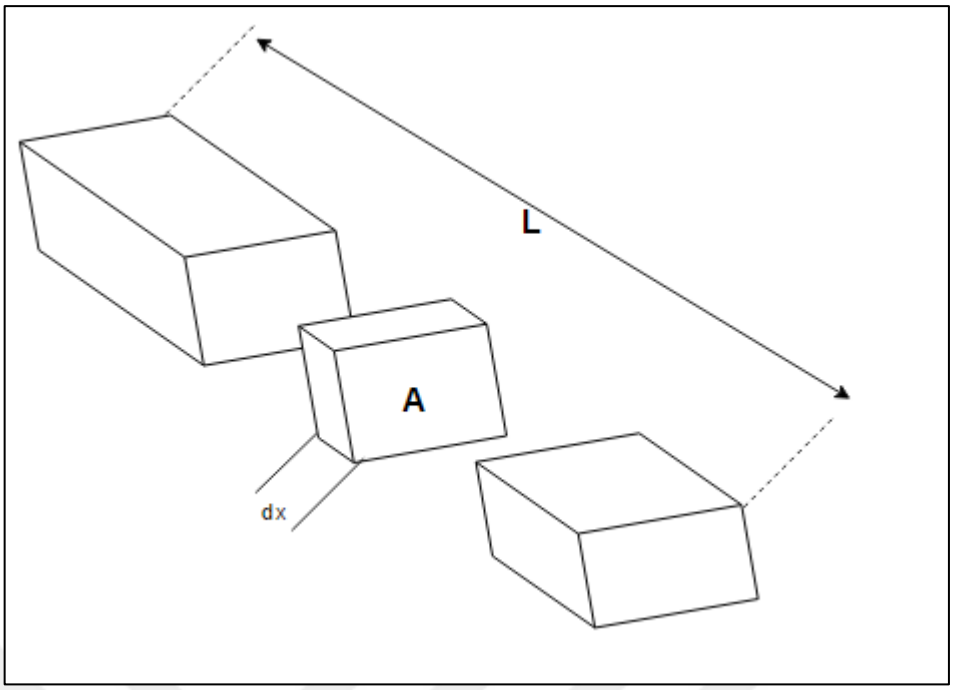
Bu hesaplama yapılırken Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılarak şaftın tabii frekansları ve deplasman ifadeleri bulunacaktır. Bahsi geçen teorem aşağıda verilen kabullerle uygulanabilmektedir [19].

- Burulma yoktur.
- Eğilme devam ederken kesitlerde değişim yaşanmamaktadır.
- Dönel eylemsizlik momenti yoktur.
- İncelenen eksen dışında eğilmeler yoktur.
- Sistemin sönüm elemanı yoktur.

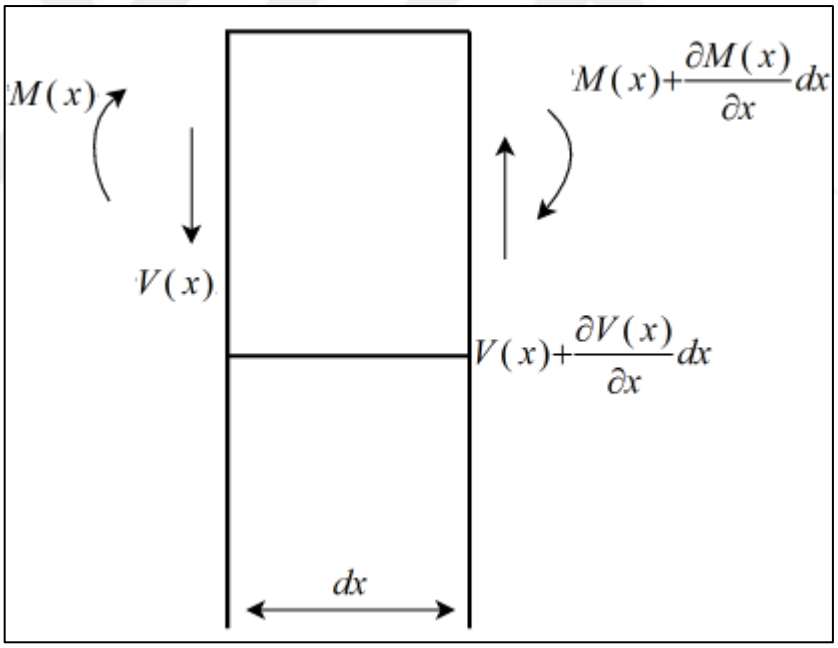


Şekil 3. 4 L uzunluğundaki bir kirişin eğilmesi

Şekil 3.5’ de uzunluğu L kesit alanı A olan bu kirişten alınan dx diferansiyel elemanının öteleme ve dönme hareketini hesabı için kuvet ve moment diyagramları Şekil 3.6’ da gösterilmiştir.



Şekil 3. 5 Kirişten alınan hayali dx diferansiyel elemanı



Şekil 3. 6 Diferansiyel elemanına dx etkiyen kuvvet ve momentler

Buna göre kuvvet ve moment denklemleri yazıldığında,

$$\rho.A.dx.\frac{\partial^2 y(x.t)}{\partial t^2} = -V(x) + \left[V(x) + \frac{\delta V(x)}{\delta x}.dx \right] \tag{3.31}$$

$$\rho.A.\frac{\partial(\partial y(x.t)}{\partial t^2} = \frac{\delta V(x)}{\delta x}.dx \tag{3.32}$$

$$\rho.A.dx.\frac{\partial^2 y(x.t)}{\partial t^2} = -M(x) + [M(x) + \frac{\partial M(x)}{\partial x}.dx] + V(x).dx + \frac{1}{2}.\frac{\partial V(x)}{\partial x}dx^2 = 0 \tag{3.33}$$

$dx^2 \cong 0$ kabulüyle (3.28)' deki haliyle ifade edilir.

$$V(x) \cong \frac{\partial M(x)}{\partial x} \tag{3.34}$$

Daha sonra (3.32) denkleminde yerine konulursa,

$$\rho.A.\frac{\partial^2 y(x.t)}{\partial t^2} = -\frac{\partial^2 M(x)}{\partial x^2} \tag{3.35}$$

elde edilir. Moment etkisiyle oluşan eğrilik ilişkisi şu şekildedir;

$$\frac{M(x,t)}{E.I} = \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \Rightarrow \frac{\partial^2 M(x,t)}{\partial x^2} = E.I\,\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} \tag{3.36}$$

Bu eşitlik (3.31)'te yerine konulursa,

$$\rho.A.\frac{\partial^2 y(x.t)}{\partial t^2} + E.I\,\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = 0 \tag{3.37}$$

denklemi elde edilir. Bu ifade $a = \sqrt{\frac{E.I}{\rho.A}}$ ile tekrar düzenlenirse,

$$\frac{\partial^2 y(x.t)}{\partial t^2} + a^2.\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = 0 \tag{3.38}$$

denklemi olarak bulunur. Bu denklem Euler-Bernoulli kiriş teorisinin diferansiyel denklemi olarak adlandırılır. Yapılmış olan kabuller tüm kiriş modellerinde geçerlidir. Elde edilen bu denklem çözülerek yer değiştirme ifadesi kabulü yapılır. Buna göre denklem;

$$y(x,t) = Y(x).(E.\cos(wt) + F.\sin(wt)) \tag{3.39}$$

olarak bulunur. Yer değiştirme ifadesinin bulunması için geçerli çözüm kabulü yapılarak (3.36) denkleminde yerine konulduğunda,

$$\left[-w^2.Y(x)+a^2.\frac{d^4}{dx^4}(Y(x))\right].(E.\cos(wt)+F.\sin(wt))=0 \tag{3.40}$$

olarak bulunur. Bu denklemi daha sade halde yazarsak,

$$\left[\frac{d^4Y(x)}{dx^4}-\left(\frac{w}{a}\right)^2.Y(x)\right]=0 \tag{3.41}$$

Denklem (3.41) ifadesi x bağımsız değişkenine bağlı adi diferansiyel denklemdir. Bu denklem hesaplanırken aşağıdaki çözüm kabulü yapılarak sonuca ulaşılır.

$Y(x)=e^{\lambda x}$, (λ integrayon sabiti olmak üzere)

ifadesi çözüm kabul edilerek (3.33) denkleminde yerine konulursa,

$$\left(\lambda^4-\left(\frac{w}{a}\right)^2\right).e^{\lambda x}=0 \tag{3.42}$$

eşitliği elde edilir. $e^{\lambda x}\neq 0$ olduğundan ötürü,

$$\left(\lambda^4-\left(\frac{w}{a}\right)^2\right)=0\Rightarrow\lambda^4=\left(\frac{w}{a}\right)^2$$

Buna göre λ değerleri sırasıyla,

$$\lambda_1=\sqrt{\frac{w}{a}},\lambda_2=-\sqrt{\frac{w}{a}},\lambda_3=i.\sqrt{\frac{w}{a}},\lambda_4=-i\sqrt{\frac{w}{a}}$$

olarak bulunur. ($i^2=-1$ olmak üzere)

Elde edilmiş kök değerlerine göre çözüm oluşturulursa,

$$Y(x)=c_1.e^{\sqrt{\frac{w}{a}}.x}+c_2.e^{-\sqrt{\frac{w}{a}}.x}+c_3.e^{i.\sqrt{\frac{w}{a}}.x}+c_4.e^{-i.\sqrt{\frac{w}{a}}.x} \tag{3.43}$$

$$Y(x)=A.\cos(\sqrt{\frac{w}{a}}.x)+B.\sin(\sqrt{\frac{w}{a}}.x)+C.\cosh(\sqrt{\frac{w}{a}}.x)+D.\sinh(\sqrt{\frac{w}{a}}.x) \tag{3.44}$$

elde edilir. (3.44) eşitliği üstte verilen kabullere göre ele alınan kirişler için geçerli çözümleri vermektedir. Ele alınan problemin sınır şartlarına, başlangıç koşullarına göre ω değeri bulunarak A,B,C,D değerlerine ulaşılması mümkündür.

Denklem (3.44)' deki Y(x) ifadesi ve türevlerinin fiziksel olarak karşılıkları sırasıyla ifade edilmiştir.

$y(x)$: Kirişin y eksenindeki çökme miktarı

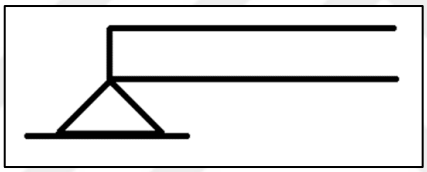
$\frac{dy(x)}{dx}$: Kirişin eğimi

$E.I.\frac{d^2y(x)}{dx^2}$: Kirişin eğilme momenti

$E.I.\frac{d^3y(x)}{dx^3}$: Kirişin kesme kuvveti

$E.I.\frac{d^4y(x)}{dx^4}$: Kirişe etkiye yayılı yük

Şaftın Sol Sınır Şartları



Şekil 3. 7 Şaftın sol sınır şartı

Şaftın sol sınırında x=0 noktasında,

$Y(0) = 0$

$\ddot{Y}(0) = 0$

$$Y(0) = A.\cos(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) + B.\sin(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) + C.\cosh(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) + D.\sinh(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) = 0 \quad (3.45)$$

$A + C = 0$

$$\ddot{Y}(0) = \frac{w}{a}.\left(-A.\cos(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) - B.\sin(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) + C.\cosh(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) + D.\sinh(\sqrt{\frac{w}{a}}.0) \right) = 0 \quad (3.46)$$

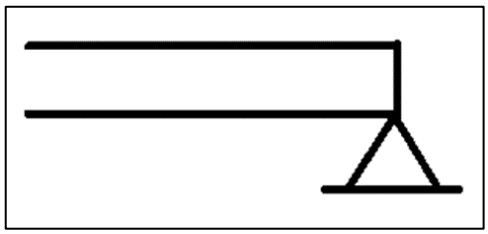
$\frac{w}{a}.(-A + C) = 0$

(3.45) ve (3.46)' dan $A = C = 0$ elde edilir. Buna göre (3.45) eşitliği,

$$Y(x) = B.\sin\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.x\right) + D.\sinh\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.x\right) \tag{3.47}$$

Buna göre sınır şartı (3.47)' deki gibi yazılır.

Şaftın Sağ Sınır Şartları



Şekil 3. 8 Şaftın sağ sınır şartı

Şaftın diğer ucu olan x=L noktasında,

$$Y(L) = 0$$

$$\ddot{Y}(L) = 0$$

$$Y(L) = B.\sin(\sqrt{\frac{w}{a}}.L) + D.\sinh(\sqrt{\frac{w}{a}}.L) = 0 \tag{3.48}$$

$$\ddot{Y}(L) = \frac{w}{a}.\left(-B.\sin(\sqrt{\frac{w}{a}}.L) + D.\sinh(\sqrt{\frac{w}{a}}.L)\right) = 0 \tag{3.49}$$

$$w \neq 0 \Rightarrow \left(-B.\sin(\sqrt{\frac{w}{a}}.L) + D.\sinh(\sqrt{\frac{w}{a}}.L)\right) = 0 \tag{3.50}$$

(3.49) ve (3.50) denklemleri beraber çözülürse,

$$2.D.\sinh\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.L\right) = 0 \tag{3.51}$$

elde edilir. (3.51)' de ve $w \neq 0$ olduğundan $\sinh\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.L\right) \neq 0$ olur buna göre $D = 0$ sonucu bulunur. Bu durumda (3.48) ifadesi sade olarak şu şekilde yazılabilir.

$$Y(x) = B.\sin\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.x\right) \tag{3.52}$$

Elde edilen bu eşitlik sağ sınır şartına göre,

$$Y(L) = B.\sin\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.L\right) = 0 \tag{3.53}$$

Denklem (3.53)' de $B \neq 0$ olmak durumundadır. Tersi durumda (3.53) çözüm kabulümüz sıfır olur. Buna göre,

$$\sin\sqrt{\frac{w}{a}}.L = 0 \tag{3.54}$$

elde edilir. Bulunan eşitliğe göre çözümler,

$$\sqrt{\frac{w}{a}}.L = k.\pi \tag{3.55}$$

Koşullarında sağlanır. Eşitlik düzenlenirse sistemin tabii frekans değerleri,

$$w_k = \frac{a}{L^2}.k^2.\pi^2, k = 1,2,...,\infty \tag{3.56}$$

olarak bulunur. Sistemler için doğal frekans sayısı sistemin serbestlik derecesi sayısına eşittir. Bu durumda ele alınan sistem sürekli sistem olarak kabul edilir bulunan tabii frekans sayısı bu yüzden sonsuz sayıdadır.

$$E = 29,5.10^6 Pa = 203,4.10^9 \frac{N}{m^2}$$

$$I = 1,9.10^{-8} m^4$$

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$A = 49078.10^{-8} m^2$$

Değerleri $y(x,t) = Y(x).(E.\cos(wt) + F.\sin(wt))$ denkleminde yerine konulduğunda,

$$a = \sqrt{\frac{203,4.10^{9}.1,9.10^{-8}}{7850.49078.10^{-8}}} = 31,6\frac{m^2}{s}$$

$$w_k = \frac{31,6}{(0,456)^2}.k^2.\pi^2 = 151,96.(k\pi)^2\frac{rad}{s}, k = 1,2,3,...,\infty \quad (3.57)$$

$$f_k = \frac{w_k}{2\pi} = \frac{151,96}{2}.k^2\pi = 75,98k^2\pi = 238,6.k^2 Hz., k = 1,2,3,...,\infty \quad (3.58)$$

bulunur.

$k = 1 \Rightarrow f_1 = 237,6Hz.$

$k = 2 \Rightarrow f_2 = 921,4Hz.$

$k = 3 \Rightarrow f_3 = 2960,4Hz.$

Sistemin öz fonksiyon ifadesini yazarsak;

$$Y(x) = B.\sin\left(\sqrt{\frac{w}{a}}.x\right) = B.\sin\frac{k\pi x}{L}, k = 1,2,3,...,\infty$$

Sistem için k değerine göre birden fazla tabii frekans ve öz fonksiyon olduğundan dolayı denklem şöyle yazılırsa,

$$Y_k(x) = \sum_{k=1}^{\infty} B_k.\sin\left(\frac{k\pi x}{L}\right) \quad (3.59)$$

haline gelir. Bu ifade sistemin titreşim karakterini ortaya koyan sistem öz fonksiyonudur. Öz fonksiyondan kasıt ayrık sistemlerin çözümünde yer alan mod vektörleridir. Denklem (3.39)'da da yerine konulursa ifade şöyle olur,

$$y(x.t) = \sum_{k=1}^{\infty}\sin\left(\frac{k\pi x}{L}\right).(E_k.\cos(w_k.t) + F_k.\sin(w_k.t)) \quad (3.60)$$

E_k ve F_k sabitleri başlangıç koşullarına göre hesaplanır.

t=0 anında,

$$y(x,0)=\sum_{k=1}^{\infty}\sin(\frac{k\pi x}{L}).(E_k.\cos(w_k.0)+F_k.\sin(w_k.0))=\sum_{k=1}^{\infty}E_k.\sin(\frac{k\pi x}{L}) \tag{3.61}$$

$$\dot{y}(x,0)=\sum_{k=1}^{\infty}w_k.F_k.\sin\frac{k\pi x}{L} \tag{3.62}$$

Olduğu kabulüyle (3.52) eşitliği, $E_k=0$ sonucunu ortaya koyar. Eğer t=0 anında sol sınır noktasından r metre kadar uzaklıkta bulunan uzunluğu p kadar olan şaft elemanına bir çubuk ile vurularak V_0 ilk hızının verildiği kabul edilirse başlangıç şartları $y=0,\dot{y}=V_0$ olur.

$(r-\frac{s}{2}<x<r+\frac{s}{2})$ aralığı için,

$$V_0=\sum_{k=1}^{\infty}w_k.F_k.\sin\left(\frac{k\pi x}{L}\right) \tag{3.63}$$

yazılır, ve sonsuz toplam ifadesini hesaplarsak,

$$\int_0^L w_k.F_k.\sin\left(\frac{k\pi x}{L}\right).\sin\frac{k\pi x}{L}dx=\int_{r-\frac{s}{2}}^{r+\frac{s}{2}}V_0.\sin\left(\frac{k\pi x}{L}\right)dx \tag{3.64}$$

$$F_k=\frac{2V_0L}{k\pi Lw_k}.\sin\left(\frac{k\pi c}{L}\right).\left(2.\sin\left(\frac{k\pi s}{2L}\right)\right) \tag{3.65}$$

$$y(x,t)=\frac{4V_0}{k\pi}.\sum_{k=1}^{\infty}\frac{1}{w_k}.\sin(\frac{k\pi c}{L})\sin(\frac{k\pi x}{L}).\sin(w_kt).\sin\left(\frac{k\pi s}{2L}\right) \tag{3.66}$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade kiriş modeline göreçubuğun vurma etkisiyle şaftın hareketinin hangi anda nerde olduğu bilgisini vermektedir. Diğer bir deyişle yer değiştirme ifadesidir.

BÖLÜM 4

SAYISAL YÖNTEMLER İLE ŞAFT TİTREŞİMLERİNİN HESABI

Burulma titreşimleri için Holzer metodu kullanılacaktır.

Eğilme titreşimleri için ise matematik model oluşturularak *MATLAB-Simulink* paket programı yardımıyla yer değiştirmeler çizdirilecektir.

4.1 Burulma Titreşimlerinin Doğal Frekanslarının Yaklaşık Çözüm İle Elde Edilmesi

Bu kısımda kullanılacak olan yöntem holzer metodudur. Önce tahmini bir doğal frekans değeri seçilir, peşinden şaftın açısal yer değiştirmesi $\theta_1 = 1$ alınır. Yer değiştirmelerin karşılıklı etkileşimi ve bunların oluşturacağı harici tork değeri hesaplanarak bu değerin sıfıra yakınsaması istenir. Eğer harici tork değeri sıfıra yakınsıyorsa ilk seçilen tahmin doğal frekans değeri sistemin tabii frekansına yaklaşık olarak kabul edilir [20].

(3.10) ifadesi uyarınca;

$$\theta_2 = \theta_1 - \frac{w^2}{k_{B?}}.J_M.\theta_1 \qquad (4.1)$$

yazılır. $k_b = 5567{,}988\,\frac{N.m}{rad}$ olarak hesap edilmişti.

Denklem (4.1)'e göre tahmini doğal frekans değeri $w = 14000\,\frac{rad}{s}$ ve $\theta_1 = 1$ alınırsa

Çizelge 4.1; $w = 24000\,\frac{rad}{s}$ ve $\theta_1 = 1$ alınırsa Çizelge 4.2 elde edilir.

Çizelge 4.1 Birinci tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler

i	J_1	θ_1	$J_1.\theta_1$	$\sum J_1.\theta_1$	w^2/k	$\left(w^2/k\right).\sum J_1.\theta_1$
$i=1$	$1,495.10^{-5}$	1	$1,495.10^{-5}$	$1,495.10^{-5}$	103448	$1,547$
$i=2$	$1,79.10^{-3}$	$-0,547$	$-0,00098$	$-0,00096$		

Çizelge 4.2 İkinci tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler

i	J_1	θ_1	$J_1.\theta_1$	$\sum J_1.\theta_1$	w^2/k	$\left(w^2/k\right).\sum J_1.\theta_1$
$i=1$	$1,495.10^{-5}$	1	$1,495.10^{-5}$	$1,495.10^{-5}$	35201	$0,526$
$i=2$	$1,79.10^{-3}$	$0,474$	$0,00085$	$-0,0001$		

Elde edilen bu iki çizelgeye göre,

$$\frac{0,00096}{24000-w}=\frac{0,0001}{w-14000}$$

İfadesi çözülürse $w=14943\frac{rad}{s}$ değeri bulunur.

Bu kez $w=14943\frac{rad}{s}$ ve $\theta_1=1$ seçilirse Çizelge 4.3 elde edilir.

Çizelge 4.3 Üçüncü tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler

i	J_1	θ_1	$J_1.\theta_1$	$\sum J_1.\theta_1$	w^2/k	$\left(w^2/k\right).\sum J_1.\theta_1$
$i=1$	$1,495.10^{-5}$	1	$1,495.10^{-5}$	$1,495.10^{-5}$	40103	$0,526$
$i=2$	$1,79.10^{-3}$	$0,474$	$0,00085$	$0,00073$		

Bu defa ifade şu hale gelir. $\frac{0,00096}{24000-w}=\frac{0,00073}{w-14943}$

İfadesi çözülürse $w=18855\frac{rad}{s}$ değeri bulunur.

Bu kez $w = 18855 \frac{rad}{s}$ ve $\theta_1 = 1$ seçilirse Çizelge 4.4 elde edilir.

Çizelge 4.4 Dördüncü tahmini tabii frekans ile elde edilen değerler

i	J_1	θ_1	$J_1.\theta_1$	$\sum J_1.\theta_1$	w^2 / k	$\left(w^2 / k\right).\sum J_1.\theta_1$
$i=1$	$1,495.10^{-5}$	1	$1,495.10^{-5}$	$1,495.10^{-5}$	63489	0,955
$i=2$	$1,79.10^{-3}$	0,045	0,00008	0,00010		

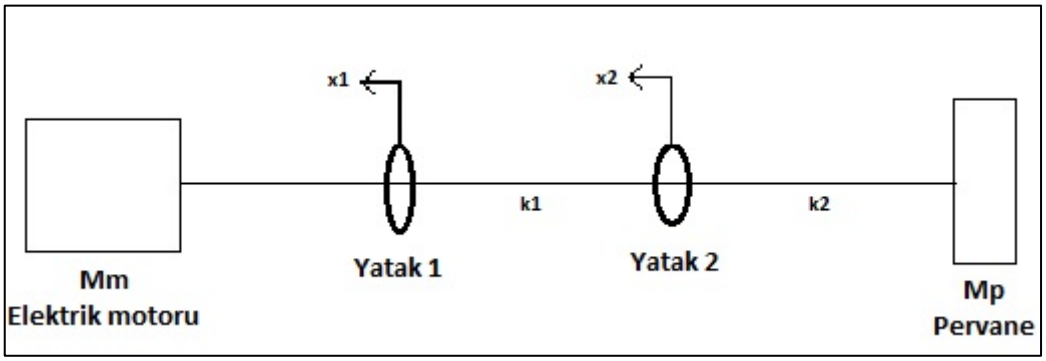
Son olarak $\frac{0,0098}{24000-w} = \frac{0,0001}{w-18855}$ ifadesi çözülürse, $w = 19340 \frac{rad}{s}$ değeri bulunur.

Buna göre zorlanmış titreşim değeri $w = 19340 \frac{rad}{s} = 3078,056 Hz.$ olarak bulunur.

Yapılmış olan üç kademeli interpolasyon işlemi ve iteratif adımlarla bulunan tabii frekans değeri daha önce hesaplanan analitik değerle mukayese edilmesi durumunda, hata oranı $\frac{19378-19340}{19378} = 0,000196 \simeq 0,0002 = \%0,2$ olarak bulunur.

4.2 Eğilme Titreşimlerinin Doğal Frekanslarının Yaklaşık Çözüm İle Elde Edilmesi Ve Matlab-Simulink Programıyla Modellenmesi

Bu kısımda sistemin fiziksel modeli oluşturularak matematik modeline geçilir. Matematik modelin peşinden diferansiyel denklem oluşturularak hareket denklemi çekilir.Hareket denkleminden hareketle doğal frekans ve yer değiştirme değerlerine ulaşılır (Korkmaz, [21]).



Şekil 4. 1 Sistemin fiziksel modeli

Fiziksel modelden hareketle şekilde verilmiş olan pervane şaft sisteminin matematiksel modelinin elde edilmesi için aşağıda ifade edilen Langrange denklemleri kullanılır.

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial KE}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial KE}{\partial q_i} + \frac{\partial PE}{\partial q_i} = 0 \tag{4.2}$$

$$KE = \frac{1}{2} M_p . x_p{}^2 + \frac{1}{2} M_m . x_m{}^2 \tag{4.3}$$

$$PE = \frac{1}{2} k_1 (x_p - x_m)^2 + \frac{1}{2} k_2 x_m{}^2 \tag{4.4}$$

Genelleştirilmiş koordinatlar cinsinden hareket denklemleri,

$$M_p . \ddot{x}_p + k_1 . (x_p - x_m) = T_{itme} \tag{4.5}$$

$$M_r . \ddot{x}_m - k_1 . (x_p - x_m) + k_2 . x_m = 0 \tag{4.6}$$

bu şekilde bulunur. Denklemde yer alan itme kuvveti, geminin sabit olarak bağlı olması halinde maksimum motor gücünde elde edilen itme kuvvetidir. İtme kuvveti hesabı şöyledir;

$$T_{itme} = 409{,}1 . (SHP . D)^{0{,}67} \tag{4.7}$$

Amprik formülüyle bulunur [22].

T_{itme} : Statik itme (Newton)

SHP : Şaft gücü (N.m/s)

D : Pervane çapı (m)

Ana makine,şaft frekans ve yer değğiştirme değerlerini bulmak için hareket denkleminde trigonometrik dönüşüm kabulü yapılarak yerine konulur.

$$x_p = x_p \sin(\omega t + \phi) \tag{4.8}$$

$$\dot{x}_p = \omega . \dot{x}_p \cos(\omega t + \phi) \tag{4.9}$$

$$\ddot{x}_p = -\omega^2 . x_p \sin(\omega t + \phi) \tag{4.10}$$

$$x_m = x_m \sin(\omega t + \phi) \tag{4.11}$$

$$\dot{x}_m = \omega . \dot{x}_m \cos(\omega t + \phi) \tag{4.12}$$

$$\ddot{x}_m = -\omega^2.x_m \sin(\omega t + \phi) \quad (4.13)$$

Elde edilen ifadeler denklem (4.5) ve (4.6)' da yerine konuldupu takdirde,

$$M_p.(-\omega^2.x_p \sin(\omega t + \phi)) + k_1(x_p - x_m).\sin(\omega t + \phi) = T_{itme} \quad (4.14)$$

$$M_m.(-\omega^2.x_p \sin(\omega t + \phi)) + k_1.(x_m - x_p).\sin(\omega t + \phi) + k_2.x_m.\sin(\omega t + \phi) = 0 \quad (4.15)$$

ifadeleri elde ediliir. İfadeler sırasıyla $\sin(\omega t + \phi)$ ifadelerine bölünerek, sistem durum uzay formunda yazılırsa,

$$\begin{bmatrix} M_p.-\omega^2 + k_1 & -k_1 \\ M_m.-\omega^2 - k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} x_p \\ x_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{itme} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

denklemi elde edilir.

Buna göre matris formda yer alan ifadeler yerlerine konularak hesaplanır.

$$k = \frac{E.A}{L} = \frac{E\pi r^2}{L}$$

r : Şaft yarıçapı

L : Eksenel şaft uzunluğu (m.)

E : Elastisite modülü

$SHP : 0,55.1.3410 = 0,737hp$

$D_{şaft}$: 0,025 m.

$$k_1 = \frac{203,4.10^9.\pi.0,0125^2}{0,5} = 1,9958.10^8\, N/m$$

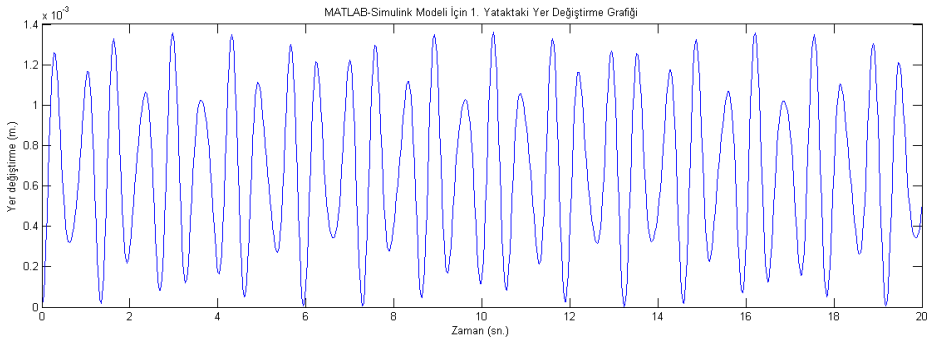
$$k_2 = \frac{203,4.10^9.\pi.0,0125^2}{0,45} = 2,2118.10^8\, N/m$$

$$T_{itme} = 67,2.(0,737.\frac{0,025}{39,37.12})^{0,67} = 10,254lbs$$

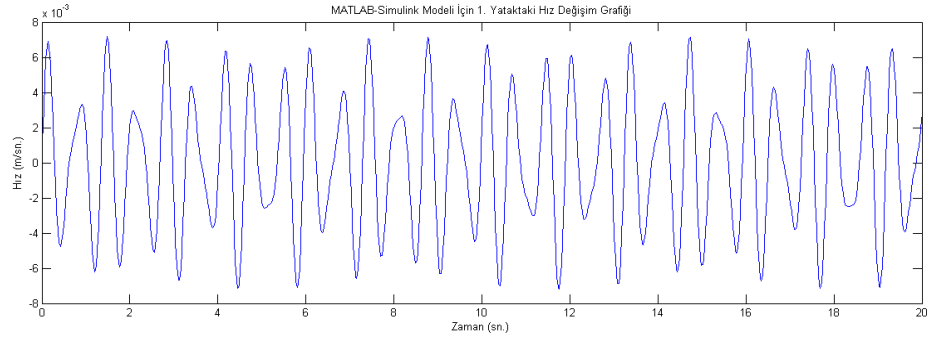
$$M_p = 0,7kg = 6,86N$$

$$M_m = 6kg = 58,83N$$

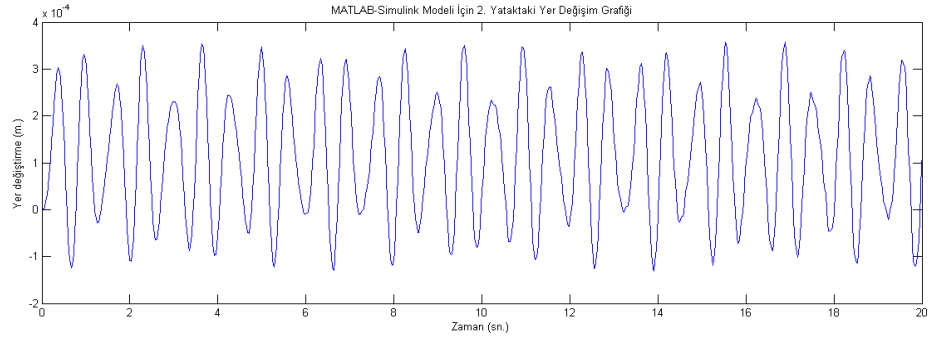
Bu değerler bulunarak denklemde yerine konulunca doğal frekans $\omega = 1746,019 Hz$ olarak bulunur ve MATLAB-Simulink kullanılarak sistem modellemesi yapılarak yer değiştirme ve ivme değerleri çizdirilirse Şekil 4.2, Şekil 4.3, Şekil 4.4, Şekil 4.5' de yer verilen grafikler elde edilir.



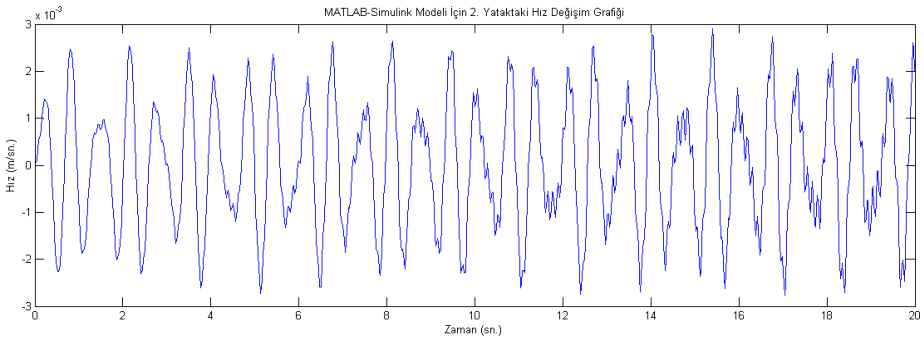
Şekil 4. 2 *MATLAB-Simulink* modeli için 1.yatak için yer değişimi



Şekil 4 .*3 MATLAB-Simulink* modeli için 1.yatak için hız değişimi



Şekil 4. 4 *MATLAB-Simulink* modeli için 2.yatak için yer değişimi



Şekil 4. 5 *MATLAB-Simulink* modeli için 2.yatak için hız değişimi

Zamana bağlı olarak alınan sonuçlar yer değiştirme ile hız grafiklerinin birbiriyle uyumlu olduğunu göstermektedir.

BÖLÜM 5

ŞAFT YATAKLARINDA YAPILAN ÖLÇÜMLER

Analizi yapılan herhangi bir sistemin direkt olarak maruz kaldığı ivme, yapının çalışma şartlarına ne kadar dayanabileceğinin ölçümü açısından önem arz eder. Zira ölçülen bu değer yapının oluşturulma maksadına uygun olarak ne kadar süre sorunsuz kullanabileceği bilgisini de kullanıcıya vermektedir.

Deneysel titreşim ölçüm işlemlerinde ivmeölçerler yaygın olarak kullanılır. İvmeölçerler içerisinde konumlandırılmış kütlenin referans noktasına göre değişken konumundan yola çıkarak sonuç alır. Genel olarak piezelektrik ve kapasitif olmak üzere ikiye ayrılırlar.

Piezoelektrik ivmeölçerler yapısında bulunan mikroskobik kristallerin meruz kaldığı stres değerine oranla gerilim üreterek, referans olarak atanmış gerilim değeriyle kıyaslama yaparak sonuç verir. Biz Şekil 5.1 'de yer alan bu tipi kullanacağız.



Şekil 5.1. Kullanılan ivme ölçerler

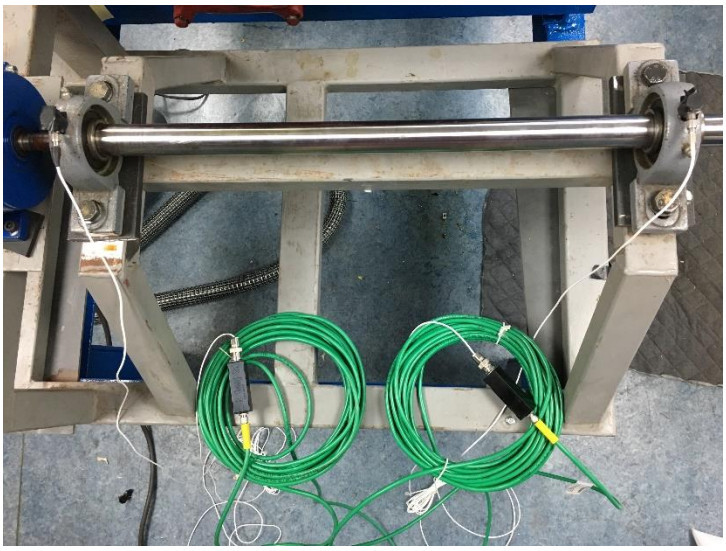
Aşağıda yer alan ekipmanlar ve uygun yazılımlar kullanılarak yapılan çalışmada yataklardan ivmeölçer vasıtasıyla y ekseninde ölçümler alınarak bu yataklardaki ivme değerleri graifk halinde çizdirilmiştir.

Şekil 5.2’ de yer alan ve çalışmada kullanılan veri işleme cihazı eDAQ isminde bir cihaz olup üzerinden bulunan 8 kanaldan veri işleme kapasitesine sahiptir. Bu kanallar vasıtasıyla veriler kaydedilerek anlık inceleme yapıabilir.



Şekil 5. 2 eDAQ 8 kanallı yüksek dayanımlı veri toplama cihazı

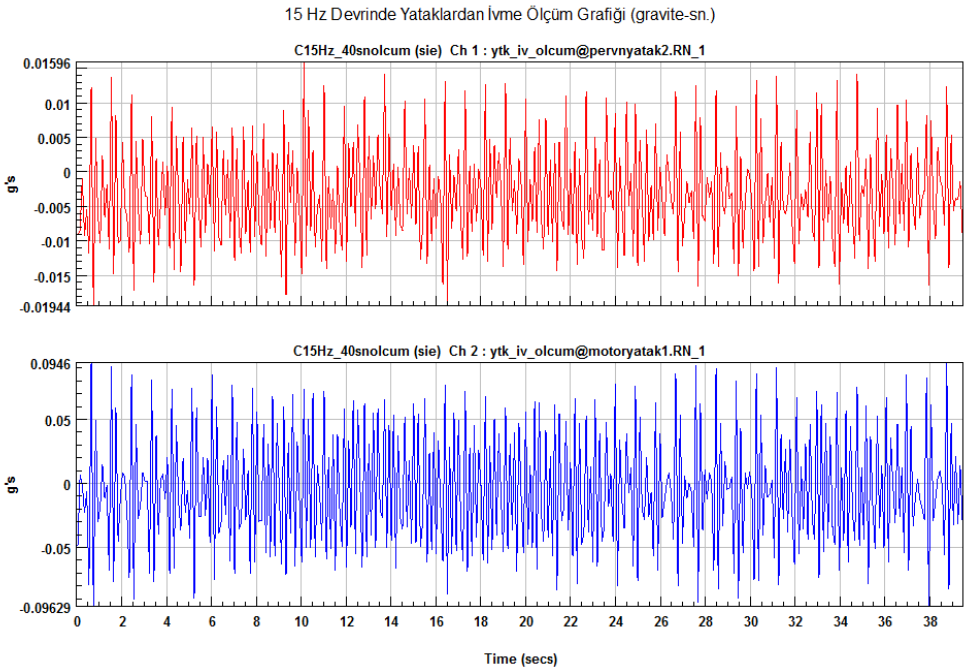
Ekipmanın dökümantasyonunda yer alan yönergelere göre Şekil 5.3’ deki gibi veri toplama cihazına gerekli ayarlar uygulanır.



Şekil 5. 3 eDAQ cihazı ile ivmeölçer sistem bağlantısı

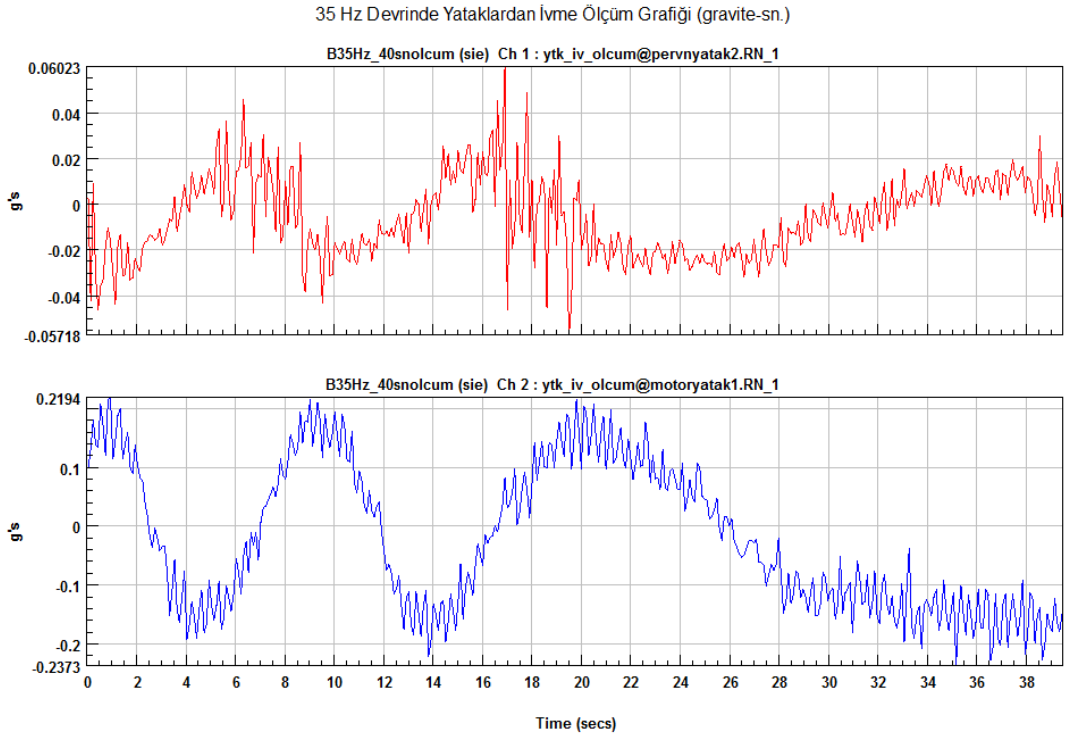
Tüm bu aşamalardan sonra elektrik motoru tarafındaki yatak ve pervane tarafındaki yatak olmak üzere iki ayrı yatak cihaza tanıtılmıştır. Ayrıca ivme ölçerler data toplama cihazına tanıtılmıştır. Yataklardan alınan ölçümler şaft modelinde pervane takılı iken ve pervanesiz olmak üzere iki set olarak ölçülmüştür. Bu ölçümler sırasıyla 15 Hz., 35 Hz., 50 Hz. ve 65 Hz. devirleri için yataklardaki ivme değerleri çizdirilmiştir.

Pervaneli sistemin 900 rpm (15 Hz) devirle tahrik edilmesi halinde ivme-zaman grafiği;



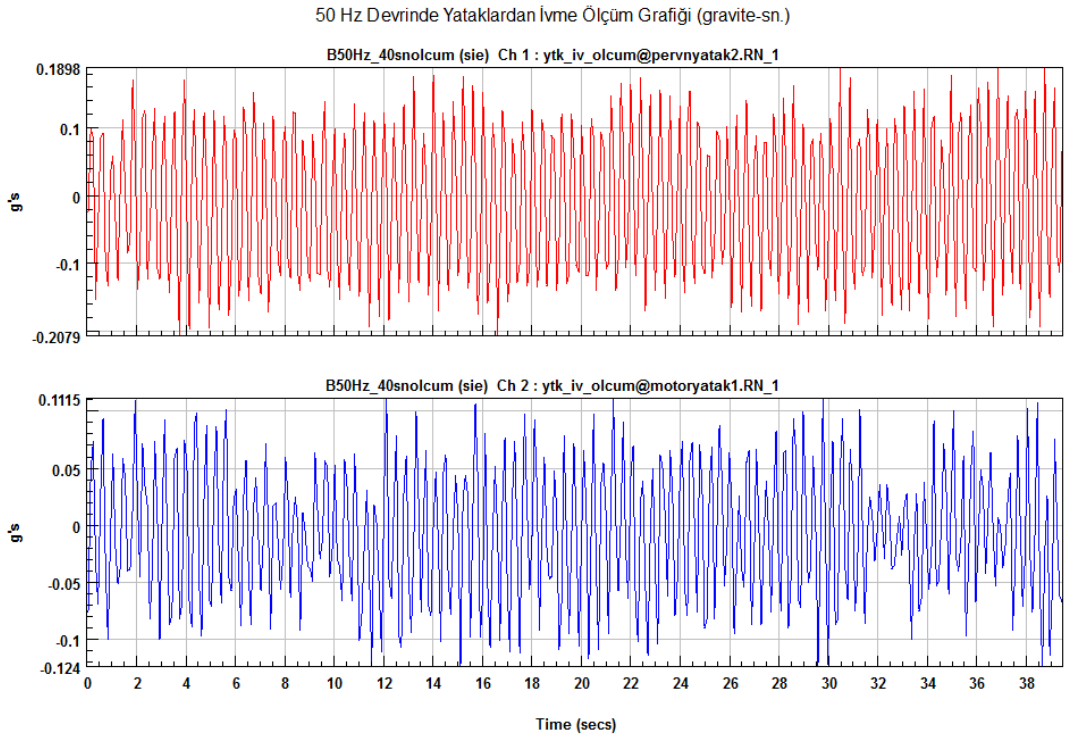
Şekil 5. 4 15 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Pervaneli sistemin 2100 rpm (35 Hz) devirle tahrik edilmesi halinde ivme-zaman grafiği;



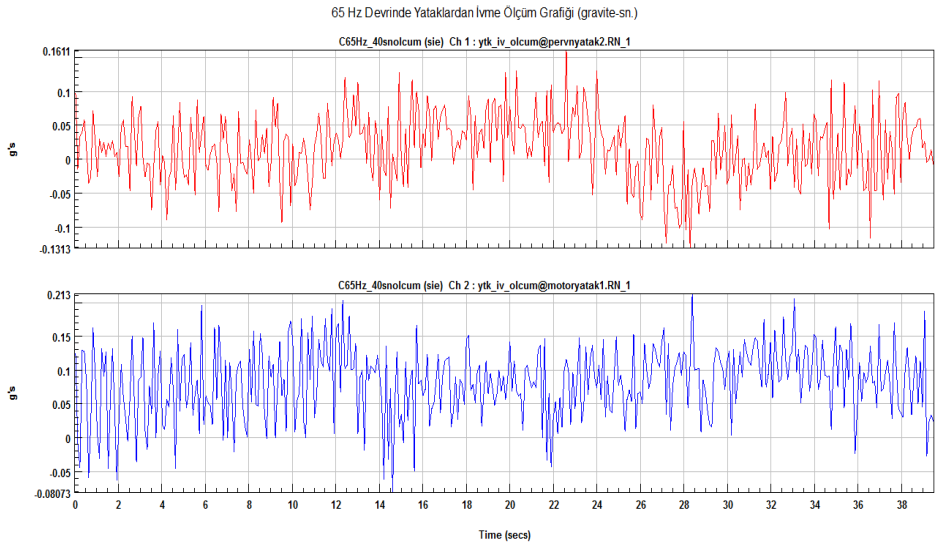
Şekil 5. 5 35 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Pervaneli sistemin 3000 rpm (50 Hz) devirle tahrik edilmesi halinde ivme-zaman grafiği;



Şekil 5.6 50 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Pervaneli sistemin 3900 rpm (65 Hz) devirle tahrik edilmesi halinde ivme-zaman grafiği;



Şekil 5. 7 65 Hz için ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

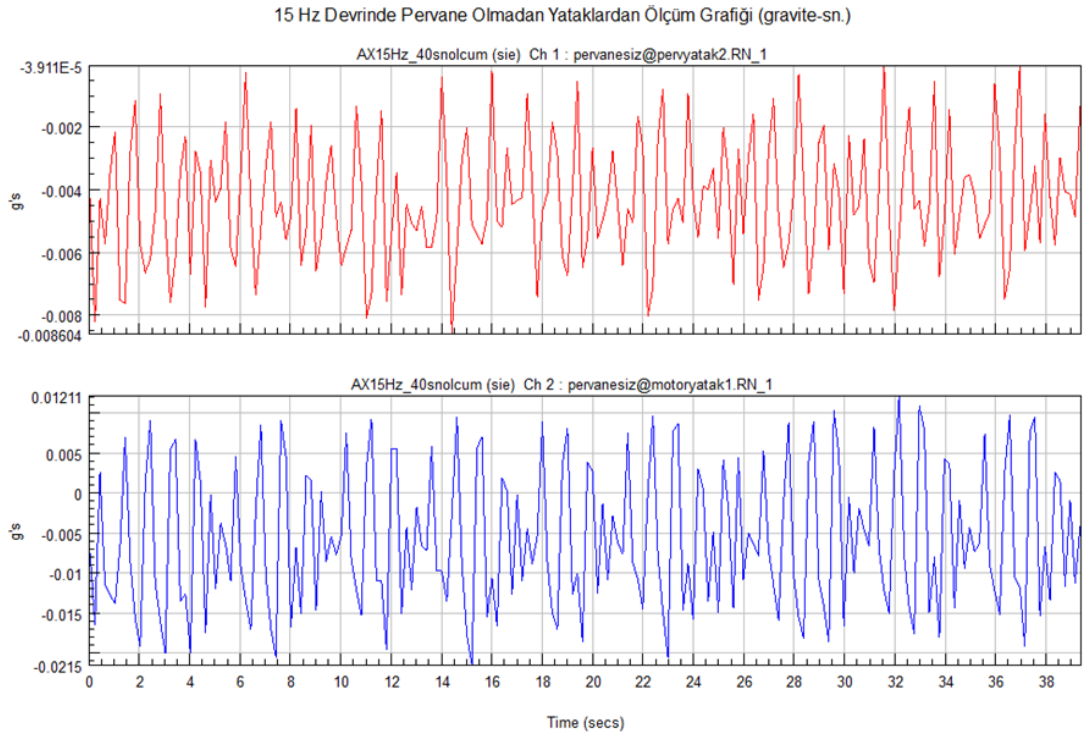
sırasıyle Şekil 5.4, Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7 de verilmiştir.

Pervanesiz sistem Şekil 5.8’ de yer almakta olup Şekil 5.9, Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’ de ivme-zaman grafikleri verilmiştir.



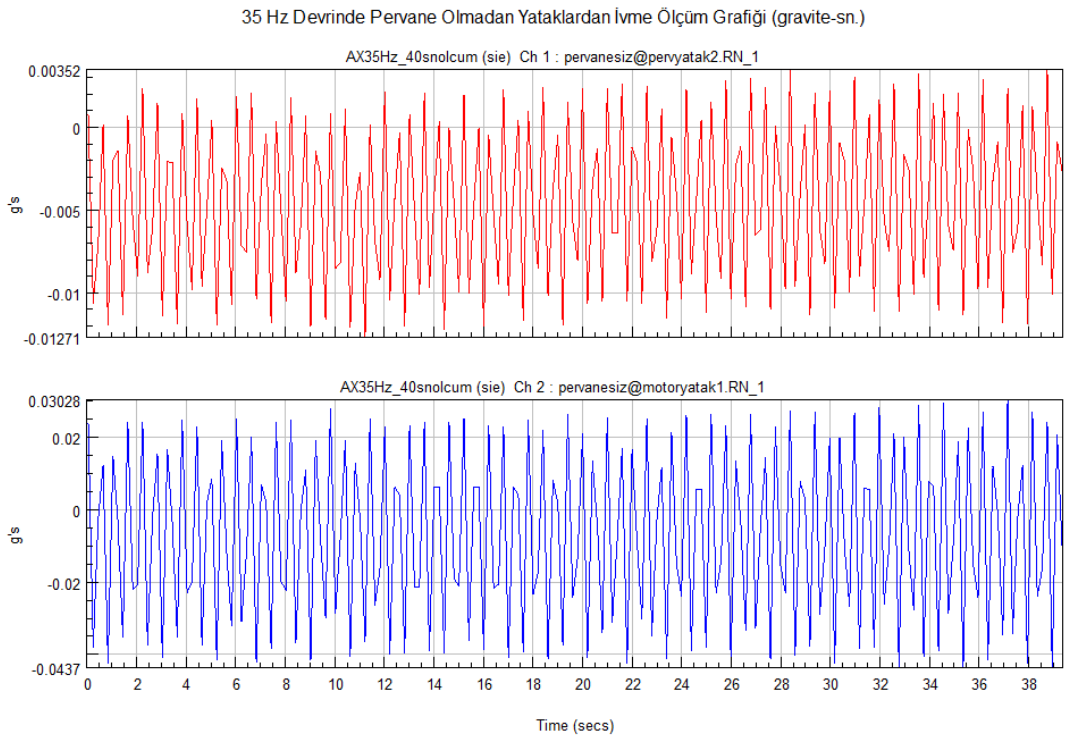
Şekil 5. 8 Pervanesiz sistemin ivmeölçer bağlantıları

Pervanesiz sistemin 900 rpm (15 Hz) devirle tahrik edilmesi ile ivme-zaman grafiği;



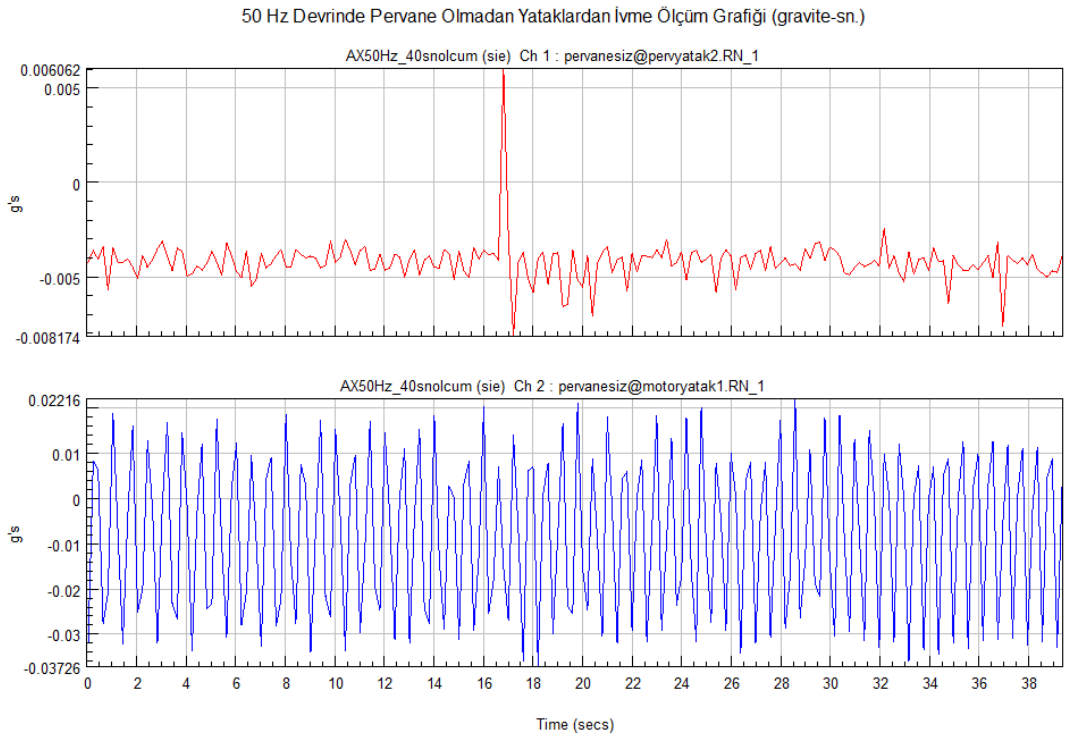
Şekil 5. 9 Pervanesiz sistem için 15 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Pervanesiz sistemin 2100 rpm (35 Hz) devirle tahrik edilmesi ile ivme-zaman grafiği;



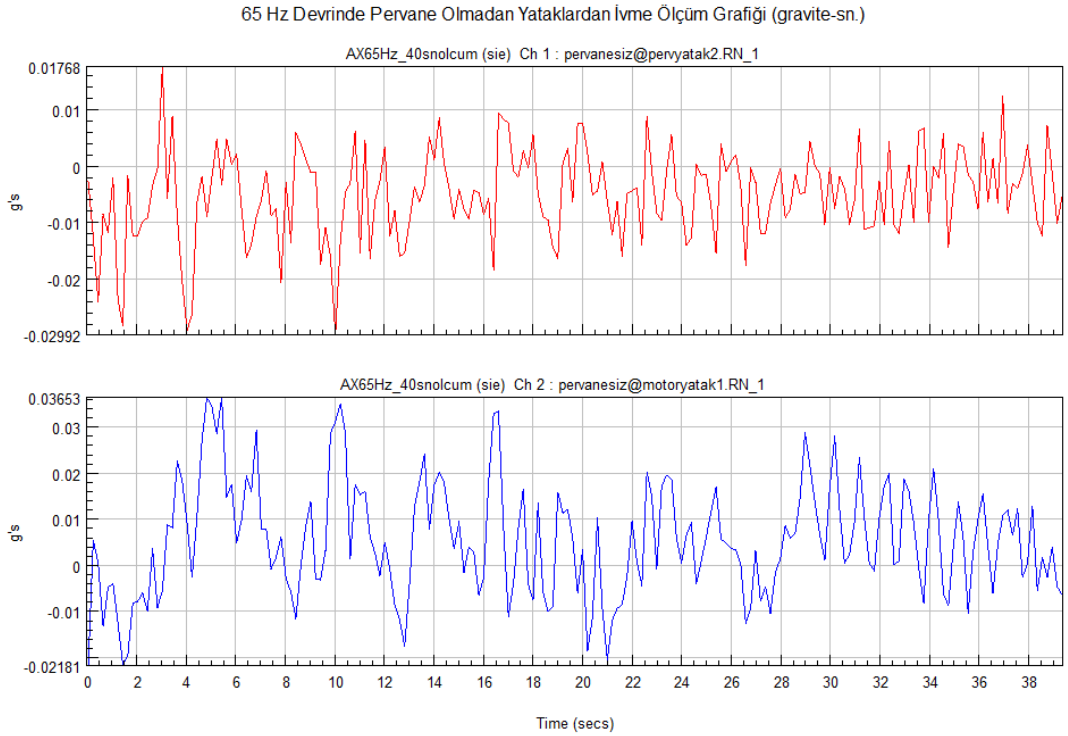
Şekil 5. 10 Pervanesiz sistem için 35 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Pervanesiz sistemin 3000 rpm (50 Hz) devirle tahrik edilmesi ile ivme-zaman grafiği;



Şekil 5. 11 Pervanesiz sistem için 50 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Pervanesiz sistemin 3900 rpm (65 Hz) devirle tahrik edilmesi ile ivme-zaman grafiği;



Şekil 5. 12 Pervanesiz sistem için 65 Hz devrinde ivme grafiği (yatak2 ve yatak1)

Elde edilen sonuçlara göre analitik ve sayısal yöntemlerle bulunan frekans değerleri motorun şaftı tahrik frekansı üzerindedir. Tabii frekansla karşılaşmayacağı ön görüsüyle ivmeölçerler vasıtasıyla alınan değerlerin ani sıçramalar yapmaması beklenmektedir. Ayrıca sistemde sönüm elemanı olmadığı için ivme değeri sönümlenmeden devam etmektedir.

Yukarıda yer alan grafikler incelendiğinde önceki hesaplamalara göre olan bu beklentinin deneysel olarak gerçeklendiği görülmüştür.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Analitik ve sayısal yöntem ile doğal frekans değerinin hesaplanması sonucunda bu değerler mukayese edilmiştir. Buna göre elde edilen sonuçlar birbiriyle uyumlu olduğu görülmektedir. Gerçek frekans değerine göre, Holzer metodu ile alınan sonuç kıyaslandığında % 2' lik bir hata oranı oluşmakta bu değer sistemlerin burulma titreşimlerinin karakteristiğinin tayininde uygulanabilir bir metod olarak karşımıza çıkmaktadır.

Ortaya çıkan hatanın sebebi yapılmış olan kabuller, teoremlerden kaynaklı varsayımlar, imalat hataları gibi durumlardır.

Çizelge 6.1. Analizler sonucunda ulaşılan frekans değerleri

Frekans Değerleri(Hz.)	Titreşim türü	Analitik sonuç	Nümerik hesaplama	Yüzdesel farklılık
f_B	Burulma	3084	3078	%0,23

Bölüm 3.2' de eğilme titreşim frekansları analitik olarak hesaplanmıştır. Şaft modelini tahrik eden elektrik motorunun çalışma frekans değerleri analitik olarak hesaplanmış ve devir değerlerinin altındadır, dolayısıyla motor rezonans altında kalan bölgede çalışmaktadır. Yapılan ölçümlere göre ivme ölçer vasıtasıyla yataklardan alınan değerlerin ani eğim değişimler yapmamış olması grafiklerle ortaya konularak analitik hesaplamalara göre uygunluk gösterdiği gözlenmiştir.

Pervanesiz ve pervaneli olarak iki durumda ve 15 Hz, 35 Hz, 50 Hz ve 65 Hz devir frekanslarıyla tahrik edilmesiyle elde edilen ivme grafiklerine göre aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Pervanenin bulunduğu hâlde yapılan ölçümlerde sistemin sönümlenmeden titreşim yaptığı ve yapılmış olan analitik hesaplamaya uygun olarak rezonansa girmediği görülmüştür.
- Pervanenin sistemden çıkarılarak yapılan ivme ölçüm grafiklerinden pervane tarafındaki yatakta $-y$ yönünde eğilme cevabı gözlemlenmektedir.
- 5.9 ve 5.10' da yer alan grafiklere göre sistem rezonansa girmemiştir.
- 5.11'de yer alan grafiğe göre sistem t=16,8 saniyede ani eğim değişikliği göstermiştir. Sistemin o andaki kararsızlığı ortaya konulmuştur.
- 5.11 ve 5.12' de yer alan grafiklere göre motorun devri arttırıldıkça sistemin tepkisi değişmiş ve grafiklerle genliklerin yükseldiği gözlemlenmiştir.

MATLAB-Simulink programı ile matematik modelin analizi yapılması sonucunda elde edilen değerlerin analitik değerlere yakın olduğu gözlenmiştir. Gerçeğe yakın şaft modellemesinin analitik çözümünü bulmak kayda değer vakit almaktadır. Buna gerek kalmadan referans değer olarak şaftın matematik modelinin MATLAB-Simulink vasıtasıyla analizi yapılarak elde edilen değerin kullanılmasının uygun olacağına kanaat getirilmiştir.

Analitik hesaplama, matematik modelleme ve deneysel hesaplamanın uygunluğu ortaya konulmuştur.

İvmeölçer kullanılarak yapılan titreşim analizinin sistemin titreşim karakterinin ortaya konulmasında etkili olduğu ve gemilerin şaft titreşim analizlerinin ivmeölçerler vasıtasıyla gerçekleştirilmesi ile sağlıklı sonuç alınabileceği görülmüştür.

İlerleyen aşamalarda inşası devam eden henüz seyre çıkmamış bir geminin şaft sisteminin darbe testi ile doğal frekansının tayin edilebileceği, matematik modelleme ile titreşim analizinin yapılabileceği devamında ise yine aynı geminin inşası sonrası seyir halindeyken, şaft sistemi üzerinden kızılötesi özellikli ivmeölçer seti vasıtasıyla, internet

yoluyla veri aktarımı sağlanarak, zaman gecikmeleri de göz önüne alınarak titreşim karakterinin incelenmesi planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Tahralı N., Kaya F., Yüksek İ., ve Güçlü R., (2005). Makine Dinamiği, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[2] Moaveni, S., (1999). Finite Element Analysis-Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, New JERSEY.

[3] Ünsan Y. ve İnsel M., (2005). "Gemi İnşaatı Sektöründe Karşılaşılan Problemin Çözümü İçin Yapılan Tam Ölçekli Endüstriyel Ölçümler ve Örnekler", Harita ve Kadastro Mühendisleri Odası, Mühendislik Ölçmeleri STB Komisyonu, 2. Mühendislik Ölçmeleri Sempozyumu, 23-25 Kasım 2005, İstanbul.

[4] İnsel M., Helvacıoğlu İ.H. ve Ünsan Y. (1999). "Gemi Seyir Tecrübelerinde Şaft Gücü ve Titreşim Ölçümü", Gemi ve Deniz Teknolojisi, 29-35.

[5] Warikoo, R., ve Haddara, M. R.,(1992). "Analysis of Propeller Shaft Transverse Vibrations" Marine Structures, 5:255-279.

[6] Low, K. H., (2003). "Natural Frequencies of A Beam-Mass System In Transverse Vibration: Rayleigh Estimation Versus Eigenanalysis Solutions", International Journal of Mechanical Sciences, 45:6-7:981-993 .

[7] Huang, C.L., Lin, W.Y., ve Hsiao, K.M., (2010). "Free Vibration Analysis of Rotating Euler Beams At High Angular Velocity", Computers and Structures, 88:991-1001.

[8] Wiedemann, S., ve M., (2006). "Natural Frequencies and Mode Shapes of Arbitrary Beam Structures With Arbitrary Boundary Conditions", Journal of Sound and Vibration, 300: 280-291.

[9] Jurevichius, M.,Vekteris V. ve Daktariunas A. (2007). "Computerised System for Experiments on Vibrations Measurement in Machines and Building", ComLab Conference, November 30-December 1 2007, Radovljica.

[10] Silva, C. W., (2006). Vibration: Fundamentals and Practice, Taylor & Francis Group, LLC, Boca Raton, Florida.

[11] Seto, W.W., (1964). Mekanik Titreşimler, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[12] Rao, S.S. (2004). Mechanical Vibrations, Fourtedition Pearson Hall, Miami.

[13] Clarence W., (2006). Vibration: Fundamentals and Practice

[14] Bozacı, A., (2002). Makine Elemanlarının Projelendirilmesi, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.

[15] Maurice, L.A., (2000). Rotating Machinery Vibrations-From Analysis to Troubleshooting, Marcel DEKKER, New York.

[16] Eren, Ş., ve Razbonyalı, M., (2004). Lineer Cebir, Safa Tanıtım ve Matbaacılık, İstanbul.

[17] Phakatkar, H. G., (2009). Theory of Machines and Mechanisms, Nirali Prakashan, Mumbai.

[18] McConnell, K.G.,(1995). Vibration Testing Theory and Practice, John Wiley&Sons, New York.

[19] Timoshenko, S., Weaver, W., ve Young, D.H., (1990). Vibration Problems in Engineering, Wiley-Interscience.

[20] Thomson, W. (2003). Theory of Vibrations With Appliciation, Nelson Thornes Ltd., United Kingdom.

[21] Korkmaz F.C., (2012). Gemi Ana Makine Ve Sevk Sistemlerinin Titreşim Analizi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

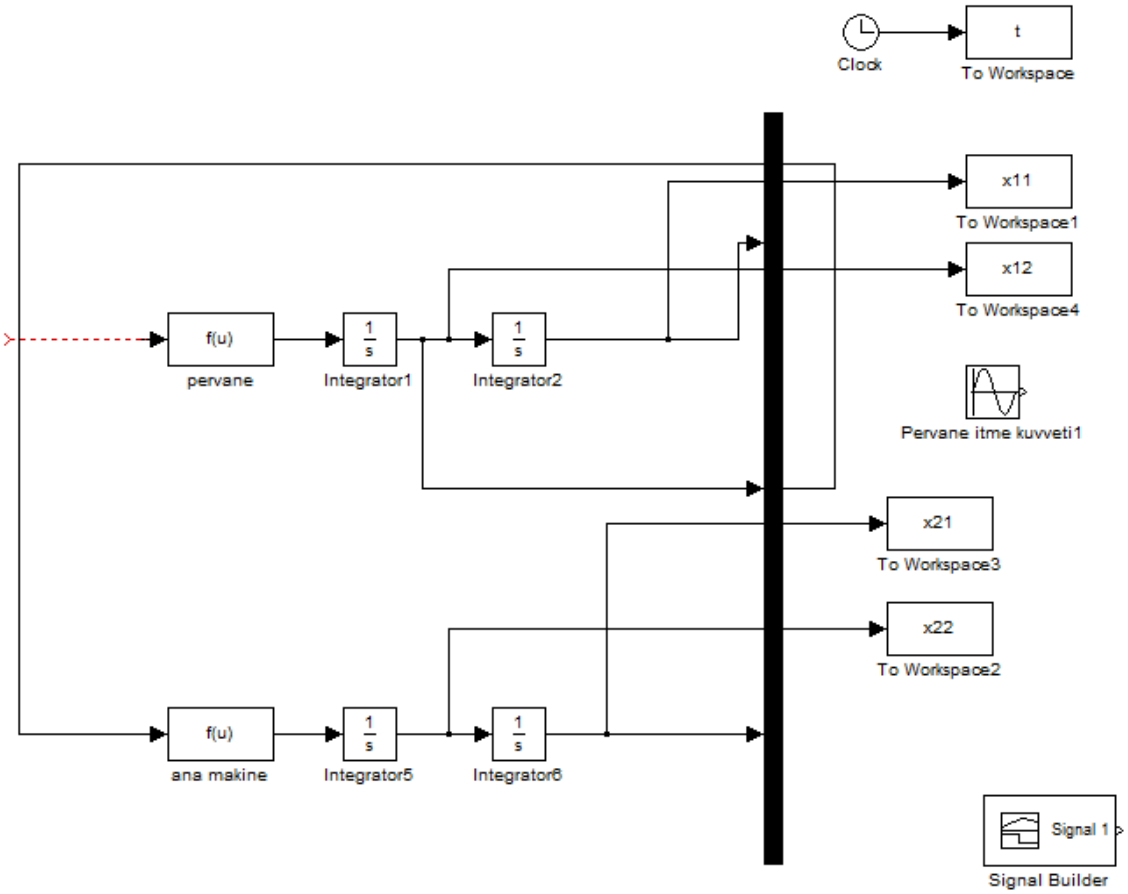
[22] Güner, M., Kükner, A. ve Baykal, M.A. (1999). Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul.

[23] Xiang, L., Yang, S., ve Gan, C. H., (2012). “Torsional vibration measurements on rotating shaft system using laser doppler vibrometer“, Optics and Lasers in Engineering, 50: 1596–1601

EK-A

MATLAB-SIMULINK DİYAGRAMI

Bölüm 3’ te matematiksel modele uygulanan Matlab-Simulink diyagramı şöyledir.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Mehmet BEŞİK

Doğum Tarihi ve Yeri :26.08.1988 İstanbul

Yabancı Dili :İngilizce

E-posta :besikmehmet@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gemi ve Deniz Teknolojisi Müh.	İstanbul Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Matematik Bölümü	İstanbul Üniversitesi	2008
Lise	Fen Bilimleri	Plevne Y.D.A.	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013-2017	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2012-2013	Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi	Araştırma Görevlisi