



Research Article / Araştırma Makalesi
VIBRATION ANALYSIS OF SHIP MAIN ENGINE AND SHAFT SYSTEM

Fuat ALARÇİN, Fatih Cüneyd KORKMAZ*

Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Received/Geliş: 02.02.2012 Revised/Düzeltilme: 02.08.2012 Accepted/Kabul: 06.09.2012

ABSTRACT

Ship is driven by machine power and various of dimensions of electrical and mechanical structures As it is possible to see vibration on each machine, it can be seen on ship mechanical system as well. The goal of this paper is to decrease of vibration oscillations on ship main engine shaft system. The mathematics model of system is composed by Lagrange method and also the effect of dynamics forces which are consisted of main engine stresses and the hydrodynamic forces which come from water effect are also taken into consideration. The axial and torsional vibration were the factors during the analyse. Matlab – Simulink is used to obtain the oscillation of axial and torsional vibrations and to make these oscillations less different types of damping coefficient effects are investigated.

Keywords: Ship main engine propulsion systems, vibrationanalysis, analysis of frequencies, torsional.

GEMİ ANA MAKİNE VE ŞAFT SİSTEMİNİN TİTREŞİM ANALİZİ

ÖZET

Gemi, makine gücüyle hareket eden birçok mekanik, elektrik aksamdan oluşan karmaşık bir yapıdır. Her çalışan makinede meydana geldiği gibi dinamik bozucu etkiler ve hidrodinamik kuvvetler sonucu gemideki mekanik sistemlerde de titreşim görülmektedir. Bu çalışmada gemi ana makine ve şaft sisteminin analizinde, hem ana makinenin çalışması ile meydana gelen bozucu dinamik kuvvetler hem de sudan gelen hidrodinamik etkiler göz önüne alınarak gemi ana makine şaft titreşimlerinin azaltılması amaçlanmıştır. Sistemin matematik modeli, şaft sisteminin eksenel-burulma zorlanma durumları baz alınarak Lagrange metodu ile oluşturulmuştur. Şaftın ve pervanenin, eksenel-burulma hareketlerinin değişimi, Matlab-Simulink programı kullanılarak elde edilmiş ve genliklerin azaltılması için kullanılan farklı sönüm katsayılarının etkisi incelenmiştir.

Anahtar Sözcükler: Gemi ana makine sevk sistemi, titreşim analizi, frekans analizi, burulma.

1. GİRİŞ

Gemiler, yapısal olarak pek çok sistemden oluşan mühendislik tasarımlarıdır. Teknolojinin gelişmesine paralel olarak bu yapıların ön tasarım hesaplarından seyre başlamalarına kadar geçen süreçteki tüm üretim aşamaları geçmişten bugüne kadar araştırma ve inceleme konusu olmuştur. Bu konulardan biriside titreşim analizidir. Gemilerdeki titreşim ve gürültülerin iki ana kaynağı vardır. Birincisi iç kaynaklar, ikincisi ise dış kaynaklardır. Gemi titreşimine neden olan iç

* Corresponding Author/Sorumlu Yazar: e-mail/e-ileti: fkorkmaz@yildiz.edu.tr, tel: (212) 383 28 62

kaynaklar; ana makine, şaft, pervane gibi güç iletim sistemleri, kompresör, seperatör ve pompa tertibatlarıdır. Dalga, akıntı ve gemideki yük dengesizliği de dış kaynaklı gemi titreşimidir.

Meydana gelen bu titreşimler gemi bünyesinde birçok yapıda hasara sebep olduğu gibi aynı zamanda yolcu konforu, mürettebat ve hareketli aksamların çalışma performansını etkilediği için kontrol edilmesi gerekmektedir. Ancak gemi çalışmaya başladıktan sonra alınacak önlemlerin uygulanması hem daha zor hem de maliyetli olması sebebiyle gemi inşa esnasında teorik ve deneysel çalışmalar bilim adamları tarafından yapılmaktadır. Bu çalışmalar ana makine, yardımcı makinelerde, pervane titreşim analizi üzerine olduğu gibi yapısal titreşim analizlerini de içermektedir.

Gemide titreşim analizinin gerekli olduğu sistemlerden biri de şaft sistemidir. Şaft titreşimleri ile ilgili çok çeşitli çalışmalar mevcuttur. Seyir tecrübelerinde gemi performans tahminlerinin yapılması ve ölçekli modeller üzerinde çekme testlerinin yapılması sonradan doğacak dizayn ve inşa hatalarını azaltmaktadır. İnsel vd. [1] havuz ve seyir tecrübelerinin ışığında şaft gücünün ve şaft yataklarında meydana gelen titreşimlerin ölçümünü strain gage ile gerçekleştirmiştir. Bu ölçüm sonuçları frekans düzleminde ISO standartları ile mukayese edilmiştir.

Golle [2] bir nehir gemisinde titreşimlerden kaynaklanan problemlerin tespiti için ölçümler yapmıştır. Bu çalışmada dişli kutusundaki titreşim sinyallerinin frekans analizi yapılarak, titreşimlerin dişli kutusundan kaynaklanmadığı pervane bağlantısından kaynaklandığı belirlenmiştir. Shu vd. [3], yaptıkları çalışmada pervane-şaft sisteminin burulma ve eksenel titreşimlerini Lagrange yöntemi kullanılarak ifade etmişlerdir. Pervane-şaft sistemini, kütle yay elemanları ile modelleyerek doğal frekanslarını hesap etmiştir.

Grzadzila [4] çalışmasında dört serbestlik dereceli bir pervane şaft sisteminin titreşim analizini Matlab-Simulink yazılımı kullanarak gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, ana makine döndürme torku, sabit kanatlı pervane torku, eksenel kuvvet, şaft hattındaki yataklamalar ve sudan kaynaklanan hidrodinamik etkiler dikkate alınmıştır. Şaft-pervane sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiş değişik devir aralıklarında farklı mesnet şekillerine göre kritik frekans değerleri bulunmuştur. Dylejko vd. [5] pervane şaft sistemine etkileyen eksenel yöndeki titreşimlerin etkilerini azaltmak için rezonans değiştirici kullanmışlardır. Rezonans değiştiricinin optimizasyonu için alt ve üst sınırlandırıcılar belirlenerek tahrik sisteminin ve rezonans değiştiricisinin parametrelerindeki değişimin titreşim kontrol cevaplarında önemli bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Hara vd. [6] building blok yaklaşımı ile ana makine, şaft pervane sistemini modelleyerek, burulma, eksenel ve yanlamasına titreşimleri analiz etmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak krank şaftın üç boyutlu katı model ve buna eş değer kiriş modeli oluşturulmuştur.

Rao [7], yaptığı çalışmada Dredger gemilerindeki pervane şaft sistemini dört farklı kütle, yay ve sönüm elemanından oluşan dört serbestlik dereceli bir model olarak tasarlamış ve matematiksel ifadesini elde etmiştir. Pervane, ana makine ve redüktörün yer değişim, hız ve ivme değerlerini teorik olarak hesaplanmış ve ölçülen değerler ile karşılaştırmıştır.

Megahed ve El-Razik [8], çalışmalarında, iki serbestlik dereceli bir sistemin titreşim kontrolünü değişken ataletli titreşim sönümleyiciler ile gerçekleştirmişlerdir. Oluşturmuş oldukları dinamik modelinin analitik formu Lagrange metodu kullanılarak elde edilmiştir. Model üzerine etkisi incelenen sönümleyicide kütle ve katılığın tesiri incelenmiş ve optimum değerleri bulunmuştur.

Bu çalışmada ana makine pervane şaft sisteminin fiziksel modeli oluşturularak ana makineden ve pervaneden gelen iç ve dış zorlamaların neticesinde, sistemin nasıl bir cevap verdiği analiz edilmiştir. Diğer çalışmalardan farklı olarak sistemin titreşimine sebep olan zorlayıcı kuvvetlerin etkisini azaltmak için redüktör ile pervane arasında düşüncülen hidrolik kaplinlerin katsayılarında değişiklikler yaparak uygun sönüm değeri tespit edilmiştir.

2. ANA MAKİNE-ŞAFT SİSTEMİNİN EKSENEL VE 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.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial KE}{\partial q_i} + \frac{\partial PE}{\partial q_i} + \frac{\partial DE}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$

Denklemden belirtilen;

KE: Toplam kinetik enerji,

PE: Toplam potansiyel enerji,

DE: Toplam sönüm enerjisi,

Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler ($j=1,2,3,\dots,n$),

q_j : Genelleştirilmiş koordinatları ($j=1,2,3,\dots,n$),

olarak göstermektedir.

Bu denklem vasıtasıyla şekil 1'de belirtilen ana makine şaft pervane sisteminin sönüm elemanları, sertlik katsayıları ve atalet kuvvetleri matris formunda aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F]x_d \quad (2)$$

M : Kütle katsayılar matrisi

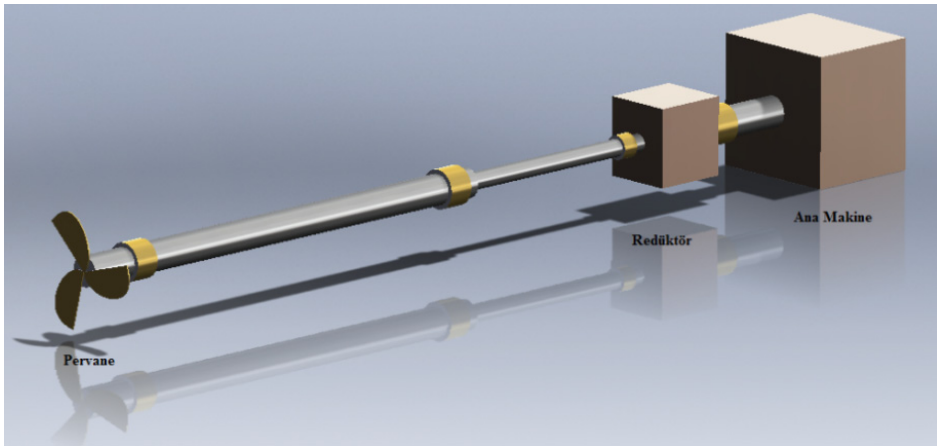
C : Sönüm Katsayılar Matrisi

K : Yay katsayılar matrisi

$x: [\theta_r, \theta_p, x_r, x_p, x_m]^T$

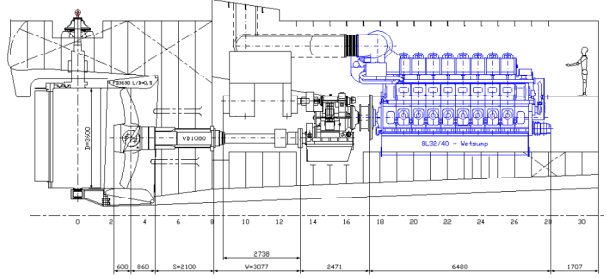
F : Kuvvet katsayılar matrisi

x_d : Dalgaboyu



Şekil 1. Basitleştirilmiş ana makine şaft pervane modeli

Bu çalışmada boyu 20 m, eni 5.7 m, derinliği 2.285 m olan bir balıkçı teknesi dikkate alınmış, şekil 2 ve çizelge 1 ve çizelge 2'de gösterilen MAN 8L 32/40 ana makinesi ve tahrik sisteminin parametreleri belirlenmiştir.



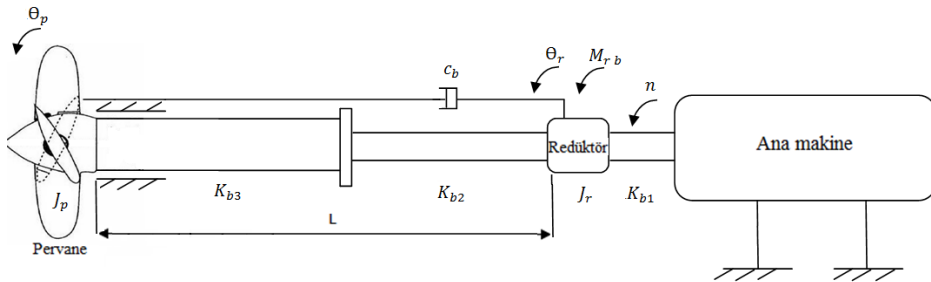
Şekil 2. Balıkçı teknesinin ana makine, şaft pervane yerleşimi (MAN Proje Kılavuzu [9])

Çizelge 1. Ana makine güç ve hızı (MAN Proje Kılavuzu [9])

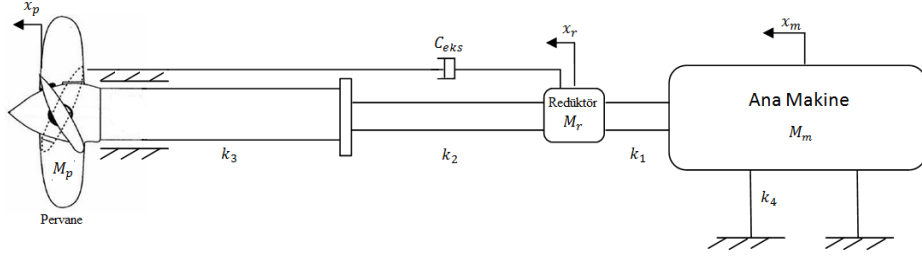
| Ana Makine tipi ve Silindir sayısı | | 720 rpm | | 750 rpm | |
|------------------------------------|---|---------|-------|---------|-------|
| | | KW | HP | KW | HP |
| 6L 32/40 | 6 | 3,000 | 4,080 | 3,000 | 4,080 |
| 7L 32/40 | 7 | 3,500 | 4,760 | 3,500 | 4,760 |
| 8L 32/40 | 8 | 4,000 | 5,440 | 4,000 | 5,440 |
| 9L 32/40 | 9 | 4,500 | 6,120 | 4,500 | 6,120 |

Çizelge 2. Simülasyonda kullanılan parametreler

| J_r | J_p | k_{b1} | k_b | M_p | F_r | T_{itme} |
|---------------------------|---------------------------|-------------------|-------------------|--------------|-------------|-------------|
| 3118 | 50725 | 237673 | 85582 | 7000 | 55 | 483.8 |
| kgm^2/rad | kgm^2/rad | kg m/rad | kg m/rad | kg | kN | kN |
| M_r | M_m | k_1 | k_4 | $k_{eş}$ | $M_{r b}$ | |
| 5700 | 49400 | 14700000000 | 7200000000 | 97100000000 | 50955.4 | |
| kg | kg | N/m | N/m | N/m | Nm | |



Şekil 3. Ana makine şaft ve pervane sisteminin burulma hareketlerinin fiziksel modeli



Şekil 4. Ana makine şaft ve pervane sisteminin eksenel hareketlerinin fiziksel modeli

Şekil 3 ve 4'de ifade edilen M_p pervanenin, M_r redüktörün, M_m ise ana makinenin ağırlığını ve x_m ana makinenin, x_r redüktörün, x_p pervanenin eksenel yer değişimini belirler. Q_p ve Q_r ise açısalyer değişimidir. k_1, k_2, k_3 ve k_4 'de şaftın eksenel, k_{b1}, k_{b2} ve k_{b3} burulma sertlik değeridir. k_b, k_{b2} ve k_{b3} sertlik değerlerinin, $k_{eş}$ ise k_2 ve k_3 katılık değerlerinin eşdeğeridir. c_b burulma, C_{eks} eksenel sönüm değerlerini göstermektedir. J_r redüktörün ataleti, J_p pervanenin ataletini gösterirken $M_{r,b}$ redüktörün burulma değerinin ise ana makinenin döndürme hızını belirtmektedir.

Ana makine pervane şaft sisteminin kinetik, potansiyel ve sönüm enerjileri,

$$KE = \frac{1}{2} J_r \dot{\theta}_r^2 + \frac{1}{2} J_p \dot{\theta}_p^2 + \frac{1}{2} M_p \dot{x}_p^2 + \frac{1}{2} M_r \dot{x}_r^2 + \frac{1}{2} M_m \dot{x}_m^2$$

$$PE = \frac{1}{2} k_{b1} (\theta_r)^2 + \frac{1}{2} k_b (\theta_r - \theta_p)^2 + \frac{1}{2} k_4 (x_m)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_m - x_r)^2 + \frac{1}{2} k_{eş} (x_r - x_p)^2 \quad (3)$$

$$DE = \frac{1}{2} c_b (\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_p)^2 + \frac{1}{2} C_{eks} (\dot{x}_r - \dot{x}_p)^2$$

olarak belirlenir. Lagrange denklemi uygulanarak hareket denklemleri,

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

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

$$M_m \ddot{x}_m + k_4 x_m + k_1 (x_m - x_r) = 0$$

$$M_r \ddot{x}_r - k_1 (x_m - x_r) + k_{eş} (x_r - x_p) + C_{eks} (\dot{x}_r - \dot{x}_p) = F_r$$

$$M_p \ddot{x}_p - k_{eş} (x_r - x_p) - C_{eks} (\dot{x}_r - \dot{x}_p) = T_{itme(akıntı)} \quad (4)$$

elde edilir. Sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımını matris formunda yazabilmek için bu denklemlere ait kütle, sönüm ve katılık matrislerini belirtmek gerekmektedir. Denklemin matris ifadesi,

$$\begin{bmatrix} J_r & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_r \\ \ddot{\theta}_p \\ \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_r \\ \ddot{x}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_b & -c_b & 0 & 0 & 0 \\ -c_b & c_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{eks} & -C_{eks} \\ 0 & 0 & 0 & -C_{eks} & C_{eks} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_r \\ \dot{\theta}_p \\ \dot{x}_m \\ \dot{x}_r \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{b1} + k_b & -k_b & 0 & 0 & 0 \\ -k_b & k_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_4 + k_1 & -k_1 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & k_1 + k_{e\varphi} & -k_{e\varphi} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{e\varphi} & k_{e\varphi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_r \\ \theta_p \\ x_m \\ x_r \\ x_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{rb} \\ 0 \\ 0 \\ F_r \\ T_{itme(akinti)} \end{bmatrix} \tag{5}$$

şeklindedir. Burada $T_{itme(akinti)}$ geminin sabit bir noktaya bağlanması durumunda maksimum güçte elde edilen itme kuvveti statik itme olarak adlandırılır. F_r ise redüktörden kaynaklanan kuvvettir. Doğal frekans, sistemin kendi kütlelerine ve katılığa bağlı olduğu bir değerdir. Hesabında zorlayıcı kuvvetlerin ve sönümün etkisi olmadığından bu değerleri dikkate alınmaz. Hareketin periyodik harmonik hareketlerden meydana geldiğini kabul edip $\theta = \theta \sin(\omega_n t)$ ve $x = x \sin(\omega_n t)$ ifadesi kullanılırsa matris,

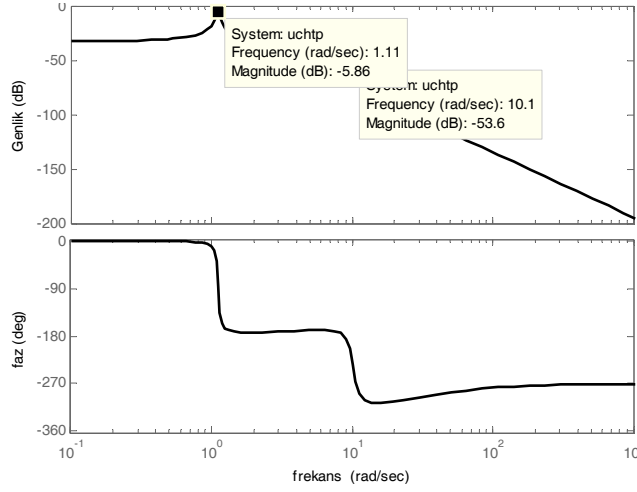
$$\begin{bmatrix} -J_r \cdot \omega_n^2 + k_b + k_{b1} & -k_b & 0 & 0 & 0 \\ -k_b & k_b - J_p \cdot \omega_n^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_4 + k_1 - M_m \cdot \omega_n^2 & -k_1 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & k_{e\varphi} + k_1 - M_r \cdot \omega_n^2 & -k_{e\varphi} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{e\varphi} & k_{e\varphi} - M_p \cdot \omega_n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_r \\ \theta_p \\ x_m \\ x_r \\ x_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

olarak ifade edilir. Yer değiştirme ve burulma hareketi incelendiğinden bu değerlerin sıfır olmadığı durum incelenir. Matrisin sol tarafının katsayılar determinantını sıfıra eşitlemek suretiyle hesap edilen hareket denklemleri sonucunda bulunan serbest titreşim frekansları çizelge 3’de verilmiştir.

Çizelge 3. Sistemin Doğal Frekansları

| Doğal Frekanslar(rad/s) | |
|-------------------------|---------|
| ω_1 | 1.111 |
| ω_2 | 10.204 |
| ω_3 | 336.59 |
| ω_4 | 1191.88 |
| ω_5 | 5691.65 |

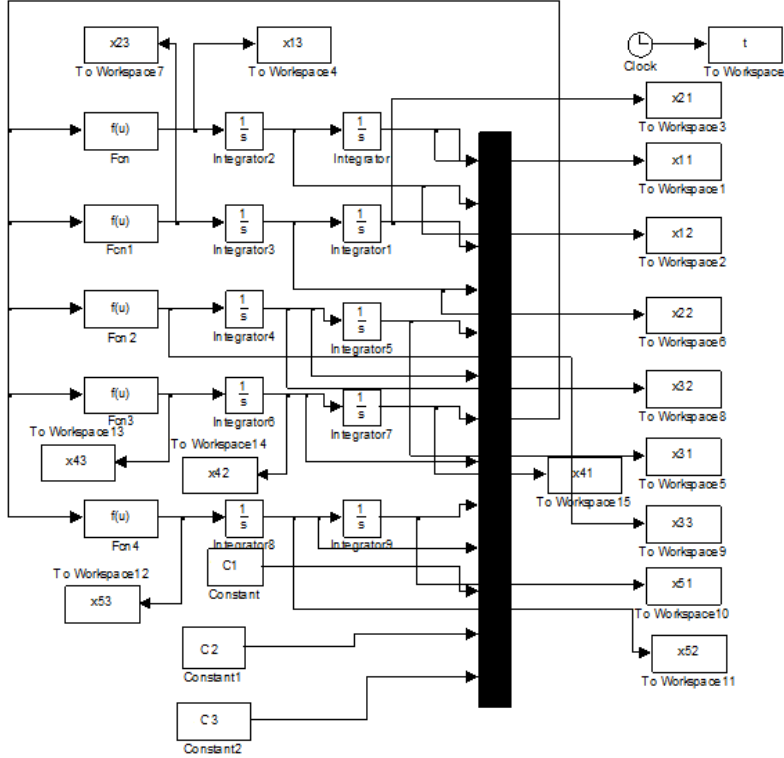
Şaft ve pervane sistemine ait frekans değişimi ise şekil 5’deki gibidir.



Şekil 5. Şaft ve pervane sisteminin frekans değişimi

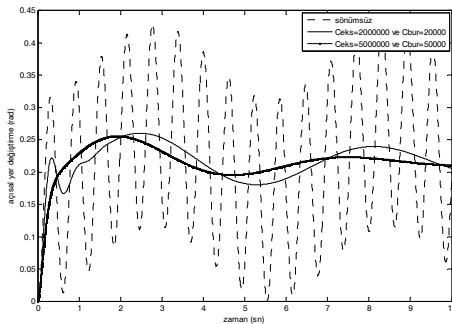
3. SİMÜLASYON

Ana makineden pervaneye güç aktaran sevk sisteminin şaftı, kaplinleri, kaplin civataları, kavramaları ve kamaları dâhil tüm bileşenleri birden fazla eksenle titreşime sebep olabilir. Bu çalışmada ana makine şaft pervane sisteminin, yatay eksenle eksenel ve burulma titreşimleri dikkate alınarak incelemeler yapılmıştır.

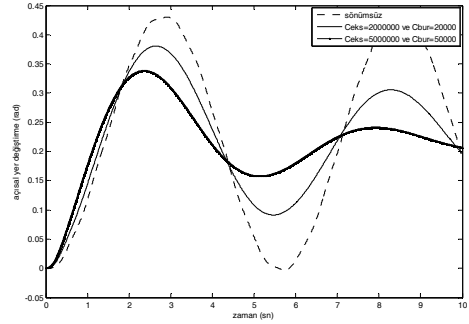


Şekil 6. Ana makine şaft sisteminin simulink modeli

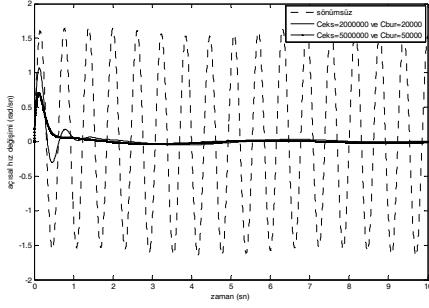
Gemi ana makine pervane sisteminin sönümsüz ve farklı sönüm değerlerindeki burulma titreşimlerinin analizi sırasında şekil 6 'da oluşturulan simulink diyagramı çalıştırılarak burulma yer değişim genliklerini şekil 7 ve şekil 8 'da, burulma hız değerlerinin değişimi şekil 9 ve şekil 10'da, aksenal yer değişim genlikleri şekil 11 ve şekil 12 'de, aksenal hız değerleri ise şekil 13 ve şekil 14 'de gösterilmiştir.



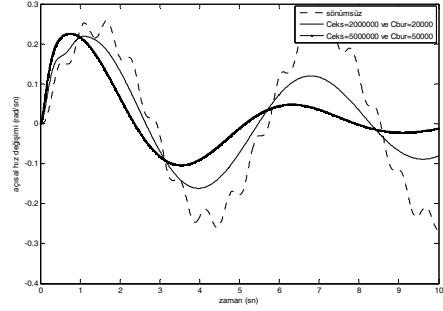
Şekil 7.Şaftın burulma açısal yer değişimi



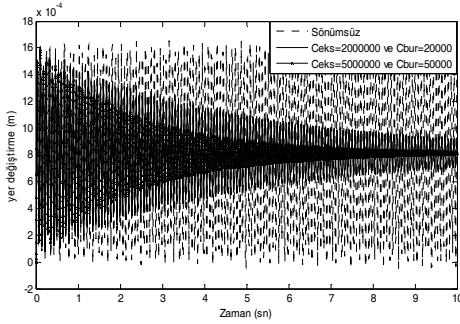
Şekil 8. Pervanenin burulma açısal yer değişimi



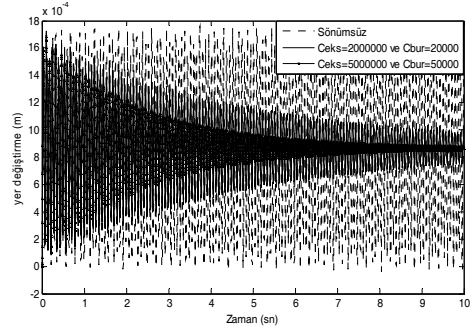
Şekil 9. Şaftın burulma hız değişimi



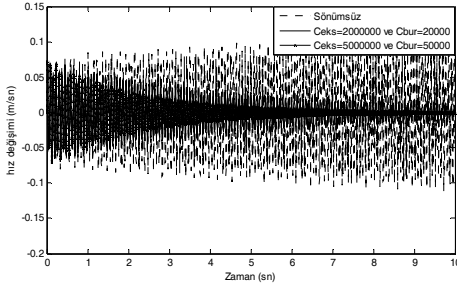
Şekil 10. Pervanenin burulma hız değişimi



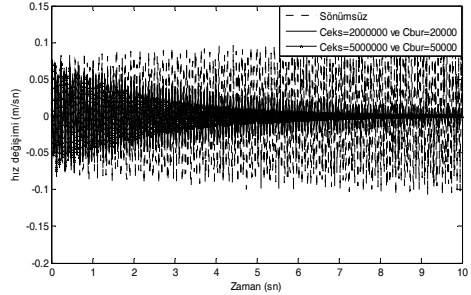
Şekil 11. Şaftın eksenel yer değiştirmesi



Şekil 12. Pervanenin eksenel yer değiştirmesi



Şekil 13. Şaftın eksenel hız değişimi



Şekil 14. Pervanenin eksenel hız değişimi

Elde edinilen grafiklerden uygun görülen sönüm değerlerinin performans yüzdesi aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$\text{Sönüm Oranı} = \frac{\text{sönümsüz ortalama değer} - \text{sönümlü ortalama değer}}{\text{sönümsüz ortalama değer}} \quad (7)$$

Simülasyon dikkate alındığında şaftın açılma burulma yer değişimleri, sönüm katsayıların sırasıyla $c_b = 1 \times 10^4$ Nm s/rad'dan $c_b = 5 \times 10^4$ Nm s/rad'akadar olan ara değerlerinde uygulanmasıyla sönümleme oranları %28'dan %50 kadar değişim göstermiştir. Aynı katsayıların pervanenin açılma burulma yer değişimleri için uygulanması sonucunda ise sönümleme oranları %7 ile %35 arasında gerçekleştirmiştir. Şaftın eksenel yer değişimlerinin azaltılabilmesi için sönüm

katsayıları $c_{eks} = 1 \times 10^6$ N s/m'den $c_{eks} = 5 \times 10^6$ N s/m'ye kadar olan değerlerin sisteme uygulanmasıyla elde edilen sönüm oranları % 56'dan %75'e kadar bir dağılım göstermektedir. Belirtilen eksenel sönüm katsayıları pervaneye eksenel yer değişleri için uygulandığında %20'den %58'e kadar sönümleme oranı elde edilmiştir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, gemi ana makine şaft sisteminde titreşimlerin yoğun olarak görüldüğü ekipmanlar dikkate alınarak meydana gelen titreşimlerin analizi yapılmıştır. Şekil 2, çizelge 1 ve çizelge 2'deki ana makine şaft pervane bilgileri dikkate alınarak şaft ve pervane üzerindeki burulma ve eksenel titreşimler incelenmiştir. Eksenel ve burulma genliklerindeki maksimum aşma yüzdesini ve cevap süresini azaltmak için farklı sönüm değerleri kullanılmıştır. Elde edilen grafikler ile farklı sönüm değerleri etkisi altında ana makine, redüktör ve pervane titreşim analizi sonucunda gerek burulma açısıl yer değişimi gerekse eksenel yer değişimi, sönüm katsayıların $c_b = 5 \times 10^4$ Nm s/rad ve $c_{eks} = 5 \times 10^6$ N s/m değerinde başarılı performans gösterdiği görülmüştür.

REFERENCES / KAYNAKLAR

- [1] İnel M., Helvacıoğlu İ.H. ve Ünsan Y., “Gemi Seyir Tecrübelerinde Şaft Gücü ve Titreşim Ölçümü”, Gemi ve Deniz Teknolojisi, 29-35,1999.
- [2] Golle, P., “River Noise and Vibration Report”, Masson Marine, SaintDenis, 3 September 2009.
- [3] Shu, G., Liang X. and Wang Y., “Investigation on Coupled Torsional-axial Vibration of Crankshaft Based on Rayleigh Differential Metod”, Sae international, Tianjin, 2006.
- [4] Grzadziela, A., “Modelling of PropellerShaft Dynamics at Pulse Load”, Polish Maritime Research, 52-58, 2008.
- [5] Dylejko, P.G., Kessissoglou, N.J., Tso, Yet.al., “Optimisation of a Resonance Changer to Minimise the Vibration Transmission in Marine Vessels”, Journal of Sound and Vibration, 101-116, 2006.
- [6] Hara, T., Furukawa, T. And Shoda, K., “Vibration Analysis of Main Engine Shaft System by Building Block Approach”, Bulletin of the M.E.S.J, 77-81, 1995.
- [7] Rao, T.V., “A Diagnostic Approach to the Vibration Measurements and Theoretical Analysis of the a Dredger Propulsor System”, IE Journal-MR, 17-23, 2005.
- [8] Megahed, S.M., El-Razik, A.A., “Vibration Control of Two Degree of Freedom System Using Variable Inertia Vibration Absorbers: Modeling and Simulations, Journal of Sound and Vibrations”, 4841-4865, 2010.
- [9] MAN Diesel Turbo <http://www.mandieselturbo.com/0000861/Products/Marine-Engines-and-Systems/Low-Speed/Project-Guides.html> [Erişim Tarihi, 20 Eylül 2011].