

Bir Gemi Şaftının Burulma Titreşimleri

Şevki Akkoca*, Süleyman Murat Bağdatlı

Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
sevkiakkoca@gmail.com

*İletişimden sorumlu yazar / Corresponding Author

Geliş / Received: 3 Haziran (June) 2016

Kabul / Accepted: 17 Kasım (November) 2016

DOI: 10.18466/cbayarfbe.281679

Özet

Günümüzde kara, hava ve deniz ulaşımında kullanılan araçların hareket etmesini sağlayan makinelerin ve güç aktarma parçaları (şaft ve redüktör)'nin üretimindeki temel prensip, makineleri hafif ve mukavemeti yüksek malzemelerden üreterek çalışma devirlerini yükseltmek suretiyle güçlerini ve ekonomik kullanım ömürlerini arttırmaktır.

Makinenin devir sayısının artırılması ve akabinde gücün yükselmesi nedeniyle makinede ve aktarma parçalarında oluşan titreşimler, çözülmesi gereken önemli bir problem olarak ortaya çıkmaktadır. Araçların hareket ve aktarma sistemlerinin tasarım hesaplamalarında, dengelenmemiş atalet merkezkaç kuvvetlerinin ihmal edilmesi, aracın hareket ve sevk sistemlerinde büyük boyutlarda titreşime neden olmaktadır. Rezonans bölgesinde oluşacak bu titreşimler nedeniyle, aracı hareketini sağlayan aktarma parçaları, hesaplanan çalışma ömürlerinden önce kırılacaktır. Aracın hareket etmesini sağlayan aktarma parçalarının serbest ve zorlanmış titreşimlerindeki rezonans frekanslarının hesaplanması suretiyle, makinenin rezonans bölgesi içerisinde çalışmasını engelliyebilecek işletme önlemlerinin alınmasıdır. Bu çözüm ile, makinenin; rezonans bölgesindeki devirlere kısa süreliğine girip çıkması hızlanması ve yavaşlaması sağlanarak verimli ve sürekli bir çalışma yapılması sağlanacaktır. Kullanılan makine ve aktarma sistemlerinin verimli ve sürekli bir çalışma içinde olması için, çalışma esnasında aktarma parçalarında oluşan radyal (öteleme) ve torsiyonel (burulma) titreşimlerinin rezonans bölgesi içerisinde büyük genlikler oluşturmasının engellenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada yapılacak hesaplamalar ile, gemi sevk ve aktarma parçalarından oluşan farklı aktarma sistemlerinin burulma titreşimleri matematik modellerinin irdelenerek hareketin doğal frekans denklemleri bulunacaktır. Bulunan doğal frekans denklemleri ile, tasarımı yapılacak olan gemilere ait mekanik aktarma sistemlerinin, rezonans frekanslarında çalışmamaları için işletme devirleri veya aralıkları tespit edilecek ve makinelere ait işletme devirlerine ilişkin gerekli ikazların kullanıcılara yapılması sağlanacaktır.

Anahtar Kelimeler— Burulma, güç aktarma organları, gemi, redüktör, şaft, titreşim

The Torsional Vibrations of A Ship Shaft

Abstract

Today, land, air and the machine that moves the tools used in the marine transportation and power transmission components (shaft and gearbox) basic principles in the production of machinery to increase light and strength of the force by increasing the operating speed by producing the high material and economic lifespan of.

Increasing the number of vibrations that occur in the speed of the machine and then the machine due to the rise in power and transmission parts, it is emerging as a major problem to be solved. Instruments of the calculation of the movement and transfer systems design, unbalanced neglect of inertia centrifugal

faculties, cause vibrations in the vehicle's movement and propulsion systems in large sizes. Due to this vibration will occur in resonance, which allows the vehicle moving transmission parts will be broken before the calculated working lifetime. Calculation of the resonance frequency of free and forced vibrations of transferring parts of the vehicle that moves through, working in the machine's resonance of the measures the company is taking to people with disabilities. With this solution, the machine; ensuring enter and leave briefly to cycle in resonance acceleration and deceleration efficient and continuous work will be done. For efficient and to be in a continuous operation of the machine used and transfer systems, radial consisting of transmission parts during operation (shift) and torsional (twisting) is required to prevent the build large amplitudes in the resonance region of the vibration. In this study, the evaluation can be made, the transfer of ship propulsion and transmission systems consisting of different components will find the natural frequency of torsional vibrations examining the mathematical model equations of motion. Found and natural frequency equation, the design of mechanical transmissions for ships to be made, the resonance frequencies to be determined business cycles or ranges for their work and making the user the necessary warning regarding the transfer operation of the machine will be provided.

Keywords— Gearbox, powertrain, shaft, the ship, torsion, vibration

1 Giriş

Günümüzde kara, hava ve deniz ulaşımında kullanılan araçların hareket etmesini sağlayan makinelerin ve güç aktarma parçaları (şaft ve redüktör)'nün üretimindeki temel prensip, makineleri hafif ve mukavemeti yüksek malzemelerden üreterek çalışma devirlerini yükseltmek suretiyle güçlerini ve ekonomik kullanım ömürlerini arttırmaktır. Bahse konu makine ve güç aktarma parçaları ile hareket eden gemilerde de, iç ve dış kaynaklı kuvvetler neticesi mekanik sistemlerde de titreşim görülmektedir.

Gemi titreşimine neden olan iç 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 aksamaların çalışma performansını etkilediği için kontrol edilmesi gerekmektedir.[1] Ancak gemi çalışmaya başladıktan sonra alınacak önlemlerin uygulanması hem daha zor hem de maliyetli olması sebebiyle gemi inşa esnasında teorik ve deneysel çalışmalar 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.

Alarçin ve Korkmaz [1], çalışmalarında, gemi ana

makine şaft sisteminde titreşimlerin yoğun olarak görüldüğü ekipmanları dikkate alarak meydana gelen titreşimlerin analizini yapmıştır. Referans aldıkları bir gemi modeline ait ana makine şaft pervane bilgilerini dikkate alarak şaft ve pervane üzerindeki burulma ve eksenel titreşimleri incelemiştir.

Özgen [2], bir elektrik motoru, iki kanatlı bir pervane ve motordan aldığı döndürme momentini pervaneye ileten iki yerden yataklı, içi dolu, tek kademeli bir şafttan oluşan sevk sistemi modelinin doğal frekanslarını, diferansiyel denklem çözümüne dayanan analitik yöntemle ve nümerik yöntemlere dayanan yaklaşık çözümle çözümlenmiştir, çalışmasında daha sonra ivmeölçer ile ölçüm yaparak analitik ve nümerik yöntemlerle bulunan frekansları karşılaştırmıştır.

Okay [3], (1999) P= 4900 kW n=170 d/d Üreten Bir Makineye Bağlı Şaftın burulma titreşimleri ve mukavemet hesaplamalarını yapmıştır.

Ünsan ve İnel [4], yaptıkları çalışmalarında, gemi seyir tecrübelerinde şaft yataklarından ivmeölçer yardımı ile titreşim ölçümleri alınmasını ve titreşim analizi yapılmasının önemi vurgulamıştır.

Hara, Furukawa ve Andshoda [5], Building Block yaklaşımı kullanarak ana makine ve şaft sisteminin titreşim analizini yapmıştır ve referans aldıkları gemiye ilişkin titreşim ölçümü verileri ile karşılaştırılmıştır.

Maurice [6], eserinde, makine gücünün aktarılmasını sağlayan mil ve benzeri dönen parçalarda oluşan burulma titreşiminin hesaplamalarının nasıl yapılacağını

Tahralı [7], eserinde, şaft, mil ve redüktörden oluşan farklı serbestlik derecelerindeki sistemlere ait burulma titreşimlerinin matematik modellemelerini yaparak doğal frekanslarını hesaplamıştır.

Kelly [8], Seto [9] ve Thomson [10] eserlerinde, tek ve çok serbestlik dereceli sistemlere ait titreşimlerin doğal frekans ve rezonans durumlarına ilişkin hesaplamaları yapmıştır.

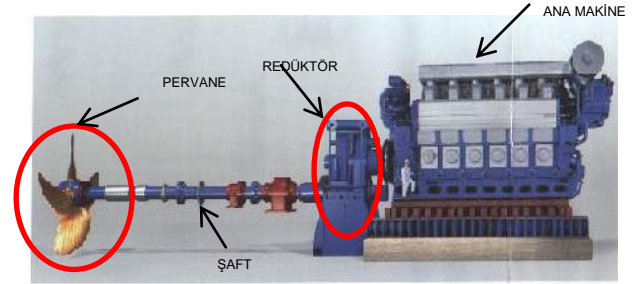
Yapılan çalışmalardan da görüleceği üzere, mühendislik mekaniğinin günümüzü uğraştıran dinamik problemlerden en önemlilerinden birisi titreşimdir. Makine mühendislerince yapılan çalışmaların amacı, bu istenmeyen titreşimin ortadan kaldırılması veya zararsız hale getirilmesidir. Titreşimlerin istenmediği yerlerden biride gemi sevk sistemleridir. Gemi sevk sistemlerindeki istenmeyen durum, şaft ve redüktörde oluşan burulma titreşimidir. Küçük genlikler ile pek fark edilmeyen kritik hızlar ile rezonans bölgesinde çalışan bir mil belli bir müddet çalıştıktan sonra kırılmaktadır. Krank millerinde de kritik hızlarda rezonans bölgesinde motorun uzun süre çalışması durumunda çoğunlukla yataklar içerisinde bulunmayan serbest mil parçasında alternatif yük etkisi altında malzeme yorulmaktadır. Büyük lokal gerilmelerin olduğu kesitlerde plastik bölgede meydana gelen deformasyonlar dolayısıyla bu çatlaklar büyümekte ve derinleşmektedir. Burulma titreşimleri nedeniyle çatlakların cidarları birbirine sürtünerek "parlak" bölge oluşturmaktadır. Kesitin sağlam kısmı istenilen momenti taşıyamadığı için kırılmaktadır. Bu nedenle bugün titreşim analizi hesaplanmayan, incelenmeyen hiçbir makine bilhassa motor yapılamamaktadır. [11]

Bu çalışmada, bahsedilen araştırma ve incelemelerden biraz farklı olarak şaftı tahrik edici makine (motor, yardımcı makine, redüktör v.b.) şaft ve pervanenin hareketlerinden meydana gelen burulma titreşimleri çeşitli matematik modeller ile incelenecektir. Şaftın yataklanmasında, şaft sehimine engel olmak için sık radyal yataklar ile mesnetlenmiştir. Burulma (torsiyonel) titreşimleri çeşitli matematik modelleri üzerinde incelenerek, pratikten alınan sayısal değerler ile rezonans bölgelerinin tespitleri gerçekleştirilmiştir.

2 Gemi Tahrik Sistemlerinin Modellenerek İrdelenmesi

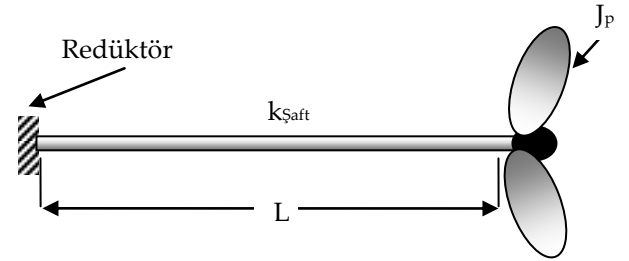
Bir sistemin elemanlarının simgeler ile tanımlanıp bunlar arasındaki ilişkilerin fonksiyonlar ile gösterimine "matematiksel model" adı verilmektedir. Bu çalışmadaki amacımız, gemi sevk sisteminin oluşturulan mekanik parçalarda meydana gelen burulma titreşimlerini analiz etmektir. Mekanik parçalardaki titreşim problemi tanımlandıktan sonra problemi etkileyen parametre değerlerinin belirlenerek problemin matematiksel modeli kurulmaktadır. Model kurulduktan sonra titreşim hareketine ilişkin oluşturulan diferansiyel denklemler çözümlenerek, sistemin rezonans bölgeleri bulunur. Bu kapsamda, 4 (dört) gemi sevk sistemine ait matematik modeller ile ilgili bölümlerde irdelenmektedir.

2.1 Gemi Sevk Sistemi Tasarımı 1. Model Sistemlere Ait Hesaplamalar (Serbest Titreşim)



Şekil 1 Motor, Redüktör, Şaft ve Pervane Parçalarından Oluşan Gemi Sevk Sistemi Modeli

Şekil 1'de gösterilen motor, redüktör, şaft ve pervane modeli aşağıdaki matematik modeller esas alınarak burulmada doğal frekanslar ve titreşimler açıklanacaktır.



Şekil 2 1. Modele İlişkin Matematik Model

$$\omega_{nb} = \sqrt{\frac{k_{\text{Şaft}}}{J_b}} \quad (2.1)$$

$$\left(k_b = \frac{GI_p}{L} \right) \quad (2.2)$$

$$\left(I_p = \frac{\pi d^4}{32} \right) \quad (2.3)$$

j_p : Pervanenin eksenindeki kütle atalet momenti [kg.m²]

k_b : Burulmada yay (katsayısı) sabiti [Nmm/radyan]

G: Kayma Elastiklik Modülü; [N/mm²]

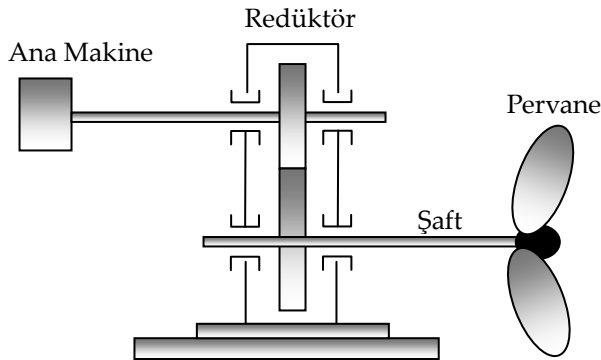
L: Burulma Boyu [mm]

I_p : Kesit Polar Atalet Momenti [mm⁴]

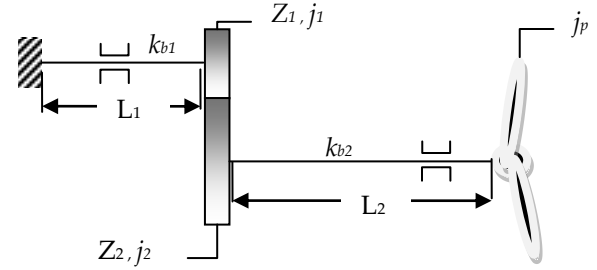
d: Şaft Çapı [mm]

Şekil 2'deki matematik modelde, tek bir ana makineye bağlı pervane şaftındaki serbest burulma titreşimleri incelenmiştir. Burada j_p değeri, pervane kütle atalet momentine eşit olarak ele alınmıştır. $k_{beş}$ değeri redüktöre kadar olan pervane milindeki her bir yay katsayılarının pervane miline indirgenmesi ile elde edilmiştir. Genel olarak büyük kütle atalet momentli elemanlar, küçük salınımlar ile titreşim yaparlar. Küçük kütle atalet momentli elemanlar ise büyük salınımlar ile titreşim yaparlar. Burada pervanenin kütle atalet momentini büyük olmasına rağmen, sistemde meydana getirdiği titreşimlerin belirlenebilmesi amacıyla bu modelleme yapılmıştır. Bu modellemede sistemin sabit kısmı redüktör olarak kabul edilerek, ana makinenin de sabit olduğu düşünülmüştür.

2.2 Gemi Sevk Sistemi Tasarımı 2. Model Sistemlere Ait Hesaplamalar (Serbest Titreşim)



Şekil 3 Motor, Redüktör Sistemi, Şaft ve Pervane



Şekil 4 2. Modele İlişkin Matematik Model

Bu matematik modelde ana makineye (ana makine, sabit olarak gösterilmiştir; çünkü karşı direnç burulma momenti mevcuttur.) tek kademeli (redüktör) ile bağlı olan pervane şaftının serbest burulma titreşimi incelenmiştir. Modelleme, 2 (iki) kütle 2 (iki) yay olarak düşünülmüştür. Birinci kütle redüktör dişlilerine ait indirgenmiş kütle atalet momentleridir. İkinci kütle, pervane atalet momentini olarak ele alınmıştır. Giriş dişlileri, çıkış dişlisine indirgenerek kütle atalet momentleri toplanmıştır. Toplanan kütle atalet momentleri ve pervane kütle atalet momentleri ile, 2 (iki) kütle 2 (iki) yay matematik modeli oluşturulmuştur. Ana makineye bağlı millerin yay katsayıları, pervane şaftının yay katsayısına indirgenip toplanarak, toplam yay katsayısı $k_{beş}$ bulunacaktır. Bu matematik modelde, pervanenin ve redüktörün meydana getirdiği burulma titreşimlerinin hesaplamaları ele alınmıştır. Buradan doğal frekans, rezonans frekansı belirlenmektedir.

2. Model Parametrik Hesaplamaları (Serbest Titreşim)

Şekil-4'de verilen matematik modele ait doğal frekansların bulabilmek için, k_{b1} yay kat sayısına sahip mili, pervaneye ait mile (şaft) indirgenecektir.

$$k_{b12} = k_{b1} (i_{12})^2 \quad (2.4)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (2.5)$$

$$k_{b12} = k_{b1} \left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 \quad (2.6)$$

Denklem (2.4), (2.5) ve (2.6) ile k_{b1} yay kat sayısı pervane şaftına indirgenerek yeni yay kat sayısı k_{b12} olarak hesaplanmıştır.

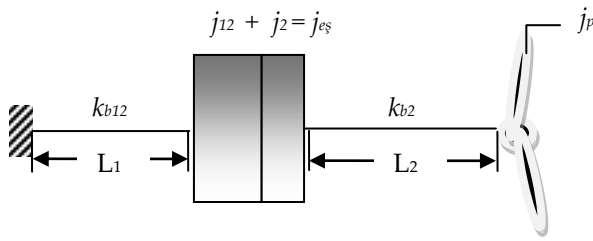
Şekil-4'de, k_{b1} milinin bağlı olduğu redüktör dişlisinin j_1 kütle atalet moment, pervane şaftına bağlı redüktör dişlisine indirgenecektir.

$$j_{12} = j_1(i_{12})^2 \quad (2.7)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (2.8)$$

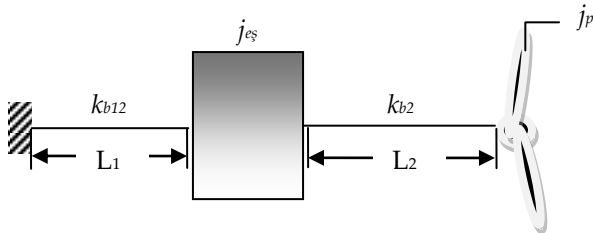
$$j_{12} = j_1 \left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 \quad (2.9)$$

Denklem (2.7), (2.8) ve (2.9) ile j_1 kütle atalet moment, pervane şaftının bağlı olduğu redüktör dişlisine indirgenerek yeni kütle atalet moment j_{12} olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5 2. Mile (Pervane Şaftı) İndirgemesi Yapılmış Matematik Model (Kütle Atalet Momentleri Toplanmış $=j_{\epsilonş}$)

$$j_{\epsilonş} = j_{12} + j_2 \quad (2.10)$$



Şekil 6 2. Mile (Pervane Şaftı) İndirgemesi Yapılmış Matematik Model

Matematik Model

Şekil 6'daki indirgenmiş matematik model 2(iki) yay 2 (iki) kütle sistemine benzerdir.

k_{b12}, k_{b2} : Buralma Yay Sabiti [$Nmm/radyan$]

φ_1, φ_2 : Burulma Açısı [$radyan$]

$j_{\epsilonş}, j_p$: Kütle Atalet Momenti [$kgmm^2$]

M : Moment [Nmm]

Şekil 6'daki sistemin hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\Sigma M = J\ddot{\phi} \quad (2.11)$$

$$j_{\epsilonş} \ddot{\phi}_1 = -k_{b12} \phi_1 - k_{b2} (\phi_1 - \phi_2) \quad (2.12)$$

$$j_p \ddot{\phi}_2 = -k_{b2} (\phi_2 - \phi_1) \quad (2.13)$$

$$\phi_1 = Ae^{i(\omega t + \phi)} \quad veya \quad \phi_1 = A \sin(\omega t + \phi) \quad (2.14)$$

$$\ddot{\phi}_1 = -A\omega^2 e^{i(\omega t + \phi)} \quad (2.15)$$

$$\phi_2 = Be^{i(\omega t + \phi)} \quad veya \quad \phi_2 = B \sin(\omega t + \phi) \quad (2.16)$$

$$\ddot{\phi}_2 = -B\omega^2 e^{i(\omega t + \phi)} \quad (2.17)$$

$$j_{\epsilonş} \ddot{\phi}_1 + k_{b12} \phi_1 + k_{b2} (\phi_1 - \phi_2) = 0 \quad (2.18)$$

$$j_p \ddot{\phi}_2 + k_{b2} (\phi_2 - \phi_1) = 0 \quad (2.19)$$

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = Ai\omega e^{i(\omega t + \phi)} = i\omega\varphi_1 \quad \text{ve} \quad \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = -A\omega^2 e^{i(\omega t + \phi)} = -\omega^2\varphi_1 \quad (2.20)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = Bi\omega e^{i(\omega t + \phi)} = i\omega\varphi_2 \quad \text{ve} \quad \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = -B\omega^2 e^{i(\omega t + \phi)} = -\omega^2\varphi_2 \quad (2.21)$$

Yukarıdaki φ_1 ve φ_2 değerlerine ilişkin parametreleri 2.18 ve 2.19'da yerine yazılırsa,

$$j_{e\varnothing} \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + k_{b12}\varphi_1 + k_{b2}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (2.22)$$

$$-j_{e\varnothing}A\omega^2 e^{i(\omega t + \phi)} + k_{b12}Ae^{i(\omega t + \phi)} + k_{b2}(Ae^{i(\omega t + \phi)} - Be^{i(\omega t + \phi)}) = 0 \quad (2.23)$$

$$e^{i(\omega t + \phi)}(-j_{e\varnothing}A\omega^2 + k_{b12}A + k_{b2}(A - B)) = 0 \quad (2.24)$$

$$j_p \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + k_{b2}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (2.25)$$

$$-j_p B\omega^2 e^{i(\omega t + \phi)} + k_{b2}(Be^{i(\omega t + \phi)} - Ae^{i(\omega t + \phi)}) = 0 \quad (2.26)$$

$$e^{i(\omega t + \phi)}(-j_p B\omega^2 + k_{b2}(B - A)) = 0 \quad (2.27)$$

$$e^{i(\omega t + \phi)} \neq 0 \quad \longrightarrow \quad \text{her t anında}$$

$$A(k_{b12} + k_{b2} - j_{e\varnothing}\omega^2) - k_{b2}B = 0 \quad (2.28)$$

$$k_{b2}A + (-k_{b2} + j_p\omega^2)B = 0 \quad (2.29)$$

Yukarıdaki 2.28 ve 2.29'ı matris yöntemi ile çözümlerse;

$$\underbrace{\begin{pmatrix} k_{b12} + k_{b2} - j_{e\varnothing}\omega^2 & -k_{b2} \\ k_{b2} & -k_{b2} + j_p\omega^2 \end{pmatrix}}_{[K]} \underbrace{\begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}}_{[C]} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}}_{[0]} \quad (2.30)$$

Denklem (2.30)'un çözümü için $\det(K)=0$ olması gerekmektedir.

$$(k_{b12} + k_{b2} - j_{e\varnothing}\omega^2)(-k_{b2} + j_p\omega^2) + k_{b2}^2 = 0 \quad (2.31)$$

$$\omega^4 - \left[\frac{k_{b12} + k_{b2}}{j_{e\varnothing}} + \frac{k_{b2}}{j_p} \right] \omega^2 + \frac{k_{b12}k_{b2}}{j_{e\varnothing}j_p} = 0 \quad (2.32)$$

$\omega^2 = \Omega$ değişimi yapılarak Denklem (2.32) çözümlerse,

$$\Omega^2 - \left[\frac{k_{b12} + k_{b2}}{j_{e\varnothing}} + \frac{k_{b2}}{j_p} \right] \Omega + \frac{k_{b12}k_{b2}}{j_{e\varnothing}j_p} = 0 \quad (2.33)$$

$$\omega_{1,2}^2 = \Omega_{1,2} = \frac{-\left[\frac{k_{b12} + k_{b2}}{j_{e\varnothing}} + \frac{k_{b2}}{j_p} \right] \pm \sqrt{\left[\frac{k_{b12} + k_{b2}}{j_{e\varnothing}} + \frac{k_{b2}}{j_p} \right]^2 - 4 \frac{k_{b12}k_{b2}}{j_{e\varnothing}j_p}}}{2} \quad (2.34)$$

elde edilir.

Şekil 4-6'daki modelde $j_{e\varnothing}=j_{12}+j_2$ uygun parametreler seçilip tasarım geliştirilirse, iki kütle ve iki yay sisteminde pervane titreşimlerinin amplitütleri $(\varphi_p)_{\text{maks}}=0$ yani pervane kütlesi burulma titreşimi yapmaz. $J_{e\varnothing}$ kütlesi "dinamik absorber (titreşim yutucu)" olarak görev yapar. Bunun irdelenmesi aşağıdaki zorlanmış burulma titreşimi denkleminde elde edilir.

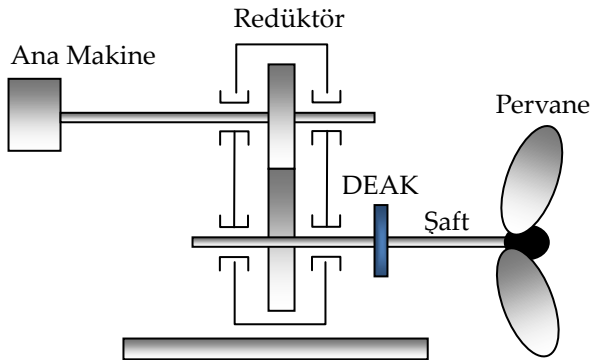
$$(\varphi_1)_{\text{absorber}} = \frac{M_{b\varnothing} k_{b1} \sin \omega t}{(k_{b1} + k_{b2} - j_p\omega^2)(k_{b1} - j_p\omega^2) - k_{b1}}$$

$$(\varphi_2)_{pervane} = \frac{M_{bg}(k_{b1} - j_{eş}\omega^2) \sin \omega t}{(k_{b1} + k_{b2} - j_p\omega^2)(k_{b1} - j_p\omega^2) - k_{b1}} \quad (2.36)$$

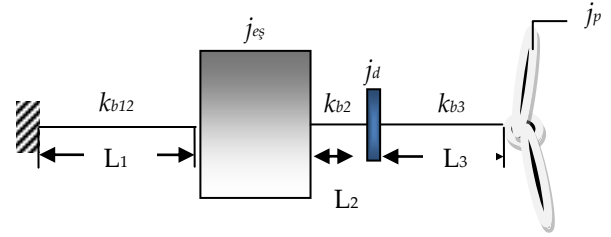
Bunun için tasarımda $\frac{k_{b1}}{k_{b2}} = \frac{j_{eş}}{j_{pervane}}$ seçildiği takdirde pervane titreşimleri sıfır olmaktadır.

2.3 Gemi Sevk Sistemi Tasarımı 3. Model Sistemlere Ait Hesaplamalar (Serbest Titreşim) Dinamik Etki Arttırma Kütle (DEAK) Kullanımı

Bölüm 2.1. ve 2.2'de şaft, redüktör ve pervaneden oluşan gemi sevk sistemlerine ait matematik modellerin çözümlenmesi suretiyle indirgenerek 2 (iki) yay 2 (iki) kütle sistemine benzetilmiştir. Sözkonusu sistemin iki doğal frekansa iki rezonans bölgesine sahip olduğu görülmüştür. Makinenin, teorikte hesaplanan işletme devirleri pervanenin su içindeki j_p değeri dikkate alınmadan tasarımının gerçekleştirilmesi durumunda, işletme devirlerinin rezonans bölgesinde olmasına neden olabilir. Böyle bir problem ile karşılaşılması durumunda, tasarım baştan yapmak yerine bir J_o kütle atalet momentine sahip bir disk, pervane ile redüktör arasına yerleştirilebilir. Eklenen bu kütleye Dinamik Etki Arttırma Kütle (DEAK) denir. Şekil 7'de DEAK eklenmiş bir gemi sevk sistemi gösterilmiştir. Şekil 8'deki matematik modele ilişkin yapılan hesaplamalarda sistemin rezonans bölgesi aralıkları değişmektedir.



Şekil 7 DEAK Eklenmiş Gemi Sevk Sistemi (3. Model)



Şekil 8 İndirgenmiş Matematik Model (3. Model)

$$j_{eş}\ddot{\varphi}_1 = -k_{b12}\varphi_1 - k_{b2}(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (2.37)$$

$$j_d\ddot{\varphi}_2 = -k_{b2}(\varphi_2 - \varphi_1) - k_{b3}(\varphi_2 - \varphi_3) \quad (2.38)$$

$$j_p\ddot{\varphi}_3 = -k_{b3}(\varphi_3 - \varphi_2) \quad (2.39)$$

$$\varphi_1 = Ae^{i\omega t} \quad \ddot{\varphi}_1 = -A\omega^2 e^{i\omega t} \quad (2.40)$$

$$\varphi_2 = Be^{i\omega t} \quad \ddot{\varphi}_2 = -B\omega^2 e^{i\omega t} \quad (2.41)$$

$$\varphi_3 = Ce^{i\omega t} \quad \ddot{\varphi}_3 = -C\omega^2 e^{i\omega t} \quad (2.42)$$

Yukarıdaki parametrik değerleri, 2.37, 2.38 ve 2.39'da yerine konulursa;

$$-j_{eş}A\omega^2\varphi_1 + k_{b12}\varphi_1 + k_{b2}\varphi_1 - k_{b2}\varphi_2 = 0 \quad (2.43)$$

$$(-j_{eş}A\omega^2 + k_{b12} + k_{b2})\varphi_1 - k_{b2}\varphi_2 = 0 \quad (2.44)$$

$$-j_dA\omega^2\varphi_2 + k_{b2}\varphi_2 - k_{b2}\varphi_1 + k_{b3}\varphi_2 - k_{b3}\varphi_3 = 0 \quad (2.45)$$

$$-k_{b2}\varphi_1 + (-j_dA\omega^2 + k_{b2} + k_{b3})\varphi_2 - k_{b3}\varphi_3 = 0 \quad (2.46)$$

$$-j_p A \omega^2 \varphi_3 + k_{b3} \varphi_3 - k_{b3} \varphi_2 = 0 \quad (2.47)$$

$$\left(-j_p A \omega^2 + k_{b3}\right) \varphi_3 - k_{b3} \varphi_2 = 0 \quad (2.48)$$

Yukarıdaki denklemlerin çözümü için matris yöntemi kullanılırsa;

$$\underbrace{\begin{pmatrix} -j_{eş} A \omega^2 + k_{b12} + k_{b2} & -k_{b2} & 0 \\ -k_{b2} & -j_d A \omega^2 + k_{b2} + k_{b3} & -k_{b3} \\ 0 & -k_{b3} & -j_p A \omega^2 + k_{b3} \end{pmatrix}}_A \underbrace{\begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{pmatrix}}_X = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.49)$$

Yukarıdaki eşitliğin sıfıra eşit olması için, [A] matrisinin determinantının sıfır olması gerekmektedir. , [A] matrisinin determinantının çözülmesi sonucunda;

$$\omega^6 - \left(\frac{k_{b12} + k_{b2}}{j_{eş}} + \frac{k_{b2} + k_{b3}}{j_d} + \frac{k_{b3}}{j_p} \right) \omega^4 + \left(\frac{k_{b12} k_{b2} + k_{b2} k_{b3} + k_{b3} k_{b12}}{j_{eş} j_d} + \frac{k_{b2} k_{b3} + k_{b12} k_{b2}}{j_d j_p} + \frac{(k_{b12} + k_{b2}) k_{b3}}{j_{eş} j_p} \right) \omega^2 - \frac{k_{b12} k_{b2} k_{b3}}{j_{eş} j_d j_p} = 0 \quad (2.50)$$

$\omega^2 = y$ dönüşümü yapılarak,

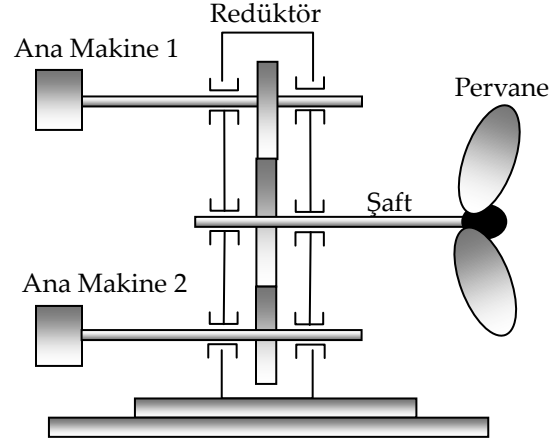
$$y^3 - \left(\frac{k_{b12} + k_{b2}}{j_{eş}} + \frac{k_{b2} + k_{b3}}{j_d} + \frac{k_{b3}}{j_p} \right) y^2 + \left(\frac{k_{b12} k_{b2} + k_{b2} k_{b3} + k_{b3} k_{b12}}{j_{eş} j_d} + \frac{k_{b2} k_{b3} + k_{b12} k_{b2}}{j_d j_p} + \frac{(k_{b12} + k_{b2}) k_{b3}}{j_{eş} j_p} \right) y - \frac{k_{b12} k_{b2} k_{b3}}{j_{eş} j_d j_p} = 0 \quad (2.51)$$

Denklem (2.50)'nin derecesi düşürülmüştür.

Denkleme (2.51)'in çözümünü yapabilmek için; Wolfram Mathematica, MATLAB v.b. bilgisayar programlarından yararlanılabilir.

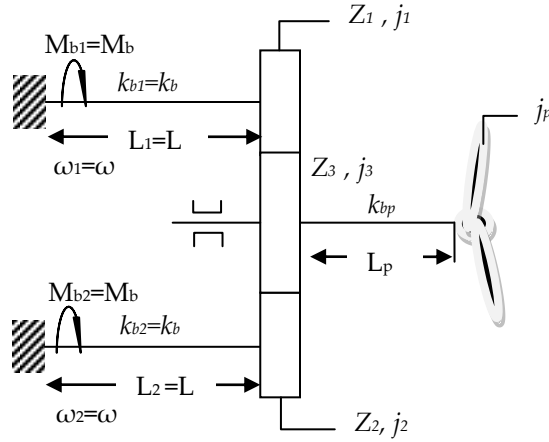
Parametrik hesaplamalarda görüleceği üzere iki rezonans bölgesine sahip sisteme bir kütle eklenmesi ile rezonans bölgesi sayısı üçe çıkmış ve rezonans bölgesi aralıkları değiştirilmiştir. Uygun kütle atalet momentine sahip DEAK kullanılması suretiyle, makineye ait işletme devirlerinin rezonans bölgesinde çalışması engellenmiştir.

2.4 Gemi Sevk Sistemi Tasarımı 4. Model Sistemlere Ait Hesaplamalar (Zorlanmış Titreşim)



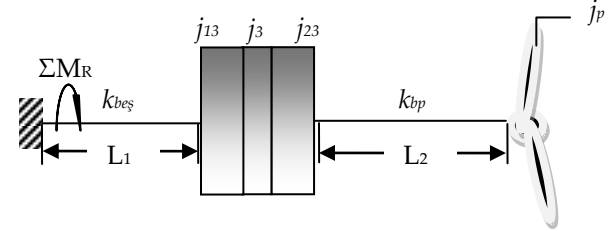
Şekil 9 İki Motor, Redüktör Sistemi, Şaft ve Pervane Parçalarından Oluşan Gemi Sevk Sistemi Modeli (Zorlanmış Titreşim Modeli)

Pervane şaftına, tahrik makinelerinden verilen döndürme momentleri aynı frekansta olmak mecburiyetindedir. Fakat bu durum pratikte tam olarak gerçekleştirilememektedir. Bu durumda zorlanmış burulma titreşimleri bileşke momente göre elde edilecektir.



Şekil 10 4. Modele İlişkin Matematik Model

$$b = M_b \sin \phi_1 + M_b \sin \phi_2 = M_b (\sin \phi_1 + \sin \phi_2) \quad (2.55)$$



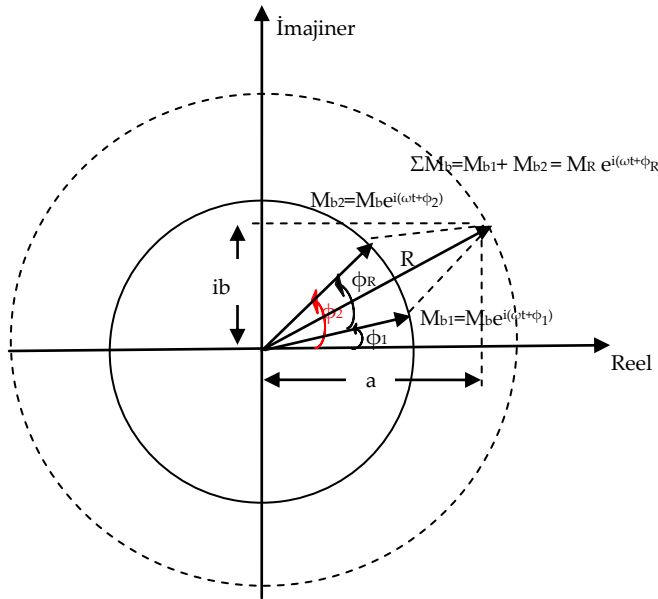
Şekil 12 Pervane Miline İndirgenmiş Matematik Model

$$(k_b)_{eş} = k_{b13} + k_{b23} = k_{b1} i_{13}^2 + k_{b2} i_{23}^2 \quad (2.56)$$

$$(k_b)_{eş} = k_{b1} \left(\frac{z_3}{z_1} \right)^2 + k_{b2} \left(\frac{z_3}{z_2} \right)^2 \quad (2.57)$$

$$(j)_{eş} = j_{13} + j_{23} + j_3 = j_1 i_{13}^2 + j_2 i_{23}^2 + j_3 \quad (2.58)$$

$$(j)_{eş} = j_1 \left(\frac{z_3}{z_1} \right)^2 + j_2 \left(\frac{z_3}{z_2} \right)^2 + j_3 \quad (2.59)$$

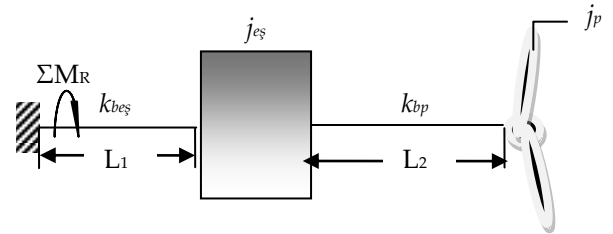


Şekil 11 Vektörel Düzlemde Burulma Momentlerinin Gösterimi

$$\Sigma M = a + ib \quad (2.52)$$

$$\operatorname{tg} \phi_R = \frac{b}{a} \Rightarrow R^2 = a^2 + b^2 \quad (2.53)$$

$$a = M_b \cos \phi_1 + M_b \cos \phi_2 = M_b (\cos \phi_1 + \cos \phi_2) \quad (2.54)$$



Şekil 13 Pervane Miline İndirgenmiş Matematik Model (Kütle Atalet Momentleri Toplanmış)

Sistemin Rezonans Frekansı:

$$\omega_{nb1,nb2}^2 = \Omega_{nb1,nb2}^2 = - \left[\frac{(k_b)_{eş} + k_{bp}}{j_{eş}} + \frac{k_{bp}}{j_P} \right] \pm \sqrt{\left[\frac{(k_b)_{eş} + k_{bp}}{j_{eş}} + \frac{k_{bp}}{j_P} \right]^2 - 4 \frac{(k_b)_{eş} k_{bp}}{j_{eş} j_P}}$$

$$(2.60)$$

Eğer $(k_b)_{e\check{s}}=\infty$ olursa, yani tahrik milleri çok kısa ise, bu durumda system; iki kütle tek yay titreşim sistemi matematik modeline dönüşür.

$$\left[\frac{1}{(j)_{e\check{s}}} \right]_T = \frac{1}{(j)_{e\check{s}}} + \frac{1}{j_P} \quad (2.61)$$

$$\left[(k_b)_{e\check{s}} \right]_T = k_{bP} \quad (2.62)$$

$$\omega_{nb} = \sqrt{\frac{k_{bP}}{(j)_{e\check{s}}}_T} \quad (2.63)$$

Sistemin Burulma Açısı: [11,12,13]

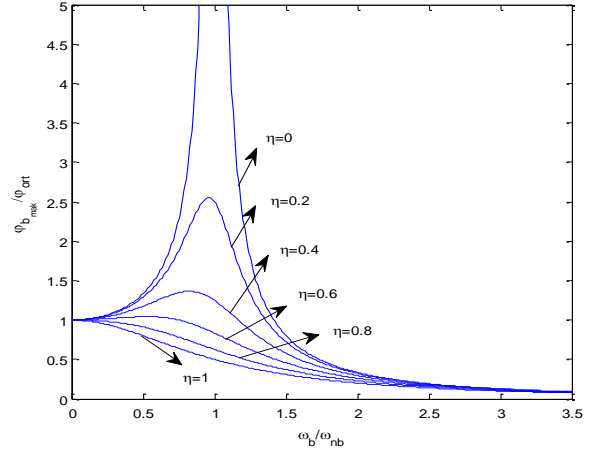
$$\begin{aligned} [\varphi]_T &= \frac{\sum (M_b)_R}{\left[(k_b)_{e\check{s}} \right]_T - \left[(j)_{e\check{s}} \right]_T \omega^2} e^{i(\omega t + \phi_R)} \\ &= \frac{M_b}{\left[(k_b)_{e\check{s}} \right]_T} e^{i(\omega t + \phi_R)} \\ &= \frac{1}{1 - \frac{\left[(j)_{e\check{s}} \right]_T}{\left[(k_b)_{e\check{s}} \right]_T} \omega^2} e^{i(\omega t + \phi_R)} \end{aligned} \quad (2.64)$$

$$\left[\frac{M_b}{(k_b)_{e\check{s}}} \right]_T = \varphi_R \quad (2.65)$$

$$\frac{\left[(j)_{e\check{s}} \right]_T}{\left[(k_b)_{e\check{s}} \right]_T} = \frac{1}{(\omega_{nb})^2} \quad (2.66)$$

$$[\varphi]_T = \frac{\varphi_R}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nb}^2}} e^{i(\omega t + \phi_R)} \Rightarrow \left[\frac{[\varphi]_T}{\varphi_R} \right]_{em} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nb}^2}} e^{i(\omega t + \phi_R)}$$

$$(2.67)$$



Şekil 14 Zorlanmış Titreşime İlişkin Burulma Oranı/Frekans Oranı Değişim Grafiği

Şekil 14’ de sönüm oranlarına göre, sönümlü burulma titreşimlerinin 1. Mod grafiği gösterilmiştir. Denklem 2.67’ de $\eta=c_{kr}/c=0$ için yazılmıştır.

Çalışma frekansı ile sistemin doğal frekansının eşit olduğu durumdur. Bu durumun ortaya çıkması halinde sistemin titreşim genliği matematiksel olarak sonsuza gider. Fiziksel olarak sistemde büyük hasarlar meydana gelir, şaft veya redüktör milleri kırılır.

3 Sonuç

Bu çalışmada; ana makine, mil, redüktör, pervane şaftı ve pervaneden oluşan 4 (dört) farklı gemi sevk sisteminin matematik modelleri çıkartılmıştır. Bu matematik modellere ilişkin doğal frekanslar ve rezonans bölgeleri parametrik olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak;

a. Tasarım aşamasında, gemi sevk sistemine ait doğal frekans veya frekansların hesaplanmaması durumunda, zorlama frekansının, sistemin doğal frekansı ile çakışması durumunda sistem rezonans durumuna geçecek ve burulma titreşimleri büyük genlikler ile oluşarak sistemde büyük hasara yol açacaktır. Bu nedenle, tasarım öncesi sistemin doğal frekanslarının bulunması, gemi sevk tahrik sisteminin ekonomik ömrünü uzatmak bağlamında önemli bir detaydır.

b. Sisteme ilişkin doğal frekans hesaplamaları yapılmadan tasarlanan ve montajı tamamlanan gemi sevk sistemlerinde büyük genliklerde burulma titreşimleri meydana gelmesi durumunda ise; uygun bir materyalden yapılmış dinamik damperin sevk sisteminin uygun bir yerine montajı yapılmak suretiyle, istenmeyen zararlı burulma titreşim problemlerinin çözülebileceği değerlendirilmektedir.

4 Referanslar

[1] Alarçin, F.; Korkmaz, F.C.; Vibration Analysis of ship main engine and shaft system. International Journal of Mechanical Sciences. 2012: 310-319.

[2] Özgen, O. Pervane Şaftı Titreşim Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 37 sayfa. (Yüksek Lisans Tezi), 2010.

[3] Okay, F.C. (P= 4900 kW n=170 d/d Üreten Bir Makineye Bağlı Şaft Hesapları, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 28 sayfa. (Bitirme Projesi), 1999.

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

[5] Hara, T.; Furukawa, T.; Shoda, K. Vibration Analysis of Main Engine Shaft System by Building Block Approach. Bulletin of the M.E.S.J. 1995: 77-81.

[6] Maurice, L.A. Rotating Machinery Vibrations-From Analysis to Troubleshooting, Part 1, 3 Torsional Rotor Vibration Analysis Models, Marcel DEKKER, New York, 2001: 104-131.

[7] TAHRALI, N., Makine Dinamiği Mekanik Titreşimler Çözümlü Problemler 2. Fasikül Burulma Titreşimleri Eğitim Yayınları A.Ş., 1988; 20-90.

[8] Kelly, S.G., Fundamentals of Mechanical Vibration 2th edition, the University of Akron, 1999; 61-418.

[9] William W.S., Çeviren Toprak, T., Mekanik Titreşimler, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1998; 105-200.

[10] Thomson, W., Theory of Vibrations With Application, Nelson Thornes Ltd., United Kingdom, 2003; 8-94.

[11] Tahralı, N. ve Bağdatlı, S.M. Mekanik Titreşimler ve İzolasyonu (Teorik Açıklamalar ve Uygulamalar) Celal Bayar Üniversitesi Yayınları Yayın No:0012, 2014: 49-150.

[12] Tahralı, N.; ATİK, E. Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenilirlik ve Ömür (Hesapları (Teorik Açıklamalar ve Uygulamalar) Celal Bayar Üniversitesi Yayınları Yayın No: 0005, 2012: 80-115.

[13] Tahralı, N.; Kaya, F.; Yüksek, İ.; Güçlü, R. (Makine Dinamiği 3. Baskı Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, 1999: 149-160.