

**T.C.  
UŞAK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DENGESİZ YÜKE MARUZ SİLİNDİRİK MASURALI RULMAN  
ARIZASININ TİTREŞİM ANALİZİYLE BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ÖZKAN ÖZDEMİR**

**MAYIS 2015  
UŞAK**

Özkan ÖZDEMİR tarafından hazırlanan “DENGESİZ YÜKE MARUZ SİLİNDİRİK MASURALI RULMAN ARIZASININ TİTREŞİM ANALİZİYLE BELİRLENMESİ” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. İsa YEŞİLYURT .....  
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İsa YEŞİLYURT .....  
Makine Mühendisliği, Uşak Üniversitesi  
Doç. Dr. Hasan ÖZTÜRK .....  
Makine Mühendisliği, Dokuz Eylül Üniversitesi  
Yrd. Doç. Dr. Kemal MAZANOĞLU .....  
Makine Mühendisliği, Uşak Üniversitesi

Tarih: 21/05/2015

Bu tez ile U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Özkan ÖZDEMİR

# **DENGESİZ YÜKE MARUZ SİLİNDİRİK MASURALI RULMAN ARIZASININ TİTREŞİM ANALİZİYLE BELİRLENMESİ**

**(Yüksek Lisans Tezi)**

**ÖZKAN ÖZDEMİR**

**UŞAK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAYIS 2015**

## **ÖZET**

Rulman arızası, makinalarda meydana gelen önemli arıza nedenidir. Bu çalışmada dengesiz yüklemeye maruz silindirik masuralı rulmanda oluşan hataların titreşim analizi yardımıyla tespit edilmesi incelenmiştir. Öncelikle rulman hataları iç ve dış bilezik üzerinde lokal hata olarak modellenerek olası titreşimler nümerik olarak türetilmiştir. Nümerik modelin doğruluğunu ispatlamak için rulman deney düzeneği oluşturulmuştur. Deneysel sonuçların elde edilmesi sırasında silindirik masuralı rulman kullanılmış olup, hata dış bilezik yuvarlanma yolu üzerine yapay olarak oluşturulmuştur. Test rulmanı sabit çalışma yükü altında fakat dengesiz yüke maruz bırakılarak test edilmiştir. Elde edilen titreşimler frekans bölgesi ve Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü (STFT) yöntemleriyle incelenerek dengesizlik ve hata belirtileri tespit edilmeye çalışılmıştır. Sağlıklı ve hatalı rulmandan elde edilen titreşim verileri kıyaslandığında dengesizlik ve hatanın varlığı STFT yardımıyla başarılı bir şekilde tespit edilmiştir.

**Bilim Kodu : 10074161**

**Anahtar Kelimeler : Rulman hataları, Dengesizlik, Titreşim analizi, Kestirimci bakım, Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü.**

**Sayfa Adedi : 54**

**Tez Yöneticisi : Prof. Dr. İsa YEŞİLYURT**

# **BEARING FAULT DETECTION UNDER UNBALANCE EFFECT USING VIBRATION ANALYSIS**

**(M.Sc. Thesis)**

**Özkan ÖZDEMİR**

**UNIVERSITY of UŞAK**

**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

**MAY 2015**

## **ABSTRACT**

Bearing failures can be caused by a variety of reasons including inappropriate operating conditions, installation problems, and inadequate lubrication. The work presented in this thesis addresses the use of vibration analysis in the detection of failure occurring in a cylindrical roller bearing in the presence of unbalance. First of all, theoretical vibration simulations are carried out for a cylindrical roller bearing which has a local fault on its inner or outer race. In order to verify the correctness of the established numerical model, a bearing test rig is designed and a cylindrical roller bearing is used for the tests. A local fault is seeded artificially on the other race and the bearing is then tested under a constant working load, but the effect of unbalance is introduced. The resulting vibration signals are processed and analysed by means of Fourier transform and short time Fourier transform (STFT) in order to detect the presence of both fault and unbalance. It has been found that the presence of fault and the effect of unbalance are clearly revealed by the STFT when the results from the healthy and faulty bearings are compared.

**Science Code : 10074161**

**Key Words : Bearing failures, Unbalance, Vibration Analysis, Predictive Maintenance, Short Time Fourier Transform**

**Page Number: 54**

**Adviser : Prof. Dr. İsa YEŞİLYURT**

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Prof. Dr. İsa YEŞİLYURT'a ve çalıőmalarımda yardımlarını esirgemeyen manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme ve eőime teőekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGE LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
BÖLÜM 1	
TİTREŞİM ESASLI RULMAN HATA TESPİTİNE GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Titreşim	2
1.2.1. Titreşim Analizi	4
1.3. Bakım Stratejileri	4
1.4. Duruma Dayalı Bakım	5
1.4.1. Makinada durum izleme	5
1.4.2. Durum İzleme Teknikleri	7
1.5. Literatür Araştırması	8
1.6. Tezin Amacı	13
1.7. Tezin Organizasyonu	14
BÖLÜM 2	
RULMAN YAPISI VE DENGESİZLİK	16
2.1. Rulmanlar	16
2.2. Rulmanların yapısı	16
2.2.1. İç Bilezik	17
2.2.2. Yuvarlanma Elemanı	17
2.2.3. Kafes	17
2.2.4. Dış Bilezik	18

2.2.5. Koruyucu kapak	18
2.3. Dengesizlik	18
2.3.1. Statik Dengesizlik	19
2.3.2. Moment Dengesizliği	20
2.3.3. Dinamik Dengesizlik	20
<b>BÖLÜM 3</b>	
<b>RULMAN ARIZALARININ BELİRLENMESİNDE TİTREŞİM</b>	
<b>UYGULAMASININ ESASLARI</b>	21
3.1. Zaman Tanım Bölgesi Analizi	21
3.1.1. Titreşim Sinyalinin İstatistiksel Özellikleri	21
3.2. Frekans Bölgesi Analizi	23
3.3. Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü (STFT)	23
3.4. Nümerik Uygulama	26
3.4.1. Rulman Karakteristik Frekansları	26
3.4.2. Hatalı rulman titreşimlerinin dengesizlik etkisi altında modellenmesi	28
3.4.2.1. Rulman dış bilezik hatasının modellenmesi	28
3.4.2.2. İç bilezik hatasının modellenmesi	34
3.5. Özet ve Sonuçlar	37
<b>BÖLÜM 4</b>	
<b>DENEYSEL VERİLERİN İNCELENMESİ</b>	38
4.1. Deney düzeneği	38
4.2. Deney Sonuçları	42
4.3. Sonuçlar	48
<b>BÖLÜM 5</b>	
<b>SONUÇLAR ve ÖNERİLER</b>	49
5.1. Sonuçlar	49
5.2. Öneriler	50
<b>KAYNAKLAR</b>	51
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	55



**ÇİZELGE LİSTESİ**

<b>Tablo</b>	<b>Sayfa</b>
Tablo 3.1. Silindirik masuralı rulmanın parametreleri	29

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. A Tipi izlenen parametre değeri-ömür	6
Şekil 2.1. Rulmanın kısımları	17
Şekil 3.1. Silindirik masuralı rulman	26
Şekil 3.2. Rulman yuvarlanma elemanının dış bilezik üzerindeki hata üzerinden geçerken oluşturduğu impuls serisi	29
Şekil 3.3. Birim hata impulsu genlik-zaman grafiği	30
Şekil 3.4. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyali genlik-zaman grafiği	30
Şekil 3.5. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yöntemi uygulanmış gösterimi frekans-zaman grafiği	31
Şekil 3.6. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yöntemi uygulanmış üç boyutlu gösterimi	31
Şekil 3.7. Değişken yükün neden olduğu modüle sinyali genlik-zaman grafiği	32
Şekil 3.8. Değişken yük nedeniyle modüle olmuş rulman dış bilezik hata titreşim sinyali genlik-zaman grafiği	33
Şekil 3.9. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün iki boyutlu gösterimi.	34
Şekil 3.10. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün üç boyutlu gösterimi.	34
Şekil 3.11. Sabit yükün neden olduğu modülasyon sinyali	36
Şekil 3.12. Sabit yük nedeniyle modüle olmuş rulman iç bilezik hata titreşim sinyali.	36
Şekil 3.13. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman iç bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün iki boyutlu gösterimi.	36
Şekil 3.14. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman iç bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün üç boyutlu gösterimi.	37
Şekil 4.1. Deney düzeneği	39
Şekil 4.2. Yük hücresi	40
Şekil 4.3. Deney düzeneği	40

Şekil 4.4. Silindirik masuralı rulmanın dış bileziğinin yuvarlanma yolu üzerine yapay hatanın oluşturulması	41
Şekil 4.5. Silindirik masuralı rulmanın dış bileziğinin yuvarlanma yolu üzerine yapay olarak oluşturulan hatanın gösterimi	41
Şekil 4.6. Dengeli durumda hatasız rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri.	44
Şekil 4.7. Dengesiz durumda hatasız rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri	44
Şekil 4.8. Dengeli durumda hatasız rulman titreşiminin STFT dönüşümü	45
Şekil 4.9. Dengesiz durumda hatasız rulman titreşiminin STFT dönüşümü	45
Şekil 4.10. Dengeli durumda hatalı rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri	46
Şekil 4.11. Dengesiz durumda hatalı rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri	46
Şekil 4.12. Dengeli durumda hatalı rulman titreşiminin STFT dönüşümü	47
Şekil 4.13. Dengesiz durumda hatalı rulman titreşiminin STFT dönüşümü	47

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$A(t)$	Genlik
$A_D$	Değişken yük genliği
$A_i$	Dengesizliğe bağlı değişen genlik
$A_S$	Sabit yük genliği
$b(t)$	Birim hata impulsu
$BD$	Yuvarlanma elemanı çapı
$BPF$	Yuvarlanma elemanı dönme frekansı
$BPFI$	İç bilezik yuvarlanma elemanı geçiş frekansı
$BPFO$	Dış bilezik yuvarlanma elemanı geçiş frekansı
$D$	Değişken yük
$D(t)$	t ye bağlı değişken yük
$F_c$	Crest faktörü ve Kurtosis
$f_{kafes}$	Kafes frekansı
$F_m$	Merkezkaç kuvveti
$f_r$	Mil devir frekansı
$f_n$	Sistem rezonans frekansı
$k$	İmpuls sayısı
$M$	Disk in kütlesi
$m$	Disk in üzerine yerleştirilen küçük kütle
$n$	Yuvarlanma elemanı sayısı
$P_p$	Sinyalin maksimum ve minimum noktaları arasındaki farkı ifade eden tepeden tepeye değer
$PD$	İç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolu çapı ortalaması
$r$	Dönme ekseninden olan uzaklık
$rms$	Root mean square

$S$	Sabit yük
$S(t)$	t ye bağlı sabit yük
$t$	Pencere pozisyonu
$T$	Pencere genişliği
$T_0$	İmpulsun tekrar periyodu
$\omega$	Açısal hız
$w(t)$	Pencere fonksiyonu
$\tau_k$	Rastgele küçük dalgacıklar
$\tau$	Zaman değişkeni
$\theta$	Hatanın açısal konumu
$\xi$	Salınım oranı
$\beta$	Temas açısı

### **Kısaltmalar**

### **Açıklama**

FFT	Fourier Dönüşümü
STFT	Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü
SMM	Saklı Markov Modelleri

## BÖLÜM 1

### TİTREŞİM ESASLI RULMAN HATA TESPİTİNE GİRİŞ

*Bu bölümde rulman arızalarının tespitinde kullanılan titreşim esaslı yöntemler kısaca tanıtılmış ve irdelenmiştir. Tezin amacı ve organizasyonu anlatılmıştır.*

#### 1.1. Giriş

Rulmanlar her çeşit makinada yaygın olarak kullanılan makina elemanıdır. Bu yüzden rulmanların sağlıklı biçimde çalışması üretimin aksamaması, yapılan yatırımların korunması açısından büyük bir önem arz etmektedir. Makinaların çoğunda arızalar rulmanlardan kaynaklanmaktadır ve arızalı makinaların bakımı zor ve maliyetlidir. Beklenmedik arızalarda, makinaların durması üretimde aksamalara iş kaybına neden olacağından, rulman arızalarının önceden tespit edilmesi üretimde oluşabilecek kayıpları azaltmada önemlidir. Rulman arızalarının tespitinde bugüne kadar değişik yöntemler kullanılmakla beraber, bunlardan en yaygın olanı titreşim analizidir ve titreşim izleme sayesinde rulman arızalarında önemli derecede azalmalar görülmüştür.

Titreşim analizi, rulman vb. dönen makina elemanlarının durumlarını inceleyerek arızaların belirlenmesinde kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde sensörler yardımı ile makina üzerinden titreşim ölçümü yapılarak veri toplanır. Hatalı rulmanlardan alınan titreşimler sağlıklı rulman titreşimlerine göre farklılıklar gösterir. Bu farklılıklar farklı titreşim işleme yöntemleri yardımıyla ortaya konularak var olan arızalar önceden tahmin edilebilir. Böylelikle rulman hatalarından dolayı oluşacak makina arızaları oluşmadan engellenmiş olur.

## 1.2. Titreşim

En genel tanımla titreşim, cisimlerin denge konumu etrafında yaptıkları salınım hareketidir. Başka bir deyişle sistemin dinamik kuvvetlere verdiği cevaptır. Titreşimin oluşmasında bir çok etki söz konusu olabilir ve bunlardan bazıları aşınma, arıza, uygun yapılmayan montaj ve dengesizliktir. Buna ek olarak türbin kanatçıklarının oluşturduğu tabii ve önlenemeyen titreşim kaynakları da söz konusudur. Makinanın çalışma hızı ve makinaya etkiyen kuvvetlerden birinin frekansı makinanın doğal frekansından birine eşitse ortaya önemli titreşim sorunları çıkar [1]. Bu durum rezonans olarak bilinir ve zorlayıcı kuvvetlerin etkisini artırır. Makinanın titreşim sinyallerini analiz ederken ilk olarak zorlayıcı kuvvetlerinin etkisi araştırılmalıdır ve bu etkiler aşağıda sıralanmış olan nedenlerden birine dayanabilir. Örneğin dengesizlik kendini makinanın çalışma hızına eşit sinüzoidal titreşimlerle gösterir. Nedeni makinanın bir elemanının kütle merkezinden dönme merkezinden farklı olmasıdır. Dengesizlik tek bir düzlemde olabileceği gibi (statik dengesizlik), iki veya daha fazla düzlemde de olabilir (dinamik dengesizlik). Dönen bir sistemin dengelenmesi özel bir titreşim analizi gerektirir. Dengesizlik nedenine dayanan titreşimler tüm radyal doğrultularda aynı titreşim genliğine sahiptir ve genlikleri hızla artar. Bu nedenle tek bir titreşim frekansı oluşur, yani harmonikler (yüksek frekans titreşimleri) bulunmaz. Birbirine bağlı olarak çalışan makinaların mil eksenleri arasındaki kaçıklıktan (misalignment) doğan titreşimlerin frekansı makinanın çalışma hızının iki katıdır ve büyük bir eksenel bileşke içerir. Düzgün oturmamış yataklarda ve eğilmiş millerde de benzer titreşimler oluşur. Eksantrik bir makarada kullanılan kayış tahrik mekanizmasında olduğu gibi düzgün olmayan yüklemelerde makinanın çalışma hızına eşit hızda titreşimler yaratır. Burada belirleyici özellik titreşimin yük ve doğrultu ile değişmesidir. Mekanik aksamdaki gevşeklik yine makinanın çalışma hızına eşit hızda fakat bu kez yüksek ve düşük dereceli harmoniklere sahip titreşimlere neden olur. Bu durum makinanın çeşitli yerlerinden hız değerleri alınarak saptanabilir.

Küçük makinalardaki arızaların en başta gelen nedenleri rulman yataklarıdır, iç ya da dış bilezik veya yuvarlanma elemanlarından birindeki bir hata yüksek frekanslı

ve alçak enerjili titreşimlere sebep olur. Bu özelliğinden dolayı rulmanlardaki arızalar gelişmiş ve yüksek duyarlıklı ölçüm aletleriyle tespit edilebilir. Rulmanın yuvarlanma elemanlarının boyutlarına, İç ve dış bilezik çaplarına bakarak arızadan dolayı oluşan titreşimin frekansını tahmin edilebilir. Fakat dişli kutusu gibi birden fazla rulman içeren makinada bu yöntemi uygulamak çok daha zordur. Dişlerin birbirine çarparken çıkardıkları titreşimler de yüksek frekanslı, alçak enerjilidir, kolayca tanınırlar fakat açıklanmaları zordur. Tahmin edileceği gibi titreşim frekansı, dişlinin açılma hızı ile diş sayısının bir fonksiyonudur. Dişlideki hatalar, örneğin eksantriklik, dişin karşı diş dibine vurması ve kırık diş gibi, dişli devir sayısına eşit frekansta titreşimlere neden olurlar.

Rezonans, makinanın doğal frekansı ile çalışma hızı birbirine çok yakın olduğu durumda ortaya çıkar. Rezonans durumunu dengelemeye çalışmak sadece geçici bir süreliğine makinada rahatlama meydana getirir. Fakat bir süre sonra herhangi bir nedenden ötürü makinada yine dengesizlik ortaya çıkar ve titreşim eski düzeyine geri döner. Bu durumda doğru çözüm ise makinanın titreşim karakteristiğinin değiştirilmesidir. Bu ise aşağıdaki üç yoldan bir ile yapılabilir:

1. Makinanın rijitliği artırılarak doğal frekansı yükseltilir.
2. Doğal frekansı düşürmek amacıyla kütle eklenir.
3. Makinaya sönümleyici elemanlar eklenerek titreşim düzeyi azaltılır.

Hareketli parçalar içeren bütün makinalar titreşirler ve bu titreşimler makinanın çalışması hakkında bilgiler verirler [1]. Titreşimler makina içerisinde oluşan zorlama kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Bu kuvvetler makinanın dizaynından veya bazı makina parçalarında oluşan hatalardan kaynaklanabilir. Makinalar çalışırken titreşen ve hareketli parçaları sebebiyle gürültü oluşturur. Makine elemanlarındaki herhangi bir arıza durumunda, gürültüde de değişiklikler meydana gelir. Bu gürültü genellikle mikrofon gibi akustik aparatlarla tespit edilebilir. Makinalarda titreşim ve gürültü genellikle aynı kaynaktan doğmaktadır ve her ikisi de makinanın durumu hakkında değerli bilgiler içermektedir. Bununla beraber durum izleme çalışmaları için



genellikle titreşim ölçümleri gürültü ölçümlerine göre daha güvenilir ve daha kolaydır.

### **1.2.1. Titreşim Analizi**

Titreşim izleme, endüstride çok yaygın olarak kullanılan bir kestirimci bakım uygulamasıdır. Titreşim, hareketli sistemlerin çalışmaları esnasında sistemi oluşturan parçalardaki düzensiz hareketler neticesinde ortaya çıkan bir olgudur. Eksenel kaçıklık, yatak ve dişli hataları, dönen parçalardaki balanssızlık, eğik miller, kavrama ve yataklardaki ayarsızlıklar, hatalı (eksantrik) montajı yapılmış dönen parçalar, zamanla hassasiyetini kaybetmiş yataklar, hidrolik ve aerodinamik kuvvetler belli başlı titreşim doğuran etkenler olarak sıralanabilir [1]. Titreşim, bir makinadaki mekanik arızanın varlığını önemli derecede ifade edebilme özelliğine sahiptir. Kestirimci bakım uygulaması; tespit, analiz, bakım olmak üzere üç ana safhadan oluşmaktadır:

Öncelikle, işletmenin genel yapısı analiz edilir. Daha sonra kestirimci bakımın uygulanacağı makinalar ve makinalar üzerindeki belli noktalarda hangi ölçümlerin yapılacağı belirlenir. Ölçüm cihazlarınca elde edilen verilerdeki sınır (limit) değerler tespit edilir. Sistem olağan çalışması esnasında sürekli alınan veriler ile sınır değerlerin karşılaştırılması yapılarak tehlikeli bir durum olup olmadığı kontrol edilir. Elde edilen veriler, kaydedilerek eğilimleri analiz edilir. Eğilimlerde bir ani değişim tespiti veya sınır değerlerin aşılması durumu ile karşılaşıldığında, bakım ve onarımın gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Yapılacak bir bakım programı ile işletmece uygun bir zaman sürecinde gerekli bakım ve onarımlar yapılır.

### **1.3. Bakım Stratejileri**

Makina ve ekipmanlarının bakımı endüstride büyük bir önem taşımaktadır. Üretimin sürekliliği, yatırım sermayesinin korunması, ekonomik çalışma, hasar tahminleri, onarım planlanması sürekli ve etkin bir bakım süreci ile sağlanır [2]. Bakım stratejileri üç ana grupta sınıflandırılabilir.

- **Arıza bakımı (Hata Durumunda):**

Bu stratejide, Makina arızası meydana gelene kadar çalışmasına izin verilir ve arızayı önceden önlemek için hiçbir önlem alınmaz. Bu bakım tipi, değiştirilecek makina çok ucuz ise ve oluşan arıza başka önemli zararlar oluşturmuyorsa kabul edilebilir. Arıza bakımı varsayılan bakım stratejisidir.

- **Zaman esaslı bakım (Periyodik bakım):**

Bu stratejide, makinanın çalışma koşullarını sağlamak için sabit zaman aralıklarında gerçekleştirilir. Bakım zaman aralıkları tarihsel bakım bilgileri veya üreticinin verilerine bağlı istatistiksel analize dayalı olabilir.

- **Duruma dayalı bakım (Kestirimci bakım):**

Bu stratejide, makinalar hasara dayalı bir politika ile bakım yani duruma dayalı bakım yapılır. Titreşim, ısı gibi parametreler düzenli olarak izlenerek arıza teşhis edilebilir ve makinanın durumu kontrol edilir.

## **1.4. Duruma Dayalı Bakım**

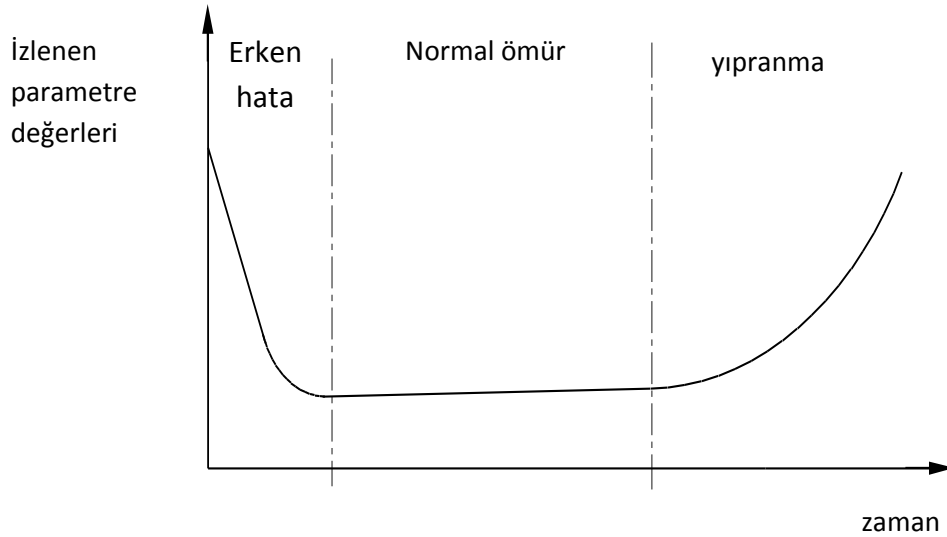
### **1.4.1. Makinada durum izleme**

Durum izlemenin temel özelliği, kullanılan teknik ne olursa olsun veri toplamaya dayanır. Normal bir durumda, parametrelerin değerlerini gösteren yeterli veriler uygun bir periyotta toplanır. Şüphesiz ki, normal durumdaki parametrelerin değerini bilmeden, arıza durumundaki anormal parametre değeri tespit etmek mümkün değildir.

Makinanın ömür hatları erken ve geç ömür hatası olarak iki ayrı grup ile kontrol edilebilir. Erken ömür hataları (birleşme yüzeylerindeki pürüzlülük, montaj yüzeylerindeki pislik, yetersiz temizleme gibi) zamanla kendini temizlemesiyle oluşturuyor. Bu süre boyunca, izlenen bir değişken (örneğin rulmanın sıcaklığı yada

biriken kir oranı) zamanla azalır. Erken ömür periyodu boyunca, makina parametrelerinin değerinin değişimi dikkatli bir şekilde izlenmelidir. Geç ömür hataları (aşırı yük, gevşeklik, aşınma, yorulma gibi) izlenen parametre değerlerindeki bir artışla birlikte zamanla hata olasılığının artması ile sonuçlanır. Genellikle izlenen parametreler sürekli olarak değişir: erken ömür hataları, sabit kalan veya normal ömrü yavaş yavaş artan ve geç ömrü artan şeklindedir. Bu Şekil 1.1. de gösterilmiştir. Gerçek ölçüm hız, yük değişimi ve geçici bir süreyle ısı etkileri gibi faktörler nedeniyle dağılımı eğri ile gösterilmiştir.

Bir makinadan alınan bilgiler düzenli aralıklarla yapılan ölçümlerle (periyodik olarak izlenmesi ve sık sık veri toplaması) veya sürekli izlenmesi ile (sabit bir kablo ile sürekli kaydederek) elde edilir. Toplanan veriler kaydedilir ve her ölçüm sonunda değerlendirilir. Bu yöntem düşük ve orta derecede kritik makinalar için çözüm olabilir. Makina kritik derecede ise kısa periyotta izlemek daha sağlıklı olur ve böyle durumlarda makinanın sürekli izlenmesi en uygun yöntemdir.



Şekil 1.1 A Tipi izlenen parametre değeri-ömür [2]

### 1.4.2. Durum İzleme Teknikleri

Birçok hata tespit yöntemi kullanılmasına rağmen izleme teknikleri beş kategoride gruplandırılmaktadır [2].

- **İşitsel, dokunmatik ve görsel denetim:**

Bu denetim kullanıcı bazında yapılan basit çalışmaları içerir ve genellikle duyu organları yardımıyla yapılır. Bazen hissedilen değişimleri iyileştirmek maksadıyla donanım cihazları (mikrofon gibi) da kullanılabilir.

- **Performans izleme:**

Bu izleme tekniğinde, makinanın performansını etkileyen parametrelerde (kuvvet, hız, tork gibi) herhangi bir değişimin olup olmadığı izlenir. İstenilen çalışma parametrelerinden belirgin şekilde sapmalar makinada bir arıza göstergesi olarak kabul edilir.

- **Sıcaklık izleme:**

Bu teknik, çalışma sıcaklığını kontrol etmek için ya da herhangi bir arıza nedeniyle makinanın ısı üretimi yapıp yapmadığını belirlemek için kullanılır. Sıcaklık termokulp, termografik boya ve termal kameralar gibi termal sensörlerle ölçülebilir.

- **Aşınma parçacıklarını izleme:**

Aşınma iki yüzeyin birbirine karşı kuvvetlerle hareketi sonucu oluşur. Uygun yağlama ve temiz bir çalışma ortamında aşınma azaltılabilir/önlenebilir. Makina yağının ferrografik ve spektrometrik analizlerinde demir parçacıklarının birikimine ve partiküllerin şekli, oranına bakarak arızanın varlığı ve yeri tespit edilir.

- **Titreşim izleme:**

Sözü edilen tüm bu durum izleme teknikleri içerisinde, titreşim izleme tekniği makina hakkında tartışmasız en çok bilgi veren ve en yaygın kullanılan durum izleme tekniğidir. Makinalar genellikle çalışma prensibine göre bir makina bir

diğerine kuvvet iletirken titreşim oluşturur. Makinada bir arıza oluşursa izlenen titreşim özelliklerinde değişim meydana gelir. Titreşim izleme tekniği, örneğin şaftta eğilme, eksen kaçıklığı, hatalı rulman ve dişliler, makina elemanları arasındaki uygun olmayan boşluklar gibi çeşitli hataları tespit etmek için kullanılabilir.

Diğer izleme tekniklerinin aksine, titreşim izleme rulman arızalarının tespiti için en uygun yöntemdir. Bu nedenle bu araştırmada rulman hataların tespiti için titreşim analizini kullanarak durum izleme üzerinde yoğunlaşmıştır.

### 1.5. Literatür Araştırması

Rulmanlar endüstride çok sıklıkla kullanılan makina elemanlarıdır. Makinaların problemsiz olarak çalışması rulmanların sağlıklı çalışmasıyla sağlanır. Bu nedenle rulman arızalarını önceden tespit etmek büyük öneme sahiptir. Rulman arızalarının belirlenmesi konusunda şimdiye kadar birçok araştırma yapılmıştır. Bu araştırmaların başlıcaları aşağıda özetlenmektedir.

- **Zarf analizi (envelope analysis)**

Zarf analizi, elde edilen titreşim sinyallerini rezonans frekansı civarındaki bant geçirgen veya yüksek frekansları geçirgen bir filtreden geçirerek rulman hasarlarının sebep olduğu yüksek frekans bileşenlerini açığa çıkarıp, dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik, rulman arızası, dişli kavrama frekansı v.s. den kaynaklanan titreşim frekans sinyallerini ayıklayan bir metottur [3]. Bu teknik, kavrama halindeki dişlilerden ve diğer elemanlardan gelen zemin titreşimi üzerindeki kısa süreli hasar darbelerini ayırt etmek için yapı ve algılayıcının rezonanslarını kullanmaktadır. Sonra bu vuruntular düzelticiler yardımıyla elektronik olarak belirlenmektedirler. Böylece elde edilen sinyal hasar hakkında anlamlı bilgi elde etmek için değişik yollarla veya spektral analizle kullanılabilir. İlk önce karmaşık sinyaller yüksek geçiş bant filtresinden geçirilir elde edilen titreşim zaman sinyallerine zarf uygulanır son olarak zarf uygulanan sinyaller FFT işlemine tabi tutularak spektrum elde edilir.

Kıral ve Karagülle [4] Rulman dış bileziğindeki bölgesel hataların bilgisayar ortamında modellenmiş ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak titreşim analizi yapmışlardır. Hata tespiti için titreşim sinyallerine ait istatistikî parametreler kullanmıştır. Frekans ortamındaki analizler için zarf spektrumu yöntemi kullanarak bu yöntemlerin sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen titreşim sinyalleri için uygulanabileceğini göstermişlerdir. Kıral ve Karagülle [5] Visual Basic adlı bilgisayar programında dinamik yük altında çalışan rulman hatalarını belirlemek amacıyla program geliştirdiler. IDEAS programında sonlu elemanlar yöntemini kullanarak dinamik yük altındaki titreşim cevabını elde ederek zaman, frekans verilerini ve zarf analizini incelemişlerdir. Hatalı ve sağlıklı rulman titreşim sinyallerini karşılaştırdılar. Rulman hatalarında dönme hızının etkisi araştırdılar. Kıral ve Karagülle [6] sonlu elemanlar metoduna bağlı titreşim analizi için rulman üzerindeki bir ve birden fazla hataları incelemiştir. Rulmanın dış veya iç bileziği, yuvarlanma elemanı olmak üzere farklı durumları incelemek için Visual Basic programı ile yazılmış bir sistem geliştirmişlerdir. Bilyalı rulman vasıtasıyla aktarılan dengesiz kuvveti sonlu elemanlar yöntemini kullanarak IDEAS programıyla incelemişlerdir. Zarf sinyallerini frekans spektrumunu kullanarak rulmanda kusurun yerini ve adetini saptamaya çalıştılar. Williams vd. [7] Rulman ömrünü incelemek için test düzeneği oluşturmuştur. Sabit ve değişken devirlerde, sağlıklı rulmanları hasar oluşana kadar test etmiş, hasarlı ve hasarsız durumları rulmanlar için titreşimlerini sinyallerini incelemiştir. Rubini ve Meneghetti [8] Rulman hatalarının teşhis etmek için Zarf Analizi ve Dalgacık Dönüşümü kullanarak titreşim analiz uygulamaları yapmıştır. Uygulama sonuçları karşılaştırarak etkilerini incelemişlerdir. Ho ve Randall [9] rulman hatalarını zarf analizi yöntemi kullanarak araştırmışlardır. Rulmanda meydana gelen boşluklardan dolayı yuvarlanma elemanlarının oluşturduğu darbelerle oluşan titreşim dalgalarını incelemişlerdir.

- **Dalgacık dönüşümü**

Dalgacık dönüşümü, arıza tespitinde kullanılan bileşik zaman-frekans bölgesi işaret analizi yöntemidir [10]. Hem zaman uzayı hem de frekans uzayı bilgilerini

içererek FFT tekniğinin, işaretin yalnızca genel karakteristiğini verip yerel karakteristiğini dışlaması dezavantajını engellemiş olur. Dalgacık paket ise dalgacık dönüşümünün daha detaylı ve esnek işaret işleme olanağı tanıyan genel bir formdur. Çünkü dalgacık paket dönüşümünde detaylar ve yaklaşımlar birbirinden ayrılmıştır. Ayrık dalgacık dönüşümünde her adım, bir önceki yaklaşım katsayılarının yüksek ve alçak geçiren filtrelerden geçirilmesi ile hesaplanırken, dalgacık dönüşümünde hem detay hem de yaklaşım katsayıları kullanılmıştır.

Lou ve Loparo [11] dalgacık dönüşümü ve sinirsel bulanık mantık kullanarak rulman hatalarının belirlenmesinde bir sistem oluşturmuşlardır ve bu sistemi de hataların belirlenmesi için kullanmışlardır. Dalgacık dönüşümünü ivme sinyallerini işlemek ve özellik vektörleri oluşturmak için kullanmıştır. Teşhisleri sınıflandırmak için sinirsel bulanık mantık sistemini kullanmışlardır. Böylece gelişmiş bir tanı yöntemi kullanarak farklı yük koşullarında farklı hata durumlarının ayırt edebilir olduğunu göstermişlerdir. Nikolaou ve Antoniadis [12] bölgesel rulman hatalarını dalgacık paket dönüşümü kullanarak tespit eden bir çalışma yapmışlardır. Bu metodu kullanarak simülasyon sonuçları ve deneysel sonuçları karşılaştırarak değerlendirmişlerdir. Ayrıca diğer metotlar ile dalgacık paket dönüşümü metodunun avantajları ve hata tespitindeki başarısını karşılaştırılmıştır. Zarei ve Poshtan [13] Rulman hatalarının tespiti için stator akım verilerini Dalgacık Paket Dönüşümü kullanarak bir çalışma yapmışlardır. Motor akımının mil titreşim verilerine bir alternatif olarak kullanılabilirdiği rapor etmiştir ve Dalgacık Paket Dönüşümünün Fourier analizine göre avantajlarını açıklamışlardır. Wan vd. [14] rotor-stator sürtünmesiyle rulman sistemindeki hataların titreşim sinyallerini dalgacık dönüşümü metodu ile incelemişlerdir. Sun ve Tang [15] rulman titreşim sinyalindeki ani değişimleri dalgacık dönüşümü yardımıyla incelemişlerdir ve bu değişimleri rulman hatalarını belirlemede kullanmışlardır. Bu yöntemle farklı rulman hata titreşim sinyalleri de incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.

- **Saklı Markov Modelleri (SMM)**

Saklı Markov Modelleri, gelişmiş matematik yapısı ve bilgisayar uygulamalarındaki uygulanabilirliği nedeniyle kullanılan geçerli bir tekniktir [16]. Son zamanlarda Saklı Markov Modelleri uygulamaları, haberleşme sistemleri, hedef izleme, makina elemanları gözlemlenmesi, hata tarama ve teşhisi, robot tekniği, yazı karakterlerini tanıma gibi diğer mühendislik alanlarına da yayılmaktadır. Saklı Markov Modelleri, Markov zincirlerinin genişletilmiş halidir. Markov zinciri, birbirleri ile arasında geçiş bağlantısı bulunan durumlar için tanımlanmış ayrık değerli değişkenlerin rasgele işlenmesini içerir. Farklı zamanlarda sistem bu durumlardan birisinde bulunur. Durumlar arasında geçiş bağıntısı ve her durumun kendi gözleme çıkışı vardır. Durum geçiş olasılıkları geçmiş durumlara değil sadece o andaki duruma bağlıdır. Markov zincirlerinin tersine SMM çift stokastiktir (seçkisiz), yani sadece bir durumdan diğer bir duruma geçiş stokastik değil aynı zamanda, her durumda üretilen çıkış sembolleri de stokastik bir işlemdir. Böylece model ancak başka bir stokastik işlem sayesinde gözlemlenebilir. Diğer bir ifade ile durumların gerçek sıralaması doğrudan gözlemlenemez, yani gözlemciden saklıdır. Bu yüzden bu modeller saklı Markov modelleri olarak adlandırılmıştır.

Ocak vd. [16] Rulman hatalarının izlenmesi için dalgacık paket dönüşümü ve saklı Markov modelleri tabanlı yeni bir metot geliştirilmiştir. Bu metotta, titreşim işaretleri dalgacık paket dönüşümü ile ayrıştırılmış ve ayrışımın düğüm enerjileri öznitelik olarak kullanılmıştır. Sağlam bir rulmandan elde edilen öznitelikler kullanılarak normal çalışma durumunu temsil eden saklı bir Markov modeli eğitilmiştir. Eğitilen bu modelin üretmiş olduğu olasılık değerleri rulmanın hata durumunu izlemek için kullanılmıştır. Ocak ve Loparo [17] Rulman hataların belirlenmesinde normal ve hatalı rulman titreşimlerini incelemiş ve Saklı Markov Modelleri kullanarak rulman hata tespiti ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Normal durum için önceden eğitilmiş Saklı Markov Modelleri yardımıyla ihtimalleri izleyerek hataları online tespiti için kullanmıştır. Bu yöntemin rulman hata teşhisinde yüksek oranda başarılı olduğunu göstermiş ve test etmiştir. Purushotham vd. [18] rulman hatalarının belirlenmesi için dalgacık dönüşümü yöntemini kullanmış ve bu yöntem ile çoklu rulman hasarlarının tespitinin mümkün olduğunu göstermiştir. Ayrıca



bu çalışmada Saklı Markov Modelleri kullanarak rulman hataları izlemiştir. Bu yaklaşımla deneysel sonuçlarla yüksek bir başarı oranı ile rulman hata tespiti yapılabileceğini göstermektedir.

- **Yapay sinir ağı**

Yapay sinir ağları, biyolojik sinir sisteminin simülasyonu olarak ortaya çıkmıştır. Bir bilgisayarın çalışma şekli beynin çalışmasına benzetilerek yapay sinir ağları modeli geliştirilmiştir [19]. Yapay sinir ağları algoritmalarında öğrenme, daha önce edinilen tecrübelerle bağlıdır. Bir sistemin özelliklerinin çıkarıldıktan sonra sistemin çözümüne dayalı bir algoritma olmasa veya karmaşık bir çözüm algoritması olsa dahi, yapay sinir ağları bu sisteme uygulanabilir. Yapay sinir ağları nöronlardan oluşmaktadır. Bu nöronlar gerçek sinir sistemindeki gibi bir birlerine çok karmaşık bir şekilde dahi bağlanabilmektedirler. Her bir nöronun farklı ağırlıkta girişleri ve bir tane çıkışı bulunmaktadır. Ağırlıklandırılmış girişler her nöronun biasıyla beraber toplamları, aktivasyon fonksiyonundan geçirilir ve bunun sonucunda o nörona bağlı çıkış elde edilir. Çıkış elde edildikten sonra eğer sistem çok katmanlıysa, bir nöronun çıkışı diğer bir nöronun girişi olabilir. Bu şekilde çok katmanlı bir yapay sinir ağı modeli oluşturulur.

Bayram vd. [19] rulmanlarda meydana gelen hataların boyutunu, yapay sinir ağları modelini kullanarak teşhis etmiştir. Elde edilen titreşim verilerinin gerçek zamanda özellikleri çıkarılarak belirli ağırlıklarla çarpılmış, oluşturulan yapay sinir ağı modeline giriş olarak verilmiştir. Farklı hata boyutlarına sahip rulmanların gerçek zamanda istatistikî özellikleri de farklı olduğu görülmüştür. Li vd. [20] motor rulmanlarındaki hatalarının tespiti için yapay sinir ağı tabanlı bir simülasyon oluşturmuş. Elde edilen gerçek ölçümler ile simülasyon sonuçlarını karşılaştırmış ve yapay sinir ağlarının hata tespitindeki önemini vurgulamıştır.

- **Akustik emisyon**

Akustik emisyon analizi rulman arızaları hakkında bilgi almaya yarayan bir yaklaşımdır. Rulman malzemesindeki ani değişimin neden olduğu yüksek gerilme

dalgaları akustik emisyonun oluşmasına sebep olur [3]. Hasarlı rulmandaki gerilme belli bir seviyeye ulaştığında akustik emisyona sebep olan elastik dalgaların oluşması ile sonuçlanan hızlı bir enerji boşalması olur. Oluşan bu emisyon uygun algılayıcılar yardımı ile ölçülür. Akustik emisyon metodu ile yüzeyin altında oluşan çatlaklar algılanabilirken titreşim metodunda ise çatlak yüzeye ulaştığında algılanabilmektedir. Bu akustik emisyonun titreşim izlemeye olan üstünlüğüdür.

Tandon ve Choudhury [21] rulman hatalarının belirlenmesi için titreşim ve akustik ölçüm yöntemleriyle ilgili çalışmalar yapmıştır. Gürültü ve titreşim ölçümleri yaparak rulman hatalarını incelemiştir. Al-Ghamd ve Mba [22] rulman hatalarının belirlenmesi için akustik emisyon ve titreşim analizi yöntemlerini kullanımını ile ilgili çalışma yapmıştır ve sonuçları deneysel olarak karşılaştırmıştır.

Bu çalışmada dengesiz yük altında silindirik masuralı rulman titreşim için nümerik bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan model dış bilezik ve iç bilezik yuvarlanma yollarındaki hatalar Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yöntemi kullanarak titreşim analizi uygulaması yapılmıştır. Dengesiz etkisi göz önüne alınarak silindirik masuralı rulman için deney düzeneği oluşturulmuştur. Silindirik masuralı rulmanın dış bilezik yuvarlanma yolu üzerine yapay olarak hata oluşturulup Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yöntemi kullanarak sağlıklı ve hatalı rulman titreşimlerinde dengesizlik etkisi araştırılmıştır. Nümerik ve deneysel olarak yapılan çalışmaların birbiriyle örtüştüğü gözlenmiştir.

## **1.6. Tezin Amacı**

Bu çalışmada dengesiz yük altında çalışan silindirik masuralı rulmanın titreşim izleme yöntemi kullanılarak arıza teşhisi incelenmektedir. Teorik bir rulman titreşim modeli oluşturulup, bu modele göre sağlam ve kusurlu durumdaki rulmanların titreşim karakteristikleri elde edilmiştir. Deneysel veriler silindirik masuralı rulmanın dış bileziği üzerinde yapay bir bölgesel kusur oluşturularak elde edilmiştir ve meydana gelen titreşimler kaydedilmiştir. Elde edilen titreşimler kısa zamanlı

Fourier dönüşümü yardımıyla incelenerek, dengesizlik ve hata belirtileri tespit edilmektedir. Yapılan tezin amacı aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Titreşim esaslı yöntemler kullanılarak yapılan rulman arıza çalışmaları hakkında literatür çalışmalarının özetlenmesi.
- Kestirimci bakım hakkında bilgi sunulması.
- Sağlıklı rulmanın matematiksel modelinin oluşturulması ve titreşim parametrelerinin belirlenmesi.
- Dış bileziği ve iç bileziği hasarlı rulmanın titreşim modelinin oluşturulması.
- Dış bileziği hasarlı rulman için deney düzeneği ve veri toplama sisteminin detaylandırılması.
- Bu alanda yapılacak çalışmalar için zemin oluşturarak katkı sağlanması.

### **1.7. Tezin Organizasyonu**

Bu tezde hedeflenen sonuçlara ulaşmak için kullanılan yaklaşımlar ve yapılan çalışmalar aşağıdaki gibidir:

Bölüm 1: Rulman hata analizi ile ilgili daha önce yapılan araştırmalar incelenmiştir ve titreşim analizi hakkında bilgi içermektedir.

Bölüm 2: Rulman yapısı ve dengesizlik hakkında bilgi içermektedir.

Bölüm 3: Titreşim analizinin rulman arızaların belirlenmesine temel oluşturacak teorik bilgilerle beraber, deneysel aşamada kullanılan titreşim modelleri ve sinyal işleme yöntemleri hakkında bilgi içermektedir. Verilen nümerik uygulamalar yardımıyla dikkate alınan yöntemlerin uygunluğu ve uygulanabilirliği açıklanmaktadır.

Bölüm 4: Dengesiz yüke maruz bir silindirik masuralı rulman arızasının titreşim analizi yardımıyla deneysel olarak belirlenmesini içermektedir.

Bölüm 5: Sunulan çalışmaya ait genel ve özel sonuçları içermektedir. Ayrıca daha sonraki çalışmalar için öneriler verilmektedir.

## BÖLÜM 2

### RULMAN YAPISI VE DENGESİZLİK

*Bu bölümde yaygın olarak kullanılan rulmanların tanıtımı ve dengesizlik ile ilgili temel bilgiler kısaca aktarılmıştır. Dengesizliği oluşturan terimler anlatılmıştır.*

#### 2.1. Rulmanlar

Rulman, Mekanik ve elektrikli aletlerde, kayma sürtünmesi yerine bir yuvarlanma sürtünmesi sağlayarak enerji kayıplarını azaltmak için yataklar ile muylular arasına yerleştirilen makina parçasıdır [23]. Rulmanlar hareket yolları ile entegreli iki bilezikten meydana gelir. Yuvarlanma elemanları bilezikler arasına yerleştirilirler ve hareket yolları üzerinde yuvarlanma hareketi yaparlar. Yuvarlanma elemanları bilyalar, silindirik masuralar, iğne masuralar, konik masuralar veya fiçı masuralar olabilir. Yuvarlanma elemanları genel olarak, elemanları birbirlerinden üniform bir mesafede tutan ve birbirleriyle temas etmelerini önleyen bir kafes yardımıyla yönlendirilirler [24]. Rulmanın kısımları Şekil 2.1. de gösterilmektedir.

#### 2.2. Rulmanların yapısı

Rulmanlar genellikle şu ana kısımlardan oluşur:

- 1) İç bilezik
- 2) Yuvarlanma elemanı
- 3) Kafes
- 4) Dış bilezik
- 5) Koruyucu kapak



Şekil 2.1. Rulmanın kısımları

### 2.2.1. İç Bilezik

İç bilezik genellikle çelik malzemeden yapılır, sertleştirilir ve taşlanır. Bileziğin mil ile beraber dönebilmesi için mile sıkıca geçirilir ve çalışma sırasında mil ile birlikte hareket eder.

### 2.2.2. Yuvarlanma Elemanı

Sürtünme direncini azaltmak amacıyla kullanılan iç bilezik ile dış bilezik arasındaki parçalardır. Rulmanın yuvarlanma elemanları, mil dönerken kendi eksenlerinde dönerler ve iç bileziğin çevresinde yuvarlanma hareketi yapar. Rulmanlar çeşitli biçimdedir ve yatağın adlandırılması, bunların biçimine göre olur [25].

### 2.2.3. Kafes

Kafes, rulmanlara kılavuzluk yaptığı için kılavuz bileziği de denir. Eğer kafes kullanılmazsa yuvarlanma elemanları birbirine temas eder ve böylece kısa sürede aşınma söz konusu olur. Kafes, yuvarlanma elemanlarını eşit mesafede tutarak

birbirini aşındırmasını önler. Aynı zamanda yuvarlanma elemanlarının eşit biçimde yüklenmesini sağlar. Bu nedenlerden dolayı kafes önemli görevler yüklenmiştir. Kafes, sürekli rulmanlarla sürtüneceğinden aşınmanın rulman yerine kafeste olması için yumuşak malzemedendir yapılır.

#### **2.2.4. Dış Bilezik**

Dış bilezik genellikle çelik malzemedendir yapılır, sertleştirilerek taşlanır. Dış bilezik yatak kutusuna ya da makine gövdesine sıkıca geçirilir ve çalışma sırasında genellikle sabit kalır.

#### **2.2.5. Koruyucu kapak**

Yatak içersine dışarıdan toz, kir gibi yabancı maddelerin girmesini önler ve yuvarlanma elemanlarını yabancı maddelere karşı korur.

### **2.3. Dengesizlik**

Dengesizlik, bir rotordaki merkezkaç kuvvetlerinin yataklar üzerinde titreşim kuvvetleri veya hareketi oluşturduğunda ortaya çıkan durum olarak tarif edilmektedir. Diğer bir tanımla, bir rotorun kütle dağılımındaki düzensizlik nedeniyle kütle merkezinin rotorun dönme ekseninden uzaklaşması olarak tarif edilebilir. Dönen makinalardaki dengesizlik yüksek hızlı makinaların gelişmesiyle birlikte her geçen gün artan bir öneme sahip olmaktadır. Makinaların dönen elemanlarındaki dengesizlik en önemli titreşim kaynaklarından biridir [26]. Dengesizlik sonucu ortaya çıkan titreşimler yataklarda aşınmaya ve makina elemanlarında yorulma ile kırılmaya neden olduğu gibi titreşimlerin makinanın diğer elemanlarını etkilemesi durumunda makina performansının düşmesine ve güç kaybına neden olabilmektedir. Ayrıca yüksek seviyedeki gürültülerde dengesizlik sonucu ortaya çıkmaktadır.

Frekans spektrumunda dönen bir makine elemanının dönme hızıyla ilgili frekansta titreşim seviyesinin yüksek olması o elemanda dengesizlik olduğunu göstermektedir. Çünkü dengesizliğe neden olan “fazla kütle” rotorun her bir turunda etki etmektedir. Titreşimin kaynağını belirlemek için frekans analizi yapmak önemlidir.

Üç tip dengesizlik durumu ortaya çıkmaktadır:

- Statik dengesizlik
- Moment dengesizliği
- Dinamik dengesizlik.

### 2.3.1. Statik Dengesizlik

En basit dengesizlik türüdür. Dönme eksenine göre simetrik ve üniform yapıda olan ince disklerde meydana gelen dengesizliktir [26]. Diske dönme ekseninden uzaklıktaki bir yere küçük bir kütle eklenirse diskin kütle merkezi dönme merkezinden uzaklaşır ve bu diskte dengesizlik meydana gelir. Bu tür dengesizliğe statik dengesizlik denir.

Dengesiz kütlelerin meydana getireceği merkezkaç kuvveti  $F_m$  aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$F_m = mr\omega^2 \quad (2.1)$$

Burada  $m$  diskin üzerine yerleştirilen küçük bir kütle,  $r$  dönme ekseninden olan uzaklık ve  $\omega$  açısal hız, olarak ifade edilmektedir. Kütle merkezinin dönme ekseninden olan kaçıklığı  $e$  aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$e = \frac{mr}{M} \quad (2.2)$$



Burada  $M$  diskin kütlesi olarak ifade edilmektedir. Kütle merkezi, dönme ekseninden kaçık olan diskin oluşturacağı  $F$  kuvveti aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$F = Me\omega^2 \quad (2.3)$$

Dengesizlik, spektrum grafiğinde mil dönme hızında (1x) bir tepe oluşturur [3]. Dalga formu dengesizlik nedeniyle dönme hızında modüle olur.

### 2.3.2. Moment Dengesizliği

Bir silindirin kütle merkezinden eşit uzaklığa ancak aralarında  $180^\circ$  olacak şekilde rotorda iki eşit kütle bulunmasıyla oluşan dengesizliktir. Rotor statik olarak dengededir yani eksen kaçıklığı yoktur. Ancak rotor döndüğü zaman bu iki kütle atalet ekseninin dönme ekseninden kaymasına neden olacaktır. Bu da rotorda kuvvetli titreşimlerin oluşmasına neden olur. Bu dengesizlik rotor dönerken yapılacak titreşim ölçüleriyle tespit edilebilir.

### 2.3.3. Dinamik Dengesizlik

Statik ve moment dengesizliğin birleşiminden oluşan dengesizlik dinamik dengesizliktir. Rotorlarda karşılaşılan dengesizlik çoğunlukla bu türdür. Dinamik dengesizlik de iki düzlemde ve rotor dönerken yapılacak titreşim ölçüleriyle tespit edilir.

## BÖLÜM 3

### RULMAN ARIZALARININ BELİRLENMESİNDE TİTREŞİM UYGULAMASININ ESASLARI

*Bu bölümde titreşim analizinin rulman arızaların belirlenmesine temel oluşturacak teorik bilgilerle beraber, deneysel aşamada kullanılacak titreşim modelleri ve sinyal işleme yöntemleri hakkında bilgiler verilmektedir. Verilen nümerik uygulamalar yardımıyla dikkate alınan yöntemlerin uygunluğu ve uygulanabilirliği açıklanmaktadır.*

#### 3.1. Zaman Tanım Bölgesi Analizi

Zaman bölgesi incelemelerinde titreşimin tepe değeri, enerjisi, etki süresi, istatistiksel özellikleri, millerde dönü yörüngeleri (shaft orbit) ve modülasyonlar gibi özelliklerini tespit edilmesinde titreşimin zamana göre değişimi dikkate alınmaktadır. Bu parametrelerden, istatistiksel özelliklerin kullanımı hata tespit çalışmalarında önemli bir yer tutmaktadır.

##### 3.1.1. Titreşim Sinyalinin İstatistiksel Özellikleri

Durum izleme çalışmalarında yüksek genlikli bir titreşim önemli bir gösterge olmasına rağmen, titreşim seviyesinin zamana göre değişim miktarları daha büyük önem taşımaktadır [2]. Bazı sistemler çalışmaları sırasında normal olarak yüksek seviyeli titreşimler sergileyebilirler. Böyle sistemlerde zamanla gelişen bir hata meydana geldiğinde, oluşan titreşim seviyesi zamanla artacaktır fakat titreşim seviyesinde meydana gelen bu artımların boyutu küçük olabilir. Eğer hata belirtisinin gelişim hızı az ise titreşim biçimine bakarak hata belirtilerini net olarak tespit etmek zor olabilir.

Bir sistemin çalışmasını karakterize eden yer değiştirme, ivme, gerilme, basınç, v.s. gibi özellikleri zamana göre tahmin edilebiliyorsa, böyle sistemlere kararlı

sistemler denir. Bununla beraber çoğu gerçek sistemlerin davranışlarını zamana göre tahmin etmek zordur. Rastgele veya kararsız olarak isimlendirilen bu tür sistemlerin davranışlarını zamana göre kesin olarak tahmin etmek zordur. Fakat bu davranışlar istatistiksel özelliklerin kullanılmasıyla tahmin edilebilir ve bu istatistiksel özellikler hatanın gelişimini belirtmede etkin bir biçimde kullanılabilir. Titreşim esaslı durum izleme çalışmalarında sıklıkla kullanılan istatistiksel parametreler aşağıda verilmiştir.

Root mean square *rms* değeri titreşim sinyalinin güç içeriğini göstermek için kullanılan önemli bir göstergedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$rms = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} x^2(t) dt} \quad (3.1)$$

Crest faktörü ve Kurtosis  $F_c$  parametreleri titreşim sinyalinin lokal keskinliğini ifade etmek amacıyla kullanılırlar ve aşağıdakiler gibi tanımlanmaktadır.

$$F_c = \frac{P_p}{rms} \quad (3.2)$$

$$F_c = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \bar{x}]^4 dt}{rms^4} \quad (3.3)$$

Burada  $P_p$  sinyalin maksimum ve minimum noktaları arasındaki farkı ifade eden tepeden tepeye değeridir ve  $\bar{x}$  ise sinyalin ortalama değerini ifade eder. Sinyalin  $P_p$  ve  $x$  parametrelerinin matematiksel ifadeleri aşağıda verilmektedir.

$$P_p = \max(x) - \min(x) \quad (3.4)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (3.5)$$

### 3.2. Frekans Bölgesi Analizi

Frekans bölgesi analizlerinde titreşimin genliği frekansa göre ifade edilmektedir ve bu amaç için Fourier dönüşümü kullanılır. Bir sistemin titreşim cevabı bu sistemi oluşturan parçalar, montaj ve çalışma hızı gibi faktörler tarafından belirlenir. Bu sebeplerden dolayı bir makinanın titreşim cevabı tamamen o makinaya özgüdür ve çalışma kuvvetleri sabit kalmak şartıyla ölçülen titreşim seviyesi de sabit kalır. Dolayısıyla oluşan titreşim spektrumu genellikle o makinanın imzası olarak isimlendirilir. Eğer sistem bir şekilde arızalanmaya başlarsa titreşim düzeyi ve sonuç olarak frekans spektrumu değişir [2]. Hasarlı durumdaki sistemin frekans spektrumuyla aynı sistemin imzası kıyaslanarak hasarın veya kötüleşmenin varlığı tespit edilebilir. Frekans bölgesi analizi hata tespiti için önemli bir temel teşkil etmesinin yanında, titreşim sinyalinde olabilecek modülasyonlar ve harmonik içeriğin belirlenmesi gibi önemli sinyal özelliklerinin anlaşılmasında çok önemli bir yer tutar.

### 3.3. Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü (STFT)

Kararlı sistemler, bir sistemin çalışmasını karakterize eden yer değiştirme, ivme, gerilme, basınç, v.s. gibi özellikleri zamana göre tahmin edilebilen sistemlerdir. Kararlı sistemlerin frekans içerikleri aşağıda verilen Fourier dönüşümü kullanılarak incelenebilir.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.6)$$

Burada  $x(t)$  zaman sinyali ve  $f$  frekans değişkenidir. Spektral analiz sinyalin frekans içeriğini göstermekle beraber, bu frekans bileşenlerinin hangi zamanlarda oluştuğuna dair hiç bir bilgi içermez. Kararlı sinyallerin frekans bileşenleri zamana göre değişim sergilemezler dolayısıyla bu tip sinyallerin frekans içeriklerinin incelenmesinde Fourier dönüşümü yanıltıcı sonuçlar vermez. Sinyallerin frekans içerikleri zamana göre değişim gösterdiği durumlarda (makinanın açma ve

kapanması veya lokal bir diş hatası olan dişli çark titreşimi gibi) Fourier dönüşümü tek başına sinyal davranışlarını ifade etmede yetersiz kalır. Böyle durumlarda zaman ve frekans bilgilerinin aynı anda sergileyen Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü (STFT) veya Gabor dönüşümü, Sürekli Dagacık Dönüşümü (CWT), Wigner-Ville dönüşümü (WV) ve Anlık Güç Spektrumu (IPS) gibi bileşik zaman-frekans dönüşümleri kullanılabilir [27]. Bu dönüşümlerden WV ve IPS dönüşümleri lineer olmayan dönüşümlerdir. Çok bileşenli bir sinyalin bu metotlarla analizi sonucunda mevcut sinyal bileşenlerinin yanında parazit sinyal bileşenleri de oluşur ve parazit sinyallerinin mevcudiyeti sinyalin yorumlanmasını güçleştirir. Bunun aksine STFT ve CWT dönüşümleri işlenen sinyali lineer olarak ayırđırdıđından parazit bileşenlerin oluşması söz konusu değildir  $x(t)$  sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümü (STFT) aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$STFT(t, f) = \frac{1}{T} \int_{t-T/2}^{t+T/2} x(\tau) w(\tau - t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (3.7)$$

Bu denklemde  $w(\tau)$ ,  $|\tau| > T/2$  değerleri için koşulunu sağlayan pencere fonksiyonu,  $t$  pencere pozisyonu,  $\tau$  zaman değişkeni ve  $T$  de pencere genişliğini temsil etmektedir.

Yukarıdaki denklemde ifade edilen kısa zamanlı Fourier dönüşümünün uygulamasında aşağıdaki adımlar takip edilir:

- Sonlu bir pencere fonksiyonu seçilir
- Pencere fonksiyonu ilk önce sinyal başlangıcında konumlandırılarak pencerelenir.
- Pencerelenmiş sinyalin Fourier dönüşümü alınır.
- Pencerenin konumu uygun bir biçimde değiştirilerek 2. ve 3. adımlar pencere konumu sinyalin sonuna gelinceye kadar tekrarlanır.

Pencere kullanımı ve seçimi sonuç kesinliği için oldukça önemlidir. Pencere kullanımı sinyalin sadece lokal olarak gözlemlenmesine olanak sağlamasının

yanında, sinyalin zaman bölgesinde pencerenmesi sonucu başlangıç ve son noktalarında meydana gelen süreksizliklerin frekans bölgesinde sebep olduğu spektral sızıntıların önlenmesi içinde kullanılması gereklidir [27]. Sinyal işleme uygulamalarında dikdörtgen, Gaussian, Hamming, Hanning, Blackman-Harris, Kaiser gibi çok çeşitli pencereler kullanılmakla beraber, Hanning penceresi en iyi genel maksat penceresi olarak bilinir.

Kısa zamanlı Fourier dönüşümü sonunda elde edilen zaman ve frekans çözünürlüğü analizde kullanılan pencere fonksiyonun boyutu ve şekline bağlıdır. Kısa zaman pencerelerinin kullanımı zaman çözünürlüğünü arttırmakla beraber frekans çözünürlüğünü kötüleştirir. Buna karşılık iyi bir frekans çözünürlüğü elde etmek için büyük pencerelerin kullanılması zorunludur. STFT analizi esnasında pencere boyu sabit kaldığından sabit bir zaman-frekans çözünürlüğü elde edilir [28].

Uygulanan pencerede,  $2\Delta_{wt}$  uzunluğunun analiz sinyali  $t$  zamanında yer alır ve yerel bilgi değerlendirilen bir zaman aralığı sahiptir.

$$(t - \Delta_{wt}, t + \Delta_{wt}) \quad (3.8)$$

Pencere boyutu aşağıdaki denklemdeki gibi ifade edilebilir:

$$(f - \Delta_{wf}, f + \Delta_{wf}) \quad (3.9)$$

Burada  $f$  pencerenin merkezindeki frekansı ifade etmektedir ve  $\Delta_{wf}$  spektral pencerenin yarıçapıdır.  $t$  zamanında  $x(t)$  sinyalinin dönüşümüyle elde edilen bilgiler zaman-frekans penceresinde sınırlandırılır.

$$(t - \Delta_{wt}, t + \Delta_{wt}) \times (f - \Delta_{wf}, f + \Delta_{wf}) \quad (3.10)$$

Bu denklem (2.17) STFT 'nin zaman ve frekans çözünürlükleri, kullanılan zaman penceresinin uzunluğuna ve tipine bağlıdır [2]. Yüksek zaman çözünürlüğünde, kısa bir zaman penceresinin kullanılması gerekir ama yüksek zaman çözünürlüğü, yüksek

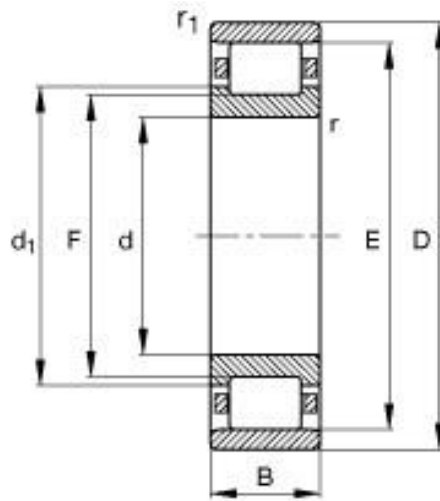
frekans çözünürlüğünde ve tam tersinin de sağlanır. Sonuç olarak zaman ve frekans çözünürlükleri arasında bir ilişki mevcuttur. Zaman penceresinin uzunluğu STFT analizinde sabit kalır ve STFT dönüşümü sabit bir zaman-frekans çözünürlüğü üretir.

### 3.4. Nümerik Uygulama

Bu bölümde rulman hatalarının belirlenmesinde titreşim analizinin etkin biçimde kullanılmasına yönelik nümerik örnekler verilmektedir. Öncelikle nümerik uygulama için dış bileziği ve iç bileziği hatalı rulman titreşimleri simule edilmiştir. Sonra bu simülasyonlar kullanılarak zarf analizi ve kısa zamanlı Fourier dönüşümü için nümerik uygulamalar yapılmıştır.

#### 3.4.1. Rulman Karakteristik Frekansları

Nümerik uygulama olarak iç bileziği ve dış bileziği hatalı rulman simülasyonu oluşturulmuştur. Bu uygulama için N205-E-TVP2 kodlu FAG markalı silindirik masuralı rulmanın ölçü ve parametre değerleri kullanılmıştır. Rulmanın temel ölçüleri Şekil 3.1. de parametre değerleri ise Tablo 3.1. de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Silindirik masuralı rulman [29].

Tablo 3.1. Silindirik masuralı rulmanın parametreleri

Tanım	Parametre	Değer	Birim
Rulman iç çapı	d	25	mm
Rulman dış çapı	D	52	mm
Yuvarlanma elemanı sayısı	n	13	adet
Yuvarlanma elemanı yarıçapı	BD	7.5	mm
Devir sayısı	$n_r$	1000	Devir/dk
Mil dönü hızı	$f_r$	16.67	Hz
Yuvarlanma elemanı temas açısı	$\beta$	0	Derece

Rulmanların çalışması sırasında meydana gelen 4 adet karakteristik frekansı mevcuttur. Bunlar yuvarlanma elemanının dış bilezik ve iç bilezik üzerinden geçiş hızları, yuvarlanma elemanının dönü hızı ve kafes geçiş hızıdır. Bu frekanslar Rulmanda oluşan hatayı tanımlamada önemli bir yer tutarlar.

Yuvarlanma elemanının dış bilezik üzerinden geçiş hızı/frekansı (*BPFO*) aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır [30].

$$BPFO = \frac{n}{2} f_r \left( 1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right) \quad (3.11)$$

Burada *PD* yuvarlanma yolu ortalama çapını, *n* yuvarlanma elemanı sayısını, *BD* yuvarlanma elemanı çapını,  $f_r$  iç bilezik dönü hızı ve  $\beta$  temas açısını ifade eder.

Yuvarlanma elemanının iç bilezik üzerinden geçiş hızı (*BPFI*), yuvarlanma elemanlarının iç bilezik üzerinde bağıl dönme hareketleri neticesinde oluşturduğu titreşim frekanslarıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:



$$BPF_I = \frac{n}{2} f_r \left( 1 + \frac{BD}{PD} \cos \beta \right) \quad (3.12)$$

Yuvarlanma elemanı dönme frekansı ( $BPF$ ); yuvarlanma elemanları kendi etrafında dönerken oluşturduğu temel karakteristik frekanstır. Yuvarlanma elemanı dönme frekansı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$BPF = f_r \frac{PD}{BD} \left( 1 - \left( \frac{BD}{PD} \cos \beta \right)^2 \right) \quad (3.13)$$

Kafes frekansı ( $f_{kafes}$ ); rulmanın çalışması sırasında kafes dönü hızını ifade eder. Kafes hızı, bileziklerin dönü hızlarına bağlıdır ve eğer iç veya dış bileziklerin birisi sabitse, genellikle mil hızının yarısına yakın bir hızla döner [30]. Kafes frekansı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$f_{kafes} = \frac{1}{2} f_r \left( 1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right) \quad (3.14)$$

Yukarıda verilen formüllerini kullanarak nümerik uygulama için 1000 devir/dk devir sayısında frekanslar hesaplanmıştır. Kullanılan rulman tipi sadece radyal yük taşımaktadır. Bu nedenle temas açısı  $\beta = 0^\circ$  olarak kabul edilmiştir. Dış bilezik yuvarlanma elemanı geçiş frekansı  $BPFO = 87.52$  Hz, İç bilezik yuvarlanma elemanı geçiş frekansı  $BPFI = 129.2$  Hz, Yuvarlanma elemanı dönme frekansı  $BPF = 83.48$  Hz ve Kafes frekansı  $f_{kafes} = 6.73$  Hz olarak hesaplanmıştır.

### 3.4.2. Hatalı rulman titreşimlerinin dengesizlik etkisi altında modellenmesi

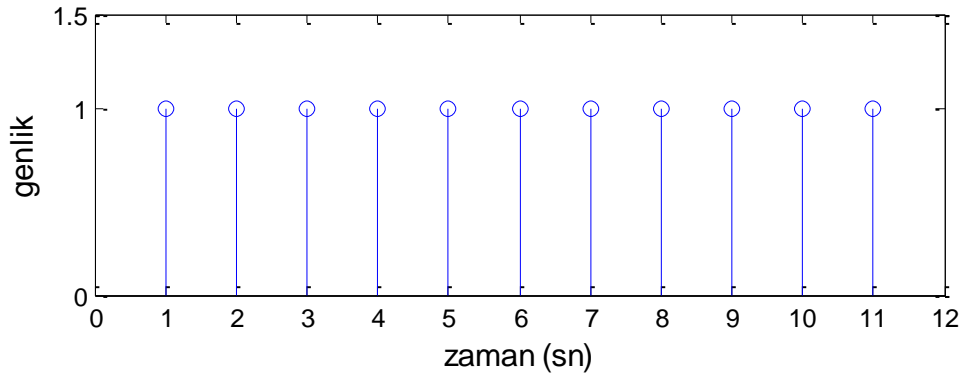
#### 3.4.2.1. Rulman dış bilezik hatasının modellenmesi

Rulman çalışma prensibi gereği dış bilezik hareketsiz durumdayken iç bilezik mile sabitlenerek mil ile beraber hareket halindedir. Bu nedenle dış bilezikte oluşan hata hareketsiz durumdadır. Çalışma durumunda rulman yuvarlanma elemanı dış

bilezik yuvarlanma yüzeyindeki bir hata üzerinden geçerken impuls (darbe) oluşur. Hatanın dış bilezikte hareketsiz konumda olması nedeniyle oluşan impulsun genliği sabittir ve kendisini milin dönme frekansına bağlı olarak periyodik olarak tekrar eder. Rulman  $\delta$  fonksiyonunun impuls cevabı denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\delta(t) = \begin{cases} 1 & t = kT_0 \text{ (} k = 0,1,2,3, \dots \text{)} \\ 0 & \text{diğer durumda} \end{cases} \quad (3.15)$$

Burada  $T_0$  impulsun tekraralama periyodunu,  $k$  impuls sayısını ifade eder [31]. Bu ilişki Şekil 3.2. deki grafikte gösterilmiştir.

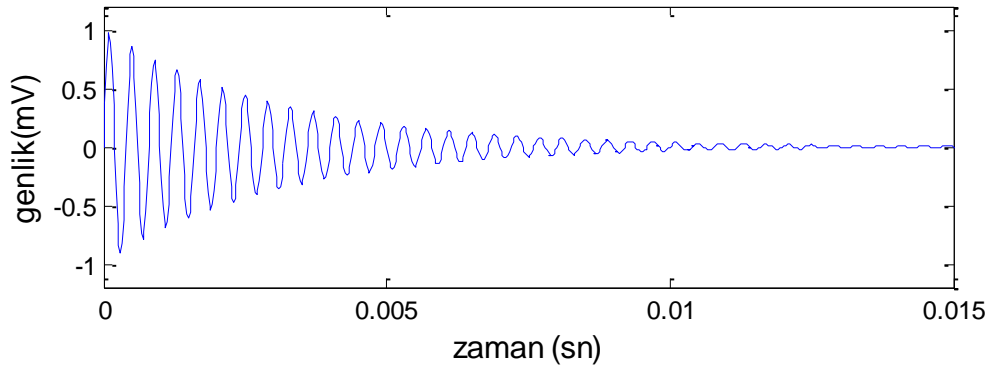


Şekil 3.2. Rulman yuvarlanma elemanının dış bilezik üzerindeki hata üzerinden geçerken oluşturduğu impuls serisi.

Rulmanda local hatadan dolayı oluşan impulslar sistem rezonansına neden olur ve sistem rezonansı hata tespiti için önemli bir veridir.  $b(t)$  birim hata impulsu hata denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$b(t) = \cos(2\pi f_n t) e^{-\xi t} \quad (3.16)$$

Burada  $\xi$  sistemdeki sönüm oranını,  $f_n$  sistem rezonans frekansını ifade eder [31]. Birim hata impulsu Şekil 3.3. teki grafikte gösterilmiştir. Salınım oranının büyüklüğünü  $\xi$  belirler. Büyük bir  $\xi$  değerinde, salınım daha hızlı sönümlenir ve daha hızlı sifıra yaklaşır.

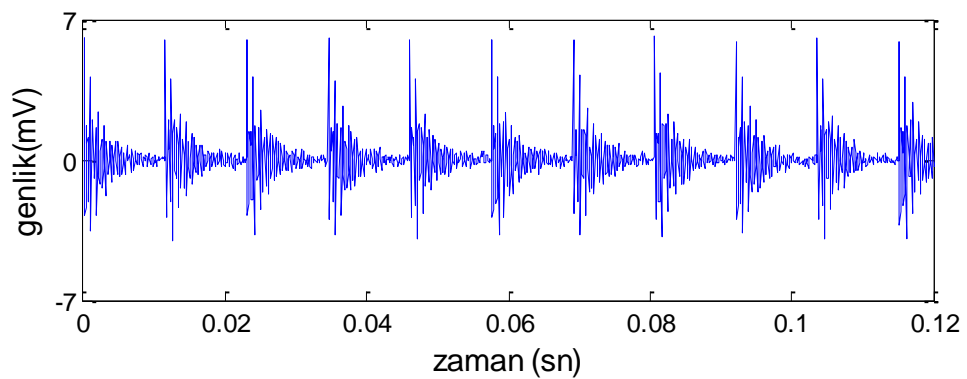


Şekil 3.3. Birim hata impulsu genlik-zaman grafiği

Dış bilezik hatasına sahip rulmanın titreşim ifadesi, impuls serisi ile birim hata impulsunun konvolusyonudur ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$x(t) = (A(t)\delta(t))b(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} (A(t)\delta(t))b(t - \tau)d\tau \quad (3.17)$$

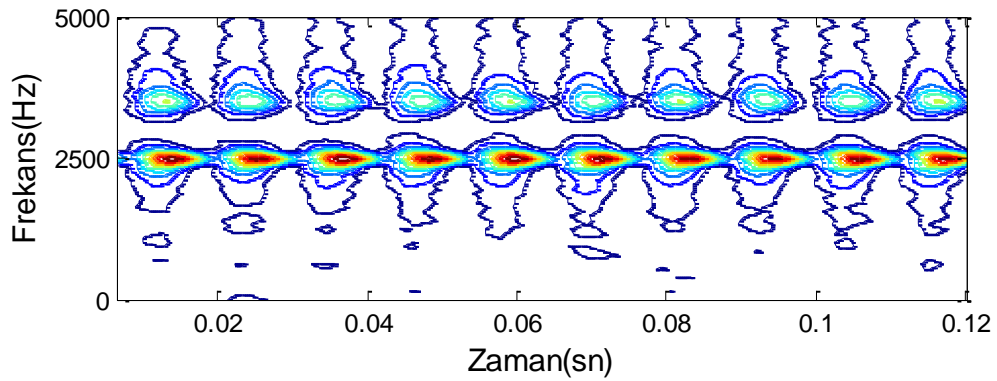
Denklem (3.17) ile ifade edilen titreşim biçimi Şekil 3.4. te gösterilmektedir. Bu sentetik sinyal türetilirken sistemin 2.5kHz ve 3.5kHz te doğal frekansları olduğu kabul edilmiştir.



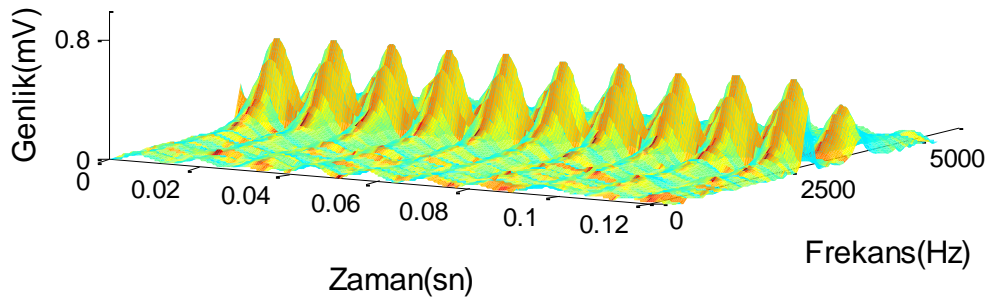
Şekil 3.4. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyali genlik-zaman grafiği

Simulasyon sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümü Şekil 3.5. te ve Şekil 3.6. da gösterilmektedir STFT analizi için pencere genişliği 128 olarak seçilen Hanning penceresi kullanılmıştır ve ardışık pencere konumları %96 bindirme yapılarak

belirlenmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, STFT titreşim içeriğini modlarına ayırmaktadır ve titreşim içeriği 2.5kHz ve 3.5kHz olan iki bileşenden oluşmaktadır. İki boyutlu gösterimden gözlemlendiği üzere, titreşim enerjisi kendini belirli periyotta tekrar eden ve bütün frekanslarda etkili olan bileşenleri içermektedir ve bunlar hatadan dolayı meydana gelen impuls bileşenlerinin yansımasıdır.



Şekil 3.5. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yöntemi uygulanmış gösterimi frekans-zaman grafiği



Şekil 3.6. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yöntemi uygulanmış üç boyutlu gösterimi

Dengesizlik etkisi göz önüne alındığında uygulanan yük; sabit ve değişken yük olmak üzere iki bileşene ayrılabilir. Bu çalışmada sistemin ağırlık kuvvetleri ihmal edilmiştir ve rulmana tesir eden kuvvet  $A(t)$ , aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

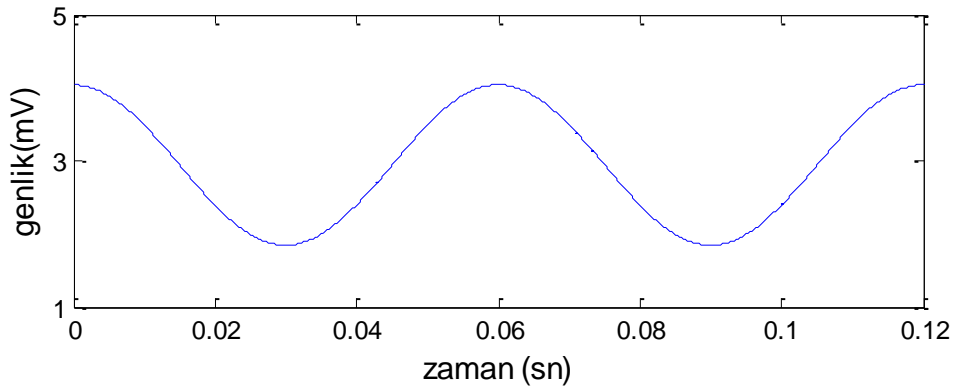
$$A(t) = S + D(t) \quad (3.18)$$

$$A(t) = S + mew^2 \cos(2\pi f_r t + \theta) \quad (3.19)$$

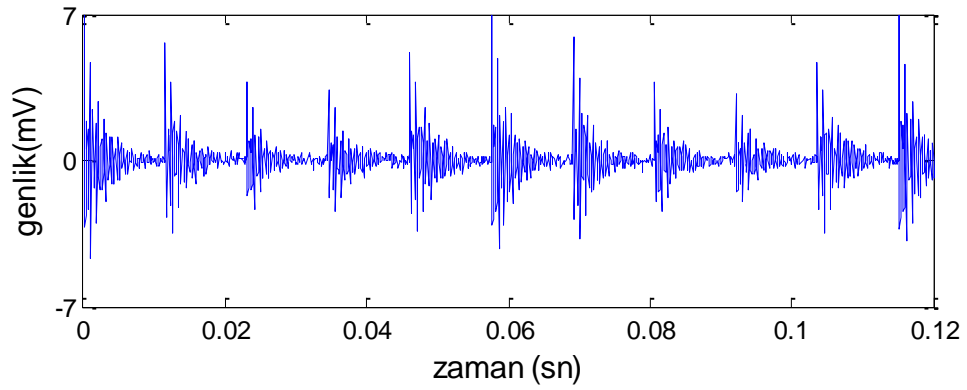
Burada  $S$  sabit yükü,  $D(t)$  ise zamana bağlı değişken yükü,  $\theta$  hatanın açısal konumunu ifade eder. Dış bileziğin sabit konumda olması nedeniyle,  $D(t)$  değişken yükü  $t$  ye bağlı değişken değerlidir. Hata titreşim sinyali  $D(t)$  değişken yükü nedeniyle modüle olur. Dengesizlik etkisi göz önüne alındığında,  $x(t)$  hata titreşim sinyali denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$x(t) = \left( (S + D(t))\delta(t) \right) b(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} (S + D(t))\delta(t) b(t - \tau) d\tau \quad (3.20)$$

Dış bilezik yuvarlanma yolu üzerinde meydana gelen hatada dengesizlik etkisi göz önüne alındığında, değişken yük hata titreşim sinyalini modüle eder. Modülasyon sinyali Şekil 3.7. deki grafikte gösterilmiştir. Eşitlik (3.20) ile ifade edilen hata titreşim sinyali ise Şekil 3.8. deki grafikte verilmektedir.



Şekil 3.7. Değişken yükün neden olduğu modüle sinyali genlik-zaman grafiği



Şekil 3.8. Değişken yük nedeniyle modüle olmuş rulman dış bilezik hata titreşim sinyali genlik-zaman grafiği

Sonuç olarak  $x(t)$  hata titreşim sinyali denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$x(t) = \sum_{k=1}^M A_i b(t - kT_0 - \tau_k) \quad (3.21)$$

Burada  $A_i$  dengesizliğe bağlı değişen genliği,  $\tau_k$  rastgele küçük dalgacıkları,  $k$  impuls sayısını ifade eder. Rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin dengesizlik altında genlik denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

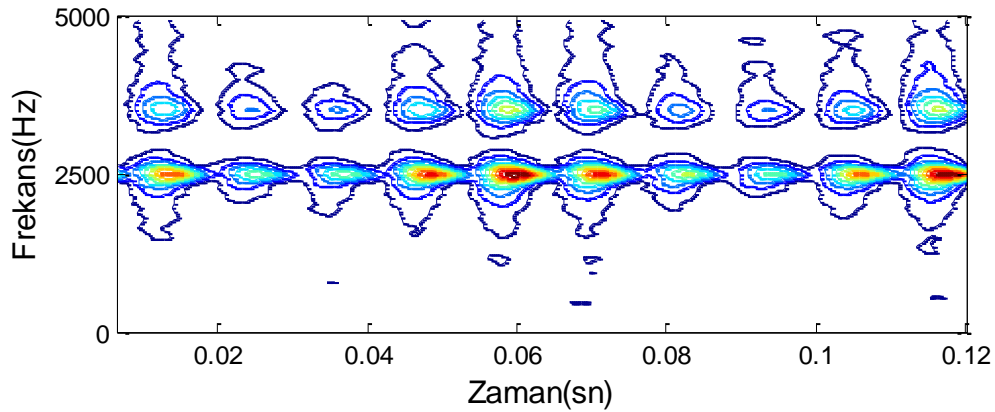
$$A_i = A_S + A_D \cos(2\pi f_r t + \theta) \quad (3.22)$$

Burada  $A_S$  sabit yük genliğini,  $A_D$  değişken yük genliğini ifade eder.  $x(t)$  hata titreşim sinyali denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

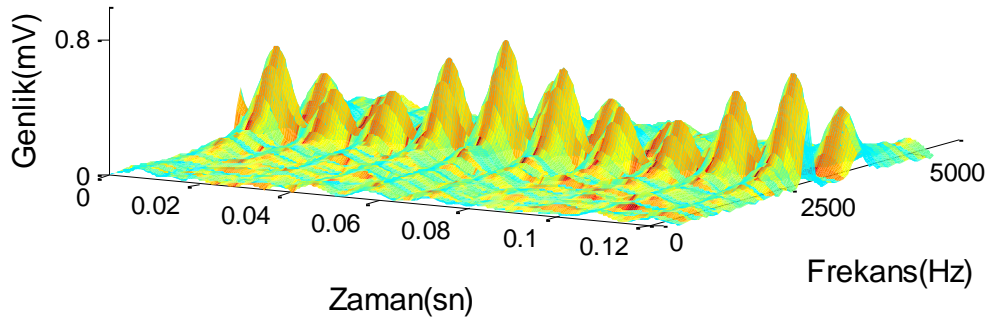
$$x(t) = \sum_{k=1}^M (A_S + A_D \cos(2\pi f_r t + \theta)) b(t - kT_0 - \tau_i) \quad (3.23)$$

Dengesizlik etkisi altında çalışan ve dış bileziği üzerinde lokal bir hata olan rulmanın titreşim sinyalinin STFT dönüşümü Şekil 3.9. da gösterilmiştir. Dengesizlik etkisi doğal frekanslardaki titreşim enerji yoğunluğunu mil hızına bağlı olarak değiştirmektedir. Enerji yoğunluğunda meydana gelen bu değişim üç boyutlu

gösterimde de açık bir biçimde görünmektedir. Bu sonuçlar, STFT dönüşümünün rulmanlarda meydana gelen hataları ve maruz kaldığı kuvvet değişimlerini sergilemede oldukça başarılı olduğunu açıkça göstermektedir.



Şekil 3.9. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün iki boyutlu gösterimi.



Şekil 3.10. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman dış bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün üç boyutlu gösterimi.

### 3.4.2.2. Rulman iç bilezik hatasının modellenmesi

İç bilezik hata titreşimleri ile dış bilezik hata titreşimleri arasında bazı farklılıklar vardır. Rulmanın hareketi esnasında dış bilezik hareketsiz iken iç bilezik mil ile birlikte döner. Bu nedenle iç bilezikte oluşan hata, dış bilezik hatasından farklı olarak

mil ile birlikte hareket eder. Burada dengesizlik etkisi mil hızı ile beraber döndüğü kabul edilmektedir. Dolayısıyla dengesizlik, iç bilezikteki hata titreşim sinyalini modüle etmez. Fakat iç bilezikteki hatanın sebep olduğu titreşimler, sabit yük tarafından modülasyona uğrar.

Dengesizlik etkisi göz önüne alındığında uygulanan yük; sabit yük ve değişken yük olmak üzere ikiye ayrılır. İç bilezik hatasında, hata hareket boyunca mil ile birlikte döner.  $A(t)$  kuvvet genliği denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$A(t) = S(t) + D \quad (3.24)$$

$$A(t) = S \cos(2\pi f_r t) + m e w^2 \cos(\theta) \quad (3.25)$$

Burada  $S(t)$  zamana göre değişen sabit yükü,  $D$  dengesizlik yükünü ifade eder. İç bilezik hareketi nedeniyle,  $S(t)$  sabit yükü  $t$  bağlı değişirken değerlidir. Dengesizlik etkisi göz önüne alındığında,  $x(t)$  hata titreşim sinyali denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

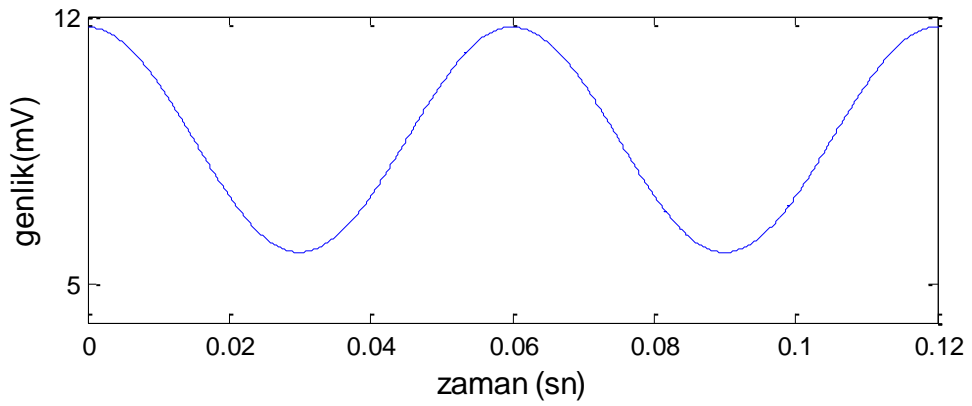
$$x(t) = ((S(t) + D)\delta(t))b(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} (S(t) + D)\delta(t) b(t - \tau) d\tau \quad (3.26)$$

Sonuç olarak  $x(t)$  hata titreşim sinyali denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

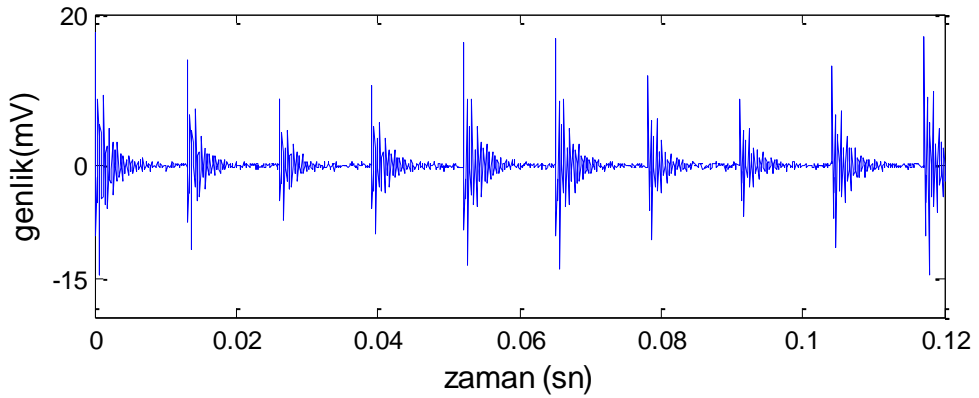
$$x(t) = \sum_{k=1}^M (A_S \cos(2\pi f_r t) + A_D) b(t - kT_0 - \tau_k) \quad (3.27)$$

İç bilezik ve dış bilezik hatalarının benzer yönleri vardır. Yuvarlanma elemanı hata üzerinden geçerken benzer impulslar ve sönümler görülür [31]. Fakat dengesizlik etkisi göz önüne alındığında iç bilezik hata titreşim sinyali sabit yük tarafından modüle olur. Modülasyon etkisi Şekil 3.11. deki grafikte gösterilmiştir. Modüle olmuş hata titreşim sinyali ise Şekil 3.12. deki grafikte verilmektedir.



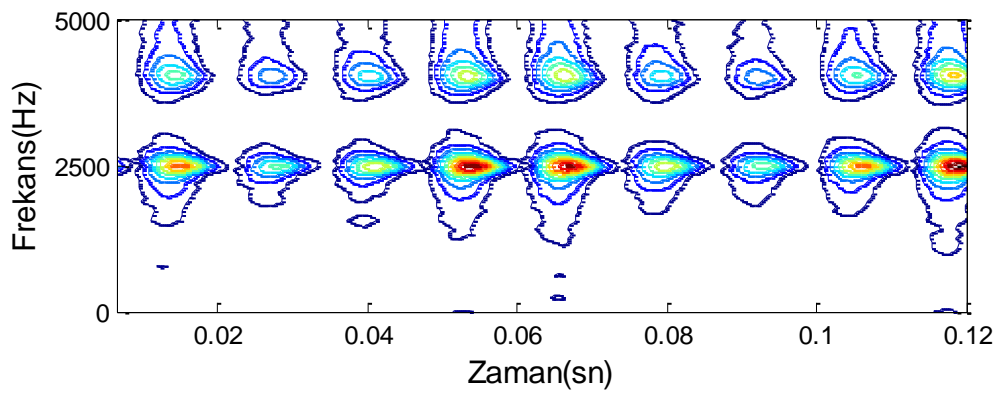


Şekil 3.11. Sabit yükün neden olduğu modülasyon sinyali.

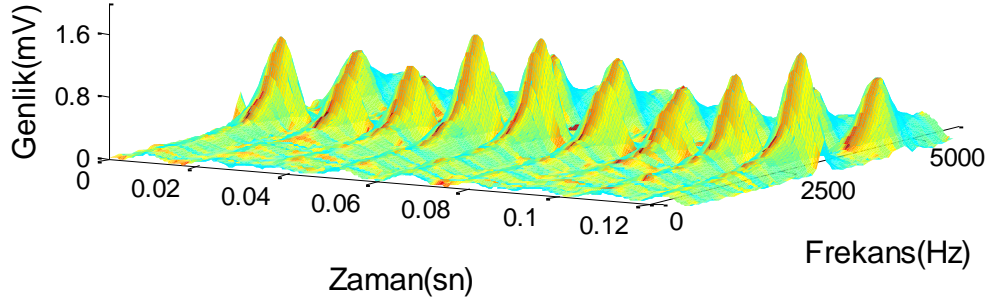


Şekil 3.12. Sabit yük nedeniyle modüle olmuş rulman iç bilezik hata titreşim sinyali.

Değişken yük nedeniyle modüle olmuş rulman iç bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün iki ve üç boyutlu gösterimleri sırasıyla Şekil 3.13. te ve Şekil 3.14. de verilmektedir.



Şekil 3.13. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman iç bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün iki boyutlu gösterimi.



Şekil 3.14. Dengesizlik etkisi altında oluşan rulman iç bilezik hata titreşim sinyalinin kısa zamanlı Fourier dönüşümünün üç boyutlu gösterimi.

### 3.5. Özet ve Sonuçlar

Bu bölümde rulman ve elemanları kısaca tanıtılmış ve ayrıca rulman hatalarının tespitine temel oluşturacak teorik bilgilerle beraber, deneysel aşamada kullanılacak titreşim analizi ve sinyal işleme yöntemleri hakkında bilgiler aktarılmıştır. Nümerik uygulama için dış ve iç bileziği üzerinde lokal hataya sahip rulman titreşimleri dengesizlik etkisi altında türetilmişlerdir. Elde edilen titreşim sinyallerine STFT dönüşü uygulandığında, hata belirtileri ve dengesizlik etkisi STFT yardımıyla tespit edilebildiği bulunmuştur.

## BÖLÜM 4

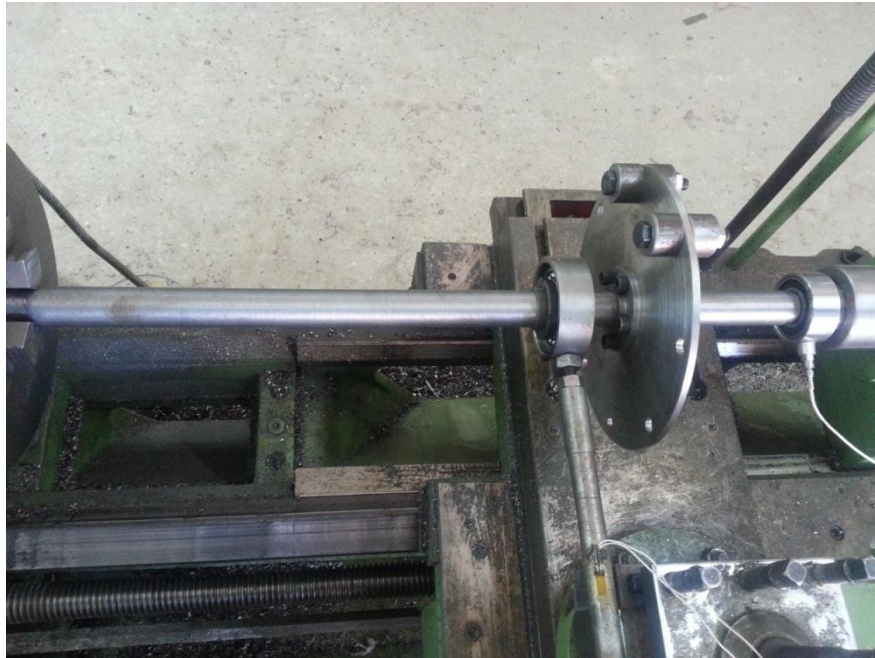
### DENEYSSEL VERİLERİN İNCELENMESİ

*Bu bölüm dengesizlik etkisi altında çalışan bir silindirik masuralı rulmandaki hatanın titreşim izleme ve analizi yardımıyla deneysel olarak tespit edilmesini içermektedir.*

#### 4.1. Deney düzeneği

Dengesiz yüke maruz rulmanda hata tespiti için yapılan tüm testler Şekil 4.1 de gösterilen torna tezgahı üzerinde yapılmıştır. Deney düzeneğinin torna tezgahı üzerinde oluşturulması devir sayısı, mil boyu ve yük miktarı gibi parametrelerini kolaylıkla değiştirme avantajı sağlamaktadır. Çapı 30mm ve C1040 imalat çeliğinden yapılan milin bir ucu torna tezgahının aynasına, diğer ucu ise içersinde test rulmanını taşıyan bir aparat sayesinde gezer puntaya monte edilmiştir. Böylelikle mil iki punta arasında bağlamaya eşdeğer olarak sabitlendiğinden, makinalarda sıkça karşılaşılan eksenleme problemi de (misalignment) ortadan kaldırılmıştır. Diğer taraftan torna tezgahının kütlesi oldukça büyük olduğundan ve zemine düzgün bir biçimde sabitlendiğinden, tezgah titreşimlerinin elde edilen titreşimler üzerindeki etkisi önemsenmeyecek kadar azdır. Test rulmanı olarak N205-E tip silindirik masuralı rulman seçilmiş olup, dış bileziğinden sabitlenmiştir. Dengesizlik etkisi oluşturabilmek için toplam boyu 0.65m olan mil üzerine test rulmanından 0.15m mesafede bir adet disk monte edilmiştir. Herbirinin kütlesi 0.25kg olan toplam 2 adet kütle dönme ekseninden 0.1m uzaklıkta ve 45° açı farkıyla söz konusu disk üzerine tutturulmuştur. Ayrıca rulman üzerinde sabit bir çalışma yükü oluşturabilmek amacıyla, dengesizlik kütlelerini taşıyan diskten 0.05m mesafede bir adet yükleme rulmanı monte edilmiştir. Yükleme rulmanı üzerindeki taşıyıcı üzerine mil eksenine dik olacak şekilde çelik bir çubuk bağlanmış ve bu çubuğun diğer ucu da tornanın enine arabasına tutturulmuştur. Enine arabanın hareketi sayesinde çelik çubuk

gerilmekte ve mil üzerine çalışma yükü uygulanmaktadır. Uygulanan yükün miktarını belirlemek amacıyla, çelik çubuk üzerine Şekil 4.2. de gösterilen ve nominal direnci  $120\Omega$  ve gace faktörü 2 olan bir adet strain-gage tutturulmuş ve meydana gelen deformasyon (dolayısıyla kuvvet) çeyrek köprü yardımıyla ölçülmüştür. Deneyler esnasında rulman üzerinde  $3.75\text{kN}$  değerinde bir çalışma yükü oluşturulmuştur ve mil hızı  $1000\text{dev/dak}$  olarak seçilmiştir (bu hızda dengesizlik kütlelerinin yaratmış olduğu eşdeğer dinamik kuvvetin genliği yaklaşık  $390\text{N}$  dur). Deneyler sırasında oluşan rulman titreşimleri test rulmanını taşıyan parça üzerine tutturulan  $2\text{mV/g}$  çözünürlüğe sahip Dytran 3200B6 şok ivmemetresi yardımıyla algılanmıştır. Deneyler sırasında çalışma hızı (mil hızı)  $1000\text{ dev/dak}$  da tutulmuştur. Analizler sırasında örtüşme (aliasing) probleminin önüne geçmek amacıyla, elde edilen titreşimler  $9\text{kHz}$  köşe frekansına sahip düşük geçirgenlikli filtre yardımıyla temizlendikten sonra  $20\text{kHz}$  örnekleme hızında Şekil 4.3 te gösterilen ölçme sistemi yardımıyla bilgisayara kaydedilmiştir.



Şekil 4.1. Deney düzeneği



Şekil 4.2. Yük hücresi

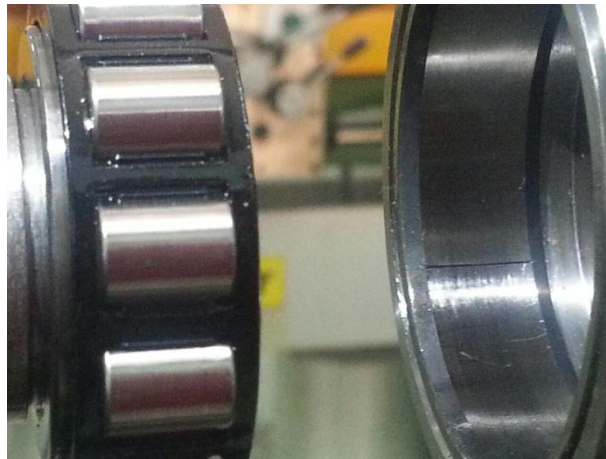


Şekil 4.3. Deney düzeneği

Lokal hata test rulmanının dış bilezik yuvarlanma yolu üzerine sert madenden yapılmış üçgen biçimindeki kesici takım yardımıyla Şekil 4.4. te görüldüğü gibi torna tezgahı üzerinde oluşturulmuştur. Bilyalı rulmanların aksine, silindirik masuralı rulmanda yuvarlanma elemanın yuvarlanma yollarıyla yapmış olduğu temas çizgi biçimindedir. Bu nedenle hatayı kolayca algılamak amacıyla, Şekil 4.5. te gösterilen hata 0.05mm derinlikte olup, maksimum yatak yüküne maruz kalacak şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 4.4. Silindirik masuralı rulmanın dış bileziğinin yuvarlanma yolu üzerine yapay hatanın oluşturulması



Şekil 4.5. Silindirik masuralı rulmanın dış bileziğinin yuvarlanma yolu üzerine yapay olarak oluşturulan hatanın gösterimi

## 4.2. Deney Sonuçları

Şekil 4.6. da ve Şekil 4.7. de dengeli ve dengesiz durumda hatasız rulman titreşimlerinin zaman ve frekans bölgesi görüntüleri verilmektedir. Titreşimlerin zamana göre değişimleri, rulman iç bileziğinin iki devri (yaklaşık 0.12sn) için türetilmiştir. Verilen titreşim biçimleri kıyaslandığında, dengesizliğin neden olduğu modülasyon etkisi net olarak gözükmemektedir. Titreşimlerin spektrumları kıyaslandığında ise, dengesizlik etkisi 600Hz civarında bir frekans aktivitesinin oluşmasına neden olmakla beraber, dengesizlik belirtisiyle hiç de ilgisi yoktur.

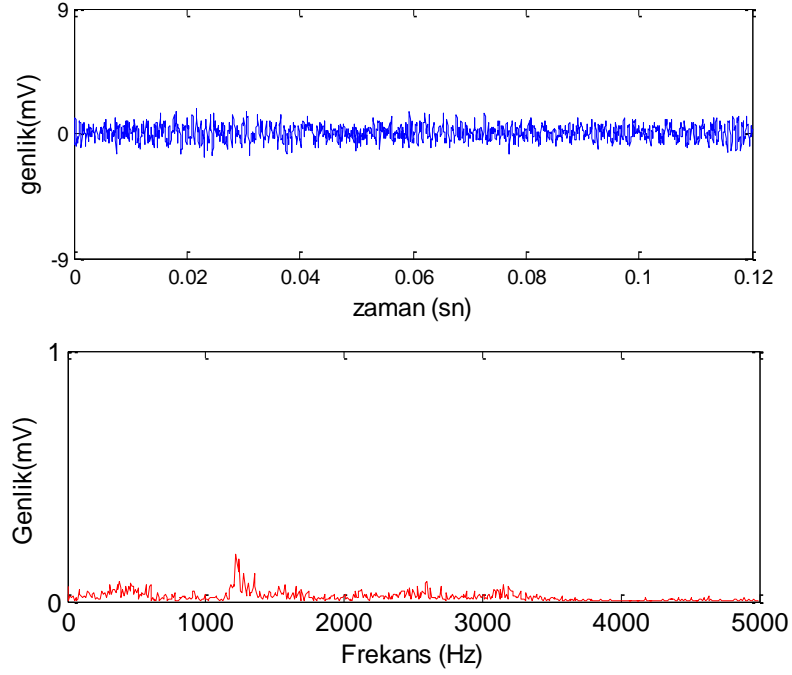
Dengeli ve dengesiz durumda sağlıklı rulman titreşimlerinin kısa zamanlı Fourier dönüşümleri sırasıyla Şekil 4.8. de ve Şekil 4.9. da gösterilmiştir. İki boyutlu gösterimler kıyaslandığında dengesizlik etkisinin varlığı 1.2kHz civarındaki titreşim enerjinin azalmasına, fakat 600Hz civarında enerjinin ise artmasına neden olmaktadır. Fakat STFT dönüşümlerinde bu belirtilerin olması, dengesizlik etkisinin varlığını teyit etmemektedir.

Şekil 4.10. da ve Şekil 4.11. de dengeli ve dengesiz durumda hatalı rulmandan alınan titreşimlerin zamana ve frekansa göre değişimleri gösterilmektedir. Simulasyon sinyallerinde de olduğu gibi, hatanın varlığı titreşim biçimleri üzerinde kendisini belli bir periyotta tekrar eden ve hızla sönen geçiş sinyallerinin oluşmasından anlaşılmaktadır. Bununla beraber, titreşim biçimi üzerinde modülasyon etkisi yaratan dengesizlik etkisinin varlığı titreşim biçimi üzerinde çok da net bir biçimde görülmemektedir. Hatalı durumdaki titreşim spektrumu hatasız durumdaki ile kıyaslandığında, hatanın varlığı 3.5kHz civarında sistemi rezonansa getirmektedir. Bunun yanında, hatalı durumdaki titreşim spektrumu üzerinde 87Hz (yuvarlanma elemanlarını hata üzerinden geçme hızı) aralıklarla oluşan küçük yanbant (sideband) frekans aktiviteleri oluşmaktadır. Dengesiz durumda oluşan titreşim spektrumunda ise yanbant aktivitelerinin daha da güçlendiği gözükmemektedir.

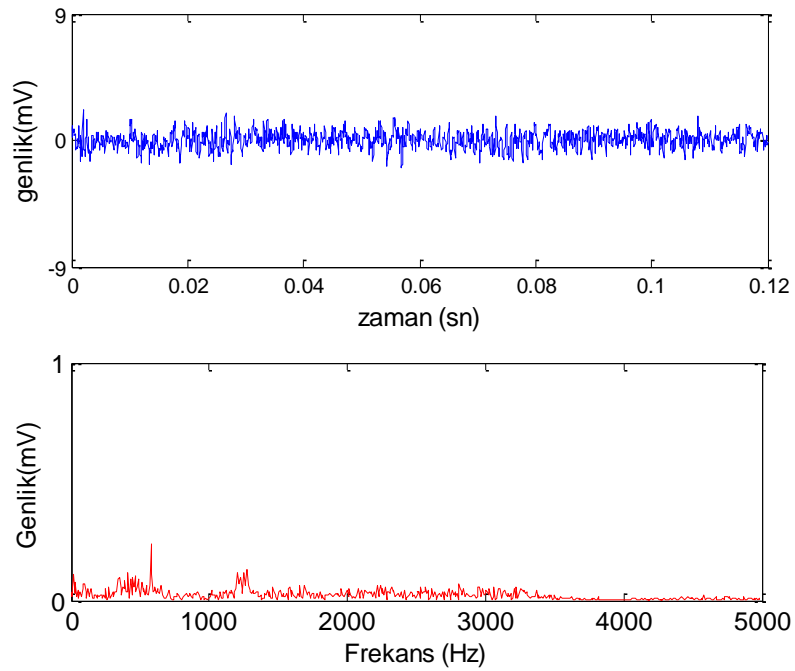
Dengeli ve dengesiz durumda hatalı rulman titreşimlerinin kısa zamanlı Fourier dönüşümleri Şekil 4.12. de ve Şekil 4.13. te gösterilmektedir. STFT diyagramlarında

hatanın varlığı rezonans frekansı etrafında ve bütün zamanlarda etkili yeni bir enerji bandının oluşumundan anlaşılmaktadır. Bu enerji bandı titreşim enerjisinin büyük bir kısmını taşımakta ve hata frekansına (87Hz) bağlı olarak zamana göre peşpeşe gelen koniler şeklinde kendini göstermektedir. Dengeli ve dengesiz durumlar için oluşturulan üç boyutlu STFT diyagramları kıyaslandığında, dengesiz durumda rezonans frekansı etrafında oluşan enerji genliklerinin dönme hızına bağlı olarak bir değişim sergilemekte olduğu görülmektedir. Bu değişim toplam analiz süresi olan 0.12sn içerisinde (bu zaman iki mil devri için gerekli olan süredir) kendisini iki defa tekrarlamaktadır ve bu değişimler dengesizlik etkisinin en iyi belirtisidir.

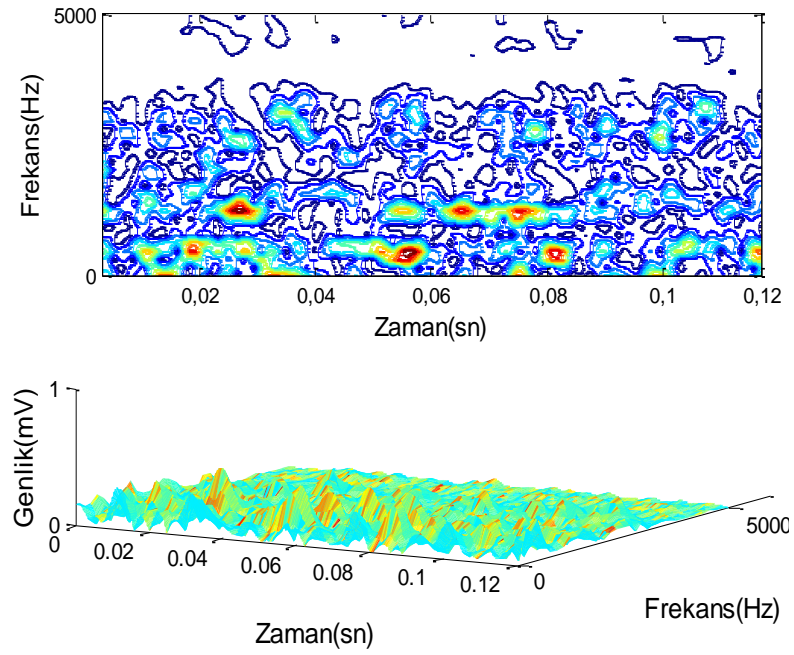




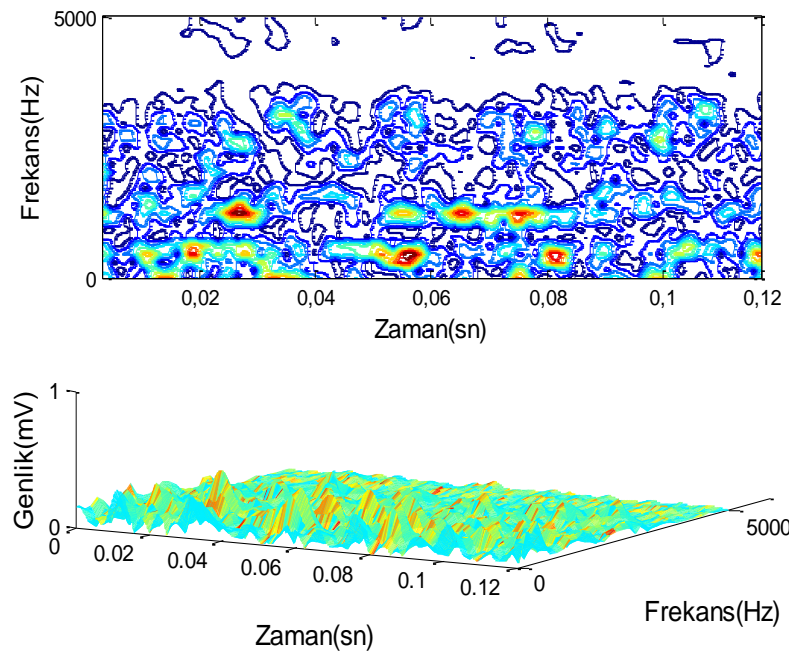
Şekil 4.6. Dengeli durumda hatasız rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri.



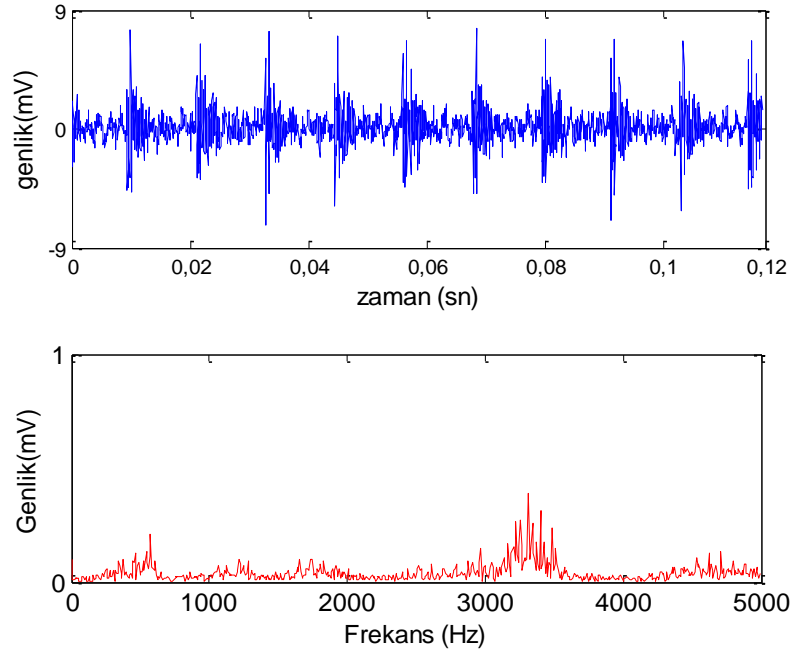
Şekil 4.7. Dengesiz durumda hatasız rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri.



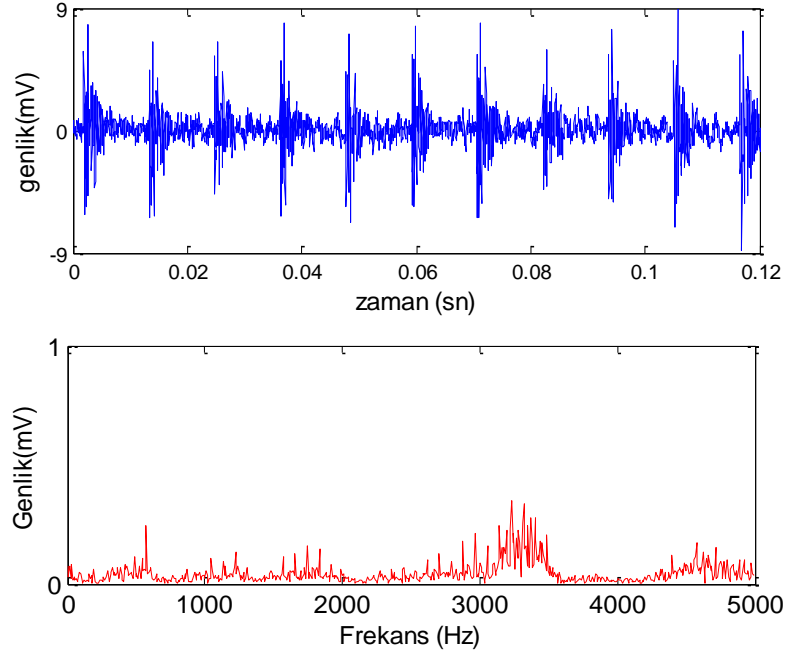
Şekil 4.8. Dengeli durumda hatasız rulman titreşiminin STFT dönüşümü



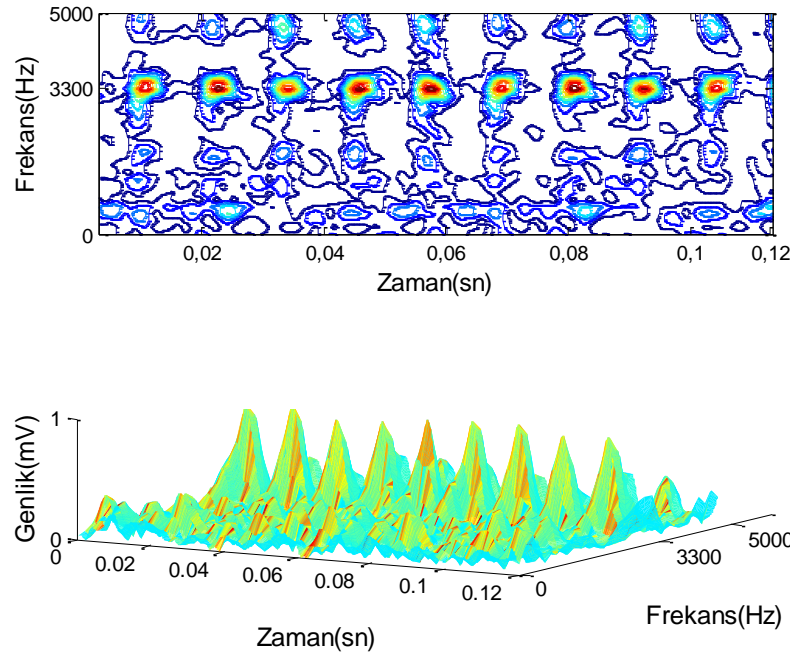
Şekil 4.9. Dengesiz durumda hatasız rulman titreşiminin STFT dönüşümü



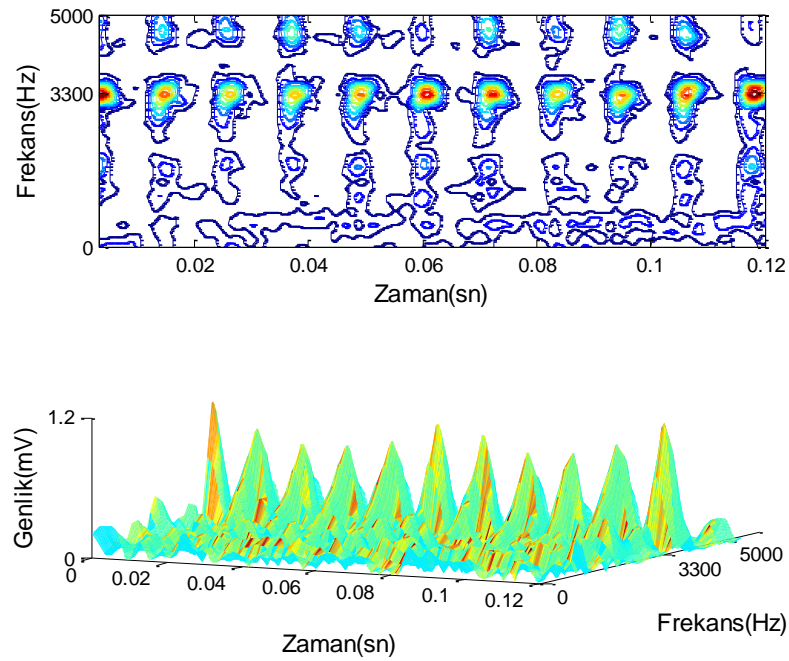
Şekil 4.10. Dengeli durumda hatalı rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri.



Şekil 4.11. Dengesiz durumda hatalı rulman titreşiminin zaman ve frekans bölgesi gösterimleri.



Şekil 4.12. Dengeli durumda hatalı rulman titreşiminin STFT dönüşümü



Şekil 4.13. Dengesiz durumda hatalı rulman titreşiminin STFT dönüşümü

### 4.3. Sonuçlar

Bu b3l3mde dengesiz y3ke maruz silindirik masuralı rulman hatasının kısa zamanlı Fourier d3n3ş3m3 (STFT) yardımıyla tespit edilmesi sunulmuştur. Silindirik masuralı bir rulmanın dış yuvarlanma yolu 3zerine lokal bir hata uygulanmış, dengeli ve dengesiz durumlarda elde edilen titreşimlerin zamana ve frekansa g3re değişimleriyle birlikte kısa zamanlı Fourier d3n3ş3m3 de incelenmiştir.

Hatasız rulman titreşimleri 3zerinde yapılan incelemeler sonunda dengesizlik etkisi net bir biçimde tespit edilememiştir. Hatalı rulman titreşimleri incelendiğinde ise titreşim biçimleri 3zerinde kendini belirli periyotta tekrar eden geçiş sinyalleri oluşmaktadır. Hatanın varlığı titreşim spektrumu 3zerinde de belirgin değişikliklere sebep olmakta ve titreşim enerjisinin b3y3k bir çoğunluğunun rezonans frekansı civarında taşınmasına neden olmaktadır. Ayrıca titreşim spektrumu 3zerinde hata frekansı aralığında dizilmiş yanbant aktiviteleri g3z3kmektedir. Dengesizlik etkisi hatalı titreşim biçimleri 3zerinde de çok net bir biçimde algılanamamakla birlikte, oluşan yanbantların genliklerinin g3lenmesine neden olmuştur.

Hatasız durumda dengeli ve dengesiz rulman titreşimlerinin STFT diyagramları kıyaslandığında dengesizlik belirtisi yine net olarak g3z3kmemektedir. Hatalı durumda elde edilen titreşimlerin STFT diyagramları incelendiğinde ise hata belirtileri çok net bir biçimde g3z3kmemektedir. Hatadan dolayı rezonans frekansı civarında taşınan titreşim enerjisi hata frekansına bağlı olarak ve b3t3n frekanslarda etkili olacak Şekilde hızla değişim g3stermektedir. Dengesizlik etkisinden dolayı rezonans frekansı tarafından taşınan titreşim enerjisi mil hızına bağlı olarak değişim sergilediği tespit edilmiştir.

## BÖLÜM 5

### SONUÇLAR ve ÖNERİLER

*Bu bölüm bu tezde sunulan çalışmaya ait genel ve özel sonuçları içermektedir. Bunlara ilaveten, rulmanların davranışlarının belirlenmesinde titreşim uygulamalarının kullanımının sürekliliği açısından öneriler verilmektedir.*

#### 5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada dengesiz yüke maruz silindirik masuralı rulman hatasının kısa zamanlı Fourier dönüşümü (STFT) yardımıyla tespit edilmesi sunulmuştur. Öncelikle dış bilezik hatasına sahip ve dengesiz yük altında çalışan rulmanın teorik titreşim sinyalleri türetilerek, kısa zamanlı Fourier dönüşümü yapılmış ve hata ve dengesizlik belirtilerinin STFT üzerinde nasıl bir etki yaptıkları belirlenmiştir. Deneysel aşamada silindirik masuralı rulmanın dış yuvarlanma yolu üzerine lokal bir hata uygulanmış, dengeli ve dengesiz durumlarda elde edilen titreşimlerin zamana ve frekansa göre değişimleriyle birlikte kısa zamanlı Fourier dönüşümü de incelenmiştir.

Dengesizlik etkisi hatasız rulman titreşimleri üzerinde yapılan incelemeler sonunda net bir biçimde tespit edilememiştir. Hatalı rulman titreşimleri incelendiğinde ise titreşim biçimleri üzerinde kendini belirli periyotta tekrar eden geçiş sinyalleri oluşmaktadır. Hatanın varlığı titreşim spektrumu üzerinde de belirgin değişikliklere sebep olmakta ve titreşim enerjisinin büyük bir çoğunluğunun rezonans frekansı civarında taşınmasına neden olmaktadır. Ayrıca titreşim spektrumu üzerinde hata frekansı aralığında dizilmiş yanbant aktiviteleri gözükmemektedir. Dengesizlik etkisi hatalı titreşim biçimleri üzerinde de çok net bir biçimde algılanamamakla birlikte, oluşan yanbantların genliklerinin güçlenmesine neden olmuştur.

Hatasız durumda dengeli ve dengesiz rulman titreşimlerinin STFT diyagramları kıyaslandığında dengesizlik belirtisi yine net olarak gözükmemektedir.

Hatalı durumda elde edilen titreşimlerin STFT diyagramları incelendiğinde ise hata belirtileri çok net bir biçimde gözükmemektedir. Hatadan dolayı rezonans frekansı civarında taşınan titreşim enerjisi hata frekansına bağlı olarak ve bütün frekanslarda etkili olacak şekilde hızla değişim göstermektedir. Dengesizlik etkisinden dolayı rezonans frekansı tarafından taşınan titreşim enerjisi mil hızına bağlı olarak değişim sergilediği tespit edilmiştir.

## 5.2. Öneriler

- Dengesizlik etkisi hatasız durumdaki titreşim verileri incelendiğinde net bir biçimde tespit edilememiştir. Bundan sonraki yapılan çalışmalarda mili destekleyen her iki yataktan da ivme ölçümleri alınıp, elde edilen titreşimlerin faz bilgilerinin değerlendirilmesi yararlı olacaktır.
- Daha karışık titreşim kaynaklarının söz konusu olduğu durumlarda da (örneğin dişli kutusu üzerindeki bir rulman) dengesizlik ve rulman hata tespiti çalışmaları literatüre katkı sağlayacaktır.
- Değişken çalışma yüklerinin, dengesizlik ve rulman hata tespiti üzerindeki etkisileri incelenmelidir.

## KAYNAKLAR

1. Egeli, B., (2008). “Çelik Malzemelerdeki Hataların Titreşim Analizi İle Tespiti”, *Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı, Afyon,*
2. Yeşilyurt İ.,(1997). “Gearbox Fault Detection and severity assessment using vibration analysis” Ph.D. Thesis, *University of Manchester,England,*
3. Orhan, S., (2002)” Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titresim Analiziyle Kestirimci Bakımı.” *Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı, Kırıkkale.*
4. Kıral, Z., Karagülle, H., & Bornova, Z. M. R. (2005) “Rulmanlı Yatak Geometrilerinde Bölgesel Hata Adedinin Titreşim Sinyalleri Üzerindeki Etkisinin Zaman Ve Frekans Ortamlarında İncelenmesi. ” *12. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu* Erciyes Üniversitesi, Kayseri
5. Kiral, Z., & Karagülle, H. (2003). “Simulation and analysis of vibration signals generated by rolling element bearing with defects.” *Tribology International*, 36(9), 667-678.
6. Kıral, Z., & Karagülle, H. (2006). “Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force.” *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(8), 1967-1991.
7. Williams, T., Ribadeneira, X., Billington, S., & Kurfess, T. (2001). “Rolling element bearing diagnostics in run-to-failure lifetime testing.” *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(5), 979-993.



8. Rubini, R., & Meneghetti, U. (2001). "Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings." *Mechanical systems and signal processing*, 15(2), 287-302.
9. Ho, D., & Randall, R. B. (2000). "Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals." *Mechanical systems and signal processing*, 14(5), 763-788.
10. Aliustaoglu, C., Ertunc, H. M., & Ocak, H. (2008) "Determining bearing faults using wavelet and approximate entropy." *In Signal Processing, Communication and Applications Conference, 2008. SIU 2008. IEEE 16th* (pp. 1-4). IEEE.
11. Lou, X., & Loparo, K. A. (2004). "Bearing fault diagnosis based on wavelet transform and fuzzy inference." *Mechanical systems and signal processing*, 18(5), 1077-1095.
12. Nikolaou, N. G., & Antoniadis, I. A. (2002). "Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets." *Ndt & E International*, 35(3), 197-205.
13. Zarei, J., & Poshtan, J. (2007). "Bearing fault detection using wavelet packet transform of induction motor stator current." *Tribology International*, 40(5), 763-769.
14. Wan, F., Xu, Q., & Li, S. (2004). "Vibration analysis of cracked rotor sliding bearing system with rotor-stator rubbing by harmonic wavelet transform." *Journal of Sound and Vibration*, 271(3), 507-518.
15. Sun, Q., & Tang, Y. (2002). "Singularity analysis using continuous wavelet transform for bearing fault diagnosis." *Mechanical Systems and Signal Processing*, 16(6), 1025-1041.

16. Ocak, H., Ertunc, H. M., & Loparo, K. A. (2006). "Online Tracking of Bearing Wear using Wavelet Packet Transform and Hidden Markov Models." *InSignal Processing and Communications Applications*, 2006 IEEE 14th (pp. 1-4). IEEE.
17. Ocak, H., & Loparo, K. A. (2001). "A new bearing fault detection and diagnosis scheme based on hidden Markov modeling of vibration signals." *In Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2001. Proceedings.(ICASSP'01). 2001 IEEE International Conference on* (Vol. 5, pp. 3141-3144). IEEE.
18. Purushotham, V., Narayanan, S., & Prasad, S. A. (2005). "Multi-fault diagnosis of rolling bearing elements using wavelet analysis and hidden Markov model based fault recognition." *NDT & E International*, 38(8), 654-664.
19. Bayram, S., Kaplan Kaplan, M. K., & Ertunç, H. M. "Bilyalı Rulmanlarda Zaman Uzayında İstatistiksel Öznitelik Çıkarımı ve Yapay Sinir Ağları Metodu ile Hata Boyutunun Kestirimi" *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, TOK2013, 26-28 Eylül 2013, Malatya.
20. Li, B., Chow, M. Y., Tipsuwan, Y., & Hung, J. C. (2000). "Neural-network-based motor rolling bearing fault diagnosis." *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 47(5), 1060-1069.
21. Tandon, N., & Choudhury, A. (1999). "A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings." *Tribology International*, 32(8), 469-480.
22. Al-Ghamd, A. M., & Mba, D. (2006). "A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size." *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(7), 1537-1571.
23. <http://rulman.nedir.com/#ixzz2xAcOyCW0>

24. [http://www.schaeffler.com.tr/content.schaeffler.tr/tr/products\\_services/rotativ\\_products/index.jsp?addedItem=PubLanguage\(386195\)](http://www.schaeffler.com.tr/content.schaeffler.tr/tr/products_services/rotativ_products/index.jsp?addedItem=PubLanguage(386195))
25. “Elektrik Makinelerde Mekanik Arıza Tespiti” megep [http://megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/moduller\\_pdf/Elektrik%20Makinelerinde%20Mekanik%20Ariza%20Tespiti.pdf](http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Elektrik%20Makinelerinde%20Mekanik%20Ariza%20Tespiti.pdf)
26. “Dengeleme” Yrd. Doç.Dr. Orhan ÇAKAR Kasım 2005 [http://web.firat.edu.tr/cakaro/LaboratuarII\\_dosyalar/Dengeleme.pdf](http://web.firat.edu.tr/cakaro/LaboratuarII_dosyalar/Dengeleme.pdf)
27. Randall R. B. (1987), “Frequency Analysis” *Brüel & Kjaer*, 500 pages.
28. Gürsoy H. (2011)” Kompozit Malzemelerin Mekanik Ve Modal Özelliklerinin Titreşim Analiziyle Belirlenmesi” *Yüksek lisans Tezi, Uşak Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı, Uşak.*
29. [http://medias.schaeffler.com/medias/tr!hp.ec.br.pr/N2..-E\\*N205-E-TVP2](http://medias.schaeffler.com/medias/tr!hp.ec.br.pr/N2..-E*N205-E-TVP2)
30. Karahan M. M. F., (2005). “Titreşim Analizi İle Makinalarda Arıza Teşhisi” *Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Manisa.*
31. Cong, F., Chen, J., Dong, G., & Pecht, M. (2013). “Vibration model of rolling element bearings in a rotor-bearing system for fault diagnosis.” *Journal of Sound and Vibration*, 332(8), 2081-2097.

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖZDEMİR, Özkan  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 03.01.1988 Uşak  
Medeni hali : Evli  
Telefon : 0 (537) 836 77 55  
e-mail : [ozkan.ozdemir@ttmail.com](mailto:ozkan.ozdemir@ttmail.com)

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Uşak Üni./ Makina Müh. Böl. ABD	2014
Lisans	Dokuz Eylül Üni./ Makina Müh. Böl.	2011
Lise	Uşak Lisesi	2005

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
-----	-----	-------

### Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

### Yayımlar

1. I. Yesilyurt, Ö. Özdemir. Dengesiz yüke maruz silindirik masuralı rulman arızasının kısa zamanlı fourier dönüşümü yardımıyla belirlenmesi. 17. Makina Teorisi Sempozyumun, İzmir, 14-17 Haziran 2015. Sözlü sunum için kabul edilmiştir.

### Hobiler

Tenis, Bilgisayar teknolojileri, satranç,