T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNALARDA BURULMA TİTREŞİMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

OSMAN KAHRAMAN

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

DANIŞMAN
PROF.DR. FUAT ALARÇİN

İSTANBUL, 2016

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNALARDA BURULMA TİTREŞİMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

Osman KAHRAMAN tarafından hazırlanan tez çalışması 25.07.2016 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
Prof. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman
Doç. Dr. Serkan Ekinci
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şakir BAL
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Uğur Buğra ÇELEBİ
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, gemilerdeki sevk sistemlerinin maruz kaldığı burulma titreşimlerinin bilgisayar destekli analizi ele alınmış olup, burulma titreşimlerinin sevk sistemlerinde önem arz eden ekipmanlar üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Öncelikle tez konusunu seçerken isteklerimi göz önünde bulundurup bana yardımcı olan, çok değerli fikirleri ile çalışmalarıma yön veren ve tezin bu noktaya gelmesinde büyük katkısı bulunan değerli tez danışmanım Prof. Dr. Fuat ALARÇİN' e ve çalışmalarım sırasında görüşleri ve yönlendirmeleri ile tezin belirli noktalara ulaşması için yardımcı olmuş bir diğer değerli tez danışmanım Doç. Dr. Serkan EKİNCİ' ye teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, tez çalışmam sırasında desteklerini esirgemeyen sevgili eşim Mine KAHRAMAN' a ve en değerlimiz kızımız Azra KAHRAMAN' a teşekkürlerimi borç bilirim.

Haziran, 2016

Osman KAHRAMAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ viii

ŞEKİL LİSTESİ ix

ÇİZELGE LİSTESİ xi

ÖZET xii

ABSTRACT xiv

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 4
1.3 Hipotez 4

BÖLÜM 2

TİTREŞİMİN TANIMLANMASI 5

2.1 Rezonans 6
2.2 Titreşim Standartları 6
2.3 Titreşim Analiz Prosedürü 9

BÖLÜM 3

GEMİ PERVANE ŞAFT SİSTEMLERİNDE OLUŞAN TİTREŞİMLER 11

3.1 Gemi Titreşimleri (Titreşim Türleri) 13
3.1.1 Serbest Titreşim 13
3.1.2 Zorlamalı Titreşim 13
3.1.2.1 Hidrolik Kuvvetler 14
3.1.2.2 Makine Kaynaklı Titreşimler 14
3.1.2.3 Pervane Kaynaklı Titreşimler 15

BÖLÜM 4

ANA MAKİNE ŞAFT SİSTEMİNİN BURULMA TİTREŞİM ANALİZİ 18

4.1 Şaft Burulma Titreşimleri.....20
4.2 Titreşim Sönümleyi Damperler.....23

BÖLÜM 5

BURULMA TİTREŞİMELERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ.....27

5.1 Uygulama.....29
5.2 Grafiksel Olarak Hesap Sonuçlarının Elde Edilmesi.....37
5.3 Burulma Damperinin Sönümleme Değerinin, Titreşim Hesaplarına Olan Etkisinin İncelenmesi 40

BÖLÜM 6

BURULMA TİTREŞİMELERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ.....47

6.1 Minimum Şaft Çapının Hesaplanması 47
6.2 Müsaade Edilebilir Gerilme Stresinin Hesaplanması 48

BÖLÜM 7

SONUÇLAR 51

KAYNAKLAR.....52

ÖZGEÇMİŞ.....54

SİMGE LİSTESİ

d	Minimum şaft çapı
d_i	Şaft içerisinden geçen tüp çapı
d_o	Mevcut şaft çapı
F	Şaft tipi faktörü
k	Şaft tasarım özelliğine göre form faktörü
n_o	Şaft hızı
n	Uygulanan hız
P	Güç
$\sigma_в$	Gerilme stresi
τ_c	Müseade edilebilir maksimum burulma gerilmesi
λ	Doğal frekans
C_K	Şaft tasarım özelliğine göre form faktörü
C_D	Boyut faktörü
ω	Doğal frekans
ω_n	Zorlayıcı frekans
M_{2v}	İkinci mertebe düşey moment
Λ	Düşürme oranı
I	Atalet momenti
E	Elastisite modülü
J	Zaman aralığının sonu
I	Atalet matrisi
C	Sönüm katsayıları matrisi
K	Eksenel yay katsayısı
θ_p	Pervanenin açısal yer değişimi
θ_r	Redüktörün açısal yer değişimi
k_{b1}	Yatak pervane arasındaki şaftın burulma sertlik değerleri
k_{b2}	Yatak redüktör arasındaki şaftın burulma sertlik değerleri
C_b	Şaftın burulma sönüm değeri
J_r	Redüktörün ataleti
J_p	Pervanenin ataleti
M_b	Burulma momenti
D	Şaft yatağının çapı
L	Uzunluk
$M_ş$	Şaft kütlesi

$F_ş$	Şaft kuvveti
$\rho_{şaft}$	Şaft malzemesinin yoğunluğu
q	Yayılı yük
F_p	Pervane kuvveti
F_1	Birinci yatak kuvveti
F_2	İkinci yatak kuvveti
F_A	A noktasında meydana gelen tepki kuvveti
F_B	B noktasında meydana gelen tepki kuvveti
KE	Toplam kinetik enerji
PE	Toplam potansiyel enerji
DE	Toplam sönüm enerjisi
Q_{i}	Genelleştirilmiş kuvvetler
q_i	Genelleştirilmiş koordinatlar

KISALTMA LİSTESİ

ABS	American Bureau of Shipping
ANSI	American National Standards Institute
IACS	International Association of Classification Societies
ISO	International Organization for Standardization
MIP	Main Indicated Pressure
MCR	Maximum Continuous Rating
RC	Rezones Changer
RMS	Root Mean Square
SNAME	The Society of Naval Architects & Marine Engineers
URM	Unified Requirements Machinery

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Rezonans eğrisi 6
Şekil 2. 2 Standart titreşim değerleri 7
Şekil 2. 3 Gemilerde titreşim analizi prosedürü 10
Şekil 3. 1 Ana makine tahrik kuvvetlerinin yönleri 13
Şekil 3. 2 Pervane kanadı çalışma yönü 16
Şekil 4. 1 Şaft pervane burulma titreşim modeli 19
Şekil 4. 2 Burulma sonucu zarar görmüş elemanlar 21
Şekil 4. 3 Krank şaft burulma titreşim modeli_1 21
Şekil 4. 4 Krank şaft burulma titreşim modeli_2 22
Şekil 4. 5 Düzlem üzerinde burulma gösterimi.....22
Şekil 4. 6 Kauçuk damper 24
Şekil 4. 7 Viskoz damper.....25
Şekil 4. 8 Doğrudan bağlantılı damper.....25
Şekil 4. 9 Kasnak bağlantılı damper 26
Şekil 5. 1 ABS TorVib programı_1 28
Şekil 5. 2 ABS TorVib programı_2 29
Şekil 5. 3 Uygulama için kullanılacak sistemin şematik gösterimi.....30
Şekil 5. 4 Z-DRIVE itici ünite.....30
Şekil 5. 5 Z-Drive sistemine ait üst model görünümü 32
Şekil 5. 6 Z-Drive sistemine ait profil model görünümü.....32
Şekil 5. 7 Kütle elastisite modeli 33
Şekil 5. 8 Krank şaft burulma titreşim değerleri.....38
Şekil 5. 9 Ara şaft burulma titreşim değerleri 38
Şekil 5. 10 Dişliler arası şaft burulma titreşim değerleri.....39
Şekil 5. 11 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri 39
Şekil 5. 12 Krank şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 N/mm^2) 40
Şekil 5. 13 Ara şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 N/mm^2).....41
Şekil 5. 14 Dişliler arası şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 n/mm^2).....41
Şekil 5. 15 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 N/mm^2) 42
Şekil 5. 16 Krank şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2) 42
Şekil 5. 17 Ara şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2).....43
Şekil 5. 18 Dişliler arası şaft burulma titreşim Değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2).....43
Şekil 5. 19 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2) 44
Şekil 5. 20 Krank şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2) 44

Şekil 5. 21 Ara şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2) 45
Şekil 5. 22 Dişliler arası şaft burulma titreşim Değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2).....45
Şekil 5. 23 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2) 46
Şekil 6. 1 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri 50

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 Ana tahrik makinesi için titreşim limitleri 8
Çizelge 3. 1 Değişik gemi tiplerine göre kanat kökü gerilme dağılımları 17
Çizelge 5. 1 Z-Drive sevk sistemine ait analizde kullanılacak karakteristik değerler.....31
Çizelge 5. 2 Kütle elastik sistem branş 1 hız oranı: 1 34
Çizelge 5. 3 Kütle elastik sistem branş 3 hız oranı: 0.41 35
Çizelge 5. 4 Kütle elastik sistem branş 3 hız oranı: 0.32 35
Çizelge 5. 5 Kütle elastik sistem branş 4 hız oranı: 1 35
Çizelge 5. 6 Kütle elastik sistem branş 5 hız oranı: 1 35
Çizelge 5. 7 Örnek hesaplamada kullanılacak pervane özellikleri.....36
Çizelge 5. 8 Harmonik bileşenler tablosu.....36
Çizelge 5. 9 Doğal Frekans Değerleri 37
Çizelge 6. 1 Ara ve pervane şaftları için form faktörleri 48

ÖZET

MAKİNALARDA BURULMA TİTREŞİMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

Osman KAHRAMAN

Gemi İnşaati Ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Fuat ALARÇİN

Eş Danışman: Doç. Dr. Serkan EKİNCİ

Genel olarak gemi taşımacılığına bakıldığında kaybedilecek bir gün sürenin, tahmin edilemeyecek büyüklükte maddi kayıplara yol açabileceği ifade edilebilir. Konu ile ilgili geçmişteki örneklere bakıldığında, burulma titreşimleri nedeniyle birçok şaft sisteminin kırıldığı ve gemilerin ticari fonksiyonlarını yerine getiremez hale geldiği görülmüştür.

Titreşim problemi gemilerin en önemli problemlerinden biridir. Çünkü, gemi üzerinde ana makinelerin dışında titreşim kaynağı olan bir çok yardımcı makine de bulunmaktadır. Bu nedenle makinelerin titreşim seviyeleri en aza indirilmelidir. Ana makineler şaft sistemlerine ilettikleri yüksek güçler doğrultusunda, şaftları burulmaya zorlarlar. Mikron seviyelerdeki bu burulmalar, zamanla titreşim oluşumuna neden olabilmektedir. İyi bir sevk sistemi dizaynında amaç gemilerdeki titreşim etkisini azaltarak mekanik aksamlarda oluşabilecek hasarları minimize etmek, yolcu konforunu arttırmak, gemi personelinin yorgunluğunu azaltmak ve özellikle savaş gemileri için tespit edilebilirliği önlemektir. Oluşan bu titreşimler, ön dizayn aşamasında iyi bir analizin gerçekleştirilememesi sonucunda şaftın kırılmasına kadar istenmeyen sonuçlara yol açabilir. Titreşimler ön dizayn aşamasında iyi bir yöntem ile değerlendirilip sonuçları dizayna yansıtılırsa, şaft sisteminim ve bu sisteme bağlı olan dişli kutusu, yatak, kaplin ve conta gibi ekipmanların ömrünü uzatır.

Geçmişte klasik analitik yöntemler ile yapılan burulma titreşimleri analizi, kontrol noktalarının çok olması nedeniyle gerekli hassasiyetle yapılamamaktaydı. Gelişen teknoloji ile birlikte ortaya çıkan çeşitli yazılımlar vasıtasıyla yapılan bu analizler daha hassas değerlendirmelere olanak sağlamıştır. Gemilerdeki tahrik sistemlerinin gemilerin en önemli mekanizmaları olması, bilgisayarlar yardımıyla yapılan hassas kontrollerin gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu hesaplamalar sonucunda şaft malzemeleri ve kalınlıkları optimum seviyede tespit edilebilmektedir. Böylece kalın ve ağır şaftlar yerine mukavemet değerleri yüksek daha hafif malzemelerin kullanılmasına olanak sağlanabilmektedir. Bu durum, şaft sistemlerinde burulma titreşimlerinin bilgisayar destekli analizinin önemini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Burulma titreşimleri, Burulma titreşimlerinin sönümlenmesi, titreşim analizi

ABSTRACT

COMPUTER AIDED ANALYSIS OF ENGINES TORSIONAL VIBRATION

Osman KAHRAMAN

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Fuat ALARÇİN

Co-Adviser: Assoc. Prof. Dr. Serkan EKİNCİ

As general when look at ship transportation one day lost may cause unpredictable financial losses. Precedents show us due to torsional vibration many shaft were broken and vessels become unable to fulfil the commercial function.

Vibration problem is most important problem of vessels. Because there are many vibration source as auxiliary engines except main engine on board. Therefore vibration of main engines should be minimised. Shafts are forced to torsion by transmittal high powers of main engines. Micron level this torsions may cause vibration formation in time. Expectation reducing the effects of vibration on vessel; to minimize the damage to the mechanical components, to increase the passenger comfort, reduce employee fatigue and especially to prevent the detectability for warships. The resulting vibrations that can lead to breakage of the shaft If not done a good analysis in the pre design stage. If vibrations evaluated with good analysis in the pre design stage, It extends the life time of the equipment's such as shaft system and gear box depend on shaft system, bearing, coupling and gasket.

In the past made by hand procedure torsional vibration analysis which not made the required precision because of the plurality of control points. This analysis started to be made by means of a computer program with advancing technology has allowed for more precise evaluation. The most important part of being on the ship in ship propulsion

systems, reveals the need for accurate checks carried out with the aid of computers. These calculations result in the shaft material and thickness can be determined optimally. So instead of thick and heavy shafts it allows to use high strength and lighter materials. This case illustrates the importance of computer-aided analysis of the torsional vibrations.

Keywords: Torsional vibration, damping of torsional vibration, vibration analysis

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. Literatür Özeti

Gemi boyut ve tonajlarının büyümesiyle birlikte gemi inşasında titreşim analizinin gerekliliği kabul edilmiştir. Yolcuların konforu ve gemi personelinin performanslarının azalmaması için aşırı titreşimlerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Belirtilen titreşim sınırı değerlerini sağlamak amacıyla, mürettebatın ilgili yaşam ve çalışma mahallerinde, uygun titreşim azaltma önlemleri alınmalıdır.

Titreşim tasarımı ve kontrolü; makine ömrünün uzatılması ve yüksek performans sağlanması bakımından çok önemlidir. Bunu sağlamanın en etkin yolu, zorlamaların azaltılmasını sağlamaktır. Bu nedenle pistonlu ve döner makinelerdeki tüm kuvvetlerin dengelenmesi ve özel montajların kullanılması gerekmektedir. Hidrodinamik kuvvetler ise pervane etrafındaki akışın düzgün hale getirilmesi ile azaltılabilir. Makine arızaları, iş kazaları, parçaların gevşemesi, gürültü ve titreşimin güvenlik, performans ve konfor üzerinde etkisi bulunmaktadır. Bu açıdan bakıldığında titreşim genellikle istenmeyen bir durumdur. Dizayn sırasında; iyi bir çalışma performansı elde etmek için sistemin titreşim karakteristiği anlaşılmalı ve rezonans durumu analizi yapılmalıdır.

Titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Bu salınımlar bir sarkacın hareketi gibi periyodik olabileceği gibi çakıllı bir yolda tekerleğin hareketi gibi rastgele de olabilir. Titreşim istenmeyen bir harekettir, çünkü boşa enerji harcar ve istenmeyen ses ve gürültü oluşturur. Örneğin, motorların, elektrik motorlarının ya da herhangi mekanik aracın çalışma esnasındaki hareketi istenmeyen titreşimler üretir. Böyle titreşimler, motorlardaki dönen parçaların balanssızlığından, düzensiz sürtünmeden,

dişli çarkların hareketinden kaynaklanabilir. Dikkatli tasarımlar genellikle istenmeyen titreşimleri minimize ederler.

Titreşim üzerine yapılan çalışmaların amacı, hesaplamalar ve deneyler ile rezonanstan uzak durmak, salınımları azaltmaktır. Bunun için birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarla birlikte çeşitli deneylerde uygulanmıştır. Bu yapılan deneyler sonucu gemi titreşimi ile ilgili aşağıdaki bilgilere ulaşılmıştır [1].

Makina titreşimleri, titreşim kontrolu, aktif kontrol sistemleri, titreşim performansı, su altına yayılan gürültü seviyesi, bilgisayar kodu geliştirme ve uluslararası standartlarla ilgili çalışmalar, bu başlık altında yer almaktadır. Matematik modellerin çözüm yöntemi olarak sonlu eleman yöntemi, sınır eleman yöntemi, taşıma matrisi yöntemi ve istatiksel enerji analizi gibi sayısal yöntemler sıkça kullanılmıştır: Bu çalışmalarda incelenen yapı ve yapısal sistemler, makinalı sallar, gemi ana makinası, gemi (tekne) modeli ve mühendislik yapıları (denizaltı pervaneleri, türbine kanatları, içten yanmalı motorlar) olarak sıralanabilir. [2], [3]

Gemi ana makine şaft sistemindeki titreşimler şaft arızalarına sebep olabilir, bu yüzden tasarım aşamasındayken analizler dikkatli bir şekilde ele alınmalıdır. Şaft tertibatı sisteminin burulma titreşimleri tasarım aşamasında hesaplanmalı ve sonrasında deniz seyir denemelerinde de ölçülmesi klas kuruluşları kurallarına göre yapılmalıdır. Burulma titreşimini ölçmek için, elektrikli torsiyograf, lazer torsiyograf ve elektrikli gerilim ölçme ekipmanı gibi pek çok araç vardır. Elektrikli torsiyograf günümüzde en çok kullanılan araçtır.

Gemi itici sistemleri, fuzzy analizi, burulma titreşimi analizi, kavitasyon, dinamik performans, aşınma ve su altı basınç/gürültü problemlerini ele almaktadır. Sonlu eleman analizi, Holzer yöntemi, transfer matris yöntemi, hesaplamalı akışkan dinamiği, analitik-sayısal birleşik yöntemleri kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca deneysel çalışmaların da mevcut olduğu çalışmalar bu bölümde yer almaktadır. [4], [5]

Esnek kaplinler ve damperler, gemi ana makine şaft sistemlerinde görülen burulma titreşimlerini sönümlemek için kullanılmaktadır.

Literatürde yapılan çalışmalara bakıldığında, boyuna titreşim nakline ya da gövdeye titreşimin en aza indirilmesine dikkat çekilmiştir. Titreşim azaltma amacıyla pek çok

teknikler önerilmiştir. Bu aygıtların en ilgi çekicilerinden biri olan “Rezonans Değiştirici (RC)” ilk defa Goodwin (1960) tarafından uygulanmıştır. Rezonans değiştiriciler uygulama açısından kapsamlı olmasına rağmen, bunun yerine nispeten basit bir model olan pervane şaft teçhizatı sistemi kullanılmıştır. Yarı aktif ve aktif kontrol teknikleri diğer araştırmacılar tarafından kullanılmıştır.

Grzadziela (2008), su altı patlama etkisi altındaki pervane şaft sisteminin dinamiğini incelemiştir. Bu model yer değiştirme ve açısal dönme hareketleri dikkate alınarak dört serbestlik dereceli olarak kurulmuştur. Matlab simulink programı kullanılarak yapılan simülasyon çalışmaları, denizde yapılmış deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda simülasyon ve deney sonuçlarının birbirine uyumlu olduğu görülmüştür.

Murawski (2004), bir tankere ait pervanenin şafta güç iletimi esnasında oluşan burulma titreşimlerinin analizini yapmıştır. Güç iletim sistemlerinin düşük hızlı motora sahip ve doğrudan tahrikli gemiler için daha uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Wang vd. (2011), jeneratör şaft sistemlerinin doğrusal olmayan burulma titreşimlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada, şaft sisteminin titreşim hareket denklemlerini elde etmek için Lagrange metodu kullanılmış ve sonuçlara sayısal hesaplama yöntemiyle ulaşılmıştır. Dizel jeneratör şaft sistemlerinin doğrusal olmayan titreşim karakteristiklerini analiz etmek için çalışan makinenin gerçek test verileri ile doğrusal sistem denklemlerinin hesaplanmış sonuçları karşılaştırılmıştır.

Tang ve Brennan (2013), gemi ana makine şaft sistemi burulma titreşimlerinin modal analizi yapılmıştır. Bağlantı elemanı olarak hem damper hem de yüksek derecede esnekliğe sahip kaplin kullanılmıştır. Şaft sistemindeki gerilme tahmini için geleneksel yaklaşımları kullanarak, gerilme eğrisinin deney sonuçlarına göre oldukça farklı olduğu ifade edilmiştir. Burulma titreşim özelliklerini elde etmek için geleneksel bir yöntem olan şaftın serbest ucundaki tek ölçümü kullanma yönteminden ziyade çok noktalı ölçümleme yapılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Batrak (2014), Buz sınıfı gemiler için 2011 den itibaren buz etkilerini içeren burulma titreşimleri analizi zorunlu hale gelmiştir. Buzlanmanın olduğu denizlerde pervanenin buz parçalarına çaprması ile oluşan darbenin etkisini de içeren burulma gerilmesini

incelemiş. Burulma titreşimleri hesaplarını yaptığı ‘‘Shaftdesigner’’ adlı programına ‘‘ICE-IMPACT’’ sekmesini ekleyerek bu hesapların kolaylıkla yapılmasına olanak sağlamıştır.

Bir gemin kabotaj hattında yada uluslararası seferelere çıkabilmesi için denize uygunluk belgesi alması gerekmektedir. Geminin bu belgeyi alabilmesi için bayrak devletinin yekilendirmiş olduğu klas kuruluşlarından birinden sertifikalarını almış olması gerekmektedir. Bu sertifikaları almadan önce bütün kontrolerin ve analizlerin klas kuruluşu kurallarına göre nihayetlendirmesi gerekmektedir. Burulma titreşimleri analizi de kontrol edilmesi gereken önemli konulardan biri olup eksikliğinde yeni inşa edilmiş bir gemi gerekli belgelerini tamamlayamaz.

Bu çalışmada önce titreşim ile ilgili birtakım temel terimlere kısaca değinilecek, sonrasında ise sırasıyla burulma titreşimleri ele alınacak ve burulma titreşimleri örnek uygulama incelenecektir.

1.2. Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, burulma titreşimlerinin gemilerde meydana getireceği hasar ve kayıpların irdelenmesinin yanı sıra gemilerde sevk amacıyla kullanılan ana makine, dizel jeneratör ve kıç iticilerin maruz kaldığı burulma titreşimlerinin sayısal program aracılığıyla irdelenip, kritik devir noktalarının belirlenmesine çalışılmıştır. Ayrıca burulma titreşimlerinin engellenmesi amacıyla kullanılan ekipmanların hangi noktalarda ne amaçla kullanılarak burulma titreşimlerinin önüne geçilmeye çalışıldığı irdelenmiştir.

1.3. Hipotez

Dizel jeneratör ve Z-drive kıç iticinin hem fiziksel hem de matematiksel modellemesi yapılarak, ticari bir program ve klasik hesap yöntemi yardımıyla analizleri gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

BÖLÜM 2

TİTREŞİMİN TANIMLANMASI

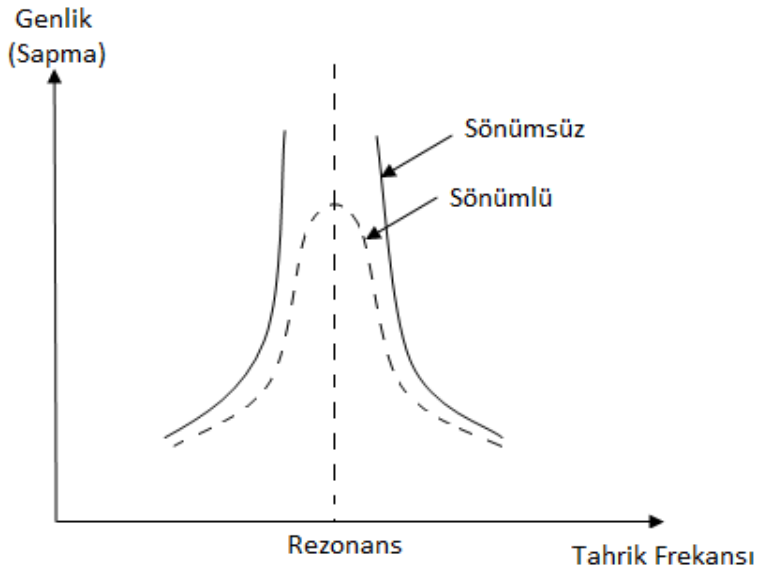
Titreşim, en genel haliyle bir cismin denge konumu etrafında yaptığı salınım hareketi olarak tarif edilir. Titreşimler, hareketli parçalara sahip makinelerin ve bu makinelere bağlı yapıların içindeki dinamik kuvvetlerin etkisi sonucu ortaya çıkar. İyi tasarlanmış bir makinede kabul edilebilir toleranslarda çok az bir titreşim vardır. Makine çalıştıkça aşınır, bazı parçaları küçükte olsa sekil değişimlerine uğrar ve dinamik davranışlarda makinede bozulmalar meydana gelir. Parçalar arasındaki boşluklar artar, eksen kaçıklıkları ve dengesizlik ortaya çıkar. Bütün bu faktörler, titreşim enerjisinde bir artış olarak kendini gösterir. Titreşim enerjisinin makine içinde dağılımı ise bazı rezonansları uyararak, elemanlar üzerine aşırı yük binmesine sebep olur. Bu karşılıklı etkileşim sonucu titreşimler aşırı yüklerin, aşırı yükler de daha şiddetli titreşimlerin gelişmesine yol açar.

Titreşim hareketi genlik ve frekans ile gösterilir. Genlik, titreşen sistemin denge konumundan olan maksimum uzaklığı, frekans ise saniyede meydana gelen salınım sayısıdır. Titreşimlerin değişimi yol, hız, ivme gibi durum faktörlerinin zamana bağlı değişimleri ile tanımlanır.

Titreşimler sisteme etkiyen dış kuvvetler, atalet kuvvetleri ve sistemin bu kuvvetlere cevap verme özelliğinden kaynaklanmaktadır. Bu dış kuvvetler, sistemin bağlı olduğu temelden gelen kuvvetler, dönen sistemlerde dengelenmemiş kuvvetler, motorlarda gidip gelen kuvvetlerdir. Titreşen bir sistem ikinci bir sisteme etki yaparsa ikinci sistemi de beraber titreşmeye yöneltir. Eğer etkileyen ve etkilenen frekanslar birbirine yakınsa rezonans söz konusu olur. [6]

2.1. Rezonans

Rijid olmayan her sistemin mutlaka en az bir adet doğal frekansı vardır. Bu sistemlere etkiyen zorlayıcı kuvvetler çok farklı frekanslarda olabilmektedir. İşte bu zorlayıcı kuvvet frekansının doğal frekansla çakışması rezonans durumuna sebep olur. Bir sistemin tasarım aşamasında bu analizlerinin yapılması çalışma sonrası düzeltici önlemler almaktan kolay olduğundan sistemlerin tasarım aşamasında titreşim analizinin yapılması önem arz eder.



Şekil 2. 1 Rezonans eğrisi [6]

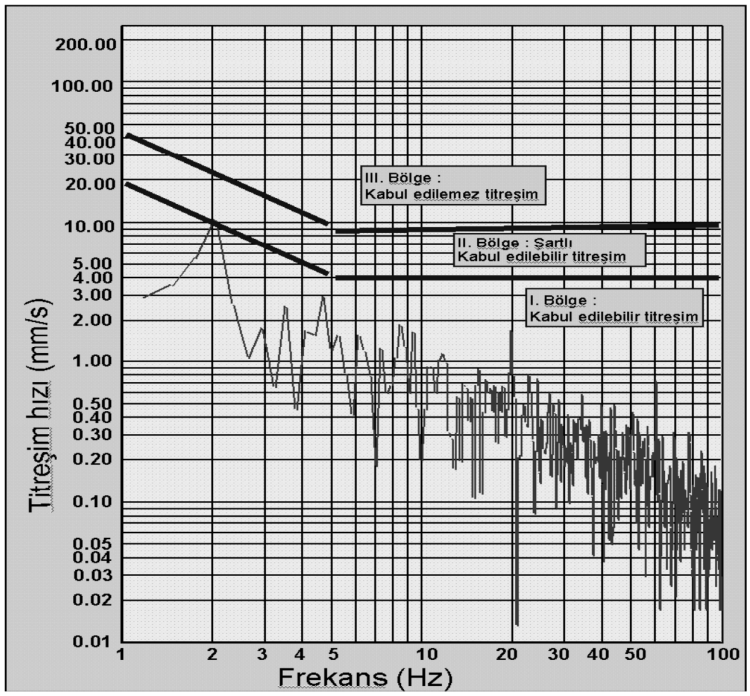
Doğal ve zorlayıcı frekans oranlarının birbirlerine yakın veya birbirine eşit $\omega/\omega_n=1$ gibi olmaması gerekir. Bu tip haller rezonans durumudur. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi rezonansta zorlayıcı etkiler sadece sönümleyici vasıtasıyla engellenebilir. ω/ω_n oranı zorlayıcı etkilerin frekansı ve doğal frekans değişimleriyle değişir. ω dönen makinedeki saniyede yaptığı devir sayısıyla değişir veya pervane tahrikli titreşimde ise pervanenin saniyede yaptığı devir sayısına veya kanat sayısına bağlıdır. ω_n ise sistemin kütlesi ve/veya sistemin katılığına (genellikle sertliğin arttırılması tercih edilir) bağlı olarak değişir.

2.2. Titreşim Standartları

Dinamik sistemlerde limitler dâhilinde olmayan titreşimler insana, çevreye ve hareketli aksamlara zarar verir. Makinelerde görülen titreşimlerin analizinde rezonans incelenmesinin yanında makine konstrüksiyonun ömür değerlendirmesi de yapılmalıdır. Makine rezonans üstü veya rezonans altı bölgede çalışıyor olsa dahi titreşim genlikleri standartlarda verilen değerlerin altına düşürülmediği takdirde bazı parçalarda hasarlar oluşabilir. Ayrıca titreşimden dolayı oluşan deformasyon neticesinde iç sürtünmeler ve bunlara bağlı olarak enerji kaybı oluşur. Bu sebeplerden dolayı titreşen sistemlerin izolasyonu yapılmalıdır.

Titreşim analizleri çoğu mühendislik sisteminde olduğu gibi gemilerde de uygulanmaktadır. Geminin çeşitli bölümlerinde titreşim değerlerinin ölçülmesi ve standartlara göre analiz edilmesi gemi yapım ve tadilat kontratlarında daha fazla yer almaktadır.

Titreşimlerin analizinde ISO 6954 (1984) standartları, personel ve yolcuların rahatlığına engel olabilecek titreşim seviyelerini belirtmektedir. Konu ile ilgili olarak klas kuruluşlarının kabul ettiği örnek bir kural Şekil 2.2' de gösterilmiştir.



Şekil 2. 2 Standart titreşim değerleri [7]

Titreşim limitlerinin istenilen seviyelerde olmaması durumunda gemide seyahat eden yolcu veya gemi personeli sürekli bu rahatsızlığa maruz kalacağı için karadaki normal bir işletmedeki limit aşınımlarından daha fazla önem arz edildiği düşünülmektedir. Bu söz konusu durumun etkileri çalışanlar tarafından rağbet görmeyen bu tarz gemilerin işletmesini yapan şirkete veya armatöre kadar yansıyabilmektedir.

ANSI S2.27 (2002) ve SNAME T&R 2-29 (2004) standartları, tahrik sistemi için Çizelge 2.1' de titreşim limitleri hakkında bilgiler vermektedir. Titreşim limitleri, geniş bantlı rms değerleri ve çoklu frekans bileşenleri (nominal olarak 1 den 1000 Hz' ye kadar) ile elde edilir. Mil yatağında eksenel titreşim (rms) 5mm/s 'den, makinenin diğer aksamları ile beraber makine, pervane ve şafttaki eksenel yataklarda uzama titreşimi 13 mm/s rms, şaft kovanı ve transmisyon milinin yatağında, yanal titreşim 7 mm/s rms' den az olmalıdır. Dizel motor için (1000 HP' den yüksek) titreşim limitleri; her üç tip titreşimde de, yataklarda 13 mm/s ve motor üstünde ise 18 mm/s' dir. Yüksek hızlı dizel makineler için ise (1000 HP' den düşük) 13 mm/s' den düşük olmalıdır.

Çizelge 2. 1 Ana Tahrik Makinesi İçin Titreşim Limitleri [1]

Tahrik Makinesi	**Limitler (rms)**
Tahrik yatağı ve pervane dişlisi	5 mm/s
Diğer tahrik elemanları ve bileşenleri	13 mm/s
Pervane mil kovanı ve şaft hattı yatakları	7 mm/s
Dizel motorun yataklamaları	13 mm/s
Yavaş veya orta hızlı dizel makinenin üst kısmı (1000 Hp 'dan fazla)	18 mm/s
Yüksek hızlı dizel makinenin üst kısmı (1000 Hp 'dan az)	13 mm/s

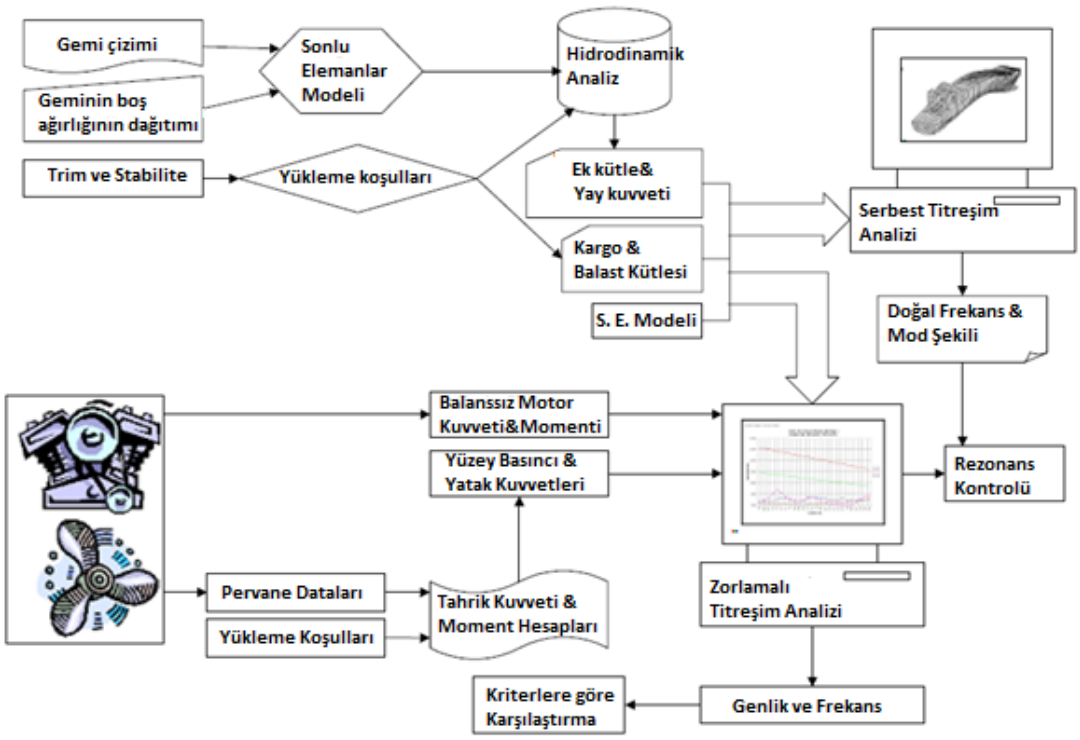
Tahrik motorlarında eksenel titreşim ile ilgili öncelikli olarak kaçınılması gereken husus, ters bir tahrik anında sistem boylamasına rezonansa girebilir ve bu durum da tahrik yataklarının hasar görmesine yol açabilir. ANSI S2.27 standardı tahrik yatağındaki, değişik tahrik durumları için kritik sınırları belirlemiştir. Rutin çalışma durumunda, ana

tahrik yatağındaki maksimum tahrik değeri o hızdaki ortalama tahrik değerinden %75 düşük olmalı veya tam güç durumunda ortalama tahrik değerinden %25 düşük olmalıdır.

2.3. Titreşim Analiz Prosedürü

Dinamik etkiler nedeniyle gemide problemler meydana geldiğinde, genellikle, tasarımda, inşaa aşamasında ve hatta seyir sırasında telafisi için çok geç kalınmış demektir. Düzeltme işlemleri çok masraflı olmaktadır. Bu sebepten dolayı tasarım esnasında bir prosedür belirlenmiştir. Genel olarak mühendislik sistemlerini, oldukça karmaşık yapılarıyla aynen olduğu gibi incelemeye tabii tutmak oldukça zordur. Bir sistemin bütün elemanlarını özellikleriyle incelemek imkânsız denilebilecek kadar kolay olmayan bir iş olduğundan, çoğu zaman sistemlerin gerekli ve önemli olan hayati parametreler hesaplanır ve boyutlandırılır. Mühendislik açısından önemli olan durum, bir sistemin titreşimlerini tamamen yok etmek değil, sistemi tehlikesiz ve zararsız hale getirmektir. İşte bu nedenle, mühendisler herhangi bir sistemi incelerken mutlaka belirli ölçülerde o sistemi idealize ederler. Yani sistemin bir modelini çıkartıp o model üzerinde çalışırlar.

İncelenen sistemin oluşturduğu titreşimin algılanması için, yer değiştirme, hız ve ivmeölçerler kullanılır. Bu algılayıcılar fiziksel ortam ile elektronik cihazları birbirine bağlayan bir köprü görevi görürler. Gemilerdeki titreşim ölçümleri ise yine benzer araçlar kullanılarak ölçülür. Ancak Şekil 2.3' de belirtildiği gibi, ölçüm esnasında birçok parametreye dikkat edilmesi gerekmektedir.



Şekil 2. 3 Gemilerdeki Titreşim Analiz Prosedürü [1]

Titreşim çeşidine göre analiz yöntemleri değişmektedir. Frekans analiz metodları, pistonlu pompalarda, kompresörlerde ve motorlarda genel titreşim genlik analizi için uygun olmasına karşın dönme dengesizliklerin analizi ve hizalama uygulamalarında etkili değildir [1].

Frekans karakteristiği; yer değiştirme, hız veya ivme eğrileri ile teşhis edilir. Diğer yöntemler ise; faz, zaman dalga formu, mod şekli analizleridir. Mod şekli analizi titreşimin kaynağını tanımakta çok kullanışlıdır.

Ana makine titreşimlerinin, frekans düzleminde incelenmesinde görülen en yüksek frekans değerleri mekanik problemlerin meydana geldiğini ifade eder. Bununla birlikte yüksek frekanstaki arıza değerlerinin tespiti için silindir sayısı ve diğer sistemlerin bozucu etkileri de dikkate alınır.

BÖLÜM 3

GEMİ PERVANE ŞAFT SİSTEMLERİNDE OLUŞAN TİTREŞİMLER

Gemi boyut ve tonajlarının büyümesiyle birlikte gemi inşasında titreşim analizinin gerekliliği kabul edilmiştir. Yolcuların konforu ve çalışanların performanslarının azalmaması için aşırı titreşimlerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Belirtilen titreşim sınırı değerlerini sağlamak amacıyla, mürettebatın ilgili yaşam ve çalışma mahallerinde, uygun titreşim azaltma önlemleri alınmalıdır.

Titreşim tasarımı ve kontrolü; makine ömrünün uzatılması, yüksek performans ve sağlanması bakımından çok önemlidir. En etkin yolu ise, zorlamaların azaltılmasına dayanmaktadır. Bunu sağlamak için pistonlu ve döner makinelerdeki tüm kuvvetlerin dengelenmesi ve özel montajlar kullanılması gerekmektedir. Hidrodinamik kuvvetler ise pervane etrafındaki akışın düzeltilmesi ile azaltılabilir. Makine arızaları, iş kazaları, parçaların gevşemesi, gürültü ve bunun gibi güvenlik, performans ve konfor üzerinde etkisi bulunmaktadır. Bu açıdan titreşim genellikle istenmeyen bir durumdur.

Dizayn sırasında; iyi bir çalışma performansı elde etmek için sistemin titreşim karakteristiği anlaşılmalı ve rezonans durumu analizi yapılmalıdır.

Titreşim üzerine yapılan çalışmaların amacı, hesaplamalar ve deneyler ile rezonanstan uzak durmak, salınımları azaltmaktır. Bunun için birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarla birlikte çeşitli deneylerde uygulanmıştır. Bu yapılan deneyler sonucu gemi titreşimi ile ilgili aşağıdaki bilgilere ulaşılmıştır [1];

I) Gemi gövdesindeki kirişlerin titreşimi ana makinenin çalışması esnasında ortaya çıkar.

II) Şaft sistemindeki eksenel titreşimi daha çok pervanede oluşan itme kuvveti ve krank milinde oluşan eksenel kuvvet meydana getirir.

III) Başta ve kıçtaki yapısal titreşimler, gövde kirişlerinin dikine olarak şaft sistemindeki eksenel titreşimler etkisiyle oluşur.

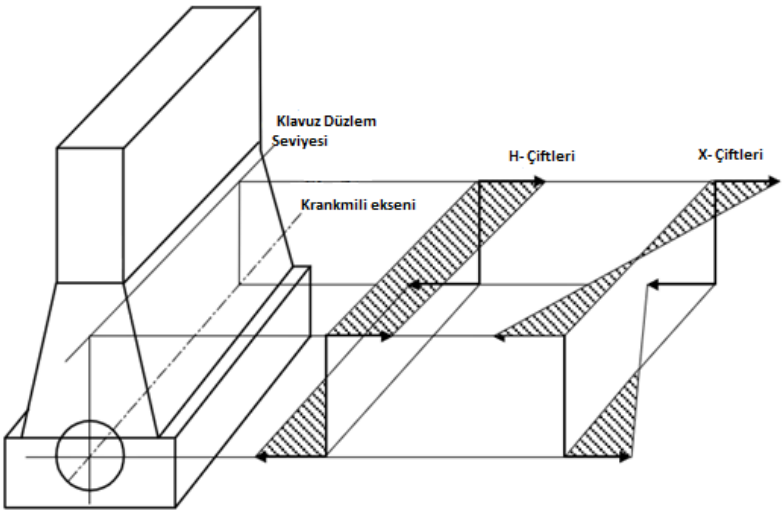
IV) Gemideki yanal titreşimler, pervane ve şaft segmanlarının ağırlığından ve dengesizlikten dolayı oluşur.

V) Burulma titreşimi ise dönen mekanizmalarda oluşur ve şaftın değişik hızlarda dönmesi sonucu karakterize edilir.

Bunların yanı sıra gemide sayısız yerel titreşimler de meydana gelir. Fakat bu yerel problemler genellikle yerel yapısal rezonansları kapsar ve bunlar küçük problemlerdir. Bu yerlerde çeşitli sönümleyiciler yerleştirilerek çözüme kavuşturulabilir [1]

Şekil 3.1' de gösterildiği gibi X tipi ve H tipi momentler sonucunda oluşan yanal titreşimler, makine dairesi alt yapısındaki katılığa ve makine bağlantılarına bağlı olarak yerel titreşimlere sebep olur. Makine dairesindeki yan yüklemeler ön tasarım aşamasında göz önünde bulundurulmalıdır.

Ana makinenin tahrik kuvvetlerini hesaplarken ilk önce tek bir silindir göz önüne alınarak çalışmalar yapılır ve atalet, krank gibi diğer kuvvet faktörleri işleme katılır. Ayrıca biyel kolunun açısal ivmelenmesi incelenerek tork'un krank milindeki etkisi anlaşılır. Bu kuvvet fonksiyonları Fourer analiziyle frekans düzlemine geçirilir. Krank milindeki veya şaft hattındaki titreşimler göz önünde tutulursa, tanjanta ait olan kuvvetler ve radyal kuvvetler tahrikin ana kaynağı olarak bulunurlar.



Şekil 3. 1 Ana Makinenin tahrik kuvvetlerinin yönleri [1]

3.1. Gemi Titreşimleri (Titreşim türleri)

3.1.1. Serbest Titreşim

Bir başlangıç hareketi verilen ve daha sonra serbestçe salınmaya bırakılan sistemlerde meydana gelen titreşim türüdür. Bir çocuğu salıncakta sallanırken ardından ittirmek ve daha sonra serbest bırakmak veya bir akort çatalına vurmak ve daha sonra salınmaya bırakmak bu titreşim türünün örnekleridir. Mekanik sistem daha sonra kendi frekansı veya frekanslarında titreşecek ve sıfıra gidecektir.

3.1.2. Zorlamalı Titreşim

Değişen bir kuvvet veya hareket bir mekanik sisteme uygulandığında oluşan titreşim türüdür. Dengesizlik dolayısıyla çamaşır makinesinin titreşimi, araç titreşimleri (motordan, yaylardan veya yoldan kaynaklanan), veya deprem sırasında bir binanın titreşimleri bu titreşim türünün örneklerine dahildir. Zorlamalı titreşimde titreşimin frekansı uygulanan zorlamanın veya hareketin frekansına bağlıdır. Fakat titreşimin genliği sistemin mekanik davranışına bağlıdır.

3.1.2.1. Hidrolik Kuvvetler

Hidrolik kuvvetler geçici veya devamlı karakterde olabilir. Örneğin, dalgalar oluşmuş bir denizde geminin baş-kıç vurması, yalpalar, manevra sırasındaki gemi için geçici karakterli bir ikaz kaynağı oluşturmaktadır. Gemi kıçında değişik devir sayılarında çalışan pervane ise, dönmeden dolayı kanatları üzerine gelen basınç kuvvetlerini şaft yatakları vasıtasıyla tekne üzerine ileterek, tekneyi aralıksız olarak titretmeye zorlayan devamlı karakterde bir ikaz kuvveti meydana getirmektedir.

Mekanik kuvvetler mükemmel balansın bulunmadığı yerde daima mevcuttur. Yardımcı makineler periyodik ikaz kuvvetleri meydana getirebildiği gibi motorlu ana makina sistemleri de karışık periyodik ikaz kuvvetleri ortaya çıkarır. Dolayısıyla tekne bünyesi kompleks titreşimlere maruz kalır.

Gemideki titreşimlerin başlıca kaynakları karşılıklı çalışan makineler, pervaneler ve dişli donanımlarıdır.

3.1.2.2. Makine Kaynaklı Titreşimler

Makinelerdeki balanssızlık, krank karşı ağırlıkları koymak veya çok silindirli içten yanmalı motorlarda ateşleme sırasını düzenlemek suretiyle birincil balanssızlık da büyük ölçüde azaltılabilir. Karşı ağırlıklar konurken şaft burulma titreşimi önemli modlarının doğal frekansı, gemi servis hızında şiddetli şaft kritik frekansına inebilir. Bu yüzden dikkatli olmak gerekir. Aynı şekilde makine balansı yönünden uygun olan bir ateşleme sırası burulma titreşimi yönünden istenmeyebilir.

Makine tarafında ikaz edilerek tekne üzerinde beliren titreşimlerin kaynakları haricen balanssız brincil ve ikincil kuvvet ve kuvvet çiftleridir. Teorik olarak balanssız kuvveti olan bir makine, nod noktasına yani tekne sehim eğrisinde sehim sıfır olduğu noktaya yerleştirilecek olursa tekne titreşimine hiçbir ikaz yapamaz. Aynı şekilde balanssız bir kuvvet çiftine sahip makine, tekne sehim eğrisinde eğrinin eğiminin sıfır olduğu noktaya (takriben iki nodun orta noktası) konulacak olursa tekne titreşimine hiç bir ikaz tesiri yapamaz.

İki nodlu titreşim modlarında sehim maksimum ve eğimin sıfır olduğu yer olan gemi ortasına konulmuş makinelerde harici kuvvet çiftlerinden ziyade harici kuvvetlerin

balansızlığı halinde muhtemelen şiddetli titreşimler meydana gelir. Aynı şekilde makineler tekne sehiminin sıfır fakat eğiminin büyük olduğu nod üzerine yerleştirildiklerinde harici kuvvetlerden ziyade harici kuvvet çiftleri titreşimi şiddetlendirirler. Eğer makine kıç noddan sonraki hem eğim hem de sehim büyük olduğu bir yere yerleştirilirse gerek kuvvet gerekse kuvvet çiftinin balansızlıkları titreşimi şiddetlendirmeye çalışırlar. Titreşimin şiddetlenmesinde kuvvet balanssızlığı daha fazla tesir eder.

Üçten fazla silindirli içten yanmalı motorlarda krank pinler eşit açısal aralıklarla krank dairesi çevresine sıralanmış olduklarından haricen balanssız birincil ve ikincil kuvvetler yoktur. Bu her ne kadar problemi basitleştirse de yine zararlı olabilecek şekilde birincil ve ikincil kuvvet çiftleri kalabilir. Birincil ve ikincil balanssızlıklarını kabul edilebilen bir seviyeye indirmek ateşleme sırasını ayarlamak suretiyle mümkündür. Fakat seçilen ateşleme sırasının meydana getireceği burulma titreşimi, krak şaft yapısı ve ana yataklara gelecek yük yönünden de emniyetli olmalıdır. Bu şekilde balanssızlığı gidermek mümkün olmazsa en zararlı birincil balanssızlık, krank karşı ağırlıkları konularak azaltılabilir.

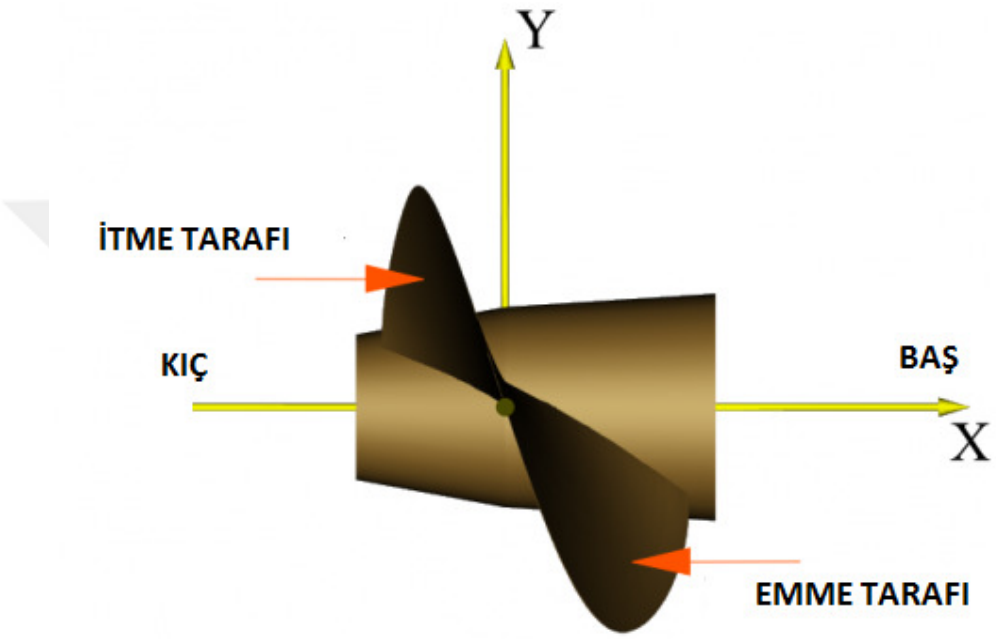
Sistem üzerinde arta kalan ikincil kuvvet ve kuvvet çiftleri, konnektin rodun meyilinden dolayı meydana gelerek yalnızca dikey düzlemde etki yaparlar ve krank şaft hızının iki katı hızda dişli ile döndürülen ağırlıkları içeren bir sistem ilave etmek suretiyle nötr edilebilirler. Fakat henüz tasarım aşamasındayken parçaların ağırlıklarını azaltmak daha uygundur. [8]

3.1.2.3. Pervane Kaynaklı Titreşimler

Ana tekne doğal frekansı, pervane etkili titreşim frekansı ile çakışıp rezonans durumu oluşturursa büyük genlikli titreşimler oluşabilir. Oysa aynı hal için pervane titreşimleri tek başına önemli bir etki yaratmayabilirler. Pervanenin bir kanadının elastik titreşimlerinin hesabı, en küçük dereceli titreşimler için mümkündür ve yalnızca çok büyük pervanelerde söz konusu olabilir.

Pervaneden kaynaklanan titreşimlerin ortaya çıkmasına sebep olan ana faktörler, tek bir pervane üzerine büyük güçler uygulanması, tek pervaneli gemilerin boylarının artması ve neticede geminin seyir hızında daha yüksek modlardaki titreşimlerde kritik duruma

düşmesidir. Mevki olarak pervane, gemi ve şaft titreşiminin bütün modlarında titreşim şiddetini arttıracak en ideal yere konulmuş olduğundan, pervane üzerine uygulanacak güç, izin verilen pervane ikazı seviyesini aşmayacak kadar olmalıdır. Bu nedenle seyir hızı civarında tekne ile rezonans oluşturmasa bile geminin kıç kısmında yerel titreşimler olabilir. [8]



Şekil 3. 2 Pervane kanadı çalışma yönü

Pervane ikazının önlenmesi için başlıca şart, pervane etrafında düzgün su akımının oluşumunun sağlanmasıdır, düzgün su akımı elde edebilmek için gemi kıç form dizaynı ve pervane dizaynı bağlıdır birbiri ile uyumlu olmalıdır. Gemi kıç formunun ve uygun bir pervanenin seçimi karmaşık problemlerden biridir. Pervane ve gemi arasındaki etkileşimi göz önünde tutarak özellikle aşağıdaki amaçlara ulaşmak istenir.

a) Pervane veriminin, geminin belirli çalışma koşulları altında maksimum olması istenir.

b) Pervane, geminin tüm yükleme durumlarında kavitasyondan korunmalıdır.

c) Pervane tarafından oluşturulan tüm hidrodinamik kuvvet ve momentler belli sınırları aşmamalıdır.

d) Pervane, gemi dış kaplaması üzerinde istenmeyen basınç değişimleri meydana gelmeyecek şekilde yerleştirilmelidir.

Uzun yıllardan beri gemi pervane kanatlarının gerilme analizinde hep “ankastre kiriş yöntemi” kullanılmıştır. Bu yöntem ilk defa 1910 yılında Taylor tarafından uygulanmıştır. Bu yöntem vasıtasıyla pervane kanatları üzerindeki gerilmeler ve kanat kesit kalınlıkları hesaplanabilmektedir. Ankastre kiriş yaklaşımında ortalama itme kuvveti, tork, makinenin sürekli maksimum güç (MCR) ve ortalama pervane ilerleme hızı koşullarındaki ortalama merkezkaç kuvvetler giriş verisi olarak kullanılır. Ankastre kiriş yaklaşımında, pervanenin bir iz alanı içerisinde dönüşü sırasında oluşan itme ve tork değişimleri ihmal edilmektedir. Bu hesap yöntemiyle bulunan gerilmeler yaklaşık ortalama değerlerdir.

Ankastre kiriş yöntemi kullanılarak kolay ve hızlı bir şekilde maksimum gerilme bulunabilir. Çizelge 3.1’ de değişik tipte tekneler için ankastre kiriş yöntemi ile yapılan gerilme analizi sonucu ve gerilme bileşenlerinin dağılımı görülmektedir. Çizelge 3.1’ den görüleceği üzere, ağır teknelerde itmeden dolayı meydana gelen gerilmeler toplam gerilmenin ¾ ‘lük kısmını oluşturmaktadır. Yine aynı tip gemi için, pervanenin eğiklik değeri değiştirilerek yapılan gerilme analizinde santrifüj eğme gerilmesi işaret değiştirmekte ve itme gerilmesi artmaktadır. Diğer bir sonuçta, yüksek süratli teknelere ait pervanelerde santrifüj kuvvet gerilmelerinin artması ancak diğer gerilme değerlerine göre düşük kalmasıdır.

Çizelge 3. 1 Değişik gemi tiplerine göre kanat kökü gerilme dağılımları [9]

Gerilme Bileşeni Türü	**Gemi Tipi**				
	Dökme Yük	Hızlı Kargo		Çift Pervaneli Feribot	Yüksek Süratli Tekne
		5° Geri Eğiklik	15° İleri Eğiklik		
İtme	72%	58%	71%	54%	51%
Tork	23%	33%	41%	36%	35%
Santrifüj Eğme	1%	5%	-17%	2%	3%
Santrifüj Kuvvet	4%	4%	5%	8%	11%
Toplam	100%	100%	100%	100%	100%

Ankastre kiriş yöntemi, radyal kesitler boyunca uygulandığında maksimum gerilmenin kanat boyunca dağılımı bulunabilir. Buna bağlı olarak, doğrusal ve doğrusal olmayan kalınlık dağılımının gerilme dağılımı ile olan ilişkisi incelenebilir.

BÖLÜM 4

ANA MAKİNE ŞAFT SİSTEMİNİN BURULMA TİTREŞİM ANALİZİ

Çok serbestlik dereceli herhangi bir dinamik sistemin hareket denklemlerinin çıkarılması için enerji denklemleri kullanılabilir. Bu denklemlerden biri olan Lagrange denklemleri; kinetik, potansiyel ve sönüm enerjileri dikkate alınarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dKE}{d\dot{q}_i}\right) - \left(\frac{dKE}{dq_i}\right) + \left(\frac{dPE}{dq_i}\right) + \left(\frac{dDE}{d\dot{q}_i}\right) = Q_i \qquad (4.1)$$

Burada;

KE: Toplam kinetik enerji,

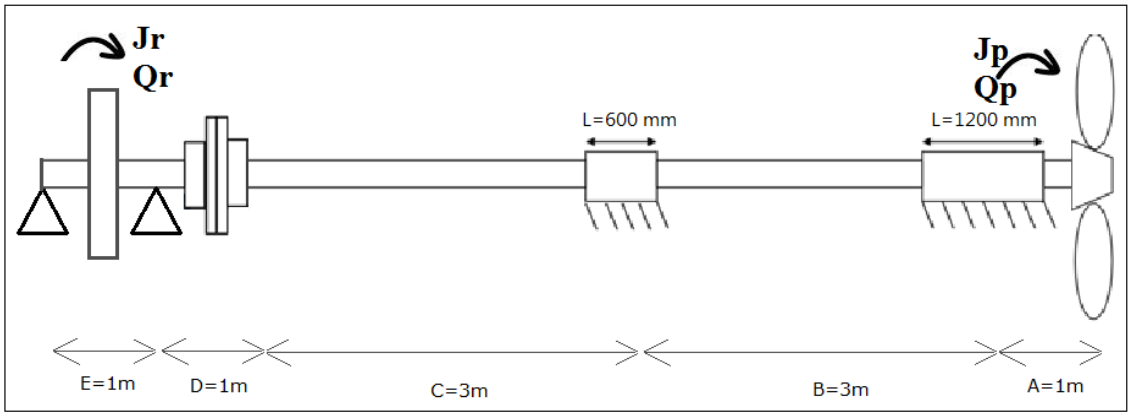
PE: Toplam potansiyel enerji,

DE: Toplam sönüm enerjisi,

Q_i: Genelleştirilmiş kuvvetler (i=1,2,3,…,n),

q_i: Genelleştirilmiş koordinatları (i=1,2,3,…,n)

Değerlerini gösterilmektedir.



Şekil 4. 1 Şaft pervane burulma titreşim modeli

Şekil 4.1'de belirtilen ana makine şaft pervane sisteminin sönüm elemanları, yay katsayıları ve atalet kuvvetleri, Denklem (4.1) kullanılarak matris formunda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[J]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = M_b \tag{4.2}$$

J: Atalet matrisi

C: Sönüm katsayılar matrisi

K:Yay katsayılar matrisi

x : $\left[\theta_r\ \theta_p\right]^T$

θ_p: Pervanenin açısal yer değişimi

θ_r: Redüktörün açısal yer değişimi

k_{b1}, k_{b2} :Şaftın burulma sertlik değerleri

c_b: Şaftın burulma sönüm değeri

J_r: Redüktörün ataleti

J_P: Pervanenin ataleti

M_b: Burulma momenti

Hareket denklemleri, elde edilen toplam enerjilerden yola çıkılarak ve Lagrange denklemi uygulanarak aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir.

$\dot{\theta}_r$' ye göre hareket denklemi;

$$\left(\frac{dKE}{d\dot{\theta}_r}\right) = J_r\dot{\theta}_r \qquad \left(\frac{dKE}{d\theta_r}\right) = k_{b1}\theta_r + k_b\left(\theta_r - \theta_p\right)$$

$$\frac{d}{d_t}\left(\frac{dKE}{d\dot{\theta}_r}\right) = J_r\ddot{\theta}_r \qquad \left(\frac{dDE}{d\dot{\theta}_r}\right) = c_b\left(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p\right)$$

$$\left(\frac{dKE}{d\theta_r}\right) = 0$$

$$J_r\ddot{\theta}_r + \ k_{b1}\theta_r + k_b\left(\theta_r - \theta_p\right) + c_b\left(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p\right) = M_{rb} \tag{4.3}$$

$\dot{\theta}_p$ ye göre hareket denklemini yazalım

$$\left(\frac{dKE}{d\dot{\theta}_p}\right) = J_r\dot{\theta}_p \qquad \left(\frac{dPE}{d\theta_p}\right) = k_{b1} + (\theta_r - \theta_p)$$

$$\frac{d}{d_t}\left(\frac{dKE}{d\dot{\theta}_p}\right) = J_p\ddot{\theta}_p \qquad \left(\frac{dDE}{d\dot{\theta}_p}\right) = -c_b(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p)$$

$$\left(\frac{dKE}{d\theta_p}\right) = 0$$

$$J_r\dot{\theta}_p - k_b(\theta_r - \theta_p) - c_b(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p) = 0 \tag{4.4}$$

Elde edilen hareket denklemleri durum uzayı formunda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$\dot{\theta}_r = \theta_{r1}$ ve $\dot{\theta}_p = \theta_{p1}$ ise

$\dot{\theta_{r1}} = \ddot{\theta}_r$ ve $\dot{\theta_{p1}} = \ddot{\theta}_p$ olur .

$$J_r\ddot{\theta}_r + k_{b1}\theta_r + k_b(\theta_r - \theta_p) + c_b(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p) = M_{rb}$$

$$J_r\dot{\theta}_p - k_b(\theta_r - \theta_p) - c_b(\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p) = 0$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_{\mathrm{r}} \\ \dot{\theta}_{\mathrm{r1}} \\ \dot{\theta}_{\mathrm{p}} \\ \dot{\theta}_{\mathrm{p1}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{b1}+k_b)}{J_r} & \frac{-c_b}{J_r} & \frac{k_{b1}}{J_r} & \frac{c_b}{J_r} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{b1}}{J_p} & \frac{c_b}{J_p} & \frac{-k_{b1}}{J_p} & \frac{-c_b}{J_p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_r \\ \theta_{r1} \\ \theta_p \\ \theta_{p1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{M_{rb}}{J_r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.5}$$

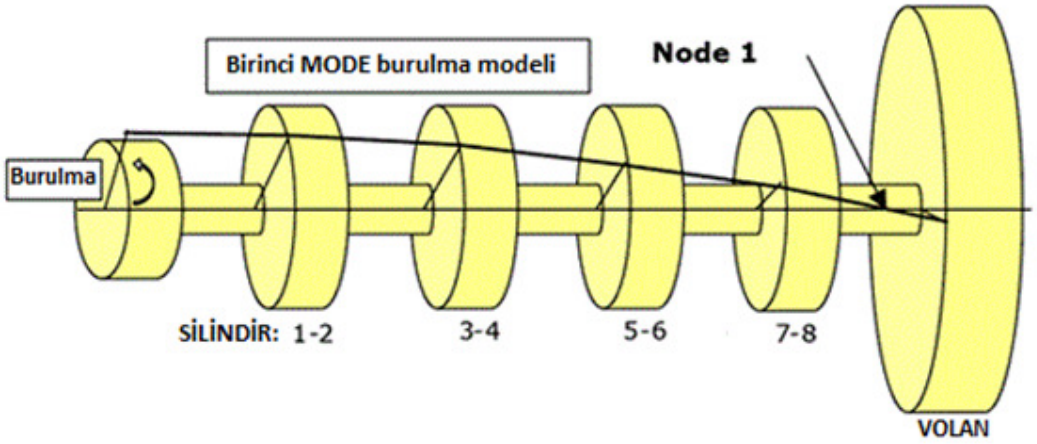
4.1. Şaft Burulma Titreşimleri

Şiddetli burulma titreşimi problemleri, ilk defa pistonlu makinelerin çalışması esnasında keşfedilmiş ve bu mekanik makinelerin yoğun olarak kullanımları ile eş zamanlı olarak artış göstermiştir. Özellikle dizel makineler, burulma titreşimi problemleri göz önüne alınacak şekilde dizayn edilmelidirler. Burulma titreşimi, ana sevk şaft sisteminin bütün tiplerinin dizaynında dikkatli şekilde göz önüne alınması gereken bir faktör olarak tayin edilmiş olmalıdır.

Burulma titreşimleri sıklıkla şaft ya da kaplin kırılmasına neden olabilmektedir. Malzeme yorgunluğundan oluşan kırık şaft karakteristiği genellikle mil eksenine 45 derece yayılan bir çatlak ile oluşur. Şekil 4.2’ de bu anlatılan duruma bir örnektir.[10]

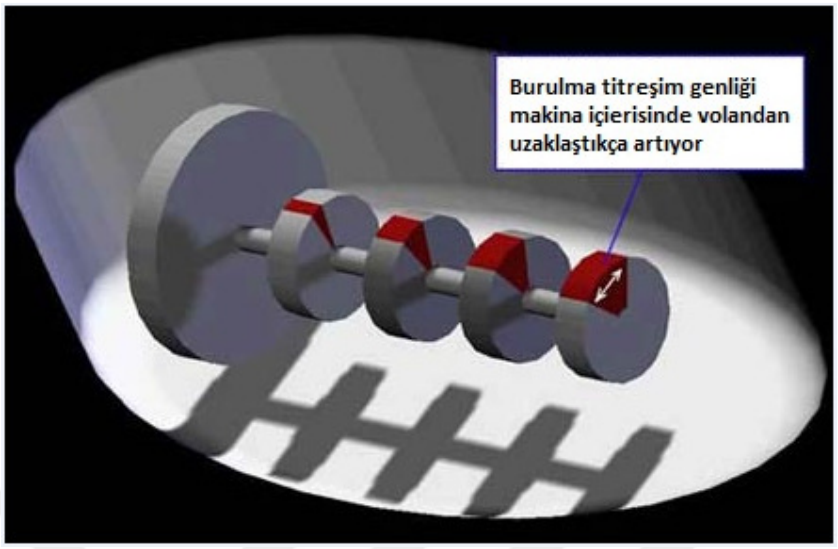


Şekil 4. 2 Burulma sonucu zarar görmüş şaft [10]



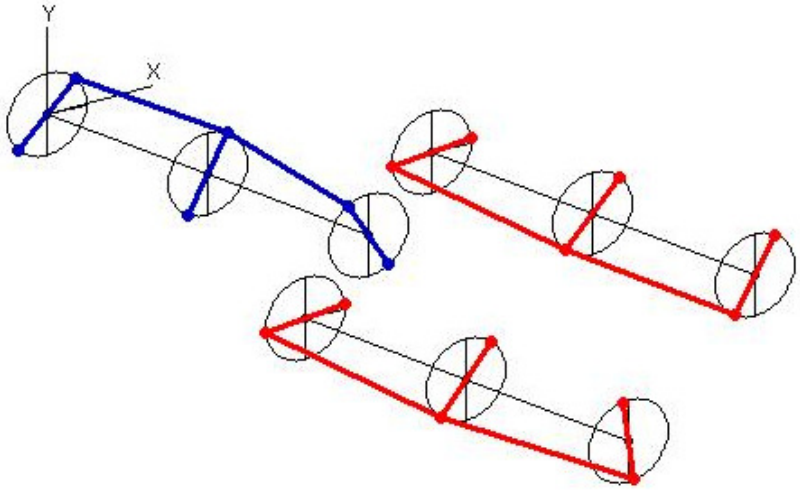
Şekil 4. 3 Krank Şaft Burulma Titreşim Modeli_1 [11]

Bir nesnenin açısal titreşimlerine, burulma titreşimleri denir. Bu tip titreşimler, genel olarak dönen şaft sistemlerinde meydana gelir. Şaftın düzensiz dönmesi ve pervane direncindeki değişimler bu titreşimleri meydana getirebilir. Burulma titreşimleri sık sık kontrol edilmezse güç iletim sistemlerindeki dönen millerin ve kaplinlerin hasar görmesine neden olabilir. Burulma titreşimlerinin gemilerdeki etkisi çok sıkıntılı durumlar ortaya çıkarabilir, bu tür titreşimler makinelerde rastlanılan en zararlı titreşim tipleridir.



Şekil 4. 4 Krank Şaft Burulma Titreşim Modeli_2 [12]

Örneğin krank şaftın, pervane şaftının, dişlilerin veya kaplinlerin kırılması gibi hasarlara neden olabilir. Bu tür hasarların hepsi geminin itme yönünde tahrik edilmesini engeller ve büyük maddi kayıplara neden olabilir. Bu nedenle, burulma titreşimlerinin kontrolü büyük önem taşımaktadır. Yeni inşa edilen gemilerde bu kontrol daha kolay olmaktadır.



Şekil 4. 5 Düzlem üzerinde burulma gösterimi [13]

Bu yöndeki ilk çalışmalar, burulma titreşimlerini hesaplamakta yeterli olmamıştır. 1882-1885 yılları arasında tutulan bir istatistiğe göre gemi şaftlarının 228 kez burulma titreşimlerinden kaynaklı hasara uğradığı görülmüştür.

Eğer burulma titreşimleri ilk dizayn aşamasından itibaren kontrol edilmezse, krankşaft yada krankşafttan moment alan diğer şaft bileşenleri hasar görebilir. Burulma

titreşimlerini sönümlemek için burulma damperleri kullanılmaktadır. Bu damperler silindir kafalarındaki patlamadan sonra krank şafta iletilen momentin şaft üzerindeki etkisini azaltmak amacıyla kullanılır.

Burulma titreşimlerini sönümlemek amacıyla damper seçimini etkileyen faktörler aşağıdaki gibidir; [14]

- Yakıt çeşidi
- Silindir sayısı
- Makina tipi (iki zamanlı, dört zamanlı)
- Makinenin en az dönme hızı
- Makinenin en fazla dönme hızı
- Makinenin operasyon hız aralığı
- Makine elemanlarının boyutları (silindir çapı, krank kolu… vb.)
- Ana belirtilen basınç (MIP)
- Pistonlu toplam ağırlık
- Krank şaftın burulma rijitliği
- Şaftın müsaade edilebilir burulma açısı değeri

4.2. Titreşim Sönümleyici Damperler

Gemi makinelerinin krank şaftlarında oluşan burulma titreşimlerini sönümlemek için uzun yıllar aşağıda belirtilen damper tipleri kullanılmıştır:

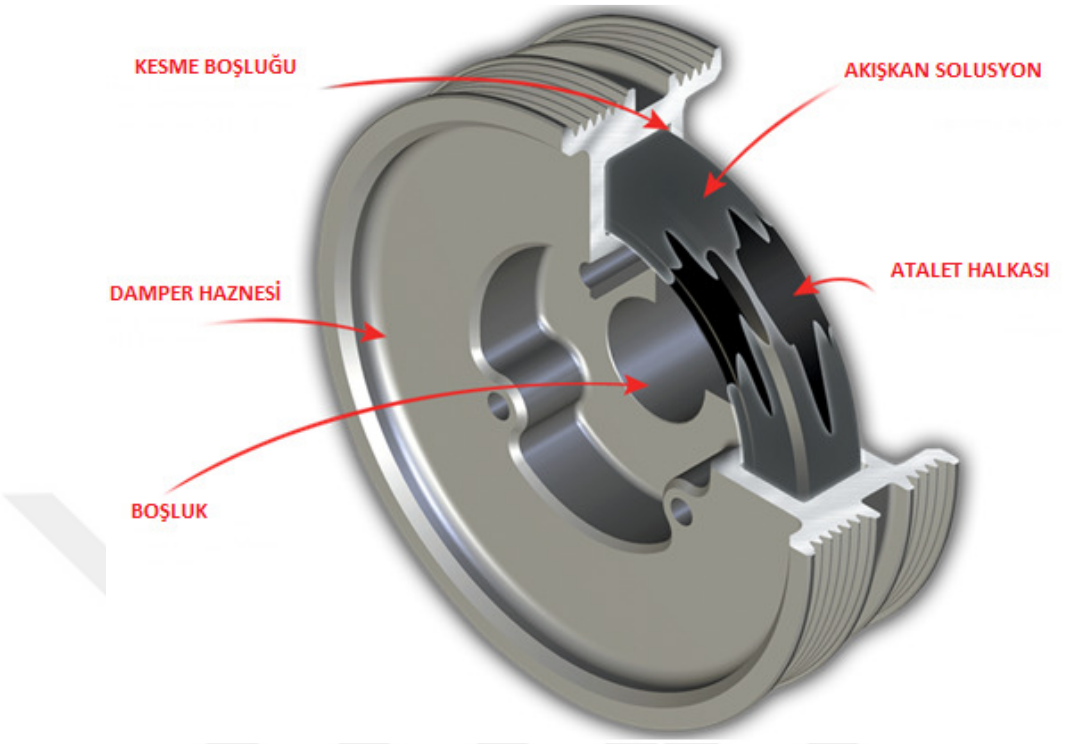
- Sürtünme damperi
- Kauçuk damper (Şekil 4.6)
- Viskoz damper (Şekil 4.7)
- Yaylı damper

Yukarıda belirtilen damperler arasında en çok kullanılan ve burulma titreşimlerde en başarılı olan damper viskoz damperdir.

Viskoz damper; ayrıca krank damperi, krank şaft damperi, burulma damperi ve titreşim damperi olarak da adlandırılır. Bir kütle ve bir enerji dağıtan eleman (kauçuk/ debriyaj/ sıvı) olmak üzere damper unsurlarında oluşmaktadır. Kütle titreşimin ve enerjinin dağılmasını eleman ise titreşimin absorbe edilmesini sağlamaktadır. Şekil 4.7’ de bir viskoz damper örneği gösterilmektedir.[15]

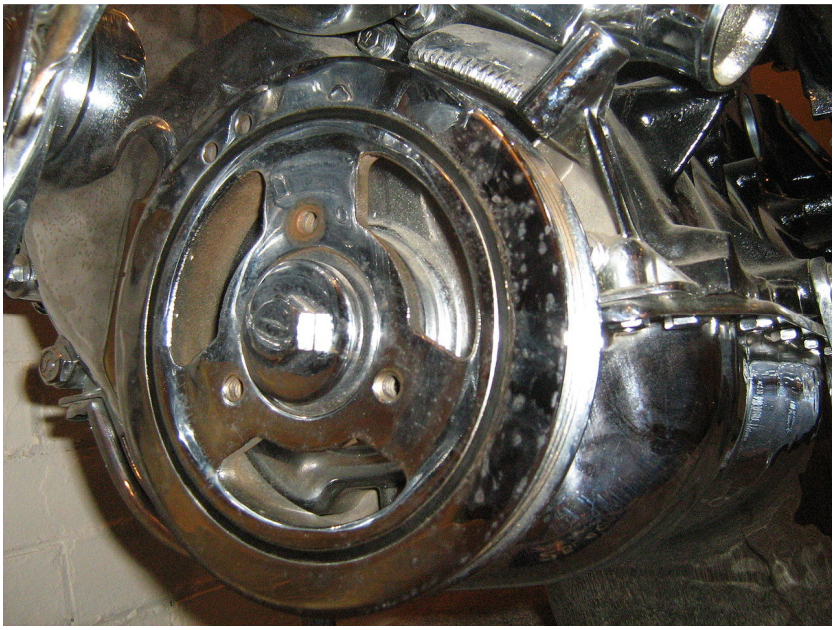


Şekil 4. 6 Kauçuk damper [15]

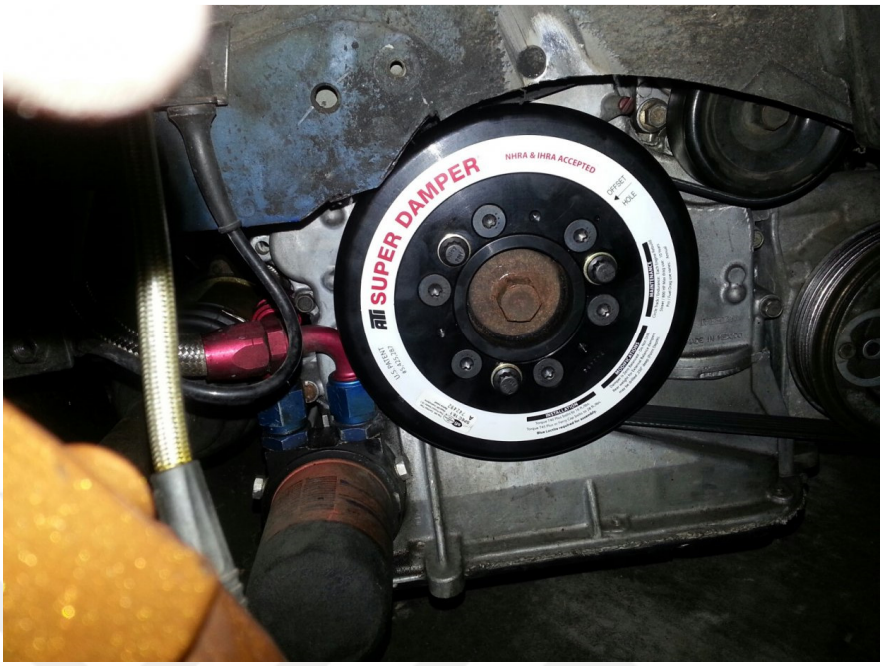


Şekil 4. 7 Viskoz damper [16]

Titreşim sönümleyici damperler makinelerin burulma titreşimlerini sönümlemek amacıyla ya direk krank şafta ya da kasnak yöntemiyle makineye bağlanır. Şekil 4.8' de doğrudan bağlantı, Şekil 4.9' da ise kasnaklı bağlantı gösterilmektedir.



Şekil 4. 8 Doğrudan bağlantılı damper [17]



Şekil 4. 9 Kasnak bağlantılı damper [15]

BÖLÜM 5

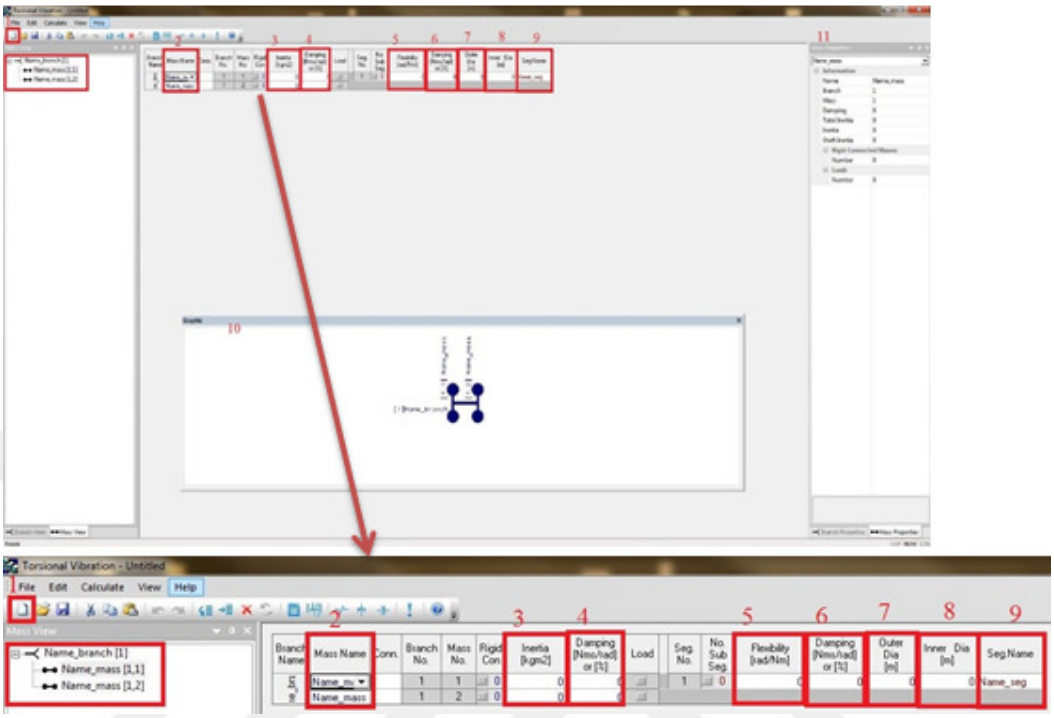
BURULMA TİTREŞİMLERİNİN BİGİSAYAR PROGRAMI YARDIMIYLA ANALİZİ

Gemilerdeki sevk sistemleri büyük ve karmaşık sistemlerdir. Sevk sistemleri genellikle uzun ve çok ağırdırlar ve birçok makina parçalarından oluşurlar. Bu sistemlerin burulma modlarında frekansları çalışma frekanslarından yüksek ya da düşün olabilmektedir. Bu karmaşık yapıları basite indergeyip analizlerini yapabilmek için modellemk en iyi çözümdür. [18]

Burulma titreşimlerinin analizi için klas kuruluşlarının, makina üreticilerinin, damper üreticilerinin ve titreşim analizi yapan firmaların üretmiş olduğu çeşitli programlar mevcuttur. Bu programların bir kısmı sadece burulma titreşimi analizi yaparken, bazıları da şaft hizalama hesapları, eğme-bükme hesapları yapabilmektedir.

Bu çalışmada burulma titreşimlerinin analizi için hazır paket bir ticari program kullanılmıştır. ABS (American Bureau of Shipping) yazılımı olan “TorVib” adlı bu program, gemilerin sevk sistemlerinin analizi için geliştirilmiş fonksiyonel sonlu elemanlar yöntemini esas alan bir bilgisayar programdır. Program dünya üzerinde kullanılan diğer programlarla benzer sonuçlar vermekle birlikte, kullanıcılar için kolay anlaşılır ara yüzlere sahiptir. Aynı zamanda program yeni kurallara ve yeni uygulamalara göre sürekli güncellenmektedir.

Bu programın “burulma titreşim modülü” ‘ne ait çalıştırma komutları, Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’ de gösterilmektedir. Program başlatıldıktan sonra yeni (1) butonu ile incelenecek proje için sayfa açılır.

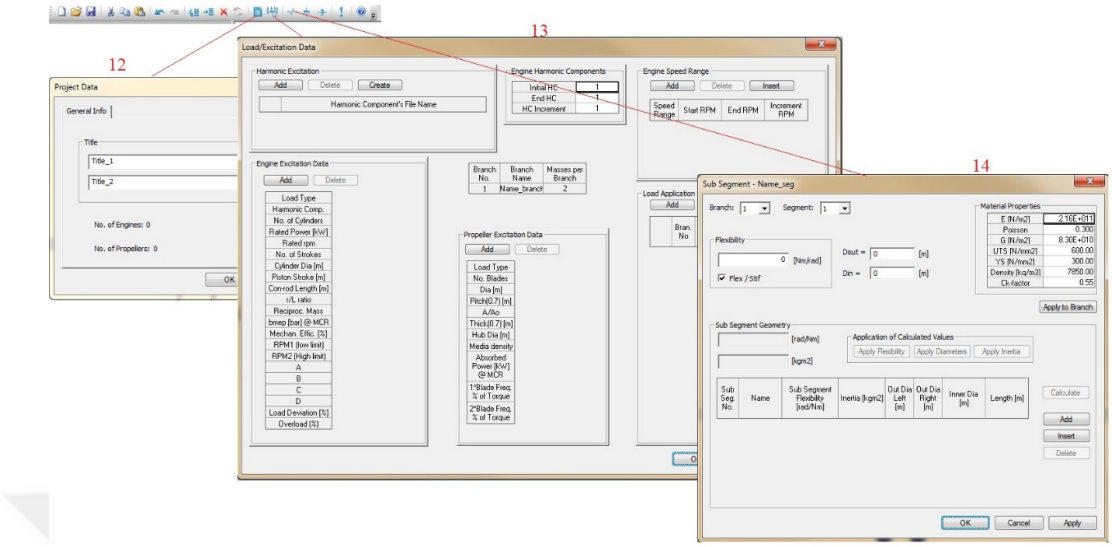


Şekil 5. 1 ABS TorVib programı_1

Açılan yeni projede gerekli isim değişiklikleri yapıldıktan sonra, şaft sistemine resim üzerinde (2) numara ile belirtilen kısımda kütlelerin isimleri (silindirler, kaplinler, dişliler… vb.) ve (3) numaralı kısımda ise kgm^2 cinsinden atalet kuvvetleri tanımlanır. Bu kütlelerin eğer mevcut ise sönüm (damping) değerleri (4) numara ile belirtilen kutucuğa yüzdesel (%) olarak veya Nm/rad cinsinden tanımlanabilir.

Kütlelerin arasındaki bağlantı elemanlarının yani şaftlarla ilgili bilgiler ise ekranın sağ tarafında yer alan (9) numaralı kısma isimleri (krank şaft, esnek kaplin… vb.), (5) numaralı kısma ise bu bağlantı elemanlarının esneklikleri yani rijitlikleri Nm/rad veya rad/Nm cinsinden yazılır. Eğer bu elemanların da varsa sönüm değerleri (4) numara ile belirtilen kutucuğa yüzdesel (%) olarak veya Nm/rad cinsinden yazılır. Son olarak, (7) ve (8) numaralı kutucuğa ise bu bağlantı elemanlarının çap bilgileri tanımlanmaktadır.

(10) numara ile gösterilen kısımda, programa verilen giriş değerleri grafik halini alarak sistemin modelini oluşturmaktadır. Böylece kurgulanan model daha anlaşılır olmaktadır. (11) numara ile gösterilen kısım ise bütün elemanların özelliklerinin gösterildiği kısım olup, elemanlar ait değerlerde değişiklik yapma imkanı mevcuttur.



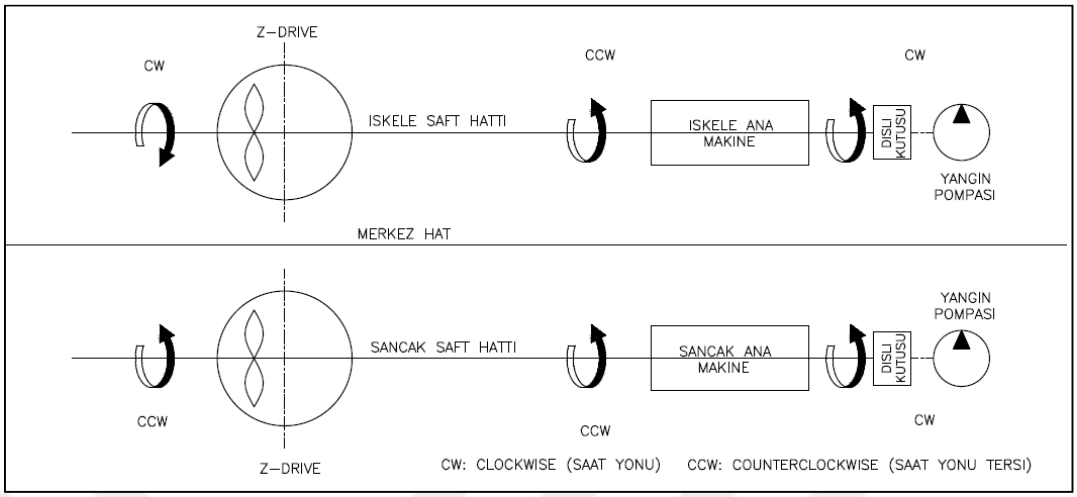
Şekil 5. 2 ABS TorVib programı_2

(12) numaralı kısıma projenin ismi girilir. (13) numara, programda makinenin tanımladığı bölümdür. Makinenin tanımlanması için Çizelge 5.1' de belirtilmiş bilgilere ihtiyaç vardır.

Çizelge 5.1' de belirtilen değerler, Şekil 5.2' de gösterilen (13) numaralı ara yüzde tanımlanır. Böylece makine modelinin bütün verileri gerilmiş olur. Verileri girilen model, programa ait simülasyon kısmı hızlı bir şekilde çalıştırılarak gerçeğe çok yakın verilerin elde edilmesi sağlanır.

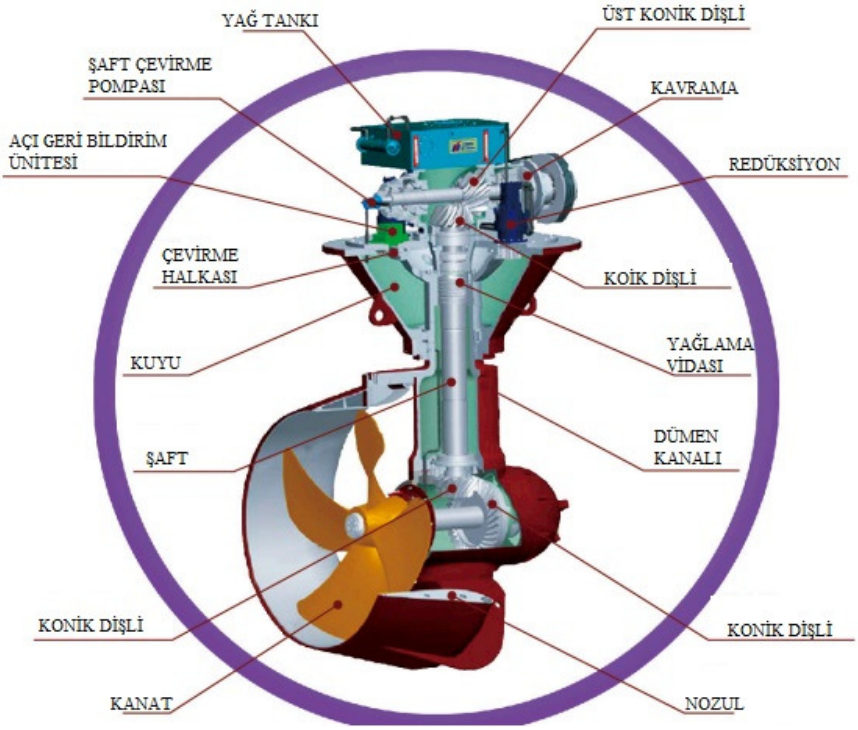
5.1 Uygulama

Bu çalışmada, Şekil 5.3, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6' da gösterilen sistemin modeli, ABS TorVib programı kullanılarak modellenmiş ve analiz gerçekleştirilmiştir. Simülasyon neticesinde burulma titreşiminin azaltılması için uygun sönüm elemanı karakteristiği belirlenecektir. Ampirik yönteme göre elde edilen sonuçların IACS URM68' de belirtilen sınırlara ulaşması sağlanmıştır. Ayrıca, burulma titreşimlerinin analizinde damper elemanının etkisini göstermek için, ele alınan modeldeki damperin sönümleme katsayısı belirli oranlarda değiştirilerek sonuçlar elde edilmiş ve sunulmuştur.



Şekil 5. 3 Uygulama için kullanılacak sistemin şematik gösterimi

Şekil 5.3' de gösterilen sevk sistemi "Z-drive" olarak tanımlanan ve römorkörlerde sıklıkla karşılaşılan bir sistemdir. Burada görülen sistem, bir şaft ile direk ana makineye veya elektrik motoruna bağlı olup kendi içerisinde barındırdığı dişli bağlantılar yardımıyla devir düşürümünü sağlamaktadır. Şekil 5.4' de görünen konik dişliler, pervanenin optimum seviyede çalışması için gerekli devir sayısını ayarlamak üzere tasarlanmaktadırlar.

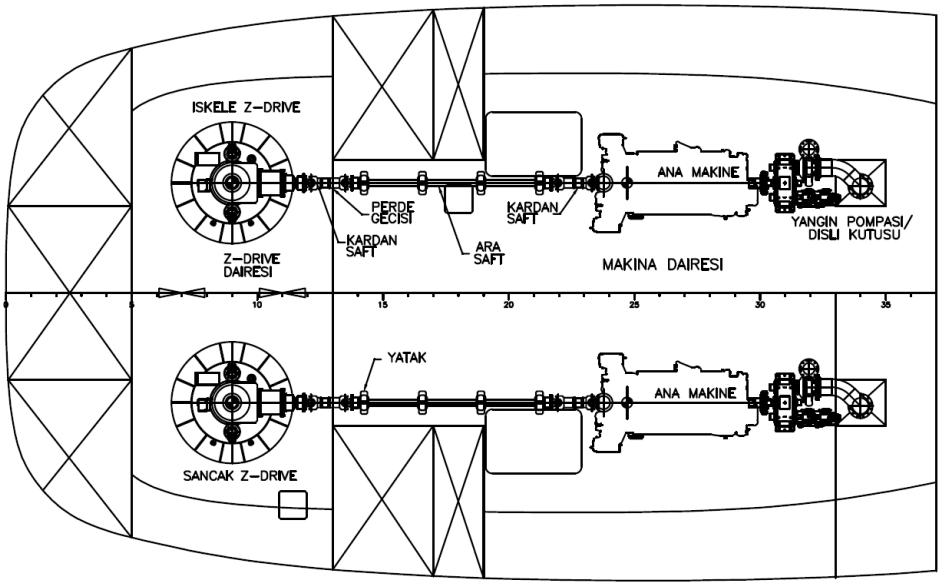


Şekil 5. 4 Z-DRIVE sevk sistemi [19]

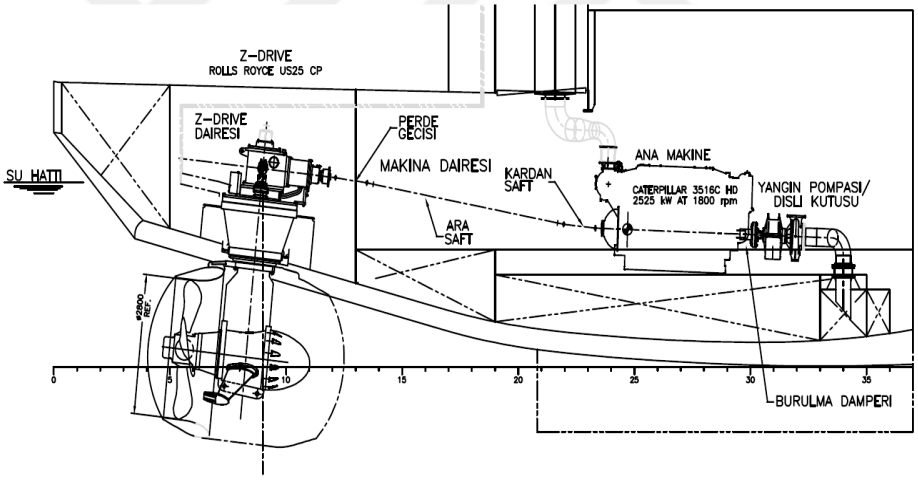
Bu sevk sistemine ait karakteristik özellikler Çizelge 5.1' de verilmiştir. Bu değerler, ABS TorVib programının ilgili kısımlarına girilmiş ve problemin modeli oluşturulmuştur (Şekil 5.7).

Çizelge 5. 1 Z-Drive sevk sistemine ait analizde kullanılacak karakteristik değerler

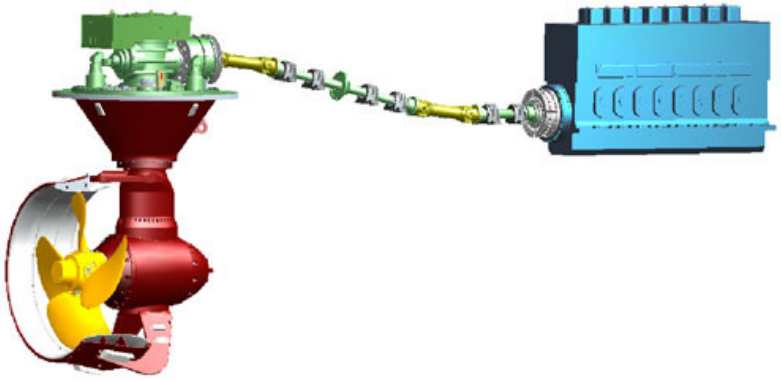
Makina marka, modeli ve tipi	CATTERPILLAR 3516CHD
Makina gücü, kW	2525 kW
Makina devir sayısı, rpm	1800 d/d
Ana indikasyon gücü (Main Indication Power) Mpa/bar	20,68 bar
Silindir sayısı	16
Yanma sırası veya yanma açısı	C1-00 C2-60 C3-180 C4-240 C5-90 C6-150 C7-630 C8-690 C9-270 C10-330 C11-450 C12-510 C13-540 C14-600 C15-360 C16-420
Silindir, krank ölçüleri, mm	170, 215
V tipi makinalar için banklar arasındaki açı, derece	-
Pistonlu ağırlık, kg	13.81
Krank şaft malzeme sertlik değeri, Mpa	600 Mpa
Harmonik katsayılar	Çizelge 5.8
Kütle-Elastik Sistem Karakteristiği	Çizelge 5.2 – Çizelge 5.6



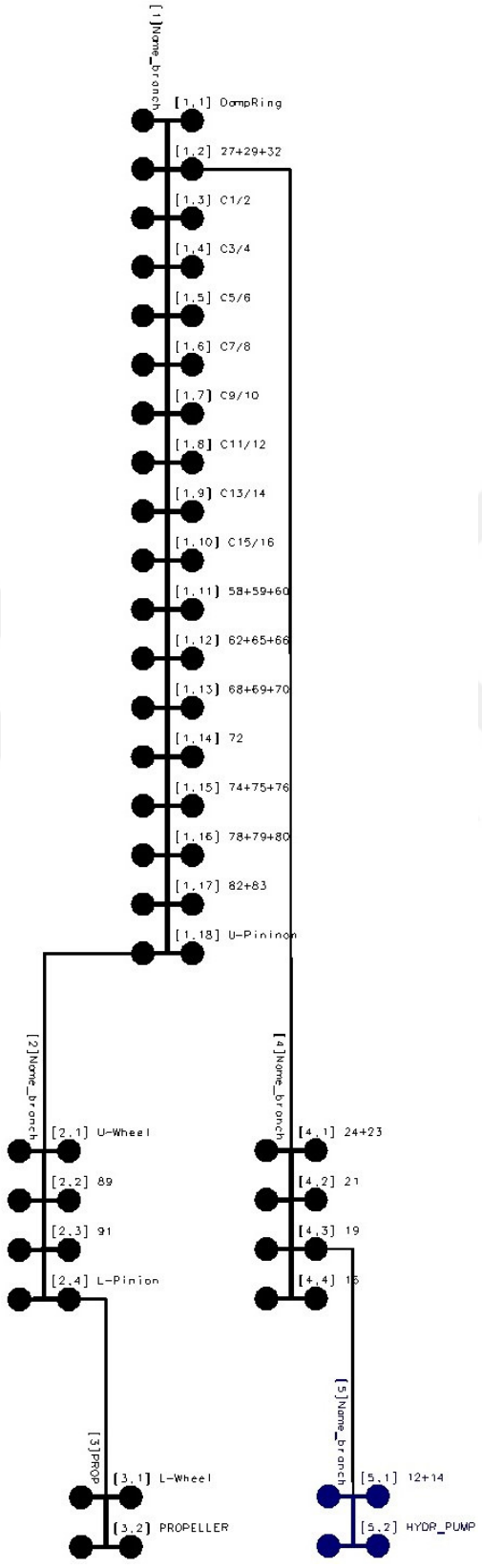
Şekil 5. 5 Z-Drive sistemine ait üst model görünümü



Şekil 5. 6 Z-Drive sistemine ait profil model görünümü



Şekil 5. 7 Z-Drive sistemi model görünümü [20]



Şekil 5. 7 Sistemin kütle elastisite modeli

Şekil 5.8’ de gösterilen modele ait elemanların sayısal değerleri Çizelge 5.2 - Çizelge 5.6 arasında verilmiştir. Bu sayısal değerler hangi elemanın hangi rijitliğe veya kütleye sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca burada elemanların sönümleme oranları da belirtilmektedir. Bu oranlar, üretici tarafından yapılan testler doğrultusunda belirlenir. Şekil 5.8’ de görülen farklı branşlar sisteme ayrı ayrı tanımlanmaktadır. Bu branşlar, Çizelge 5.2 - 5.6 arası ayrı ayrı olacak şekilde tablolar halinde verilmiştir. Ele alınan örnek uygulama için sistemde 5 adet ayrı branş vardır.

Branş 1: Makine başında bulunan burulma damperinin arka tarafından ana makineyi kapsayarak ilk dişliye kadar olan kısmı tanımlamaktadır. Bu aralıktaki başlıca elemanlar silindirler, volan, esnek kaplin ve üst dişlidir. Branş 1 de bulunan eleman karakteristikleri Çizelge 5.2’de verilmektedir.

Branş 2: Z-drive içerisinde bulunan üst dişliden, pervane şaftına güç iletimini sağlayan alt dişliye kadar olan kısmı kapsamaktadır. Branş 2’de bulunan eleman karakteristikleri Çizelge 5.3 de verilmektedir.

Branş 3: Son dişli ve pervane dahil bu alandaki elemanları tanımlamaktadır. Branş 3 de bulunan eleman karakteristikleri Çizelge 5.4’de verilmektedir.

Branş 4: Ana makine damperini tanımlamaktadır Branş 4 de bulunan eleman karakteristikleri Çizelge 5.5’da verilmektedir.

Branş 5: Damper ile birlikte ana makineye bağlı olan hidrolik pompayı tanımlamaktadır. Branş 5 de bulunan eleman karakteristikleri Çizelge 5.6’de verilmektedir.

Çizelge 5. 2 Kütle elastik sistem branş 1, hız oranı: 1

NO	ELEMAN ADI	KÜTLE	ELEMAN SÖNÜMLEMESİ	ESNEKLİK/ RİJİTLİK	ŞAFT SÖNÜMLEME	ŞAFT ÇAPI	ŞAFT ADI
1	DampRing	5.616	0.5	1 2.331E-006 1.1	1130	0	Engine_Dam
2	27+29+32	4.263	0.5	2 8.333E-008	1	0	FrE/#1
3	C1/2 - R_C1/2	2.021	0.85	3 1.155E-007	1	135	#1/#2
4	C3/4 - R_C3/4	1.941	0.85	4 1.155E-007	1	135	#2/#3
5	C5/6 - R_C5/6	1.941	0.85	5 1.155E-007	1	135	#3/#4
6	C7/8 - R_C7/8	1.956	0.85	6 1.181E-007	1	135	#4/#5
7	C9/10 - R_C9/10	1.956	0.85	7 1.155E-007	1	135	#5/#6
8	C11/12 - R_C11/12	1.941	0.85	8 1.155E-007	1	135	#6/#7
9	C13/14 - R_C13/14	1.941	0.85	9 1.155E-007	1	135	#7/#8
10	C15/16 - R_C15/16	2.021	0.8	10 8.333E-008	1	0	0 #8/ReE
11	58+59+60	19.922	0.5	11 5.698E-006	1	0	FLEX_COUPL

Çizelge 5. 2 Kütle elastik sistem branş 1, hız oranı: 1 (devamı)

12	62+65+66	3.678	0.5	12 4.361E-007	1	0	0 K16
13	68+69+70	1.647	0.5	13 1.073E-006	1	125	FLG/FLG
14	72	1.158	0.5	1.07E-06	1	125	FLG/FLG
15	74+75+76	1.647	0.5	15 4.361E-007	1	0	K11
16	78+79+80	4.737	0.5	16 1.002E-007	1	0	FLG/CLU
17	82+83	5.062	0.5	17 1.449E-007	1	0	UPinion_Sh
18	U-Pininon	0.601	0.5				

Çizelge 5. 3 Kütle elastik sistem branş 2, hız oranı: 0.41

NO	ELEMAN ADI	KÜTLE	ELEMAN SÖNÜMLEMESİ	ESNEKLİK/ RİJİTLİK	ŞAFT SÖNÜMLEME	ŞAFT ÇAPI	ŞAFT ADI
19	U-Wheel	12.298	0.5	7.82E-08	1	0	UWh/GCpl
20	Gear Cpl 1	4.372	0.5	8.20E-09	1	0	GCpl/GCpl
21	Gear Cpl 2	4.964	0.5	1.33E-07	1	154.4	LPinion_Sh
22	L-Pinion	2.061	0.5				

Çizelge 5. 4 Kütle elastik sistem branş 3, hız oranı: 0.32

NO	ELEMAN ADI	KÜTLE	ELEMAN SÖNÜMLEMESİ	ESNEKLİK/ RİJİTLİK	ŞAFT SÖNÜMLEME	ŞAFT ÇAPI	ŞAFT ADI
23	L-Wheel	73	0.5	1.56E-08	1	279.6	Prop_Shaft
24	PROPELLER	1422	5.5				

Çizelge 5. 5 Kütle elastik sistem branş 4, hız oranı: 1

NO	ELEMAN ADI	KÜTLE	ELEMAN SÖNÜMLEMESİ	ESNEKLİK/ RİJİTLİK	ŞAFT SÖNÜMLEME	ŞAFT ÇAPI	ŞAFT ADI
23	24+23	0.908	0.5	1.72E-05	0.8	0	X-LASTIC
24	21	3.088	0.5	4.05E-07	1	90	C1
25	19	0.581	0.5	2.12E-07	1	0	C1C2/C1-C2
26	16	0.581	0.5				

Çizelge 5. 6 Kütle elastik sistem branş 5 hız oranı: 1

NO	ELEMAN ADI	KÜTLE	ELEMAN SÖNÜMLEMESİ	ESNEKLİK/ RİJİTLİK	ŞAFT SÖNÜMLEME	ŞAFT ÇAPI	ŞAFT ADI
27	12+14	0.794	0.5	3.91E-07	1	85	C4
28	HYDR_PUMP	0.11	0.5				

Çizelge 5. 7 Sisteme ait pervane özellikleri

Kanat sayısı	4	
Çap	2.65	[m]
Hatve (0. 7 R)	0.937	[m]
Kalınlık (0. 7 R)	0.042	[m]
Göbek (Hub) Çapı	1	[m]

Yukarıda verilen tüm değerler sistemin matematiksel olarak tanımlanmasıdır. Bu sistemin çalıştırılması için, makinenin harmonik bileşenlerle ifade edilmesi gerekmektedir. Bu bileşenle, kosinüs ve sinüs değerleri olup makinenin tahrik durumunu belirlemektedir. Ele alınan uygulamada makine üreticisinin belirlediği harmonik bileşenler, Çizelge 5.8' da verilmiştir.

Çizelge 5. 8 Harmonik bileşenler tablosu

Kosinüs Bileşenleri				Sinüs Bileşenleri		
HC	MIP1	MIP2		HC	MIP1	MIP2
0.5	0.05434	0.57905		0.5	-0.08762	-0.57774
1	0.03056	0.30524		1	-0.14548	-1.06148
1.5	0.01013	0.05476		1.5	-0.17159	-0.92134
2	-0.00109	-0.08708		2	-0.14926	-0.79093
2.5	-0.00899	-0.10722		2.5	-0.15122	-0.62696
3	-0.01063	-0.11025		3	-0.12789	-0.51218
3.5	-0.01251	-0.11858		3.5	-0.11243	-0.41531
4	-0.01344	-0.12067		4	-0.09335	-0.31932
4.5	-0.01367	-0.11117		4.5	-0.07366	-0.24257
5	-0.01092	-0.09438		5	-0.06155	-0.19366
5.5	-0.00989	-0.08587		5.5	-0.05141	-0.15376
6	-0.00804	-0.07928		6	-0.0441	-0.11529
6.5	-0.00667	-0.06478		6.5	-0.0378	-0.08572
7	-0.00527	-0.05405		7	-0.032	-0.06768
7.5	-0.00456	-0.04826		7.5	-0.02659	-0.05393
8	-0.00371	-0.04417		8	-0.02197	-0.03872
8.5	-0.00298	-0.03589		8.5	-0.01809	-0.02737
9	-0.00222	-0.02986		9	-0.01491	-0.02188
9.5	-0.00209	-0.02677		9.5	-0.01255	-0.01763
10	-0.00222	-0.02477		10	-0.01052	-0.01201
10.5	-0.00186	-0.01999		10.5	-0.00853	-0.00786
11	-0.00152	-0.01671		11	-0.00754	-0.00661
11.5	-0.00124	-0.01528		11.5	-0.00655	-0.00587
12	-0.00077	-0.01429		12	-0.00569	-0.00368

5.2. Grafiksel Olarak Hesap Sonuçlarının Elde Edilmesi

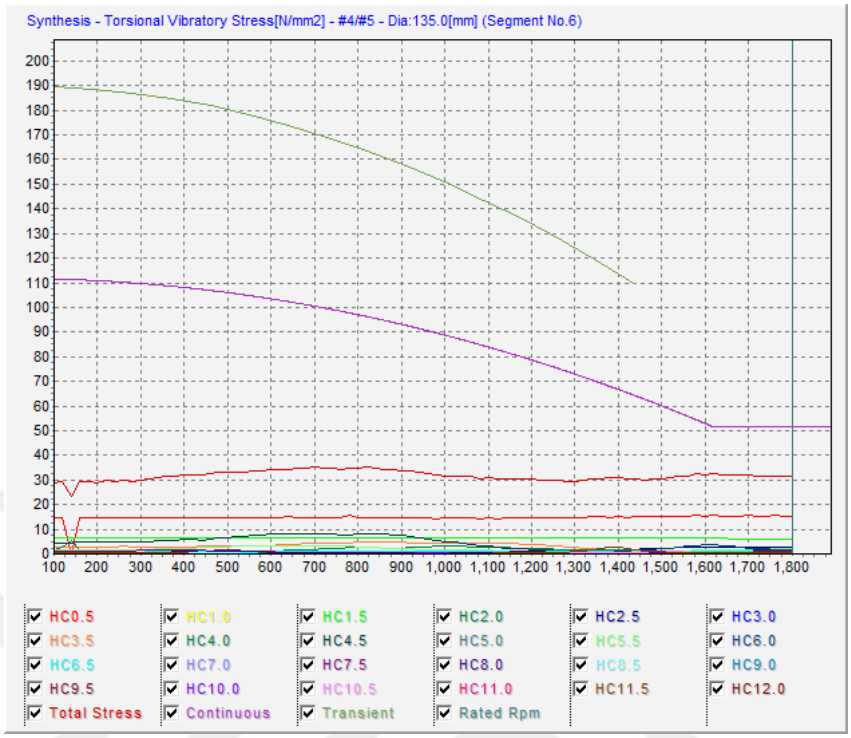
Probleme ait giriş verileri programa eksiksiz olarak girildikten sonra analiz başlatılmaktadır. Hesap sonuçlarının IACS tarafından belirlenen limitlerin altında olması gerekmektedir. Ana makinelerde bu limit, test edilerek elde edilir ve makineye ait sertifikada krank şaftının üst burulma titreşim limitleri belirtilir. Hesaplama sonuçları, bu

limitler referans alınarak değerlendirilir. Uygulamada ele alınan model için yapılan program hesaplamalarında elde edilen doğal frekans değerleri Çizelge 5.9 da verilmiştir.

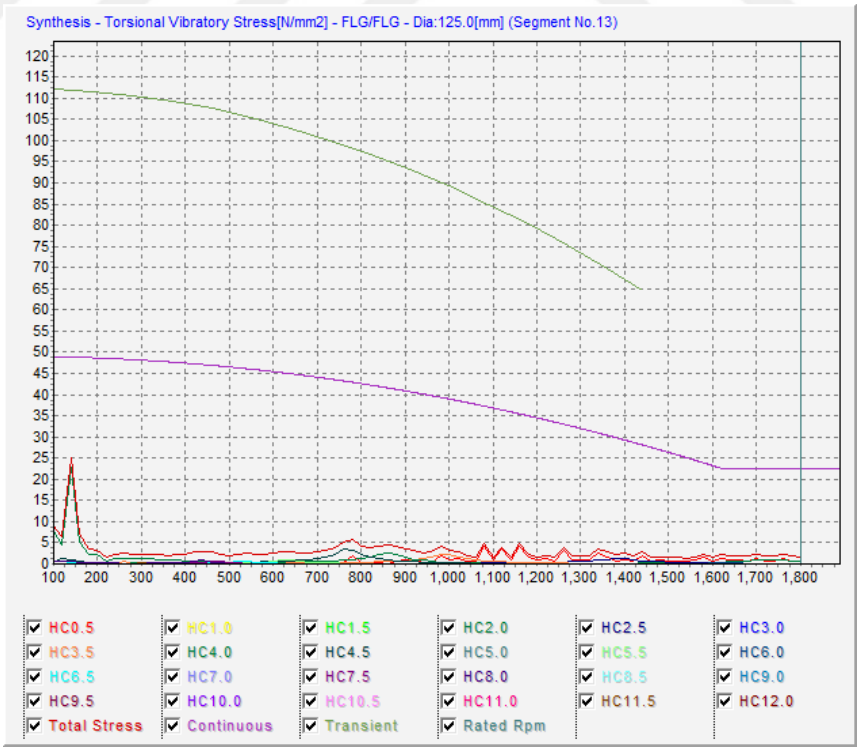
Çizelge 5. 9 Doğal frekans değerleri

FrekansNo.(0)	0.0 [1/min]	FrekansNo.(15)	18196.6 [1/min]
FrekansNo.(1)	464.8 [1/min]	FrekansNo.(16)	22176.8 [1/min]
FrekansNo.(2)	1079.9 [1/min]	FrekansNo.(17)	23500.1 [1/min]
FrekansNo.(3)	1927.4 [1/min]	FrekansNo.(18)	27617.2 [1/min]
FrekansNo.(4)	2483.5 [1/min]	FrekansNo.(19)	32279.1 [1/min]
FrekansNo.(5)	3470.5 [1/min]	FrekansNo.(20)	33169.8 [1/min]
FrekansNo.(6)	4423.8 [1/min]	FrekansNo.(21)	35735.5 [1/min]
FrekansNo.(7)	8991.1 [1/min]	FrekansNo.(22)	38366.9 [1/min]
FrekansNo.(8)	9715.0 [1/min]	FrekansNo.(23)	39713.5 [1/min]
FrekansNo.(9)	9762.0 [1/min]	FrekansNo.(24)	48403.3 [1/min]
FrekansNo.(10)	12610.9 [1/min]	FrekansNo.(25)	70679.4 [1/min]
FrekansNo.(11)	13466.3 [1/min]	FrekansNo.(26)	3855088.0 [1/min]
FrekansNo.(12)	14446.0 [1/min]	FrekansNo.(27)	4888069.7 [1/min]
FrekansNo.(13)	16003.5 [1/min]	FrekansNo.(28)	5796534.8 [1/min]
FrekansNo.(14)	16200.8 [1/min]	FrekansNo.(28)	5796534.8 [1/min]

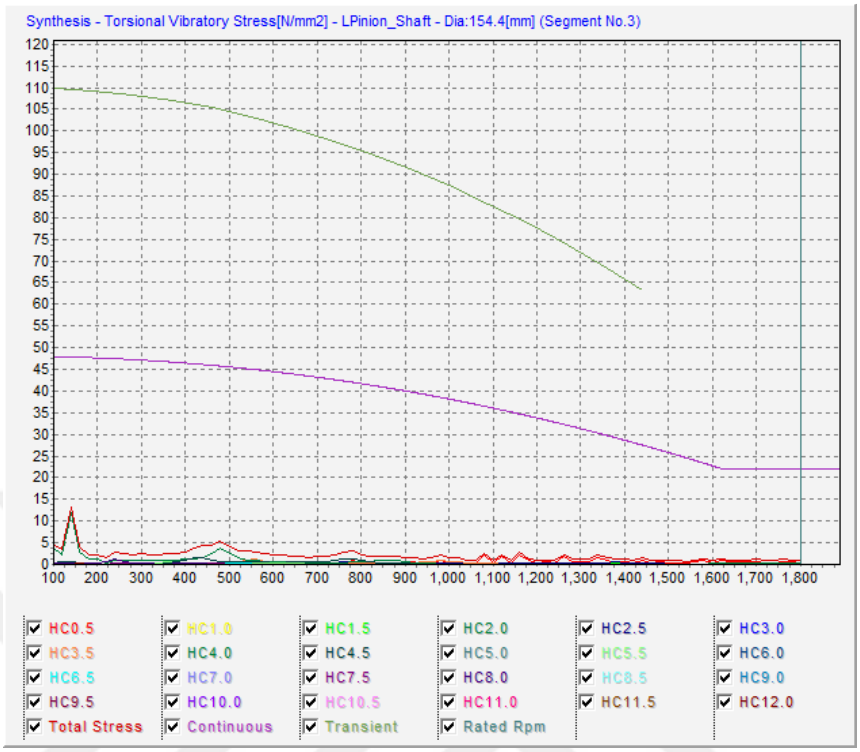
Şekil 5.9 – 5.12 arasında görünen grafiklerin altında görünen HC0.5 den HC12.0’ a kadar olan değerler harmonik bileşenler tablosunda (Çizelge 5.8) verilen değerlerdir. Grafikteki yansımaları ise bu değerle tahrik edilen makinedeki gerilme değerleridir. Grafikte görünen koyu kırmızı ‘‘Total Stress’’ harmonik bileşenler oluşturduğu gerilmelerin toplamı olup, değerlendirmelerde ele alınan gerilme eğrisidir. Grafikte gösterilen ‘‘Continuous’’ sürekli ve ‘‘Transient’’ geçici eğrileri limit değerlerdir. Şaftlar üzerindeki gerilmelerin bu limit değerlerini geçmesi istenmez.



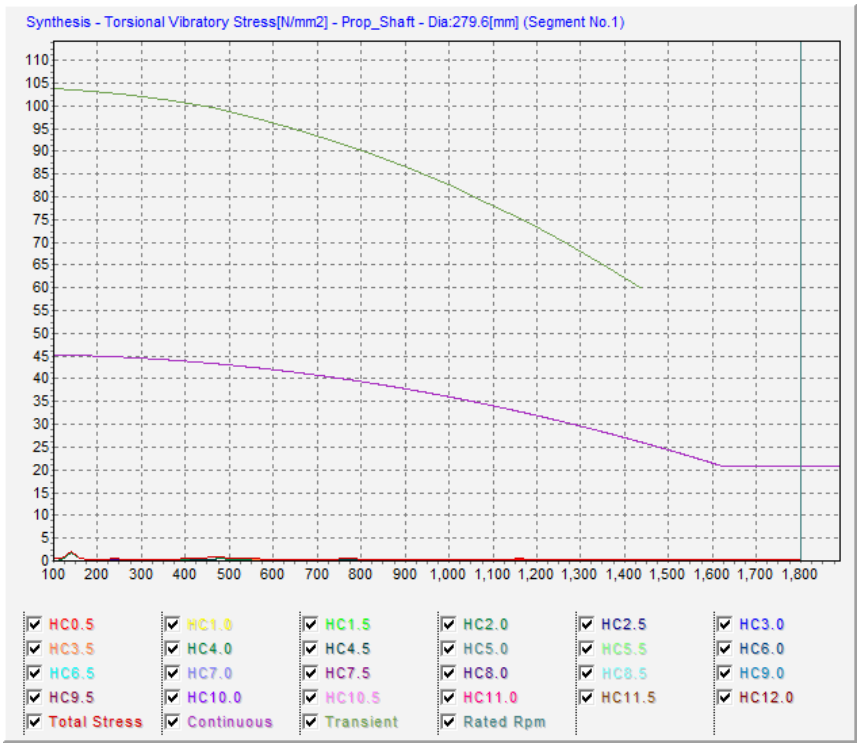
Şekil 5. 9 Krank şaft burulma titreşim değerleri



Şekil 5. 10 Ara şaft burulma titreşim değerleri



Şekil 5. 11 Dişliler Arası şaft burulma titreşim değerleri



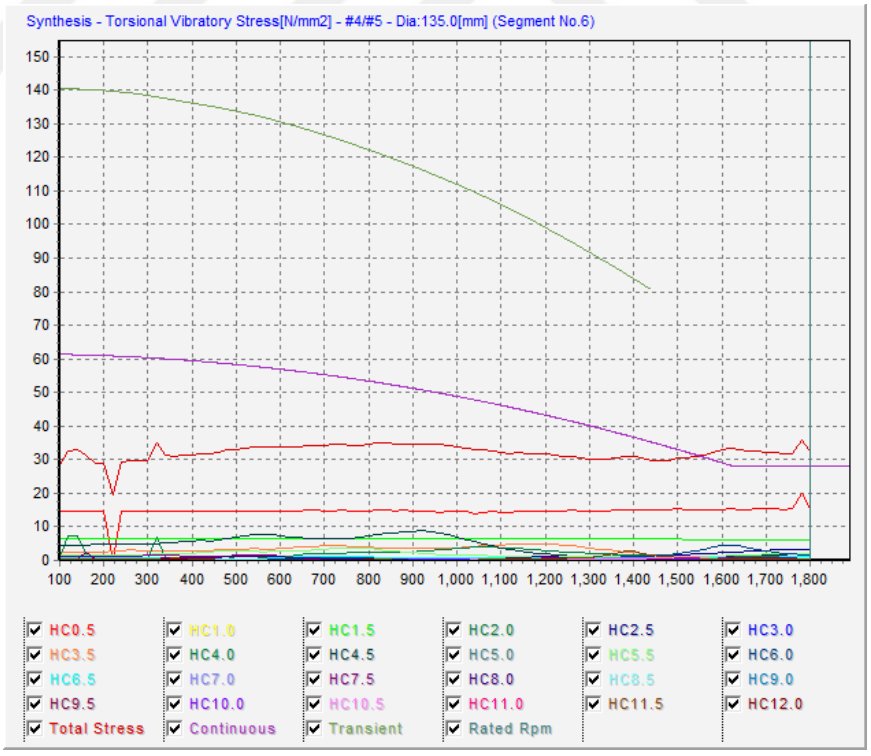
Şekil 5. 12 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri

Şekil 5.9- 5.12 arasında ki grafiklerde gösterilen toplam gerilme değerleri belirtilen limitlerin altında olduğunu göstermektedir. Bu durumda seçilen şaftlar sırasıyla Çizelge 5.2' de 6 numaralı krank şaft ve 13 numaralı ara şaft, Çizelge 5.3' de 21 numaralı dişliler arası şaft ve Çizelge 5.4' de 23 numaralı pervane şaftları olup, üzerlerinde oluşan gerilme değerleri limitlerin altında oluğu için burulma titreşimleri bakımından uygundur.

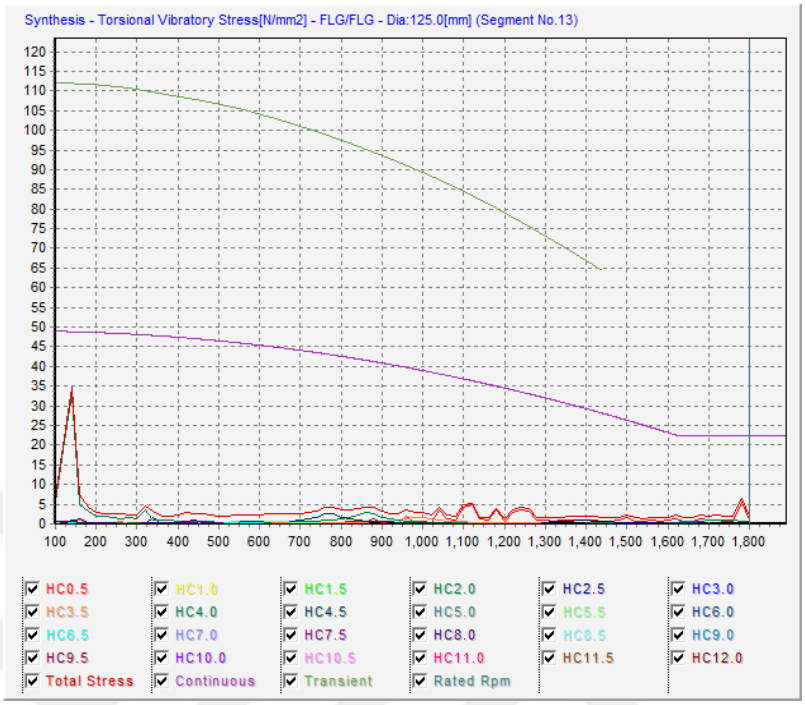
5.3. Burulma Damperinin Sönümleme Değerinin, Titreşim Hesaplarına Olan Etkisinin İncelenmesi

Ele alınan uygulama örneğinde damperin sönümleme değeri 1130 N/mm^2 dir. Bu bölümde, damperin söz konusu sönümleme değeri değiştirilerek hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Ele alınan yeni sönümleme değerleri 750, 500 ve 0 N/mm^2 'dir.

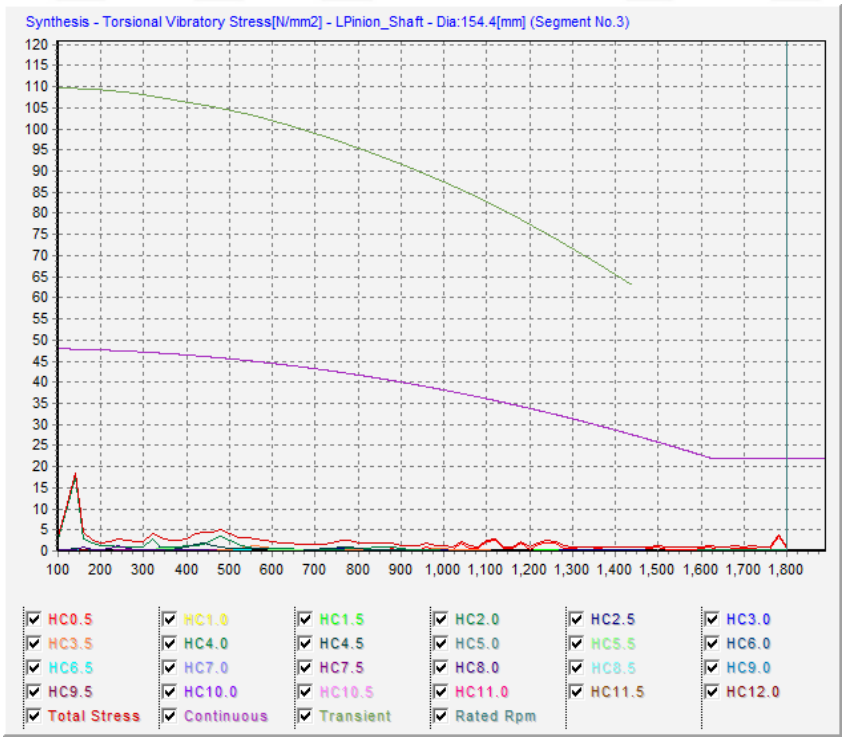
Ele alınan uygulamada kullanılan burulma damperinin sönümleme değeri değiştirilmiş, sistemin diğer parametreleri sabit tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar Şekil 5.13 - 5.24 arasında gösterilmiştir.



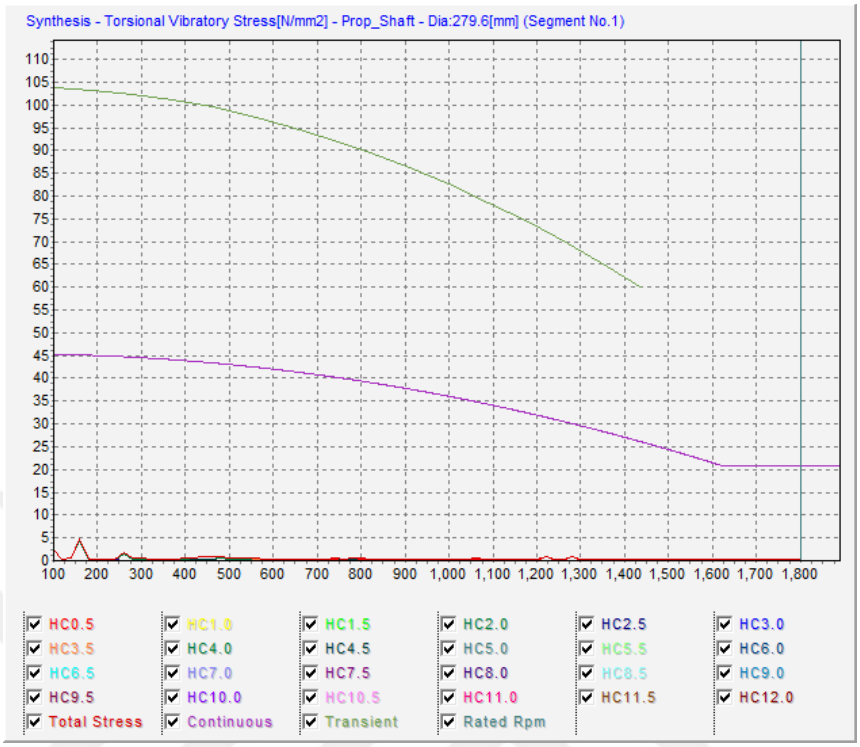
Şekil 5. 13 Krank şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 N/mm^2)



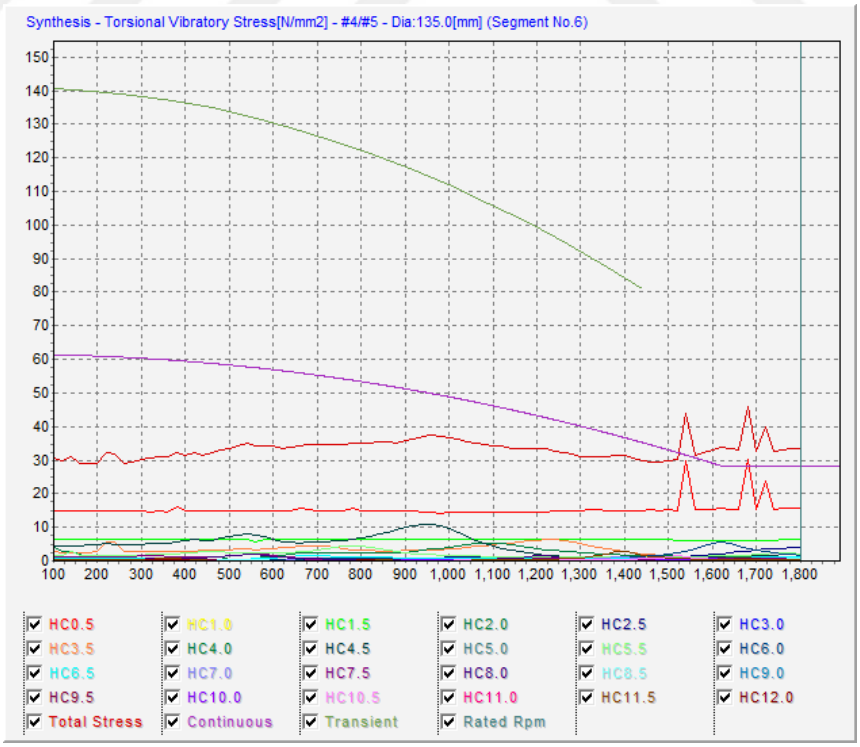
Şekil 5. 14 Ara şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 N/mm^2)



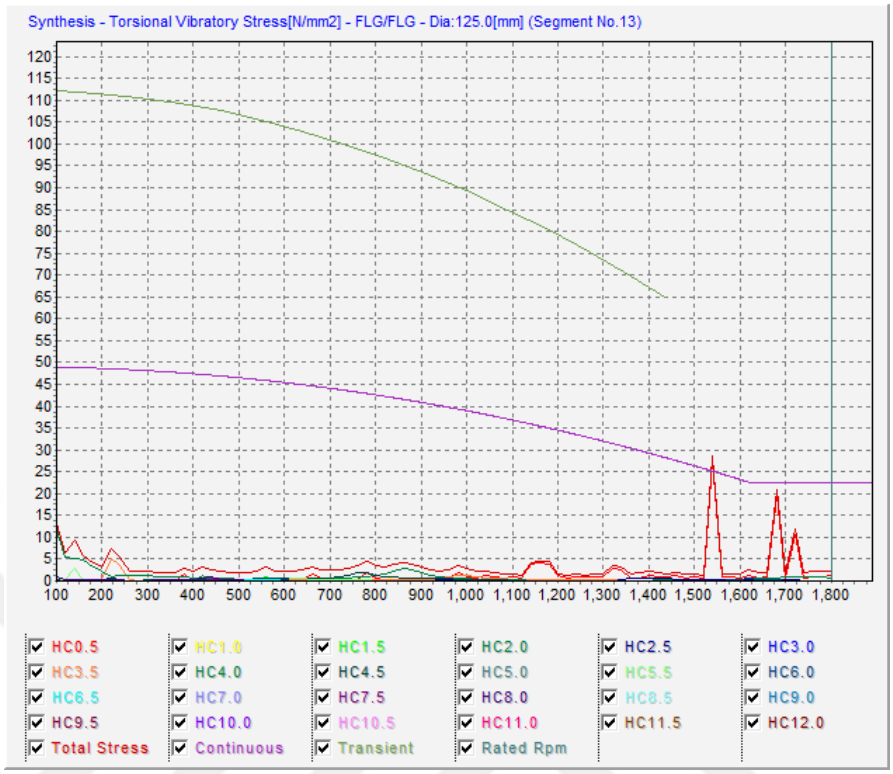
Şekil 5. 15 Dişliler arası şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 750 N/mm2)



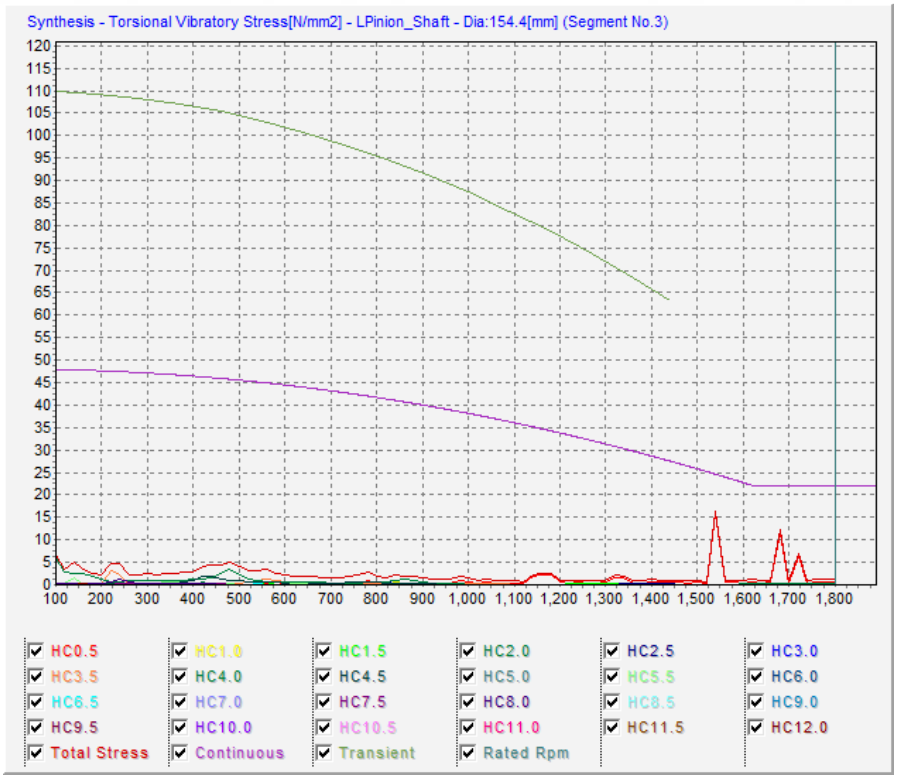
Şekil 5. 16 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2)



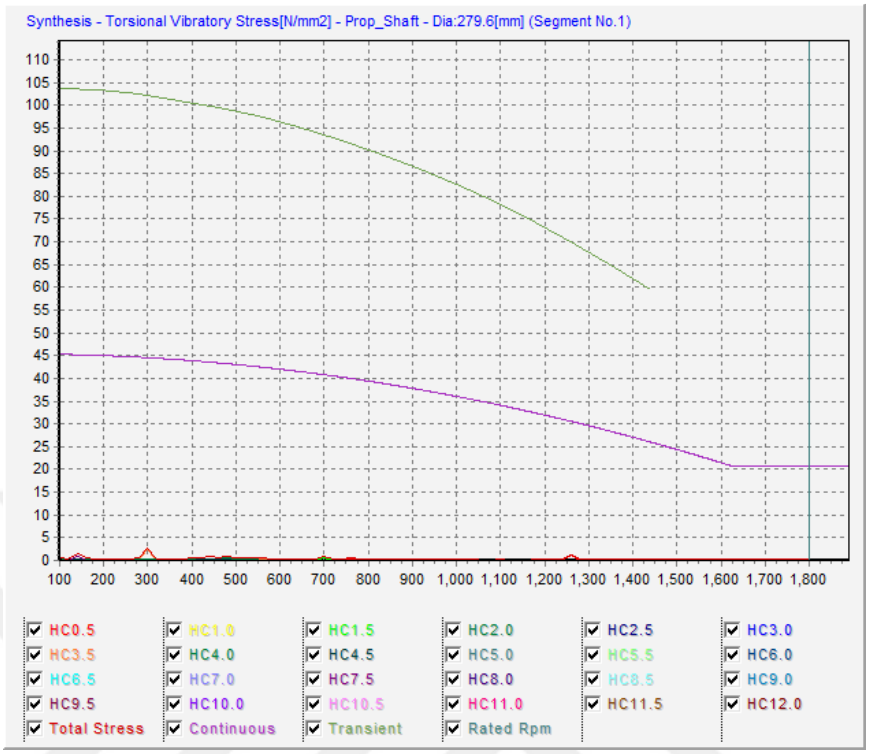
Şekil 5. 17 Krank şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm2)



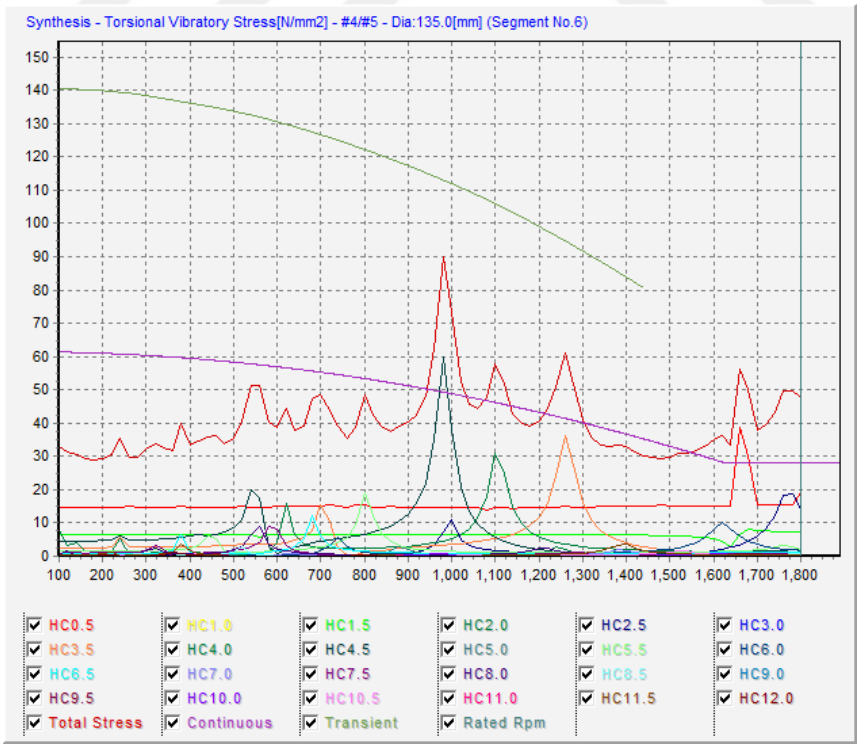
Şekil 5. 18 Ara Şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2)



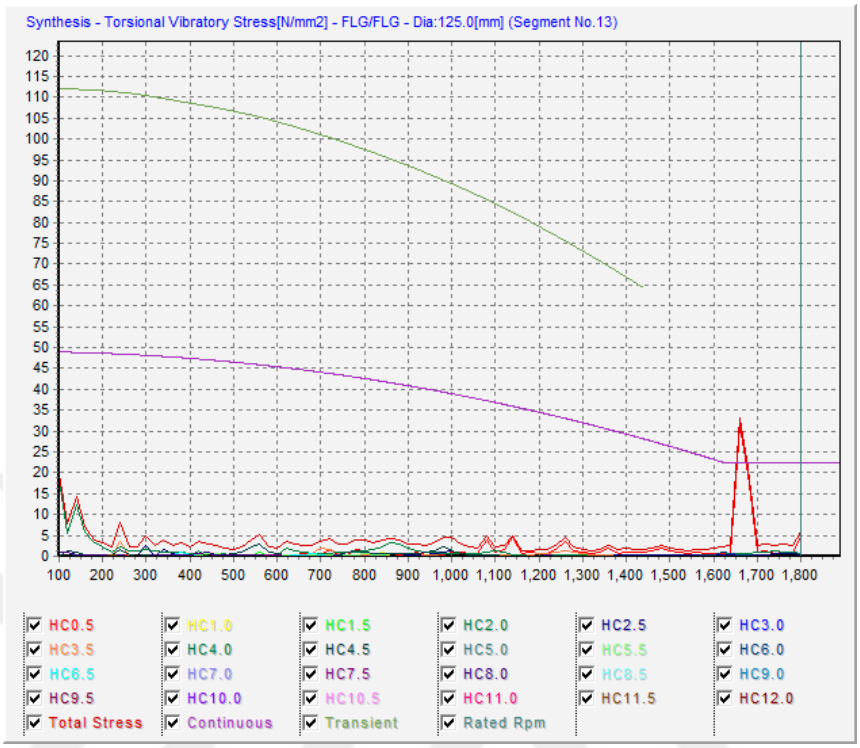
Şekil 5. 19 Dişliler arası şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm2)



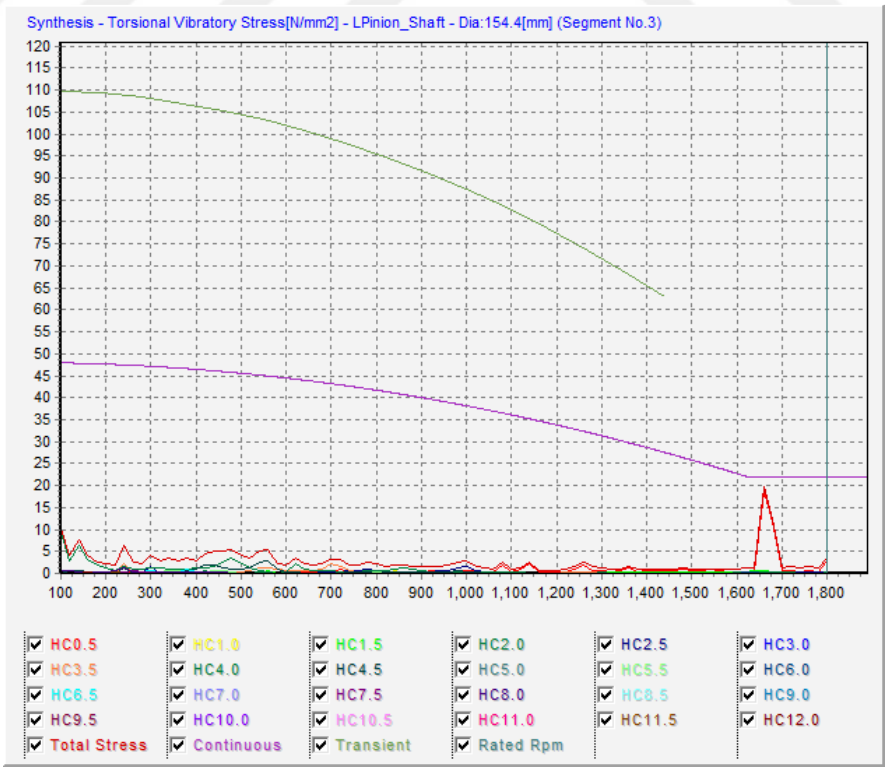
Şekil 5. 20 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri (Sönümleme 500 N/mm^2)



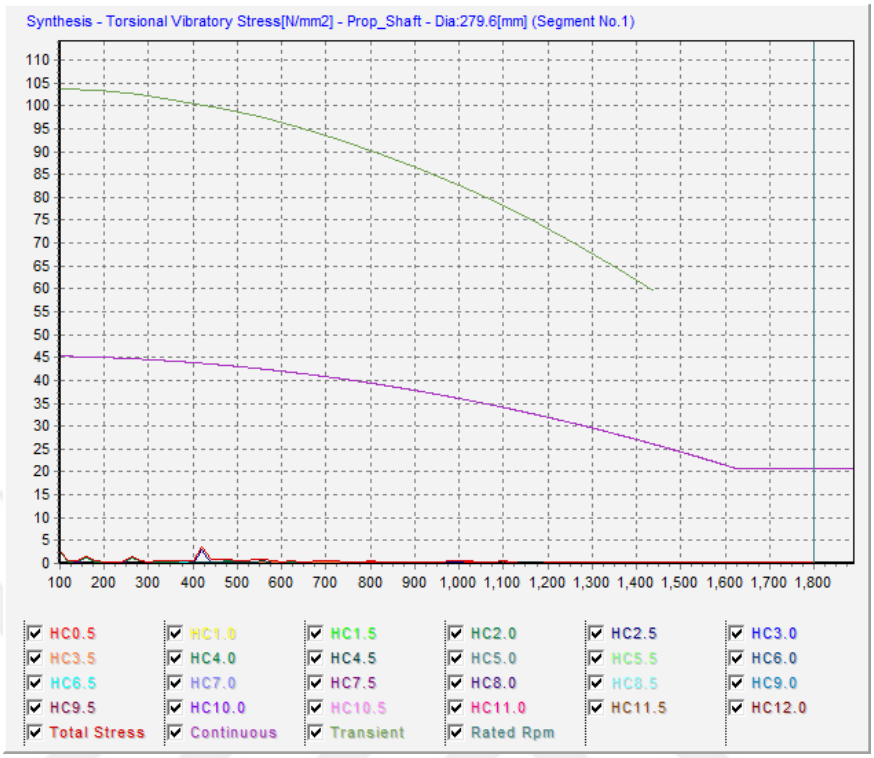
Şekil 5. 21 Krank şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2)



Şekil 5. 22 Ara şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2)



Şekil 5. 23 Dişliler arası şaft burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2)



Şekil 5. 24 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri (Sönümleme 0 N/mm^2)

Şekil 5.13, Şekil 5.17 ve Şekil 5.21' de görüleceği üzere, krank şaft için toplam gerilme değeri belirlenen limit değerinin üzerine çıkmaktadır. Limit aşımının olduğu bölgeler makinenin sürekli çalışacağı bölgeler olduğu için yasaklı devir olarak ayarlanamaz. Bu durumda damperin sönümleme değerinin değiştirilmesi gerekir.

Şekil 5.18 ve Şekil 5.21' de görüleceği üzere, ara şaft için toplam gerilme değeri belirlenen limit değerinin üzerine çıkmaktadır. Limit aşımının olduğu bölgeler eğer sadece bu şaftta olsaydı yasaklı devir olarak belirlenebilirdi. Yasaklı değer aralıkları makinelerin üzerine kalıcı olarak görünen bir yere markalanır. Makinenin kullanımında bu yasaklı devir aralıkları hızlı bir şekilde geçilerek rezonans oluşumunun önüne geçilir.

BÖLÜM 6

AMPİRİK YÖNTEM İLE HESAPLAMA

IACS URM68 numaralı kural, burulma titreşimleri hesabının denklemini ve nasıl hesaplanacağını anlatmaktadır. Bu yöntemde işleme başlamadan önce bazı malzeme kriterleri tanımlanmaktadır. Bu kriterlere göre, karbon ve karbon manganez çeliklerinin gerilme direnci σ_B minimum şaft çapını hesaplarken en fazla 760 N/mm^2, gerilme hesabı yaparken en fazla 600 N/mm^2 alınmalıdır. Alaşımlı çelikler için bu değer 800 N/mm$^{2\prime}$yi geçmemelidir. Pervane şaftları için malzeme ayırt etmeksizin bu değer 600 N/mm$^{2\prime}$nin üzerinde alınamaz. [21]

6.1. Minimum Şaft Çapının Hesaplanması

Pervane şaftı için gerekli olan çapın belirlenmesi için denklem (6.1) kullanılmaktadır.

$$d = Fk\left(\frac{P}{n_0}.\frac{1}{1-\left(\frac{d_i^4}{d_0^4}\right)}.\frac{560}{\sigma_B+160}\right)^{\frac{1}{3}} \qquad (6.1)$$

Burada;

d: Minimum gerekli şaft çapı [mm]

d_i: Şaft içerisinden geçen tüp çapı [mm]

d_o: Mevcut şaft çapı [mm]

F: Şaft tipi faktörü

F=95: ara şaftların hidrolik kaplinlerle dizel makine ve elektrik makinelerine bağlandığı durumlarda

F=:100: diğer bütün dizel makine bağlantıları ve pervane şaftları için

k: Şaft tasarım özelliğine göre form faktörü (Çizelge 6.1)

n_0: Şaft hızı [rpm]

P: Güç (kW)

σ_B: gerilme değeri [N/mm^2]

Ele alınan örnek problem için değerler yerine konularak minimum şaft çapı bulunur. Mevcut şaft çapı ile karşılaştırılır.

d_i=0, d_o=280 mm, *F*=100, *k*=1.22, *n0*=236 rpm, *P*=2525 kW, σ_B=600 N/mm^2

Hesap sonucu:

d=242.81 mm

Karşılaştırma:

d_o=280 mm > *d*=242.81 mm

Bu durumda seçilen şaftın çapı yeterlidir.

6.2. Müsaade Edilebilir Gerilme Değerinin Hesaplanması

Daha sonra müsaade edilebilir gerilme değerinin hesaplamaları denklem (6.2) ve (6.3) ile yapılarak seçilen şaftın dayanımı kontrol edilir.

Çizelge 6. 1 Ara ve pervane şaftları için form faktörleri [21]

C_K [-]	*k* [-]	**Şaft tipi / dizaynı**
	Ara şaftlar	
1	1	Ayrılmaz kaplin flenci ve düz kesitler
1	1	Sıkı geçme kaplinler
0.6	1.1	Kama, konik bağlantı (yasaklı devir aralığı olan tesislerde kullanılmaz)
0.45	1.1	Kama, silindirik bağlantı
0.5	1.1	Standart dizaynın radyal delikleri (örneğin CP tesislerinin OD şaftları)
0.3	1.2	Standart dizaynın boyuna uzun delikleri (slot) ile birlikte (örneğin CP tesislerinin OD şaftları)
	Makinenin haricindeki itme şaftları	
0.85	1.1	Bir pabuç vasıtasıyla, torka ilave olarak itme ileten şaftlar (eğilme)
0.85	1.1	Eksenel yatak şeklinde rulman yatağının itme yatağı olarak kullanıldığı durum
	Pervane şaftları	
0.8	1.15	Kıç yatağın ileri ucu ile ileri kıç kovan arası

Çizelge 6. 1 Ara ve pervane şaftları için form faktörleri [21] (devamı)

0.55	1.22	Flençli veya kamasız konik pervaneler
0.55	1.26	Kamalı pervaneler (yasaklı devir aralığı olan tesislerde genelde kullanılmaz)

$$\pm\tau_C = \frac{\sigma_B+160}{18} C_K C_D (3 - 2x\lambda^2) \qquad \lambda < 0.9 \qquad (6.2)$$

$$\pm\tau_C = \frac{\sigma_B+160}{18} C_K C_D \; 1.38 \qquad 0.9 \leq \lambda < 1.05 \qquad (6.3)$$

Burada;

τ_C: Müsaade edilebilir maksimum burulma gerilmesi [N/mm^2]

σ_B: Gerilme değeri[N/mm^2]

C_K: Şaft tasarım özelliğine göre form faktörü (Çizelge 6.1)

C_D: Boyut faktörü [-]

:0,35 + 0,93xdo$^{-0,2}$

d_o: Mevcut şaft çapı [mm]

λ^2: Hız oranı n/n_0 [-]

n_o: Şaft hızı [rpm]

n: Uygulanan hız [rpm]

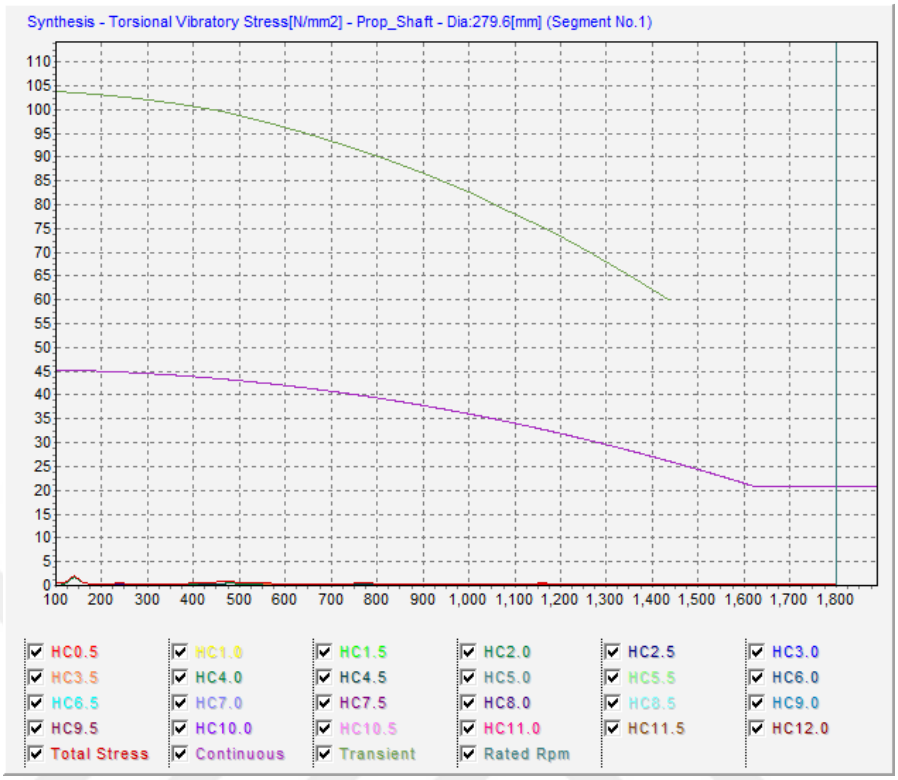
Çalışma aralığı denklem 6.3'e göre gibi seçilir. Çünkü makinenin genel olarak çalışması bu aralıkta olacağı için pervane şaftı bu aralıkta uzun sureli zorlamalara maruz kalacaktır. Denklemdeki değerler yerine konarak, seçilen hız aralığında şaftın maruz kaldığı gerilme değerleri bulunur.

d_o=280 [mm], C_K=0,55[-], σ_B=600 N/mm^2

C_D=0,35 + 0,93x$d_o^{-0,2}$ C_D=0,65 [-]

$$\tau_C = \frac{600+160}{18} \; x \; 0{,}55 \; x \; 0{,}65 \; x \; 1{,}38 = 20.83 \quad \text{N/mm}^2$$

Buradan görüleceği üzere, pervane şaftının üzerinde müsaade edilebilir gerilme değeri 20.83 N/mm^2 olarak hesaplanmış olup, program verileri ile uyum sağlamaktadır. Şekil 6.1' de 1600 d/d ve üzeri devirlerde müsade edilebilir gerilme değeriyaklaşık 20.1 N/mm^2 olarak görülmektedir.



Şekil 6. 1 Pervane şaftı burulma titreşim değerleri

$\lambda < 0.9$ için bütün devir değerlerini (6.2) eşitliğinde tek tek yerine konarak Şekil 6.1' deki mor renk ile gösterilen grafik tamamlanmış olur. Bu sonuç kullanılan program sonuçlarının ampirik formüller ile aynı sonuçlara ulaşılabildiğini göstermektedir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR

Yapılan uygulamada makine 1900 d/d' ya kadar, Çizelge 5.8' de verilen harmonik bileşeneler ile tahrik edilmiştir. Bu harmonik bileşenler makine üreticilerinin ürettikleri makinelere yaptıkları testler ile elde edilmiş gerçeğe çok yakın değerler olup makinenin karakteristiğini ortaya koymaktadır. Uygulamada tahrike karşı sistemin genel davranışı incelenmiştir. Sönümleme görevi gören burulma damperinin önemi uygulamada ortaya konmuştur. Damperin sönümleme değeri azaltılarak sistemin tepkisi incelenmiş ve nerelerde burulma gerilmesi üst limitlerinin üzerine çıktığı grafiklerle ortaya konmuştur. Karşılaştırmalı hesaplamalar ile elemanların optimum seviyede alt limitleri belirlenir ve sistemde kullanılacak elemanların özellikleri ortaya konur. Sistemdeki şaftın, damperin veya başka bir eleman karakteristirikleri değiştirilerek en iyi sonuçların alınması sağlanır.

Uygulamada burulma damperinin karakteristiği değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmış ve damperin hangi seviyede seçilmesi gerektiği kararlaştrılmıştır.

Elde edilen sonuçlara bakıldığında hesaplamaların ampirik yöntemlerle yapılmasının çok fazla zaman kaybına neden olacağı ortaya konmaktadır. IACS URM68 de belirtilen ampirik yöntem ile sadece sistemin üst limitlerini belirleyebilmektediz. Sistemin her devirdeki üst limitini görmek için ayrı ayrı hesap yapmak gerekmektedir. Bununla birlikte birde sistemin gerilme değerlerini bulabilmek için Langrange denkelemi veya benzeri denklemlerden yardım almak suretiyle hesaplamalar yapmak gerekir ki bu da çok uzun süreler alacaktır. Günümüzde burulma titreşimlerinin hesaplarının yapılmabilmesi için birçok bilgisayar programı geliştirilmiş olup bu programlar benzer mantıkla çalışmaktadır.

Hesaplamalarda kullanılan programlar sayesinde sistemin doğal frekansına ve çalışma frekanslarına erişilebiliyor böylece bu frekansların çakıştığı noktaların kontrolü kolaylaşıyor. Programlar hesap sonuçlarını görsel içeriklerle anlaşılır bir şekilde raporlamaktadır. Bu raporlar ile eğer sistemde herhangi bir problem var ise, hangi elemanda bu problemin meydana geldiği görülebilir ve önlemler alınabilir.

Burulma titreşimlerinin bilgisayar destekli programlarla incelenmesi kaçınılmaz hale gelmiş olup, bu konuda ülkemizde konunun tam anlamıyla bilinmemesinden kaynaklı bir açık vardır. Ülkemizde henüz ana makine üretiminin istenen seviyelere gelmemiş olması bu uzmanlık alanın da gelişmemesine neden olmuştur.

KAYNAKLAR

[1] ABS Guidance, (2006). Ship Vibration

[2] Gilroy, L., ve Brennan, D., (2002): Meeting International Standards for Low Frequency Underwater-Radiated Noise from Ships. Canadian Acoustics – Acoustique Canadienne, Vol. 30, No. 3, 86–87.

[3] Zheng, H., Liu, G. R., Tao, J. S., ve Lam, K. Y., (2001): FEM/BEM Analysis of Diesel Piston-Slap Induced Ship Hull Vibration and Underwater Noise. Applied Acoustics, Vol. 62, No. 4, 341–358.

[4] Duttweiler, M. E., ve Brennen, C. E., 2002: Surge Instability on Cavitating Propeller. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 458, 133–152.

[5] Wu, J. S., ve Hsieh, M., 2001, Torsional Vibration of a Damped Shaft.

[6] S. Rao,(2004). Mechanical Vibrations, 5. Baskı, Pearson, Miami

[7] Ünsan Y., (2006). Yapılan Bilgisayar Destekli Ölçme Ve Otomatik Kontrol Sistemleri, 405

[8] Güçlü, R., (1988). Gemi pervane şaft sistemlerindeki mekanik titreşimler, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul] SAYFA 13

[9] Carlton,J.S., (1984). Marine propeller blade stresses, Trans. IMaER

[10] Pioneer Engineering, Applying Field Torsional Vibration Analysis, www.pioneer-engineering.com/resources/not-just-theory-applying-field-torsional-vibration-analysis, 7 Nisan 2016

[11] BHJ Dynamics, Crankshaft Torsion and Dampers, http://www.bhjdynamics.com/index.php?main_page=page&id=4, 7 Nisan 2016

[12] Atiracing, The Danger of Power Pulleys & Understanding the Harmonic Damper, www.atiracing.com/products/dampers/damper_dinan.htm, 7 Nisan 2016

[13] Global Consulting, Anti Vibration, www.all-globalconsulting.com/id30.html, 6 Şubat 2016.

[14] Homik, W., (2011). Damping of Torsional Vibrations of Ship Engine Crankshafts, Polish Maritime Research 18:43-47

[15] Hotrod network, Engine Damper - Vibration Evasion, http://www.hotrod.com/how-to/engine/ctrp-0705-engine-damper/, 15 Mayıs 2016

[16] Enginelabs, Aaron Neyman of Fluidampr Sheds Light on Torsional Vibrations, http://www.enginelabs.com/engine-tech/engine-harmonics/tech5-aaron-neyman-of-fluidampr-sheds-light-on-torsional-vibrations/, 7 Nisan, 2016

[17] Wikipedia, Harmonic Balancer, https://en.wikipedia.org/wiki/Harmonic_balancer, 10 Nisan 2016

[18] He, Q. ve Du, D. (2010). Modeling and Calculation Analysis of Torsional Vibration for Turbine Generator Shafts, Journal of Information & Computational Science 7: 10 2174-2182

[19] Eumarine, Marine Azimuth Thrustermarine Rudder Propeller Structural Diagram, http://www.eumarine.com/marine-azimuth-thrustermarine-rudder-propeller-structural-diagram/, 12 Mayıs 2016

[20] NGC-Marine,NRP series azimuth thruster (FP/CP), http://www.ngc-marine.com/en/proinfo.asp?id=1202 , 12 Mayıs 2016

[21] International Association Of Classification Societies, Requirements Concerning Machinery Installations, http://www.iacs.org.uk/document/public/Publications/Unified_requirements/PDF/UR_M_pdf2793.pdf

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Osman KAHRAMAN

Doğum Tarihi ve Yeri :12.06.1983 Kırıkkale

Yabancı Dili :İngilizce

E-posta :osmkahraman@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gemi İnşaatı	Yıldız Teknik Üniversitesi	2006
Lise	Fen	Yavuz Selim Lisesi	2000

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015	ABS	Makine/Boru Plan Onay Mühendisi
2012	Türk Loydu	Makine/Boru Plan Onay Mühendisi
2011	İstanbul Tersanesi	Donatım Sorumlusu
2007	Almar Gemi İmalat	Kalite Kontrol Sorumlusu
2006	Admarin Dizayn Ofis	Dizayn Mühendisi
2005	SETA Dizayn Ofis	Dizayn Mühendisi