

BİLYALI RULMAN YUVARLANMA ELEMANI KUSURUNUN TİTREŞİM ANALİZİ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Hakan ARSLAN

Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 71450/Kırıkkale

Geliş Tarihi : 07.04.2006

ÖZET

Bu çalışmada, titreşim analizi yöntemi kullanılarak radyal bilyalı rulman yuvarlanma elemanındaki bölgesel bir yüzey kusurunun etkisi analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla bilyalı rulman yuvarlanma elemanı çalışma yüzeyinde yapay bir bölgesel kusur oluşturulmuş ve radyal yöndeki mil titreşimleri kaydedilmiştir. Analitik inceleme için, teorik bir model oluşturulmuş ve bu modele göre sağlam ve kusurlu durumdaki rulmanları analiz edebilen bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu simülasyon programı, deney setinde kullanılan mil ve rulman boyutları girilerek çalıştırılmış ve farklı mil hızları için milin titreşim spektrumları elde edilmiştir. Analitik ve deneysel yolla elde edilen titreşim spektrumları karşılaştırıldığında her iki durumda da benzer sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Bilyalı rulmanlar, Yuvarlanma elemanları, Bölgesel kusurlar, Titreşimler, Kestirimci bakım.

INVESTIGATION OF BALL BEARING ROLLING ELEMENT DEFECT BY THE VIBRATION ANALYSIS METHOD

ABSTRACT

In this study, a local surface defect in radial ball bearings is studied by analytical and experimental methods using the vibration analysis method. For this purpose, an artificial local defect on the running surface of the rolling element is made and resulting radial shaft vibrations are recorded. For the analytical investigation, a theoretical model for this system is also established and a simulation program is developed for local defects and defect-free bearings. Simulation results are obtained for the same shaft and bearing dimensions used in the experimental set and vibration spectra for different shaft speeds are obtained. When the vibration spectrums obtained analytically are compared with the ones obtained experimentally, similar results have been in both cases.

Key Words : Ball bearings, Rolling elements, Localized defects, Vibrations, Predictive maintenance.

1. GİRİŞ

Bu çalışmada, radyal bilyalı rulman yuvarlanma elemanındaki bölgesel bir yüzey kusurunun titreşim analizi metoduyla varlığının belirlenebilirliğini araştırmak üzere bir mil-rulman test düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel olarak, sağlam ve kusurlu rulmanlarla desteklenen milin

radyal yöndeki titreşimleri elde edilmiştir. Ayrıca deney setinden bulunan sonuçların yuvarlanma elemanındaki bölgesel bir yüzey kusurunun tespitinde ne oranda başarılı olduğunu anlamak için, önceden yapılmış çalışmalardan farklı olarak, çözümde bilyaların kütlelerini de dikkate alan bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Geliştirilen bu simülasyon programı, deney setinde kullanılan rulman ve mil boyutları girilerek çalıştırılmış ve

farklı mil hızları için milin radyal yöndeki titreşim spektrumları elde edilmiştir.

Bu yöntemde programa alınan makinelerin titreşimleri periyodik olarak ölçülür ve analiz edilir. Önceki veriler de kullanılarak titreşimlerdeki değişimler izlenir. Arızadan dolayı oluşan bir titreşim varsa, titreşim trendi artma gösterecektir. Bu esnada, durum ciddi ise makine hemen bakıma alınır ve gerekli tamir yapılır veya parça değiştirilir. Makineleri, çalışmalarını engellemeden takip ederek durumlarını yakından izleme olanağı sağlayan bu yöntem, lüzumsuz durdurmaları ortadan kaldıracak gibi, gereksiz parça değiştirmelerini de önlemektedir. Arıza çıkacak nokta önceden algılanabildiğinden, geleceğe yönelik bir bakım onarım programı oluşturulabileceği gibi, ani duruşlara neden olan, doğabilecek arızalar da ortadan kaldırılabilir.

Bir çok araştırmacı yıllardan beri bu konuyu değişik açılardan ele almışlardır. Rulman dinamiğinin ve titreşimlerinin modellenmesi, sinyal analiz tekniklerinin kullanımı, verilerin değişik metodlarla değerlendirilmesi bu konudaki çalışmaların içeriğini oluşturmaktadır. Deneysel çalışmalarda düzeneğin kurulması ve sonuçların alınması problemin sadece bir kısmıdır. Diğerleri ise verilerin toplanması ve analizidir. Eğer verilerin değerlendirmesi doğru bir şekilde yapılmazsa elde edilen sonuçlar yanıltıcı olabilir (Aktürk, 1999). Deneysel çalışma yapmak isteyen her araştırmacı veya imalatçı kendi deney düzeneğini kurmuş ve mil ve rulman titreşimlerini incelemek için kendi metodunu kullanmıştır. Bu nedenle bir araştırmacı için kabul edilebilir olan bir metod diğer için gereksiz olabilir. Bu durum uygulanabilecek deney metodlarının sayısını artırmıştır (Mitchell, 1986). Standart test metodları bilyalı rulmanların imalinde ve kullanıcı tarafından kullanılmasında yararlanılabilecek çok az bilgi verir. Fakat elde edilen sonuçlar üretim kalitesinin korunması veya sökülmiş rulmanların tekrar kullanılabilirliğinin kontrolü için faydalı bir göstergedir (Hemmings and Smith, 1976).

Hemmings and Smith (1976), Gusstafsson et al. (1963), Cena and Hobbs (1972), Braun and Danter (1979) ve Igarashi and Hamada (1982) gibi araştırmacılar birbirine benzer deney düzenekleri kullanmışlardır. Walford and Stone (1980), çeşitli ön yük ve kontrolü mil dönme hızlarındaki mil merkezinin yatak yuvasına göre bağlı yer değiştirmesini ölçmek için bir deney düzeneği kullanmışlardır. Williams et al. (2001), rulman ömrünü belirlemek için bir test düzeneği kullanmışlar ve bu test düzeneği yardımıyla sabit ve değişken devirlerde, kusursuz rulmanları hasar oluşuncaya kadar teste tabi tutarak, rulmanların

hasarlı ve hasarsız durumları için titreşimlerini kaydetmişlerdir. Alfredson et al. (1985a, b), bilyalı rulmanlardaki hasarları belirlemek için bir rulman test düzeneği kullanarak ölçtükları titreşim sinyallerini zaman ve frekans ortamı metodlarını kullanarak değerlendirmişlerdir. Zhang et al. (2000), tek bir bölgesel yüzey kusuru olan rulmanlardan deneysel olarak elde ettikleri verilerle, erken kusur teşhisi yapabilen ve kusur derinliğini tespit edebilen yeni bir gürültü kesici kapasitesi yüksek sinyal işleme metodu (HFRT ve ALE) geliştirmişlerdir. Ocak and Loparo (2004), indüksiyon motorundan alınan titreşim verilerini kullanarak motor çalışma hızını ve rulman kusur frekanslarını tahmin edebilen bir algoritma geliştirmişlerdir. Bu algoritmanın geçerliliğini araştırmak üzere, motor rulmanı iç ve dış bileziğinde elektriksel ark makinesiyle yapay olarak kusurlar oluşturmuşlar ve titreşim verilerini bu sistem üzerinden toplamışlardır.

Araştırmacılar bölgesel kusurların titreşimini incelemek için, yaptıkları deneysel çalışmalarında, iki farklı yaklaşım uygulamıştır. Birincisi; hata oluşana kadar rulmanı çalıştırarak titreşim cevabındaki değişiklikleri izleme yaklaşımıdır (Kim, 1984). Burada hatanın oluşumu ya aşırı yüklenme yada rulmanın yağlayıcı azlığı yüzünden hızlanır. İkincisi ise; rulman elamanlarında bilerek asit aşındırması, kıvılcım erozyonu, çizme, kazıma veya mekanik çentik teknikleri ile kusur oluşturarak rulmanın titreşim cevabını ölçme ve sağlam rulmanları ile karşılaştırma yaklaşımıdır (Broderick, 1972; Tandon, 1992; Tandon and Choudhury, 2000), kıvılcım erozyon metodunu kullanarak rulman iç bileziği ve makaralarda kusurlar oluşturmuş, farklı boyuttaki kusurlu ve kusursuz rulmanların akustik emisyonunu ölçmüşlerdir. Küçük kusur boyutları için akustik emisyon sinyalinin voltaj seviyesini aşan genlik sayısının rulman testlerinde makara ve iç bilezikte kusur taraması için çok iyi bir parametre olduğunu bulmuşlardır. (Karadoğan and Belek, 1988) endüstriyel fanlarda kestirimci bakım uygulamasını gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla laboratuvarında oluşturulan bir fanda kontrollü olarak gevşeklik, dengesizlik ve eksen kaçıklığı oluşturarak, bu durumların titreşim spektrumundaki belirtilerini gözlemlemişlerdir. Kunaç (1996), rulman hasarının, rulmanı meydana getiren parçalardan (iç bilezik, dış bilezik ve yuvarlanma elamanı) hangisinde olduğunu belirlemek için hesap yoluyla bulunan hasar frekanslarını deneysel çalışma ile gerçekleştirmeye çalışmıştır. Bunun için önce bir deney tesisatı kurmuş, titreşim analiz cihazı kullanarak, tek hasara sahip rulman dış bileziği ve yuvarlanma elamanı üzerinden farklı devirlerde aldığı titreşim genliği ölçümlerini hasarsız referans rulman titreşim genlikleri ile karşılaştırmıştır. Motor gücünü kayış

mekanizması yardımıyla mile aktaran bir sistemle serbestçe dönen milden oluşan bir deney düzeneği oluşturmuş ve değişik tipteki rulmanların yeni ve hasarlı durumları için zarf sinyali ve RMS spektrumlarını çizdirerek titreşim karakteristiklerini incelemiştir (Karakurt (1989),

Bazı araştırmacılar ise çalışan bir sistem üzerinden veri toplayarak bu verileri işleme ve analiz etme yoluna gitmişlerdir. Al Kazaz and Singh (2003), indüksiyon makinesindeki titreşimleri deneysel olarak incelemişler ve eşzamanlı makine sağlamlık izlemesi ve hata tespiti için gerekli detaylı bilgiye ulaşmak amacıyla, sistemden elde ettikleri sinyalleri farklı sinyal işleme tekniklerini kullanarak işlemişlerdir. Ericsson et al. (2005), dönen makinelerde rulmanlarda oluşan yerel kusurların otomatik olarak taranması için dalgacık tabanlı birkaç farklı titreşim analiz tekniğinin performansını karşılaştırmışlardır. Aktürk and Uneeb (1997), bir elektrik santralinde gerçekleştirdikleri uygulama çerçevesinde tespit edilen bir dengesizlik probleminin kestirimci bakım metodlarından titreşim gözlemlene ile belirlenmesi evrelerini göstermişlerdir. Al-Najjar (2000), iki farklı kağıt fabrikasında uygulanan kestirimci bakım programı kapsamında rulman hasarlarının belirlenmesi, oluşma sebepleri, rulmanların kullanılabilir ömürlerinden yeterince faydalanılması için alınması gereken tedbirleri ve etkili bir bakım için gereken stratejileri ele almıştır. Orhan et al. (2006), gerçek operasyon şartlarında çalışan bir makine üzerinden periyodik olarak titreşim ölçümü ve analizi yaparak hatanın oluşumunu erken tespitine çalışmışlar, buldukları sonuçlardan titreşim analizinin rulman hasarlarını belirlemede kestirimci bakım tekniği olarak fabrikalarda etkin bir şekilde kullanılabilceğini göstermişlerdir

Bu çalışmada ise radyal bilyalı rulman yuvarlanma elamanındaki bölgesel bir yüzey kusurunun titreşim analizi metoduyla varlığının belirlenebilirliğini araştırmak üzere bir mil-rulman test düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel olarak, sağlam ve kusurlu rulmanlarla desteklenen milin radyal yöndeki titreşimleri elde edilmiştir. Ayrıca deney setinden bulunan sonuçların yuvarlanma elamanındaki bölgesel bir yüzey kusurunun tespitinde ne oranda başarılı olduğunu anlamak için, önceden yapılmış çalışmalardan farklı olarak, çözümde bilyaların kütlelerini de dikkate alan bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Geliştirilen bu simülasyon programı, deney setinde kullanılan rulman ve mil boyutları girilerek çalıştırılmış ve farklı mil hızları için milin radyal yöndeki titreşim spektrumları elde edilmiştir.

2. MATERYAL VE METOT

2. 1. Teorik Sistemin Modellenmesi

Sistemin dinamik şartlar altında doğrusal olmayan bir davranış gösterdiği bilinmektedir. Öyleyse yerel Hertz temas teoremine göre bilya-bilya yolu arasındaki nokta teması yüklemesi durumunda yük-ezilme arasındaki bağıntı aşağıdaki gibi yazılabilir (Haris, 1991).

$$W = K \cdot \delta^{3/2} \quad (1)$$

Burada iç bileziğin Rijitlik Katsayısı:

$$K_i = \frac{2\sqrt{2}}{3} \left(\frac{E}{1-\nu^2} \right) \left(\frac{1}{\sum \rho_i} \right)^{3/2} \left(\delta_i^* \right)^{3/2} \quad (2)$$

Dış bileziğin Rijitlik Katsayısı:

$$K_d = \frac{2\sqrt{2}}{3} \left(\frac{E}{1-\nu^2} \right) \left(\frac{1}{\sum \rho_d} \right)^{3/2} \left(\delta_d^* \right)^{3/2} \quad (3)$$

ifadelerinden elde edilir (Aktürk, 1999). Böylece yük-ezilme bağıntısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

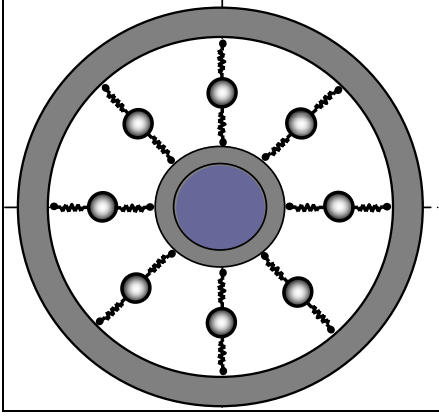
$$W = \left[\frac{2\sqrt{2}}{3} \left(\frac{E}{1-\nu^2} \right) \left(\frac{1}{\sum \rho} \right)^{3/2} \left(\delta^* \right)^{3/2} \right] \delta^{3/2} \quad (4)$$

Burada Boyutsuz ezilme miktarı (δ^*):

$$\delta^* = \frac{2\mathcal{N}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\mathcal{R}^2 \mathcal{F}} \right)^{1/3} \text{ şeklinde hesaplanır. Burada; } \mathcal{R}$$

eliptik eksantriklik parametresi, \mathcal{N} ve \mathcal{F} ise tamamen eliptik entegrallerdir. \mathcal{R} , bilyanın iç ve dış bilezikle olan temasına göre elips şeklinde oluşan izin a ve b boyutlarının oranıdır.

Sistemin modellenmesinde mil-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak düşünülmüş ve ilave olarak bilyaların titreşimini incelemek için, bilyalar da kütleli olarak kabul edilmiştir. Ayrıca modellemede Şekil 1'de görüldüğü gibi iç ve dış bilezik bilya yolları kütleli lineer olmayan temas yayları ile gösterilmiştir.



Şekil 1. Bilyalı rulman için oluşturulan elastik model

2. 2. Mil ve Bilyalar için Hareket Denklemleri ve Çözümleri

İki tane bilyalı rulman tarafından desteklenen rijit bir milin dinamiğini incelemek üzere bir modelleme yapılmıştır. Bu modellemede aşağıdaki gibi bazı kabuller yapılarak mil ve bilyalar için hareket denklemleri elde edilmiştir (Arslan ve ark., 2003).

- 1 Milin radyal yönde (x, y) ve eksenel yönde (z) olmak üzere 3 serbestlik derecesine sahip olduğu kabul edilmiştir.
- 2 Milin x ve y eksenleri etrafında dönme yapmadığı ve rulmanların eş zamanlı ve simetrik hareket ettikleri kabul edildiğinden bu hareket kolayca sağlanmıştır.
- 3 Yuvarlanma elamanları iç bileziğin etrafına eşit aralıkta yerleştirilmiş ve aralarında hiç bir etkileşim olmadığı, dış bileziğin dönmediği ve milin bir parçası olduğu kabul edilmektedir.
- 4 Bilyalar kütleli kabul edilmiş (8 sağ ve 8 sol: toplam 16 serbestlik dereceli) ve bilyaların sadece radyal yöndeki titreşimleri dikkate alınmıştır.
- 5 Bilezikler eğilmez (rijit) kabul edilmiş, sadece temas gerilmeleri yüzünden yerel ezilmelere uğradığı kabul edilmiştir. Ezilmeler Hertz Elastiklik teorisine uygun olarak gerçekleştirilmektedir.
- 6 İç bileziğin ezilme miktarının bilya merkezinin ivmesinden kaynaklanan ezilme miktarından daha büyük olduğu ve buna bağlı olarak ezilme farkının $(\delta - \lambda_{bi}) < 0$ olduğu durumda $(\delta - \lambda_{bi}) = 0$ alınmıştır.
- 7 Bilya merkezinin ivmesinden kaynaklanan ezilme $\lambda_{bi} < 0$ olduğu durumda λ_{bi} pozitif dönüştürülmüştür.

Yukarıda yapılan kabullere göre mil için x, y, z yönündeki hareket denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$M\ddot{x} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^R \cos \theta_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^L \cos \theta_i^L + Q_x - Mg = 0 \quad (5)$$

$$M\ddot{y} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^R \sin \theta_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^L \sin \theta_i^L + Q_y = 0 \quad (6)$$

$$M\ddot{z} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \sin \alpha_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \sin \alpha_i^L - Q_z = 0 \quad (7)$$

Rulmanlarda n adet bilya olduğu düşünülerek, bilyalar için radyal yöndeki hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir (Arslan ve ark., 2003).

8 Sağ ve 8 Sol taraftaki rulman bilyaları için hareket denklemleri:

$$m_{b1} \ddot{\lambda}_{b1}^R + K_1^O (\lambda_{b1}^R)^{3/2} - K_1^I (\delta_1^R - \lambda_{b1}^R)^{3/2} = 0$$

$$m_{b2} \ddot{\lambda}_{b2}^R + K_2^O (\lambda_{b2}^R)^{3/2} - K_2^I (\delta_2^R - \lambda_{b2}^R)^{3/2} = 0$$

$$m_{b3} \ddot{\lambda}_{b3}^R + K_3^O (\lambda_{b3}^R)^{3/2} - K_3^I (\delta_3^R - \lambda_{b3}^R)^{3/2} = 0 \quad (8)$$

$$m_{bn} \ddot{\lambda}_{bn}^R + K_n^O (\lambda_{bn}^R)^{3/2} - K_n^I (\delta_n^R - \lambda_{bn}^R)^{3/2} = 0$$

$$m_{b1} \ddot{\lambda}_{b1}^L + K_1^O (\lambda_{b1}^L)^{3/2} - K_1^I (\delta_1^L - \lambda_{b1}^L)^{3/2} = 0$$

$$m_{b2} \ddot{\lambda}_{b2}^L + K_2^O (\lambda_{b2}^L)^{3/2} - K_2^I (\delta_2^L - \lambda_{b2}^L)^{3/2} = 0$$

$$m_{b3} \ddot{\lambda}_{b3}^L + K_3^O (\lambda_{b3}^L)^{3/2} - K_3^I (\delta_3^L - \lambda_{b3}^L)^{3/2} = 0 \quad (9)$$

$$m_{bn} \ddot{\lambda}_{bn}^L + K_n^O (\lambda_{bn}^L)^{3/2} - K_n^I (\delta_n^L - \lambda_{bn}^L)^{3/2} = 0$$

Mil ve bilyalar için yazılan bu denklemlerin çözümü aşağıdaki başlangıç şartları dikkate alınarak Runge-Kutta İterasyon Metodu kullanılarak bulunmuştur.

- 1 Mil rulmanın merkezinde tutuluyor. Şöyle ki; bilyalar üzerinde radyal yük olmadığı ve bütün bilyaların eşit aksel ön yük ve yükleme temas açısına sahip olduğu farz edildi.
- 2 Bilyaların kütlesi mile göre çok küçük olduğu için bilya merkezlerinin radyal yöndeki yer değiştirme ve hızları 0'a yakın seçilmiştir. Hızlı bir yakınsama için ilk yer değiştirme ve hızlar aşağıdaki gibi seçilmiştir.

Mil için yer değiştirme ve hızlar:

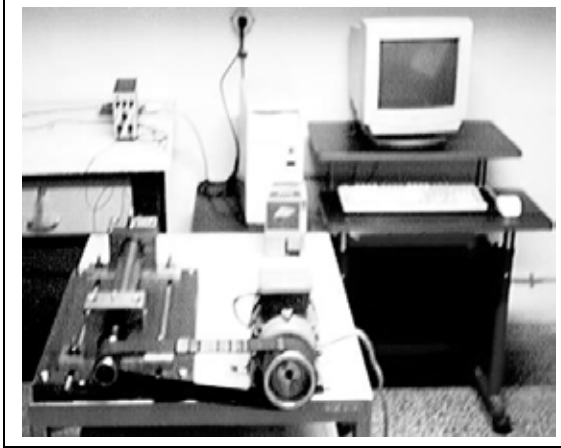
$$x_0 = 10^{-6} \text{ m}, \quad y_0 = 10^{-7} \text{ m}, \quad z_0 = 10^{-8} \text{ m}, \quad \dot{x}_0 = 0, \\ \dot{y}_0 = 0, \quad \dot{z}_0 = 0.$$

Bilya merkezleri için radyal yöndeki yer değiştirme ve hızlar:

$$\lambda_{bi} = 10^{-15} \text{ m}, \quad \dot{\lambda}_{bi} = 10^{-15} \text{ m/s}.$$

2. 4. Deney Seti

Radyal bilyalı rulmanlardaki yüzeysel hataların, titreşim analizi metoduyla deneysel yolla belirlenebilirliğini araştırmak üzere aşağıda Şekil 2'deki gibi bir deney düzeneği tasarlanmıştır.

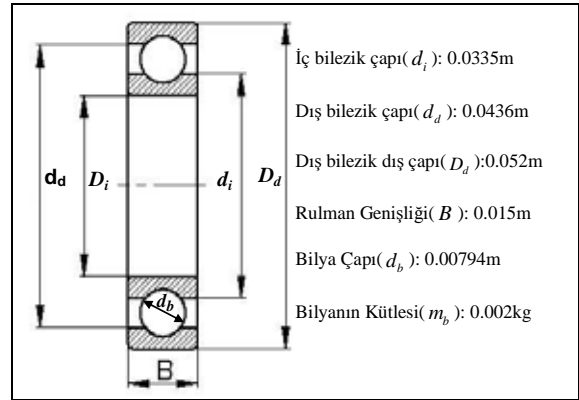


Şekil 2. Deney setinin genel görünüşü.

Farklı devirlerdeki titreşim, manyetik bağlantı yoluyla yatağın üzerine sabitlenen ivme alıcısı vasıtasıyla ölçülmekte ve bu sinyaller şarj yükselticisi yardımıyla yükseltilmektedir. Elektrik motoru olarak hız kontrol ünitesi yardımıyla devir sayısı ayarlanabilen 0.5 kW'lık bir alternatif akım motoru kullanılmıştır. Mil-rulman sistemi AC motora bağlı J-kayış kasnağı vasıtasıyla çalıştırılmış ve ölçümler motora uzak olan sabit yatak üzerinden radyal yönde alınmıştır. Farklı devirlerdeki titreşim,

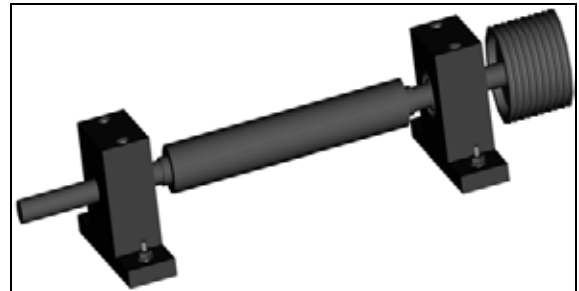
manyetik bağlantı yoluyla yatağın üzerine sabitlenen ivme alıcısı vasıtasıyla ölçülmekte ve bu sinyaller şarj yükselticisi yardımıyla yükseltilmektedir.

Yuvaranın üstüne manyetik olarak sabitlenen radyal ve aksel yönde ölçüm alabilen piezo-elektrik ivme alıcısı, titreşimin oluşturduğu basınç yüzünden elektrik sinyalleri üretmekte ve bu sinyaller şarj yükselticisinde yükseltilerek buradan A/D veri toplama kontrol kartına aktarılmaktadır. A/D veri toplama kontrol kartına elektrik sinyali (analog) olarak gelen ölçüm değerleri burada bilgisayar yazılımı vasıtasıyla yer değiştirme, hız ve ivme değerlerine dönüştürülmektedir. Zaman tanım bölgesindeki bu titreşim sinyalleri daha sonra Fourier analizi kullanılarak frekans tanım bölgesine aktarılmıştır. Fourier analizini gerçekleştirmek için, sinyali farklı merkez frekanslara sahip bir dizi analog filtreden geçirilmiştir. Deneyde kullanılmak üzere Şekil 3'te boyutları verilen, ORS firmasının 6205 tipi tek sıra sabit bilyalı rulmanı seçilmiştir.



Şekil 3. ORS 6205 tipi radyal bilyalı rulmanın boyutları.

Bu rulmandan iki tanesinin uçlarına takılabileceği Ç1050 çeliğinden yapılmış kademeli bir mil ve bu milin iki ucuna sıkı geçme olarak takılan rulmanları desteklemek için, kızaklı bir tablaya sabitlenebilen Şekil 4'te görüldüğü gibi iki adet rulman yatağı tasarlanmıştır.

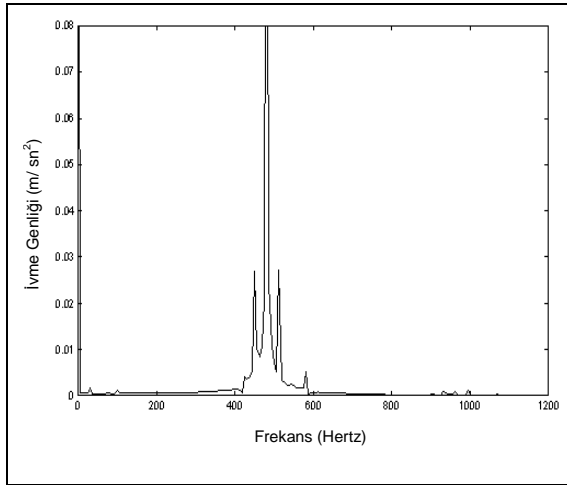


Şekil 4. Mil-rulman montajı

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

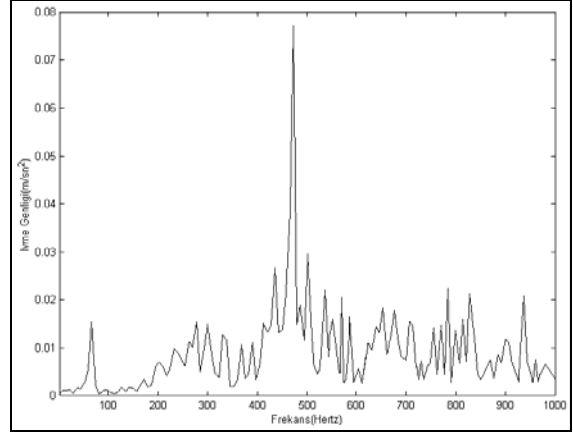
3. 1. Sağlam Rulmanlı Milin Titreşimi

Rulman elemanlarında küçük olsa bile daima bir yüzey pürüzlülüğü bulunmaktadır, bu yüzden sağlam rulmanlardan elde edilen titreşim sinyallerinde de rulman hasar frekansları görülebilmektedir. Ayrıca mil-rulman sistemindeki istenmeyen bazı hatalar (dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik, gürültü) yüzünden elde edilen spektrumlarda bir çok pik gözükmemektedir. Mesela dengesizlik yüzünden mil hızında, eksen kaçıklığı ve gevşeklik yüzünden mil hızının katlarında pikler oluşmaktadır. Bu etkilerden gürültünün etkisi iyi bir filtreleme yapmakla giderilebilir, diğer etkiler ise başlangıçta giderilse bile zamanla ortaya çıkabilmektedir (Wallin, 1966). Sistemi simüle etmek için geliştirilen simülasyon programı ORS 6205 tipi sabit bilyalı radyal bir rulman ve milin boyutları girilerek, farklı mil hızlarındaki radyal yöndeki mil titreşimlerini bulmak için çalıştırılmıştır. Buna göre 1000 d/d mil hızı için Şekil 5'te görüldüğü gibi radyal yöndeki tabii frekans 470 Hz civarındadır.



Şekil 5. $n = 1000$ d/d için simülasyon programından bulunan milin radyal yöndeki titreşimi için frekans spektrum grafiği

Deney seti sağlam rulmanlar mile takılı halde iken çalıştırılmış ve farklı mil hızlarındaki radyal yöndeki mil titreşimleri kaydedilmiştir. 1000 d/d mil hızı için sistemin radyal yöndeki tabii frekansı Şekil 6'da görüldüğü gibi 475 Hz civarındadır. Tabii frekanstan sonra titreşim spektrumundaki diğer büyük pikler dış bilezik bilya geçiş frekansında, tabii frekansın 2. harmoniğinde (950 Hz), 430 Hz, 500 Hz, 550 Hz, 580 Hz, 640 Hz, 780 Hz, 830 Hz' de görülmektedir.



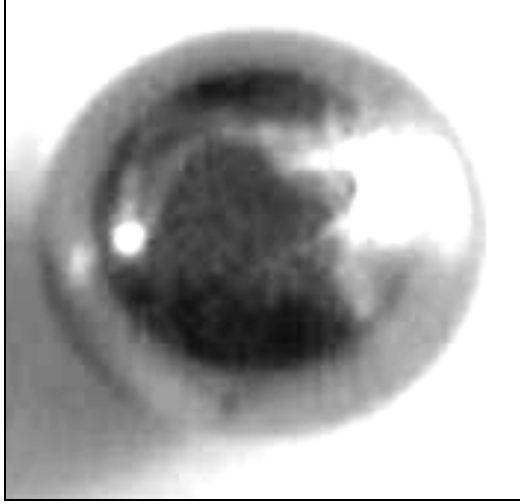
Şekil 6. $n = 1000$ d/d için deney setinden elde edilen milin radyal yöndeki titreşimi için frekans spektrum grafiği

3. 2. Yuvarlanma Elamanı Yüzeyinde Bir Kusur Bulunan Rulmanlı Milin Titreşimi

Bölgesel kusurlar; yuvarlanma yüzeylerindeki çatlaklar, küçük delik şeklindeki korozyon ve kabarmalardır. Rulmanlarda sık rastlanan hasar, yorulma çatlaklarının sebep olduğu bilezikler ve yuvarlanma elemanlarındaki kabarmalardır. Yorulma, yüzeyin altında belli derinlikte küçük bir çatlak olarak başlar ve aşamalı olarak pullanma oluşmasına neden olur. Eğer titreşimler doğru olarak izlenirse, bu çatlak yüzeye erişmeden önce belirlenebilir. Çünkü rulman elemanlarındaki yorulma olayıyla ilişkili yapısal değişimler rulman geometrisini etkilemese de titreşim spektrumunu etkiler. Bu durum, temas halindeki rulmanın rijitlik ve sönümlemesindeki değişimlerden kaynaklanmaktadır (Williams, 2001).

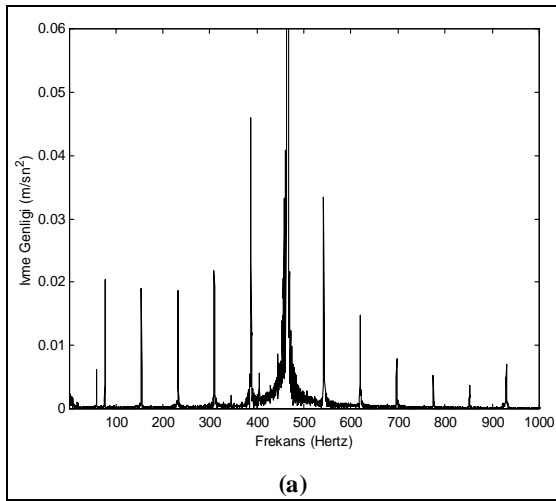
Rulman elemanlarında bir kusur oluştuğunda bu kusur, rulman kusur frekanslarını uyaracak ve bu frekanslar ve harmonikleri spektrum grafiğinde görülecektir. Eğer yuvarlanma elemanlarındaki kusurlar ilerlerse kusur frekansları ve onların harmoniklerindeki piklerin genliği artacaktır. Bilyaların biri veya daha çoğunda bir kusur oluştuğunda bilya bir tam devirde hem iç bileziğe, hem de dış bileziğe vuracak ve bu yüzden bilya kusuru durumunda kusur frekansı bilya dönme frekansından (f_b) ziyade iki katında ($2 \times f_b$) kendini gösterecektir (Haris and Crede, 1961).

Yuvarlanma elemanı kusurunun milin titreşimine olan etkisini incelemek üzere, bilyalardan birinin üzerine kazıma yöntemiyle Şekil 7'de görüldüğü gibi 1 mm derinliğinde 2 mm genişliğinde yapay bir kusur oluşturulmuştur. Bu kusur yatak eksenine paralel olup, bilyanın merkezinden geçen bir eksen etrafında dönmektedir.

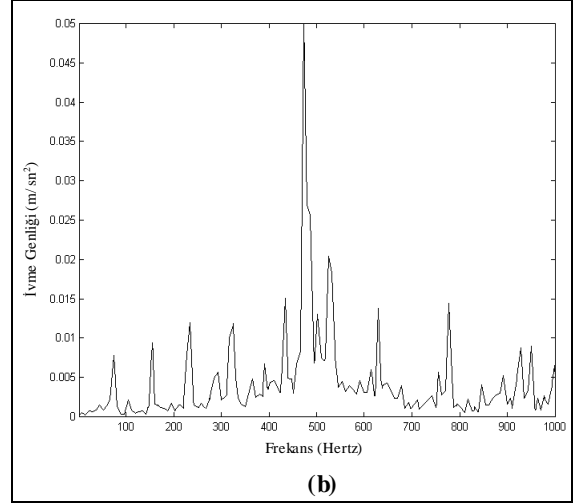


Şekil 7. Bilya yüzeyinde oluşturulan yapay kusur

Tek bir bilyası kusurlu olan rulman için mil hızı 1000 d/d alındığında, simülasyon programından ve deneysel olarak bulunan radyal yöndeki titreşim spektrumları Şekil 8'de görülmektedir. Bu hız için bilya dönme frekansı (f_b) 39 Hz olup $12 f_b$ (468 Hz) değeri sistemin tabii frekansına (475 Hz) çok yakın olduğu için sistem bu frekansta rezonansa girmektedir. Bu yüzden her iki grafikte de bu frekansta en yüksek genlikler oluşmaktadır. Şekil 8'de her iki spektrumda da tabii frekanstan sonra en baskın pikler $2 f_b$ ve onun üst harmoniklerinde (78 Hz, 156 Hz, 234 Hz, 312 Hz,...) görülmektedir. Şekil 8a'dan farklı olarak deneysel olarak bulunan titreşim spektrumunda ise 620 Hz, 930 Hz ve tabii frekansın üst harmoniğinde (950 Hz) pikler bulunmaktadır.



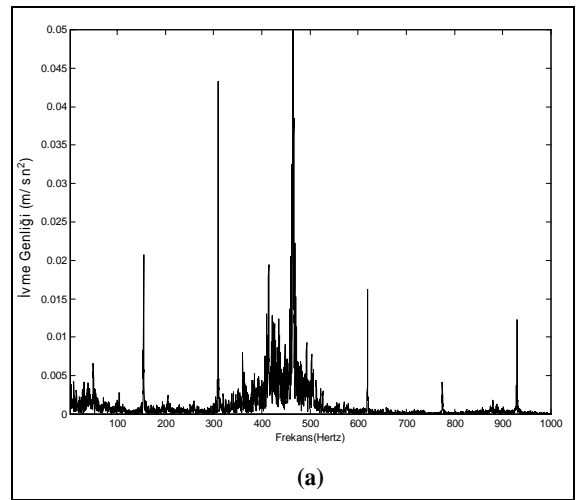
Şekil 8. (a) Simülasyon programında bulunan spektrum grafiği.



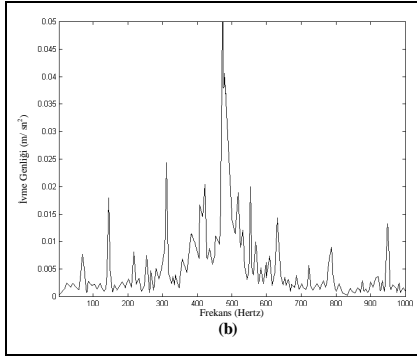
b) Deneysel olarak bulunan radyal yöndeki titreşim spektrumları.

Şekil 8. Birinci bilyası kusurlu olan rulmanda $n = 1000$ d/d mil hızı.

Mil hızı 2000 d/d' ya çıkarıldığında, bu hız için bilya dönme frekansı 79 Hz olup Şekil 9'da her iki spektrumda da bilya dönme frekansının çift katlarında (158 Hz, 316 Hz, 474 Hz, 632 Hz, 790 Hz,...), 355 Hz ve 420 Hz' de en büyük pikler görülmektedir. Bununla beraber 474 Hz ($6 f_b$) tabii frekansa çok yakın olup rezonansa neden olmaktadır. Deneysel olarak bulunan titreşim spektrumunda, simülasyon programından farklı olarak 210 Hz, 240 Hz, 560 Hz, 720 Hz frekanslarında da pikler oluşmaktadır.



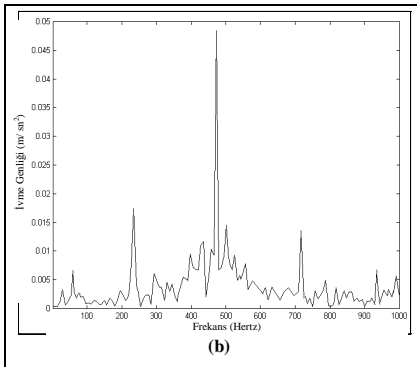
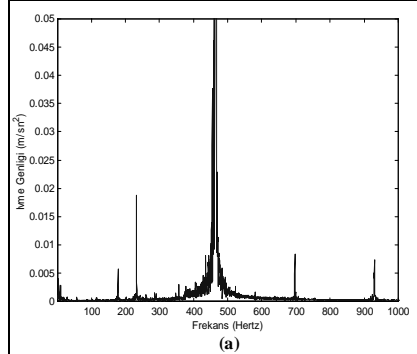
Şekil 9. (a) simülasyon programından bulunan



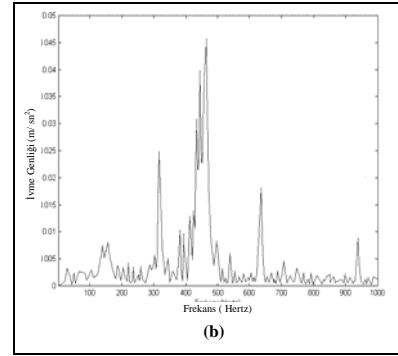
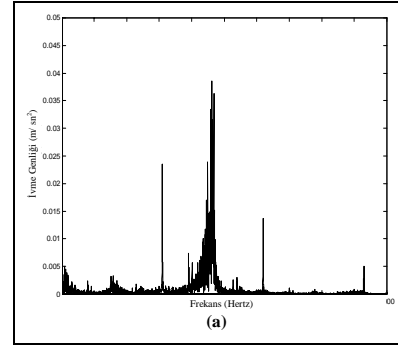
b) Deneysel olarak bulunan radyal yöndeki titreşim spektrumları.

Şekil 9. Birinci bilyası kusurlu olan rulmanda $n = 2000$ d/d mil hızı.

Mil dönme hızı 3000 d/d olduğunda, bilya dönme frekansı 117 Hz olup, her iki spektrumda da $4 f_b = 468$ Hz frekansı sistemin tabii frekansına çok yakın olduğu için sistem bu frekansta rezonansa girmekte ve en baskın pik tabii frekansta görülmektedir. Şekil 10'da görüldüğü gibi, her iki spektrumda da diğer baskın pikler $2 f_b$, $6 f_b$, $8 f_b$ 'de oluşmaktadır. Ayrıca deneysel olarak bulunan titreşim spektrumunda, tabii frekans çevresinde baskın olmayan bazı pikler de görülmektedir.



Şekil 10. Birinci bilyası kusurlu olan rulmanda $n = 3000$ d/d mil hızı için a) simülasyon programından bulunan b) deneysel olarak bulunan radyal yöndeki titreşim spektrumları



Şekil 11. Birinci bilyası kusurlu olan rulmanda $n = 4000$ d/d mil hızı için a) simülasyon programından bulunan b) deneysel olarak bulunan radyal yöndeki titreşim spektrumları

Şekil 11'de 4000 d/d mil hızı için simülasyon programından ve deneysel olarak elde edilen radyal yöndeki titreşim spektrumları görülmektedir. Bu hız için bilya dönme frekansı 157 Hz olup, $3 f_b$ (471 Hz) frekansı tabii frekansına çok yakın olduğu için spektrumda tabii frekans ve çevresinde genliği yüksek titreşimler oluşmaktadır. Her iki spektrumdaki diğer baskın pikler ise f_b , $2 f_b$, $4 f_b$, $6 f_b$ frekanslarında yani sistemin tabii frekansı çevresinde gözükmektedir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, radyal bilyalı rulman yuvarlanma elemanındaki bölgesel yüzey kusurunun, titreşim analizi metoduyla hem deneysel hem de teorik olarak tespit edilebilirliği araştırılmıştır. Bu amaçla imal edilen deney düzeneğine, sağlam ve yuvarlanma elemanı çalışma yüzeylerinde yapay kusurlar oluşturulan rulmanlar takılarak farklı devirlerde milin radyal yöndeki titreşimleri elde edilmiştir. Deneysel çalışmanın doğruluğunu araştırmak üzere daha önceden geliştirilen simülasyon programı, deney setinde kullanılan rulman ve shaft boyutları kullanılarak çalıştırılmış ve

farklı hızlar için milin radyal yöndeki titreşimleri elde edilmiştir.

Sağlam rulmanlı mil için, simülasyon programı ve deney setinden elde edilen frekans spektrumlarına bakıldığında en büyük pikler milin tabii frekansı ve onun yan bantlarında görülmektedir. Fakat deneysel yolla elde edilen spektrumda, mil-rulman sisteminde mevcut olan eksen kaçıklığı, gevşeklik ve rulman elemanlarındaki yüzey pürüzlülüğünden kaynaklanan bazı rulman hasar frekansları da oluşmaktadır.

Bilyalı rulmanın bilyalarından birisinin yüzeyinde kusur bulunduğu durumlar için elde edilen spektrumlarda her iki durumda da baskın frekans pikleri bilya dönme frekansının (f_b) çift katlarında gözlenmektedir. Bilya dönme frekansları milin dönme hızına bağlı olarak değişmekte ve bilya dönme frekansı veya harmoniklerinden biri sistemin tabii frekansına çok yakın olduğu veya çakıştığı durumlarda rezonans oluşmaktadır. Yani tabii frekans ve çevresinde genliği yüksek titreşimler gözlenmektedir. Bu durum genellikle düşük çalışma hızlarında (5000 d/d' ya kadar) görülmekte olup, rezonanstan kaçınmak için sistemin çalışma hızları dikkatli bir şekilde seçilmelidir. Farklı çalışma hızları için deneysel yolla çizdirilen frekans spektrumları incelendiğinde, kusur frekansı genlikleri simülasyon programından bulunan spektrumdaki kusur frekansı genliklerinden daha düşük olup, istenmeyen hatalardan kaynaklanan bazı frekans pikleri de bu spektrumlarda görülmektedir.

Sonuç olarak, deney setinden bulunan sonuçların yuvarlanma elamanındaki bölgesel bir yüzey kusurunun tespitinde ne oranda başarılı olduğunu anlamak için simülasyon programından bulunan sonuçlarla karşılaştırılmış ve göreceli olarak bir uyum içerisinde oldukları görülmüştür.

5. SİMGELER

a	Temasta oluşan izin uzunluğu
b	Temasta oluşan izin genişliği
E	Elastisite modülü
f_b	Bilya dönme frekansı
g	Yer çekimi ivmesi
K	Temas Rijitlik Faktörü
K_i	İç bileziğin bilya ile temasındaki rijitlik katsayısı
K_d	Dış bileziğin bilya ile temasındaki rijitlik katsayısı
M	Milin kütlesi

m_b	Bilyanın kütlesi
m	Bilya sayısı
n	Mil dönme devri
Q_x	Mile gelen dış yükün x eksenine doğrultusundaki bileşeni
Q_y	Mile gelen dış yükün y eksenine doğrultusundaki bileşeni
Q_z	Mile gelen dış yükün z eksenine doğrultusundaki bileşeni
ν	Poisson oranı
W	Yük
\ddot{x}	Milin x yönündeki ivmesi
\ddot{y}	Milin y yönündeki ivmesi
\ddot{z}	Milin z yönündeki ivmesi
δ_i	i 'inci bilyanın ezilme miktarı
δ^*	Boyutsuz ezilme miktarı
δ_i^*	İç Bilezik boyutsuz ezilme miktarı
δ_d^*	Dış Bilezik boyutsuz ezilme miktarı
λ_{bi}	i 'inci bilya merkezinin radyal yöndeki yer değiştirmesi
$\ddot{\lambda}_{bi}$	i 'inci bilya merkezinin radyal yöndeki ivmesi
\mathcal{N}, \mathcal{F}	Eliptik entegraller
\mathcal{H}	Eliptik eksantriklik parametresi
ρ_i	İç bilezik malzemesinin yoğunluğu
ρ_d	Dış bilezik malzemesinin yoğunluğu
Σ^p	Toplam eğrilik farkı
Σ_{ρ_i}	Bilya ile iç bilezik temasındaki toplam eğrilik farkı
Σ_{ρ_d}	Bilya ile dış bilezik temasındaki toplam eğrilik farkı
α_i	i 'inci bilyanın temas açısı
θ_i	i 'inci bilyanın dönme açısı

6. KISALTMALAR

FFT: Hızlı Fourier Dönüşümü

7. KAYNAKLAR

- Aktürk, N. 1999. The Effect of Waviness on Vibrations Associated with Ball Bearings, Trans. ASME, Jou. of Tribology, 121, 667-677.
- Aktürk, N. and Uneeb, M. 1997. Application of Vibration Monitoring to Rotating Machinery, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 10 (3), 419-433.

- Al Kazaz, Sa'ad A. S. and Singh, G. K. 2003. Experimental Investigations on Induction Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis Using Digital Signal Processing Techniques, *Electric Power System Research*, 65, 197-221.
- Alfredson, R. J., Aust, M. I. E. and Mathew, J. 1985. Time Domain Methods for Monitoring the Condition of Rolling Element Bearings, *Mech. Eng. Trans. in Australia*, 10 (2), 102-107.
- Alfredson, R. J., Aust, M. I. E. ve Mathew, J. 1985. Frequency Domain Methods for Monitoring the Condition of Rolling Element Bearings, *Mech. Eng. Trans. in Australia*, 10 (2), 108-112.
- Al-Najjar, B. 2000. Accuracy, Effectiveness and Improvement of Vibration-Based Maintenance in Paper Mills: Case Studies, *Jou. Sou. and Vib.*, 229(2), 389-410.
- Arslan, H. 2003. Şaft-Rulman Sistemindeki Bilyalı Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Metodu ile Tespiti, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale.
- Arslan, H., Orhan, S. and Aktürk, N. 2003. Bilyalı Rulman Hasarlarının Neden Olduğu Titreşimlerin Modellenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 18 (4), 123-146.
- Braun, S. and Datner, B. 1979. Analysis of Roller/Ball Bearing Vibrations, *Jou. Mech. Design*, 101, 119-125.
- Broderick, J. J., Burchill, R. F. and Clark, H. L. 1972. Design and Fabrication of Prototype System for Early Warning of Impending Bearing Failure, *MTI NASA Report: CR- 123717*.
- Cena, K. M. and Hobbs, R. A. 1972. "The Effect of Ball Quality, Radial Clearance and Grease Specification on the Noise and Vibration of an Electric Motor", **Tribo. Conf. I.Mech.E**, London, 93-102.
- Ericsson, S., Grip, N., Johansson, E., Persson, L. E., Sjöberg, R. and Strömberg, J. 2005. Towards Automatic Detection of Local Bearing Defects in Rotating Machines, *Mech Syst. and Sign. Process.*, 19 (3), 509-535.
- Gustafsson, O. G. and Tallian, T. E. 1963. Research Report on Study of The Vibration Characteristics of Bearings, *SKF Research Report: AL63IO23*, No: 14, 422-435.
- Harris, M. C. and Crede, C. E. 1961. Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill, USA.
- Harris, T. A. 1991. Rolling Bearings Analysis John Wiley & Sons, New York, A.B.D.
- Hemmings, R. C. and Smith, J. D. 1976. "Information from Bearing Vibration", **Conference on Vibration in Rotating Machinery**, University of Cambridge, London, 117-121.
- Igarashi, T. and Hamada, H. 1982. Studies on The Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (First Report), *Bulletin of JSME*, 25 (204), 994-1006.
- Karadoğan, H. and Belek, T. 1988. "Endüstriyel vantilatörlerde uyarıcı dinamik bakım", **3. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu**, DEU, İzmir, 94-105.
- Karakurt, M. C. 1989. An Investigation into Rolling Element Bearing Diagnostics via Digital Signal Processing, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-10.
- Kim, P. Y. 1984. "A Review of Rolling Element Bearing Monitoring (III): Preliminary Test Results on Eddy Current Transducer Technique", **Proceedings. of Third International Conference on Vibration in Rotating Machinery**, York, England, 119-125.
- Kunaç, B. 1996. Makine Performansının Titreşim Analizi Metotları Yardımıyla Belirlenmesi ve Rulmanlarda Titreşim Analizi ile Hasar Tespiti, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Mitchell, L. D. 1986. Signal Processing and the FFT Analyzer, *The Int. Jou. Analy. Exp. Modal Analysis*, 1(1), 24-36.
- Ocak, H. and Loparo, K. A. 2004. Estimation of the Running Speed and Bearing Defect Frequencies of an Induction Motor from Vibration Data, *Mech. Syst. and Sign. Process.*, 18, 515-533.
- Orhan, S., Aktürk, N. and Çelik, V. 2006. Vibration Monitoring for Defect Diagnosis of Rolling Element Bearings as a Predictive Maintenance Tool: Comprehensive Case Studies, *NDT&E Int.*, 39 (4), 293-298.
- Tandon, N. and Choudhury, A. 2000. Application of Acoustic Emission Technique for The Detection of Defects in Rolling Element Bearings, *Tribo. Int.*, 33, 39-45.
- Tandon, N. and Nakra, B. C. 1992. Comparison of Vibration and Acoustic Measurement Techniques for the Condition Monitoring of Rolling Element Bearings, *Tribo. Int.*, 25 (3), 205-212.

Walford, T. L. H. and Stone, B. J. 1980. The Measurement of the Radial Stiffness of Rolling Element Bearings under Oscillating Conditions, *Jou. Mech. Eng. Scie. IMechE.*, 22 (4), 175-181.

Wallin, E. 1966. Preventive Maintenance of Rolling Bearings, *The Ball Bearing Journal*, 146, 13-18.

Williams, T., Ribadeneira, X., Billington S. And Zhang, Y. Li C., Kurfess, T. R., Danyluk, S. and Liang, S. Y. 2000. Diagnostics and Prognostics of a Single Surface Defect on Roller Bearings, *Proc. Inst. Mech. Engineers*, 214, 1173-1185.

