

**BİLYALI RULMAN ELAMANLARINDAKİ FİZİKSEL KUSURLARIN
TİTREŞİM ANALİZİ METODU KULLANILARAK TESPİTİ**

Hakan ARSLAN

Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Yahşihan, 71450, Kırıkkale

ÖZET

Bu çalışmada, farklı elamanlarında fiziksel bir kusur bulunan radyal bilyalı rulmanların titreşimini incelemek üzere bir şaft-rulman modeli oluşturulmuştur. Modelde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak düşünülmüş ve şaft için radyal ve eksenel yöndeki hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu denklemler geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla çözülmüş, simülasyon programından bulunan titreşimler frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Modele fiziksel kusurların etkisi de dahil edilerek, birden çok rulman elamanında (iç bilezik, dış bilezik, bilya) kusur olması durumunda farklı şaft hızları için şaftın titreşimleri araştırılmıştır. Bulunan sonuçlardan rulmanın hangi elamanlarında ve ne tür bir hata olduğu anlaşılabilir. Ayrıca elde edilen sonuçlar daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında göreceli olarak bir uyum içerisinde oldukları gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Radyal Bilyalı Rulman Titreşimleri, Bilyalı Rulmanların Dinamiği, Fiziksel Kusurlar.

**DETECTION OF DEFECTS IN BALL BEARING ELEMENT USING BY
VIBRATION ANALYSIS METHOD**

ABSTRACT

In this study, a shaft-bearing model is developed for analyzing radial ball bearing vibrations of having physical defects in their different elements. In this model, shaft-bearing couple is considered as mass-spring system, and motion equations for radial direction of shaft are obtained. These equations are solved by means of computer programs and vibrations obtained from simulation program are analyzed at frequency history. Including effects of physical defects in model shaft vibrations are investigated for different shaft speed for the case of defects at more than one bearing element (inner ring, outer ring, ball). By using obtained results what kinds of defects exist and which elements have defect, can be understood. In addition, when obtained results are compared with previous studies, it is observed that they are relatively accordance.

Keywords: Radial Ball Bearing Vibrations, Dynamics of Ball Bearing, Physical Defects.

1. GİRİŞ

Rulmanlarda imalat sırasında yüzeylerde üretim hataları, yanlış montaj ve işletme sırasında değişik sebeplerden kaynaklanan hatalar oluşabilir. Bu hatalar rulmanın vazifesini yaparken sistemin titreşmesine ve gürültüye, bazı durumlarda da işlevini tam olarak yerine getirememesine sebep olabilir. Rulmanlarda oluşan hataların tehlikeli bir boyuta ulaşmadan tespit edilmesi ve tedbir alınması gerekir. Bu hataları tespit etmenin değişik metodları vardır. Bu metodlardan titreşim gözlemeleme metodu, üretimi durdurmadan bakım işlemlerini yapmamıza olanak sağlar [1].

Bilyalı rulmanlarla desteklenmiş olan bir milde yanlış çalışma hızları ve rulmanlar seçildiğinde titreşimler oldukça şiddetli olabilmektedir. Araştırmacılar bu titreşimleri dikkatli bir tasarımla önlemeye çalışmışlar ve

her tasarımdan sonra yeni tasarımlarının istedikleri gibi çalışıp çalışmadığına bakmışlardır. Deneme-yanılma yönteminin maliyeti yüksek olduğu için, son yıllarda bu yöntemin alternatifi olarak simülasyon modeli kullanımına başlanmıştır. Bu şekilde tasarımın çalışıp çalışmayacağı tasarım aşamasında kontrol edilir ve sonuçlar deneysel çalışmayla da doğrulanabilir. Bu uygulama para ve zaman açısından da tasarruf sağlar.

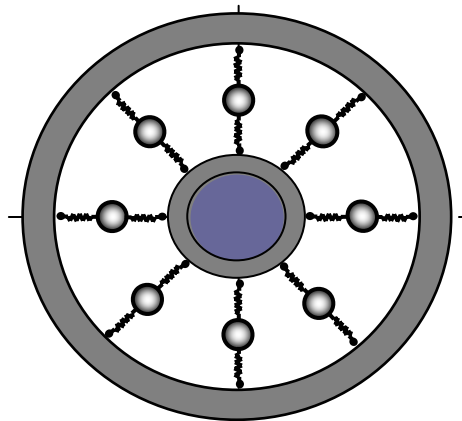
1960'lı yıllardan itibaren güçlü bilgisayarların kullanılmaya başlamasıyla bilyalı yatakların titreşim karakteristikleri üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalara baktığımızda, dağınık kusurlara (dalgalılık, düzgünlük, pürüzlülük, eksen kaçıklığı, radyal açıklık, dengesizlik v.b.) yönelik çalışmalar, bölgesel kusurlara oranla daha fazladır [1]. Franco J. v.d.[2] yatak üzerindeki çoklu fiziksel hataların yol açtığı titreşimleri incelemiştir. Taylor J. I. [3] rulman iç bileziğinde, dış bileziğinde ve yuvarlanma elemanlarında oluşan tek bir fiziksel kusurun, frekans analizi metodu ile belirlenmesi konusunu araştırmıştır. Yhland E. ve Johansson L. [4], kusurlu rulman elamanı bir bilezik ise yuvarlanma elemanının kusurlu yerin üzerinden yaklaşık olarak düzenli aralıklarla geçtiği sonucuna varmışlar ve bu olayın oluş frekansının rulmanın geometrisi ve dönme hızı dikkate alınarak hesaplanabileceğini göstermişlerdir.

McFadden P. D. ve Smith J. D. [5, 6], rulman iç bileziğindeki tek ve çoklu fiziksel kusurları modelleyerek, kusurlar yüzünden oluşan titreşimleri incelemiş ve sonuçların geçerliliğini deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Tandon N. ve Choudhury A. [7] radyal ve eksenel yük altındaki dış bilezik, iç bilezik veya yuvarlanma elemanlarının üzerindeki yerel kusurlar yüzünden oluşan önemli frekans bileşenlerinin genliği ve makaralı rulmanların titreşim frekanslarını tahmin için analitik bir model sunmuşlardır. Igarashi T. v.d. [8], bilyalı rulmanlarda yağlayıcı içindeki aşınma parçacıklarının yuvarlanma yolu ve bilyalar üzerinde oluşturdukları batma izleri gibi bölgesel kusurların sebep olduğu titreşimleri hem teorik bir model yardımıyla hem de deneysel olarak araştırmışlardır. Aktürk N.[9] açışal temaslı iki rulman ile yataklanmış şaft-rulman sisteminde sağlam ve elamanlarında tek bir fiziksel kusur olan rulmanlardan kaynaklanan eksenel ve radyal yöndeki titreşimleri incelemek için matematiksel bir model oluşturmuştur. Arslan H. [1] ise bu modeli geliştirerek (şaft-rulman ikilisini kütle-yay sistemi ve bilyaları da kütleli kabul ederek) rulman elamanlarında tek bir fiziksel kusur bulunan rulmanlardan kaynaklanan eksenel ve radyal yöndeki titreşimleri incelemiştir.

Bu çalışmada amaç, bilyalı rulmanların sebep olduğu titreşimlerdeki değişimlerin izlenerek, bölgesel kusurlardan biri olan noktasal yüzey kusurlarının rulman elamanlarındaki varlığının ve rulmanın hangi elamanında olduğunun tespitine çalışmaktır. Bunun için yazılan simülasyon programı yardımıyla farklı şaft hızları için şaftın radyal yöndeki titreşimleri elde edilmiştir.

2. ŞAFT-RULMAN SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

Sistemin modellenmesinde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak düşünülmüş ve bilyalar da kütleli olarak kabul edilmiştir. Ayrıca modellemede Şekil 1.'de görüldüğü gibi iç ve dış bilezik bilya yolları kütleli doğrusal olmayan temas yolları ile gösterilmiştir.



Şekil 1. Bilyalı rulman için oluşturulan elastik model

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 [10].

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

Burada Rijitlik Katsayısı:

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

ifadesi ile hesaplanır[10]. Buna göre (2) ifadesini (1) de yerine koyarsak;

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

ifadesi elde edilir.

$$\text{Bu formüldeki boyutsuz ezilme miktarı } (\delta^*): \delta^* = \frac{2\aleph}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\aleph^2\Im}\right)^{1/3} \quad (4)$$

şeklinde hesaplanır. Burada \aleph eliptik eksantriklik parametresi, \aleph ve \Im ise tamamen eliptik integrallerdir. \aleph , bilyanın iç ve dış bilezikle olan temasına göre elips şeklinde oluşan izin a ve b boyutlarının oranıdır. Bu integrallerin nasıl hesaplanacağı Arslan H. [1] tarafından ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

3. ŞAFTIN HAREKET DENKLEMLERİ

Şaft ve bilyaya etki eden temas kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için i 'inci bilyanın ezilmesinin hesaplanması gerekir. Dönme esnasında bilyalar sürekli olarak bileziklerin farklı noktalarında yüzeye temas eder. Bu işlemin detaylı anlatımı Aktürk N. [10]'ün tezinde bulunabilir.

Burada i 'inci bilya için iç bileziğin radyal yöndeki ezilme miktarı ;

$$\delta_r = x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i) \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir.

i 'inci bilyanın radyal yöndeki ezilme miktarı ;

$$\lambda_{rad} = x_b \cdot \cos(\theta_i) + y_b \cdot \sin(\theta_i) \quad (6)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Bu ifadedeki θ açısı Şekil 2' de gösterildiği gibi farklı açılardan kombinasyonu şeklinde ifade edilir.

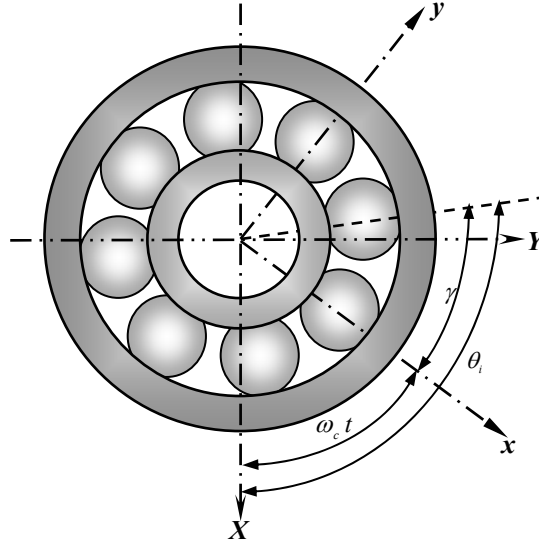
$$\theta = \omega_c t + i\gamma \quad (7)$$

$$\gamma = \frac{2\pi}{m} \quad (8)$$

Burada m rulmandaki bilya sayısıdır.

$$\text{Kafes hızı ise } \omega_c = \frac{1}{2} \omega_i \left[1 - \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right] + \frac{1}{2} \omega_d \left[1 + \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right] \quad (9)$$

bağıntısından hesaplanır ve $\omega_i = \frac{2\pi n_i}{60}$ ve $\omega_d = \frac{2\pi n_d}{60}$ 'dır [11].



Şekil 2. Bilyalı rulmanda seçilen referans eksenler

Şaftı 3 serbestlik dereceli olarak düşünürsek yani shaftın sallanma ve yalpalama hareketleri göz ardı edilirse sağ ve sol taraftaki rulmanlar için iç bilezikteki toplam relatif ezilme miktarı:

$$\begin{aligned} \delta_{bi}^R &= \left[[Bd_b \sin \alpha_0 + z_0 - z]^2 + [Bd_b \cos \alpha_0 + x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i)]^2 \right]^{1/2} - Bd_b \\ \delta_{bi}^L &= \left[[Bd_b \sin \alpha_0 + z_0 + z]^2 + [Bd_b \cos \alpha_0 + x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i)]^2 \right]^{1/2} - Bd_b \end{aligned} \quad (10)$$

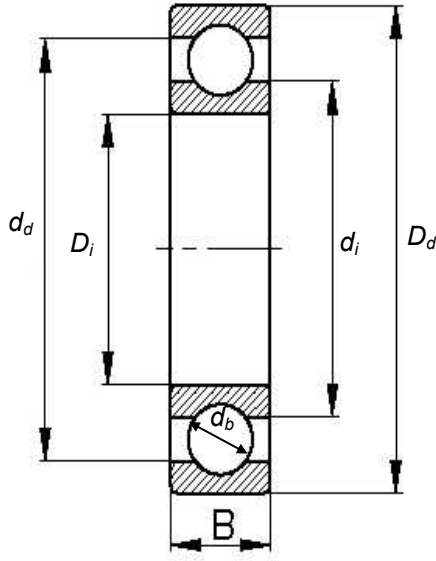
şeklinde ifade edilir. Bu ifade de radyal bilyalı rulman için temas açısı $\alpha_0 = 0$ alınır.

Şaft harekete başladığında bilyaya baskı uygulanıyor. Bilya harekete başladığında ise $\delta_i > \lambda_{bi}$ olduğu için bilya ile shaft arasındaki temas yayı ve bilya ile dış bilezik arasındaki temas yayı basma kuvvetine maruz kalmaktadır. Buna göre iki radyal bilyalı rulman tarafından desteklenen rijit bir shaftın dinamiğini incelemek üzere bir modelleme yapılmıştır. Bu modellemede Arslan H. [1]'in tez çalışmasında anlatıldığı gibi bazı kabuller yapılarak radyal bilyalı rulmanlarla desteklenen shaft için radyal ve eksenel yöndeki hareket denklemleri her iki rulmanın da senkronize hareket ettiği dikkate alınarak Newton'un II. Hareket denkleminde göre elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \cos \theta_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \cos \theta_i^L + Q_x - Mg &= 0 \\ m_s \ddot{y} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \sin \theta_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \sin \theta_i^L + Q_y &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

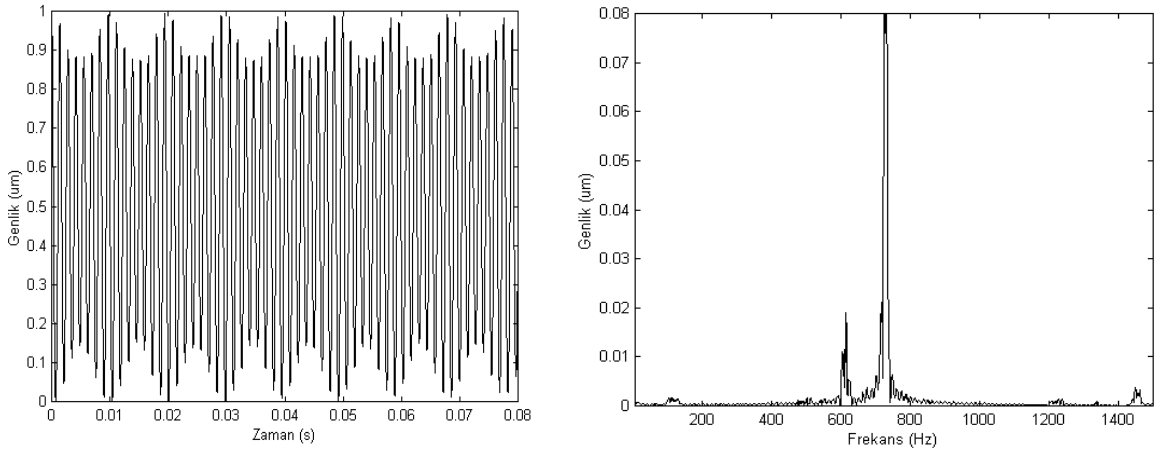
6. SİSTEMİN DOĞAL FREKANSI

Bu çalışmada incelenmek üzere Şekil 3' te boyutları verilen, ORS 6205 tipi tek sıra sabit bilyalı rulman seçilmiş, bu rulman ve desteklediği shaftla ilgili değerler simülasyon programında kullanılmıştır. Shaft rulman sisteminin doğal frekansını bulabilmek için sağlam rulmanlar tarafından desteklenen shaftın titreşiminin incelenmesi gerekmektedir. Buna göre sistemde shaftın kütle merkezinin ilk yer değiştirmesi $x_0 = 1 \mu m$, $y_0 = 0,1 \mu m$, $z_0 = 0,01 \mu m$ kabul edilmiş ve 1000 d/d shaft hızı için radyal yöndeki shaft titreşimi bulunmuştur. Bu hız için bilya geçiş frekansı 60 Hz ve sistemin radyal yöndeki tabii frekansı Şekil 4' te görüldüğü gibi 720 Hz civarındadır.



- Şaftın çapı (D_i): 0.025 m
 İç bilezik çapı (d_i): 0.0335 m
 Dış bilezik çapı (d_d): 0.0436 m
 Rulman Geniřliđi (B): 0.015 m
 Bilya Çapı (d_b): 0.00794 m
 Bilyanın Kütlesi (m_b): 0.002 kg
 Şaftın Kütlesi (m_s): 5.6 kg

Şekil 3. ORS 6205 tipi radyal bilyalı rulmanın boyutları



Şekil 4. Şaftın radyal yöndeki titreşimleri ve frekans spektrumu ($m_b = 2$ gr, $m = 9$, $P_R = 1$ N, $n = 1000$ d/d, $f_{BGF} = 60$ Hz, $f_n = 720$ Hz)

7. RULMAN YUVARLANMA YÜZEYLERİNDEKİ BÖLGESEL KUSURLARDAN KAYNAKLANAN ŞAFT TİTREŞİMLERİ

Bölgesel kusurlar yuvarlanma yüzelerindeki çatlaklar, küçük delik şeklindeki korozyon ve kabarmalar olup rulmanlarda sık rastlanan bölgesel kusur, bilezikler ve yuvarlanma elemanlarında yorulma çatlaklarının sebep olduğu kabarmalardır. Bölgesel kusurlu bir eleman diğer elemanla beraber çalıştığında iç yüzeydeki temas gerilmelerinde düzensiz değişmeler olur. Bu durum çok kısa süreli bir darbe sinyalinin üretilmesine neden olur.

Modellemede iç ve dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde aşınma parçacığı bulunduğu ve bu kusurun yüksekliğinin $3\mu\text{m}$, genişliğinin ise 1^0 olduğu, bilya yüzeyinde ise $3\mu\text{m}$ derinliğinde bir kusur (çizik) bulunduğu ve bu çizik bilyanın merkezinden geçen bir eksen etrafında döndüğü ve yatak eksenine paralel olduğu kabul edilmiştir. Böylece kusur iç ve dış bilezik yuvarlanma yollarında aynı noktadan düzenli aralıklarla geçmektedir. Yuvarlanma yüzelerindeki bu fiziksel kusurların matematiksel olarak modellenmesi

N. Aktürk [9]'ün tez çalışmasında detaylı olarak anlatılmıştır. Bu modellemeye göre bir simülasyon programı yazılmış ve program çalıştırılarak titreşimler elde edilmiştir.

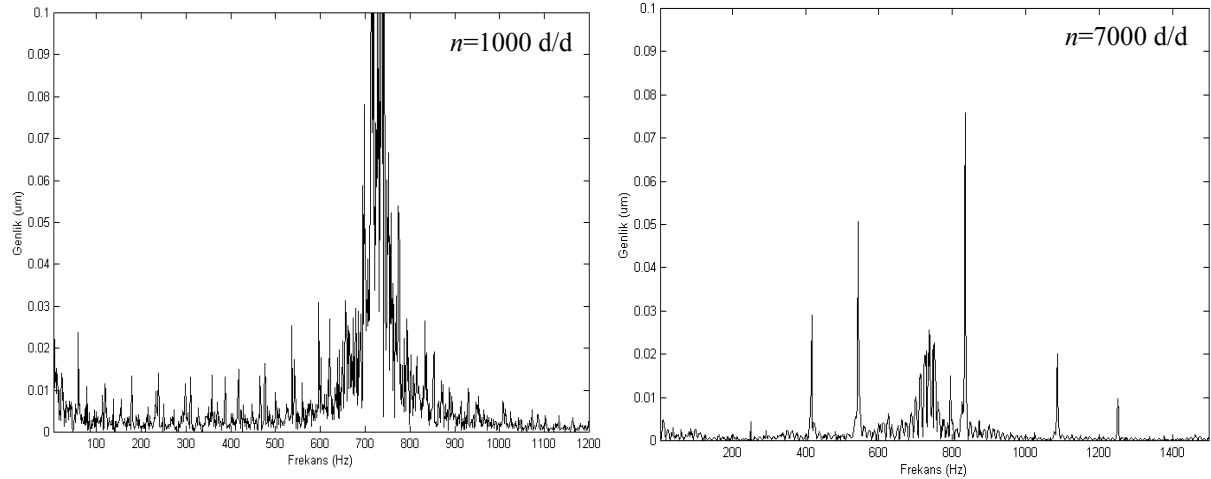
7.1. Dış Bilezik Bilya Yolu ve Bilyasında Fiziksel Bir Kusur Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimleri

Rulmanın dış bileziğindeki bir kusurun, çoğu durumda bu bileziğin hareketi engellendiği için yeri de sabittir. Bununla beraber yuvarlanma elamanı ile bilezik arasındaki yükte sabittir ve yuvarlanma elamanları kusurun üzerinden geçerken aynı genlikte bir puls üretirler. Bir dış bilezik hatası tipik olarak yükleme bölgesinin merkezinde yükün maksimum olduğu yerde meydana gelir. Kusur yüzünden belirli bir yük için mümkün olan maksimum genliğe sahip bir impuls üretilir [12].

Dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde ve bilya yüzeyinde bölgesel bir kusur bulunan bir rulmanda, frekans zirvelerinin dış bilezik BGF ve harmoniklerinde, bilya kusurunun neden olduğu titreşimlerin ise bilya dönme frekansının iki katının ($2f_b$) harmoniklerinde oluşması beklenir. Ayrıca düşük shaft hızlarında dış bilezik BGF ve $2f_b$ 'nin üst harmoniklerinden bir tanesinin tabii frekansla çakışması beklenir. Çünkü her yarım dönüşte aynı miktarda kuvvet uygulanmaktadır. Eğer kusur frekansı veya harmonikleri sistemin tabii frekansı ile çakışırsa rezonans durumu oluşur ve genliği yüksek titreşimler gözlenir. Bu frekansları gözleyebilmek için farklı devirlerde shaftın titreşim spektrumları elde edilmiştir.

Önce shaft dönme hızı 1000 d/d alarak program çalıştırıldığında Şekil 5.'teki gibi bir titreşim spektrumu elde edilmiştir. Burada dış bilezik bilya geçiş frekansı 60 Hz ve bilya dönme frekansının ikinci harmoniği 80 Hz olup Şekil 5'te de görüldüğü gibi bilya geçiş frekansının 12. harmoniği, $2f_b$ 'nin 9. harmoniği doğal frekansla çakışmakta ve rezonans durumu oluşmaktadır. Ayrıca spektrumda bilya geçiş frekansının üst harmonikleri ve $2f_b$ 'nin üst harmonikleri de görülmektedir. Spektrumda görüldüğü gibi bazı durumlarda BGF'nin harmonikleri ile $2f_b$ 'nin harmonikleri çakışmaktadır.

7000 d/d'lık yüksek bir shaft hızı olarak simülasyon programı çalıştırıldığında elde edilen frekans spektrumu Şekil 5'te görülmektedir. Bu hız için dış bilezik BGF 418 Hz, onun birinci harmoniği (836 Hz) ve $2f_b$ (550 Hz), onun birinci harmoniği (1100 Hz) spektrumda en büyük zirveler olarak görülmektedir. Doğal frekans bu değerlere uzak olduğu için rezonans durumu olmamış ve doğal frekansta daha küçük bir zirve oluşmuştur.



Şekil 5. Dış bilezik ve bilya kusuru bulunan rulmanda düşük (1000 d/d) ve yüksek (7000 d/d) shaft hızları için oluşan titreşimlerin spektrumu

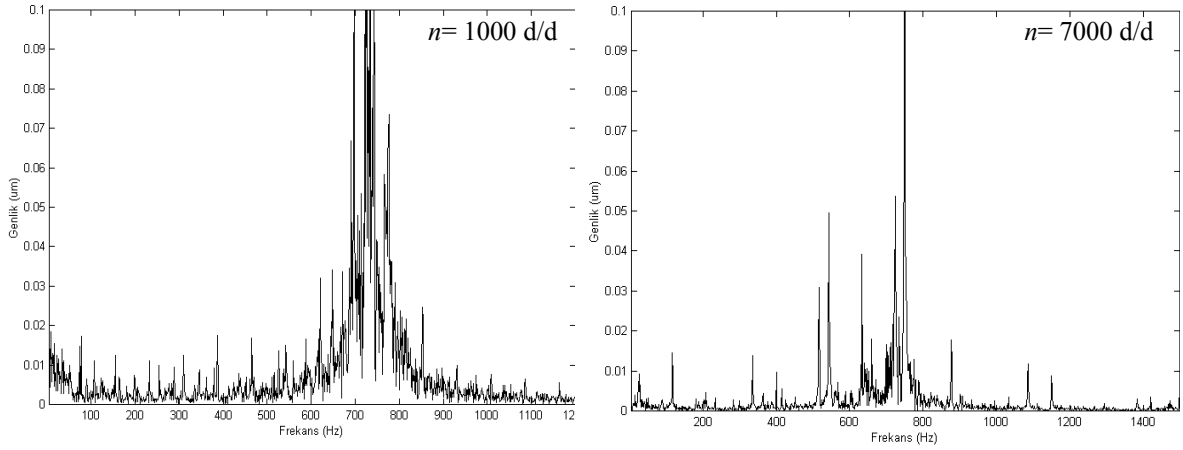
7.2. İç Bilezik Bilya Yolu ve Bilyasında Fiziksel Bir Kusur Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimleri

Eğer kusur iç bilezik yuvarlanma yüzeyinde ise daha karmaşık titreşimler görülür. Çünkü kusurun kendisi de shaft hızıyla dönmektedir. Bir iç bilezik kusurunun sebep olduğu impulsun genliği sabit değildir. Bununla beraber kusur rulmanın üst yarısından geçiyorken ihmal edilebilecek mertebede impuls üretir. Kusur yüklü bölgeye girdiğinde ise yuvarlanma elamanları ile bilezik arasındaki temas yükü artar. Bu sebeple kusur

yükün maksimum olduğu noktaya ulaşınca kadar impulsun genliği sürekli olarak artar. Bu noktadan sonra impulsun genliği yük azalırken yavaş yavaş azalır ve sonunda kusur yükleme bölgesinden çıkınca da sıfır olur [13].

İç bilezik yuvarlanma yüzeyinde ve bilya yüzeyinde bölgesel bir kusur bulunan bir rulmanda, frekans zirvelerinin şaft dönme frekansı, iç bilezik BGF' nin harmonikleri ve yan bantlarında, bilya kusurunun neden olduğu titreşimlerin ise bilya dönme frekansının iki katının ($2f_b$) üst harmoniklerinde oluşması beklenir. Bu durum aşağıda farklı şaft hızları için çizdirilen frekans spektrumlarında da görülmektedir.

Önce en düşük şaft hızı olarak 1000 d/d seçilerek simülasyon programı çalıştırıldığında Şekil 6.'daki gibi bir titreşim spektrumu elde edilmiştir. Burada şaft dönme hızı 17 Hz, iç bilezik bilya geçiş frekansı 90 Hz ve bilya dönme frekansının ikinci harmoniği 80 Hz olup Şekil 6' da görüldüğü gibi bilya geçiş frekansının 8. harmoniği, $2f_b$ ' nin 9. harmoniği doğal frekansla çakışmakta ve rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Ayrıca frekans spektrumunda iç bilezik BGF ve $2f_b$ ' nin üst harmonikleri ve yan bantları da görülmektedir. Spektrumda görüldüğü gibi bazı durumlarda BGF' nin harmonikleri ve yan bantları ile $2f_b$ ' nin harmonikleri çakışmaktadır.



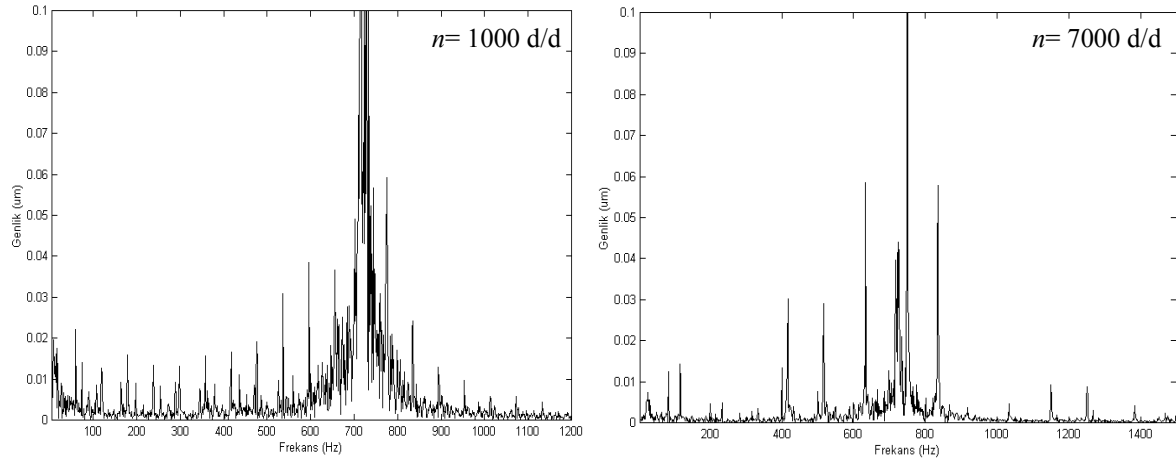
Şekil 6. Dış bilezik ve bilya kusuru bulunan rulmanda düşük (1000 d/d) ve yüksek (7000 d/d) şaft hızları için oluşan titreşimlerin spektrumu

Son olarak yüksek bir şaft dönme hızını 7000 d/d olarak simülasyon programı çalıştırıldığında elde edilen frekans spektrumu Şekil 6' da görülmektedir. Bu hız için şaft dönme frekansı (117 Hz), iç bilezik BGF (630 Hz), onun birinci yan bantı ($f_{BGF} + f_s = 747$ Hz) ve ikinci yan bantı ($f_{BGF} + 2x f_s = 864$ Hz), $2f_b$ (550 Hz) ve onun birinci harmoniği (1100 Hz) spektrumda en büyük zirveler olarak görülmektedir. Doğal frekans bu değerlerden iç bilezik BGF' nin birinci yan bantı olan 747 Hz' e yeteri kadar yakın olmadığı için tam bir rezonans durumu oluşmamıştır.

7.3. İç Bilezik ve Dış Bilezik Bilya Yolunda Fiziksel Bir Kusur Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimleri

İç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde bölgesel bir kusur bulunan bir rulmanın titreşiminde, frekans zirvelerinin şaft dönme frekansı, iç ve dış bilezik BGF, onların harmoniklerinde ve yan bantlarında oluşması beklenir. Bu durum aşağıda farklı şaft hızları için çizdirilen frekans spektrumlarında da görülmektedir.

Şaft dönme hızı 1000 d/d alınarak program çalıştırıldığında Şekil 7.'deki gibi bir titreşim spektrumu elde edilmiştir. Burada dış bilezik BGF 60 Hz ve iç bilezik BGF 90 Hz olup, Şekil 7' de görüldüğü gibi dış bilezik BGF' nin 12. harmoniği, iç bilezik BGF' nin ise 8. harmoniği doğal frekansla (720 Hz) çakışmakta ve rezonans durumu oluşmaktadır. Frekans spektrumundaki genliği büyük diğer zirveler ise şaft dönme frekansı (17 Hz), dış bilezik BGF ve üst harmonikleri, iç bilezik BGF' nin harmonikleri ve yan bantlarıdır. Spektrumda görüldüğü gibi bazı durumlarda iç bilezik BGF' nin harmonikleri ve yan bantları ile dış bilezik BGF' nin harmonikleri çakışmaktadır.



Şekil 7. İç bilezik ve dış bilezik kusuru bulunan rulmanda düşük (1000 d/d) ve yüksek (7000 d/d) shaft hızları için oluşan titreşimlerin spektrumu

Son olarak yüksek bir shaft dönme hızını 7000 d/d olarak simülasyon programı çalıştırıldığında elde edilen frekans spektrumu Şekil 7' de görülmektedir. Bu dönme hızı için shaft dönme frekansı (117 Hz), iç bilezik BGF (630 Hz), onun birinci üst ve alt yan bandı ($f_{BGF} + f_S = 747$ Hz, $f_{BGF} - f_S = 513$ Hz) ve ikinci üst ve alt yan bandı ($f_{BGF} + 2xf_S = 864$ Hz, $f_{BGF} - 2xf_S = 396$ Hz), harmoniğinin dış bilezik BGF (418 Hz) ve onun birinci harmoniği (836 Hz) ve doğal frekans spektrumunda en büyük zirveler olarak görülmektedir. Fakat doğal frekans bu değerlerden iç bilezik BGF' nin birinci yan bantı olan 747 Hz' e yeteri kadar yakın olmadığı için tam bir rezonans durumu oluşmamıştır.

8. SONUÇLAR

Birden fazla elamanında fiziksel kusur bulunan radyal bilyalı rulmanların titreşimini incelemek üzere geliştirilen simülasyon programı yardımıyla shaftın radyal yöndeki titreşimi frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Bu inceleme göstermiştir ki; dış bilezik bilya yolunda fiziksel bir kusur olması halinde dış bilezik BGF ve onun harmonikleri, iç bilezik bilya yolunda fiziksel bir kusur olması halinde shaft dönme frekansı, iç bilezik BGF, harmonikleri ve bazı harmoniklerinin üst ve alt yan bantları, bilya yüzeyinde kusur olması durumunda ise bilya dönme frekansının çift katları spektrumunda frekans zirveleri olarak gözükmemektedir. Bazı durumlarda iç ve dış bilezik BGF' nin harmonikleri ve yan bantları bilya dönme frekansının üst harmonikleri çakışmakta bu da frekans spektrumlarının da genliklerin artması şeklinde görülmektedir. Düşük shaft hızlarında BGF veya f_b ' nin harmonikleri doğal frekansla çakışmakta ve rezonans durumu oluşmaktadır. Bu yüzden sistemin çalışma hızları rezonanstan kaçınmak için dikkatli bir şekilde seçilmelidir.

Bulunan sonuçlardan rulmanın hangi elamanlarında ve ne tür bir hata olduğu anlaşılabilir. Ayrıca geliştirilen modelden elde edilen sonuçlar daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında göreceli olarak bir uyum içerisinde olduğu söylenebilir.

SEMBOLLER

B	Toplam eğrilik
d_i	İç bileziğin çapı
d_m	Ortalama çap
d_d	Dış bileziğin çapı
D	Bilya çapı
E	Elastisite modülü
f_{BGF}	Bilya geçiş frekansı
f_c	Kafes dönme frekansı
f_n	Doğal frekans

$F(\rho)$	Eğrilik farkı
$F(\rho)_i$	Bilya ile iç bileziğin temasındaki eğrilik farkı
$F(\rho)_d$	Bilya ile dış bileziğin temasındaki eğrilik farkı
g	Yer çekimi ivmesi
G	Kayma modülü
K	Temas Rijitlik Faktörü
K^i	İç bileziğin bilya ile temasındaki rijitlik kats.
K^d	Dış bileziğin bilya ile temasındaki rijitlik kats.
M	Şaftın kütlesi
m_b	Bilyanın kütlesi
m	Bilya sayısı
n	Şaft dönme hızı
n_i	İç bileziğin dönme devri
n_d	Dış bileziğin dönme devri
N	Veri noktası sayısı
Q	Şafta gelen dış yük
P_R	Ön yük
r_{gi}	İç bilezik eğrilik yarıçapı
r_{gd}	Dış bilezik eğrilik yarıçapı
r_i	İç bilezik bilya yolu yarıçapı
r_d	Dış bilezik bilya yolu yarıçapı
t	Zaman
\ddot{x}	Şaftın x yönündeki ivmesi
\ddot{y}	Şaftın y yönündeki ivmesi
\ddot{z}	Şaftın z yönündeki ivmesi
λ_b	Bilya kütlelerinin ivmelenmesinin neden olduğu yer değiştirme
δ_b	Ön yükleme sonucu bilya merkezinin yer değiştirmesi
$\dot{\lambda}_b$	Bilya kütlelerinin ivmelenmesinin neden olduğu hız
$\dot{\delta}_b$	Ön yükleme sonucu oluşan bilya merkezinin hızı
$\ddot{\lambda}_b$	Bilya merkezinin radyal yöndeki ivmesi

KAYNAKLAR

- 1 Arslan, H., Şaft-Rulman Sistemindeki Bilyalı Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Metodu İle Tespiti, **Doktora Tezi**, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Anabilim Dalı, Kırıkkale, Ocak 2003.
- 2 Franco J., Aktürk N. and Gohar R., "Vibration of a Rigid Shaft Supported by Radial Ball Bearings with Several Defects", **Int. Gas Turbin and Aeroengine Cong. and Expo.**, Cologne, Germany, ASME Paper No: 92-GT-164, 1992.
- 3 Taylor, J. I., "Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis", **Journal of Mechanical Design**, Vol.102, pp.199-205, April 1980.
- 4 Yhland E. and Johansson L., "Analysis of Bearing Vibration", **The Ball Bearing Journal**, Vol.161, 1970.
- 5 McFadden, P. D. and Smith, J. D., "Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, Vol.96(1a), pp.69-82, 1984.
- 6 McFadden, P. D. and Smith, J. D., "The Vibration Produced by a Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, Vol.98, No:2, pp. 263-273, 1985.
- 7 Tandon, N. and Choudhury, A., "A Review of Vibration and Acoustics Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", **Tribology International**, Vol.32, pp.469-480, 1999.
- 8 Igarashi T. and Hamada H., "Studies on The Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (First Report)", **Bulletin of JSME**, Vol. 25, No.204, pp.994-, 1982.

- 9 Aktürk, N., Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings, **PhD. Thesis**, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, London, April 1993.
- 10 Aktürk, N. and Gohar, R., "The Effect of Ball Size Variation on Vibrations Associated with Ball-Bearings", **Proc. I.Mech.E.**, Vol.212, Part J, pp.101-109, 1998.
- 11 Harris T. A., **Rolling Bearings Analysis**, John Wiley & Sons, USA, 1991.
- 12 Pandit S. M., Paul D. and Roth J. T., "Monitoring and Diagnosis of Bearing Defects Using Data Dependent Systems", **Integ. Comp.-Aided Eng.**, Vol.3, No.4, pp.268-278, 1996.
- 13 Gupta P. K., Winn L. W. and Wilcock, D. F., "Vibration Characteristic of Ball Bearings", **Trans. of ASME J. of Lubr. Tech.**, Vol.98, pp.284-289, 1977.