

136286

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE ANABİLİM DALI  
DOKTORA TEZİ

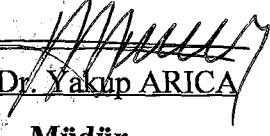
ŞAFT RULMAN SİSTEMİNDEKİ BİLYALI RULMAN  
HASARLARININ TİTREŞİM ANALİZİ METODU İLE TESPİTİ

136286


HAKAN ARSLAN

OCAK 2003


Fen Bilimleri Enstitü Müdürünün onayı


  
Prof. Dr. Yakup ARICA  
Müdür

Bu tezin Doktora tezi olarak Makine Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

  
Prof. Dr. Veli ÇELİK  
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumuzu ve Doktora tezi olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarız.

  
Doç. Dr. Nizami AKTÜRK  
Ortak Danışman


  
Doç. Dr. Ersan ASLAN  
Danışman

**Jüri Üyeleri:**

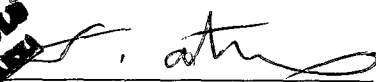
Prof. Dr. Veli ÇELİK



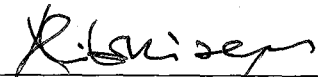
Doç. Dr. Ersan ASLAN



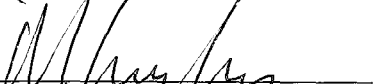
Doç. Dr. Nizami AKTÜRK



Prof. Dr. Ali ERİŞEN



Doç. Dr. Mehmet EROĞLU



DOÇ. DR. MEHMET EROĞLU  
DANIŞMAN

## ÖZET

### ŞAFT RULMAN SİSTEMİNDEKİ BİLYALI RULMAN HASARLARININ TİTREŞİM ANALİZİ METODU İLE TESPİTİ

ARSLAN, Hakan

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Ana Bilim Dalı, Doktora Tezi

Danışman: Doç. Dr. Ersan ASLAN

Ortak Danışman: Doç. Dr. Nizami AKTÜRK

Ocak 2003, 130 sayfa

Bu tez çalışmasında, sağlam ve hasarlı durumdaki açışal temaslı bilyalı rulmanların titreşimini incelemek üzere bir şaft-rulman modeli oluşturulmuştur. Modelde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak modellenmiş ve ilave olarak bilyaların titreşimini incelemek için, bilyalar da kütleli olarak kabul edilmiştir. Sistem davranışının modelinin uyumluluğunun belirlenmesi amacıyla bir seri deneysel çalışma da yapılmıştır.

Sistemin dinamik şartlar altında doğrusal olmayan bir davranış gösterdiği bilinmektedir. Şaft ve bilyalar için hareket denklemleri elde edilmiş ve bu denklemler geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla radyal ve aksenal yönde çözülmüştür. Simülasyon programından şaft ve bilyalar için bulunan sonuçlar zaman

ve frekans tanım bölgesinde incelenmiş ve rulman bilyalarının kütleli olarak kabul edilmesinin şaftın genel titreşimini pek fazla etkilemediği görülmüştür. Bununla beraber şaft-rulman sistemi titreşimlerinin, rulman tasarım veya çalışma şartları değiştirildiğinde değiştiği gözlemlenmiştir.

Simülasyon programı kullanılarak rulman elamanları çalışma yüzeylerindeki (iç bilezik, dış bilezik, bilya) bölgesel kusurların şaft ve bilyaların titreşimine olan etkisi araştırılmıştır. Deneysel çalışma için sabit bilyalı rulman elamanları çalışma yüzeylerinde bölgesel kusurlar oluşturularak radyal ve aksenal yöndeki şaft titreşimleri kaydedilmiştir. Simülasyon programı ile deney setinden elde edilen sonuçların uyumunu araştırmak üzere deney setinde kullanılan şaft ve bilyalı rulman boyutları için şaftın radyal ve aksenal yöndeki titreşimleri elde edilmiştir.

Bu titreşimler hem deneysel incelemeden bulunan sonuçlarla, hem de daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında göreceli olarak bir uyum içerisinde oldukları gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Bilyalı Rulman Titreşimleri, Bilyalı Rulmanların Dinamiği, Bölgesel Kusurlar

## ABSTRACT

### DETECTION OF BALL BEARING DEFECTS BY VIBRATION ANALYSIS METHOD IN SHAFT BEARING SYSTEM.

ARSLAN, Hakan

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mech. Eng., PhD. Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ersan ASLAN

Co-Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

January 2003, 130 pages

In this study a shaft-ball bearing system is modeled in order to investigate the vibrations of ball bearings with running surfaces defects. Shaft and bearing was modeled as mass-spring system and balls were assumed have masses in order to investigate the effects of the balls on the overall vibrations. A set of experimental study has also done in order to prove the modeling results.

It is well known that the behaviour of the system has a nonlinear character under dynamic conditions. Equations of motion were obtained and solved with a computer program developed in order to study the radial and axial vibrations. The results obtained from simulation program for shaft and balls were analyzed both time and frequency domains. The ball masses are shown not to have a significant effect on the overall vibration behaviour of the shaft bearing system. The vibrations of shaft

and the ball bearing system have been observed to have sensitivity for different working conditions.

The effects of localized defects on bearing running surfaces (i.e. surfaces of inner and outer rings and balls) on the shaft-ball bearing vibrations were investigated by using the simulation program. In experimental studies, constant ball bearing elements containing artificial local defects on running surfaces were used and axial and radial shaft vibrations were recorded. The simulation program was run for the experimental setup dimensions in order to compare simulation results with the experimental findings.

When the results obtained from the computer simulation have been compared with both experimental results and the previous studies available in the literature, a reasonably good agreement has been observed.

**Key words:** Ball Bearing Vibrations, Dynamics of Ball Bearing, Localized Defects

## TEŞEKKÜR

Tez alıőmam sűresince destek ve yardımlarını esirgemeyen tez danıőmanım Do. Dr. Ersan ASLAN'a ve ortak danıőman hocam Do. Dr. Nizami AKTŪRK'e, tezimin her aőamasında bana sűrekli yardımcı olan bűlűm baőkanım Sayın Prof. Dr. Veli ÇELİK'e, her konuda yardım ve desteęini gűrdűğűm babam Prof. Dr. Fazlı ARSLAN'a, bilimsel konularda daima yardımını gűrdűğűm hocam Yrd. Doç. Dr. Hűsnű DİRİKOLU'na, tezimi hazırlamam sırasında yardımlarını esirgemeyen Dr. Ata Sevinç, Barıő Kalaycıoęlu ve Yasin aęlar'a teőekkűr ederim.

## SİMGELER DİZİNİ

$a$	Temasta oluşan izin uzunluğu (m)
$A$	Bilezik eğrilik merkezleri arasındaki mesafe (m)
$b$	Temasta oluşan izin genişliği (m)
$B$	Toplam eğrilik
$d_i$	İç bileziğin çapı (m)
$d_m$	Ortalama çap (m)
$d_d$	Dış bileziğin çapı (m)
$D$	Bilya çapı (m)
$E$	Elastisite modülü (N/m <sup>2</sup> )
$f$	Frekans (Hz)
$f_{BGF}$	Bilya geçiş frekansı (Hz)
$f_c$	Kafes dönme frekansı (Hz)
$f_n$	Doğal frekans (Hz)
$F(\rho)$	Eğrilik farkı (1/m)
$F(\rho)_i$	Bilya ile iç bileziğin temasındaki eğrilik farkı (1/m)
$F(\rho)_d$	Bilya ile dış bileziğin temasındaki eğrilik farkı (1/m)
$g$	Yer çekimi ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
$G$	Kayma modülü (N/m <sup>2</sup> )
$K$	Temas Rijitlik Faktörü (N/m <sup>3/2</sup> )
$K'$	İç bileziğin bilya ile temasındaki rijitlik katsayısı (N/m <sup>3/2</sup> )



$K^d$	Dış bileziğin bilya ile temasındaki rijitlik katsayısı (N/m <sup>3/2</sup> )
$M$	Şaftın kütlesi (kg)
$m_b$	Bilyanın kütlesi (kg)
$m$	Bilya sayısı
$n$	Şaft dönme devri (d/d)
$n_i$	İç bileziğin dönme devri (d/d)
$n_d$	Dış bileziğin dönme devri (d/d)
$N$	Veri noktası sayısı
$Q$	Şafta gelen dış yük (N)
$P_R$	Ön yük (N)
$r_{gi}$	İç bilezik eğrilik yarıçapı (m)
$r_{gd}$	Dış bilezik eğrilik yarıçapı (m)
$r_i$	İç bilezik bilya yolu yarıçapı (m)
$r_m$	Adım yarıçapı (m)
$r_d$	Dış bilezik bilya yolu yarıçapı (m)
$t$	Zaman (s)
$\Delta t$	Zaman aralığı (s)
$V_i$	İç bilezik hızı (m/s)
$V_d$	Dış bilezik hızı (m/s)
$\ddot{x}$	Şaftın $x$ yönündeki ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
$\ddot{y}$	Şaftın $y$ yönündeki ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
$\ddot{z}$	Şaftın $z$ yönündeki ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
$\lambda_b$	Bilya kütlelerinin ivmelenmesinin neden olduğu yer değiştirme

$\delta_b$	Ön yükleme sonucu oluşan bilya merkezinin yer değiştirmesi
$\dot{\lambda}_b$	Bilya kütleinin ivmelenmesinin neden olduğu hız (m/s)
$\dot{\delta}_b$	Ön yükleme sonucu oluşan bilya merkezinin hızı (m/s)
$\ddot{\lambda}_b$	Bilya merkezinin radyal yöndeki ivmesi (m/s <sup>2</sup> )

## KISALTMALAR

<b>BGF</b>	Bilya Geçiş Frekansı
<b>FFT</b>	Hızlı Fourier Dönüşümü



## ŞEKİLLER DİZİNİ

### ŞEKİL

1.1. Rulmanlarda çalışabilirlikle titreşim arasındaki ilişki .....	2
1.2. Bilyalı rulman .....	4
1.3. Test düzeneğinin şematik gösterimi <sup>(78)</sup> .....	21
1.4. Tipik noktasal kusurlu rulman sinyali <sup>(81)</sup> .....	33
2.1. Eğrisel yüzeylerin temasında temas eden gövdelerin geometrisi <sup>(78)</sup> .....	35
2.2. Açısal temaslı bilyalı rulmanın ön yüklemdeki geometrisi <sup>(78)</sup> .....	40
2.3. i' inci bilya-bilezik temasındaki ezilmeler .....	41
2.4. Açısal temaslı bilyalı rulman için oluşturulan elastik model .....	43
2.5. Bilyalı rulmanda seçilen referans eksenler .....	45
2.6. Açısal temaslı bilyalı rulmanlarda bilya dönme hızı ve kafes hızı <sup>(53)</sup> .....	53
2.7. Yuvarlanma yüzeylerinde bulunan kusurlarla ilgili boyut tanımlamaları .....	58
3.1. Bilyalı rulman ve şaftla ilgili tanımlamalar .....	60
3.2. Eksenel ön yükün tabii frekansa etkisi ( $m=8$ ) .....	61

3.3. Şaftın $x$ eksenini boyunca titreşimi ve onun spektrumu .....	62
3.4. Şaftın $y$ eksenini boyunca titreşimi ve onun spektrumu .....	63
3.5. Şaftın $z$ eksenini yönündeki titreşimi ve onun spektrumu .....	64
3.6. Birinci bilyanın $P_R=5$ N için radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	66
3.7. Birinci bilyanın $P_R=10$ N için radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ...	67
3.8. Birinci bilyanın $P_R=18$ N için radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ...	69
3.9. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 2000$ d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu .....	71
3.10. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n= 3000$ d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu .....	71
3.11. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 5000$ d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu .....	72
3.12. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 7000$ d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu .....	72
3.13.a Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $P_R = 10$ N için birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi .....	74
3.13.b Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $P_R = 10$ N için birinci bilyanın radyal yöndeki titreşim spektrumu .....	74
3.14 Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $P_R=18$ N için birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	76

3.15. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 1000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	78
3.16. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 3000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	79
3.17. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 4000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	80
3.18. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 5000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	80
3.19. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 7000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	81
3.20. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 9000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	82
3.21. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi ve spektrumu .....	84
3.22. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda $n = 2000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	86
3.23. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda $n = 3000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	86
3.24. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda $n = 4000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	87
3.25. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda $n = 5000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	87

3.26. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda $n = 6000$ d/d şaft hızı için bulunan titreşimlerin spektrumu .....	88
3.27.a. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi .....	89
3.27.b. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda birinci bilyanın radyal yöndeki titreşim spektrumu .....	90
3.28. Deney düzeneğinin genel görünüşü .....	91
3.29. Şaft-rulman montajı ve yataklanması .....	92
3.30. ORS 6205 tipi sabit bilyalı rulmanın boyutları .....	93
3.31.a. Simülasyon programından bulunan şaftın radyal yöndeki titreşimi .....	94
3.31.b. Simülasyon programından bulunan şaftın radyal yöndeki spektrumu .....	95
3.32.a. Simülasyon programından bulunan şaftın aksenal yöndeki titreşimi .....	95
3.32.b. Simülasyon programından bulunan şaftın aksenal yöndeki spektrumu .....	96
3.33. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	98
3.34. Zamana göre şaftın aksenal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	98
3.35. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	99
3.36. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	99
3.37. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	100

3.38. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu .....	100
3.39.a. İç bilezikte oluşturulan bölgesel bir kusur .....	102
3.39.b. Dış bilezikte oluşturulan bölgesel bir kusur .....	102
3.39.c. Bilyada oluşturulan bölgesel bir kusur .....	103
3.40. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 1000$ d/d şaft hızı için simülasyon programından bulunan radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	105
3.41. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 1000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	106
3.42. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 2000$ d/d şaft hızı için eksenel yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	106
3.43. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 3000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	107
3.44. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 4000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	107
3.45. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 1000$ d/d şaft hızı için simülasyon programından bulunan radyal yöndeki titreşimlerin spektrumu .....	110
3.46. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 1000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	111
3.47. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 2000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	111

3.48. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 3000$ d/d şaft hızı için eksenel yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	112
3.49. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda $n = 4000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	113
3.50. Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda $n = 1000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	115
3.51. Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda $n = 2000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	115
3.52. Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda $n = 3000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	116
3.53. Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda $n = 4000$ d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu .....	116
1. Rulman Şaftının Yapım Resmi .....	127
2. Şaftın Bilyalı Rulmanlar Tarafından Yataklanmış Hali .....	128



## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	iii
TEŞEKKÜR .....	v
SİMGELER DİZİNİ .....	vi
KISALTMALAR .....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	ix
İÇİNDEKİLER .....	xv
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Bilyalı Rulmanlar .....	3
1.2. Daha Önceden Yapılmış Çalışmalar .....	7
1.2.1. Teorik Çalışmalar .....	8
1.2.2. Deneysel Çalışmalar .....	19
1.2.3. Bölgesel Hatalarla İlgili Çalışmalar .....	29
2. MATERYAL VE METOT .....	35
2.1. Bilyalı Rulmanların Mekanikliği .....	35
2.1.1. Elastik Temasın Modellenmesi ve Temas Mekanikliği .....	35
2.1.2. Yük-Ezilme Bağlantısı ve Rijitlik Katsayılarının Hesabı .....	38
2.1.3. Bilyalı Rulman Geometrisi .....	39
2.1.3.1. Ön Yüklemedeki Temas Açısının Hesabı .....	39
2.1.3.2. Ezilme Miktarlarının Hesabı .....	40

2.1.3.3. Rulman Elemanları Üzerine Etkiyen Temas Kuvvetlerinin Hesabı .....	43
2.2. Şaft-Bilyalı Rulman Sisteminin Dinamiği .....	46
2.2.1. Modellemede Yapılan Kabuller .....	46
2.2.2. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi .....	47
2.2.3. Hareket Denklemlerinin Çözümü .....	48
2.2.3.1. İlk Şartlar .....	49
2.2.3.2. Simülasyon Programı ile Denklemlerin Çözümü .....	49
2.3. Şaft-Bilyalı Rulman Sisteminin Titreşim Parametreleri .....	51
2.3.1. Sistemin Tabi Frekansı .....	51
2.3.2. Bilya Dönme Hızı .....	52
2.3.3. Bilya Geçiş Frekansı .....	53
2.4. Yuvarlanma Yüzeylerindeki Bölgesel Kusurlar .....	55
2.4.1. Dış Bilezik Yuvarlanma Yüzeyindeki Bir Kusur .....	56
2.4.2. İç Bilezik Yuvarlanma Yüzeyindeki Bir Kusur .....	58
2.4.3. Bilya Yüzeyindeki Bir Kusur .....	59
3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA .....	60
3.1. Teorik Bulgular ve Tartışma .....	61
3.1.1. Kusursuz Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	61
3.1.2. Kusursuz Rulmanda Bilyaların Titreşimi .....	65
3.1.3. Yuvarlanma Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Bulunan Rulmanlardan Kaynaklanan Titreşimler .....	70
3.1.3.1. Dış Bilezik Bilya Yolunda Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlardan Kaynaklanan Titreşimler .....	70

3.1.3.1.1. Dış Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	70
3.1.3.1.2. Dış Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Rulmanda Bilyaların Titreşimi .....	74
3.1.3.2. İç Bilezik Bilya Yolunda Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlardan Kaynaklanan Titreşimler .....	77
3.1.3.2.1. İç Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	77
3.1.3.2.2. İç Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Rulmanda Bilyaların Titreşimi .....	83
3.1.3.3. Bilya Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlardan Kaynaklanan Titreşimler .....	85
3.1.3.3.1. Bilya Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	85
3.1.3.3.2. Bilya Yüzeyi Kusurlu Olan Rulmanda Bilyaların Titreşimi .....	89
3.2. Deneysel Bulgular ve Tartışma .....	91
3.2.1. Deney Seti .....	91
3.2.2. Sağlam Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	94
3.2.3. Yuvarlanma Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Bulunan Rulmanlarda Titreşim .....	101
3.2.3.1. Dış Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	104
3.2.3.2. İç Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	108

3.2.3.3. Bilya Yüzeyi Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi .....	113
4. SONUÇLAR .....	117
5. KAYNAKLAR .....	121
EK 1 .....	127
EK 2 .....	128



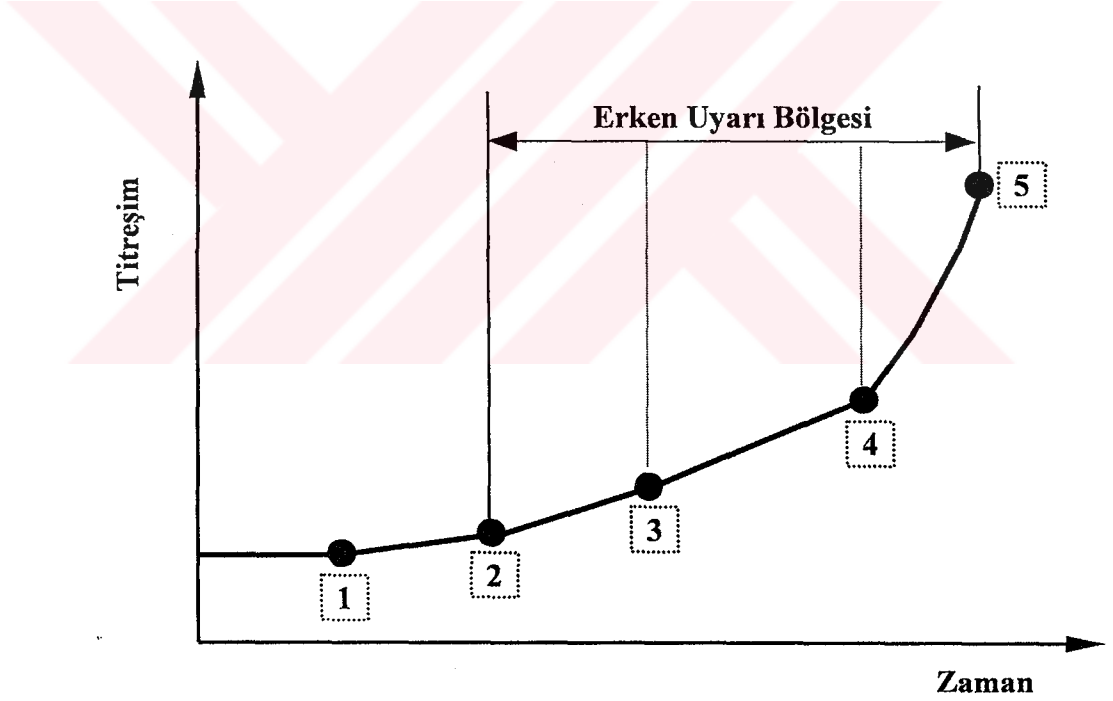
## 1. GİRİŞ

Rulmanlar makinaların vazgeçilmez parçaları olarak uzun süredir kullanılmaktadır. Dönen makina elemanlarındaki bozukluklar bütün endüstri dallarında gözle görülebilir bir üretim düşmesine ve yüksek bakım-onarım masraflarına yol açmakta ve ayrıca çalışma zamanı açısından da büyük kayıplara sebep olmaktadır. 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 metotları vardır. Bu metotlardan titreşim gözlemlene metodu, üretimi durdurmadan bakım işlemlerini yapmamıza olanak sağlar.

Rulmanlar yüksek hız ve elastik yapıları yüzünden oldukça büyük zorlayıcı kuvvetlere maruz kalabilirler. Bu kuvvetlerin rezonans titreşimleri açısından bilinmesi gerekir. Çünkü zorlayıcı kuvvetlerden bir veya birkaçının frekansının, sistemin doğal frekanslarından biriyle çakışması durumunda titreşim genliği açısından tahrip edici özelliğe sahip rezonans titreşimleri meydana gelir. Bu yüzden sistemler henüz tasarım safhasında genel bir titreşim analizine tabii tutulur ve titreşimleri kabul edilebilir ölçülerde olacak şekilde tasarımları yapılır. Rulmanların ne boyutta bir titreşime sebep olmasının normal sayılacağı her rulman için tamamen özeldir. Rulman ilk takıldığında da titreşim yapıyor olabilir. Bu sebeple sistemin

titreşimleri belirlenmeli, devamlı olarak izlenmeli ve kaydedilmelidir. Sistemde artan titreşim eğilimi, problemin daha da kötüye gittiğinin belirtisidir.

Çalışan bütün makinalar titreşim üretirler. Bu titreşimlerin kolayca tespit edilebilmesi, titreşimleri önemli bir gözlemlene aracı haline getirmektedir. Bu özellik sayesinde bilgi elde etmenin zor olduğu makina elemanları hakkında onlardan gelen titreşimler vasıtasıyla bilgi elde etmek kolaylaşmaktadır. Rulmanların titreşimlerinin incelenerek onların çalışabilirlik durumu hakkında bilgi almanın mümkün olduğu uzun zamandır bilinmektedir. Bu tür incelemelere günümüzde 'Kestirimci Bakım' da denilmektedir.



Şekil 1.1. Rulmanlarda çalışabilirlikle titreşim arasındaki ilişki

Rulmanların çalışabilirlik durumu ile titreşim arasındaki ilişki Şekil 1.1'de verilmiştir. Bu şekilde 1'nolu nokta hasarın başladığı noktadır. Hasar başlamış

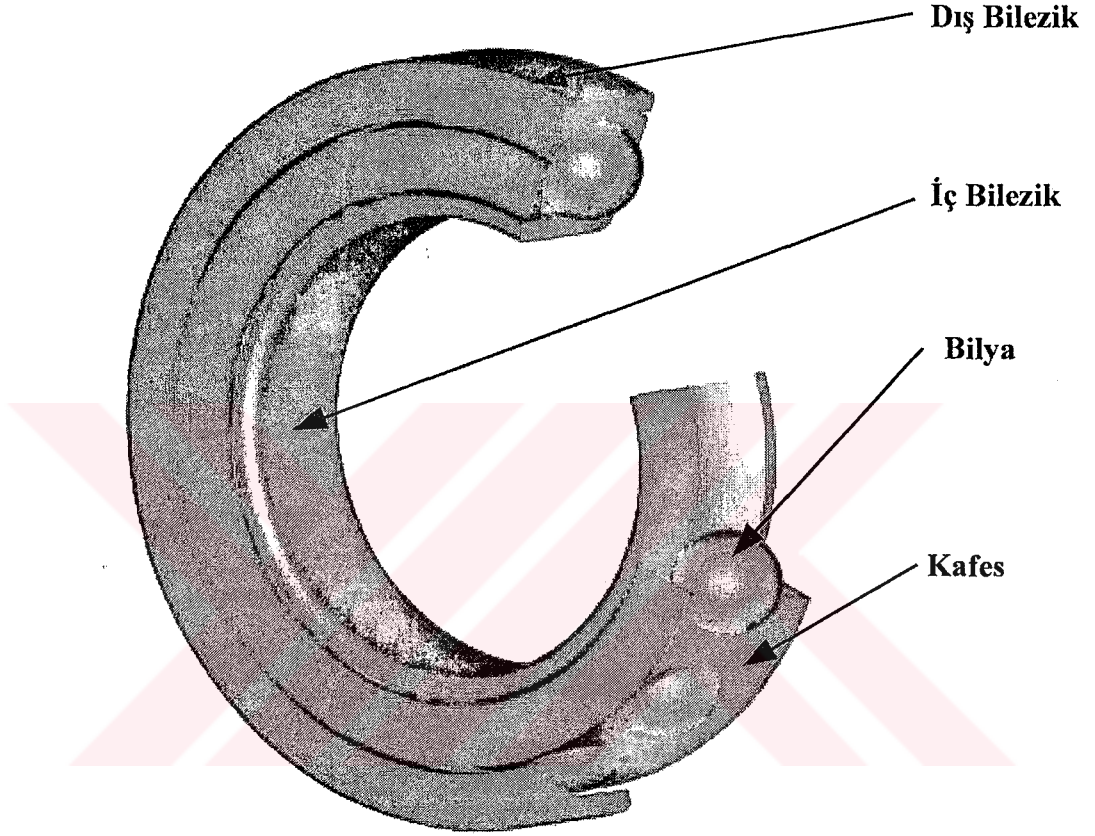
olmasına rağmen çok küçük boyutlu olduğu için 2'nolu noktaya kadar herhangi bir şekilde hasarın varlığını tespit etmek mümkün değildir. 2'nolu noktadan itibaren rulman çok yüksek frekanslı titreşimler üretecektir. Fakat bu titreşimleri gürültü olarak tanımlamak daha doğru olacaktır. Bu gürültü ancak hassas ve deneye yönelik kayıtlarla ölçüm yapılması sonucu belirlenebilir. Hasarın ilerlemesi sonucu artık rulmanlar hissedilir şekilde titreşim üretmeye başlayacağı açıktır. 3'nolu noktadan itibaren rulmanların sebep olduğu titreşimler kaydedilebilir ve onların incelemesi sonucu rulmanların ne kadar daha görevini yerine getirebileceği tahmin edilebilir. 4'nolu noktadan itibaren artık titreşimler o kadar artar ki herhangi bir ölçüm cihazına ihtiyaç duyulmadan hissedilebilir. Bu noktadan itibaren rulmanlar kısa bir süre içinde 5'nolu noktaya doğru ilerleyerek kullanılmaz hale gelirler.

### **1.1. Bilyalı Rulmanlar**

Modern makina uygulamalarında bilyalı yataklar göz ardı edilemeyecek kadar önemli bir hale gelmiştir. Çünkü dönen bir shaftın istenen pozisyonda durabilmesi ve makinanın içinde serbest olarak dönebilmesi için uygun bir şekilde desteklenmesi gerekir. Dönme hareketinin bir makina parçasından diğerine iletilmesinde, radyal aşınma ve sürtünme kayıplarının azaltılması ana hedefler arasındadır. Çünkü sürtünme, enerji harcadığı gibi aşınmaya da sebep olarak makinayı da kullanılmaz hale getirebilir. Bu yüzden rulmanlar yükün fazla olmadığı yerlerde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bir bilyalı yatak Şekil 1.2'de gösterildiği gibi bir iç bilezik, bir dış bilezik, bilyalar ve bir kafesten oluşur. İç ve dış bilezikler, üzerinde oyuklar açılmış olan bilyaların içinde yuvarlandığı sertleştirilmiş elamanlardır. İç bilezik shaft üzerine, dış

bilezik ise yatak içine pres geçme ile takılmıştır. Kafes, bilyaların iç bilezik üzerinde yuvarlanırken birbirlerine temas etmesini önler ve birbirlerine eşit mesafede durmasını sağlar.



**Şekil 1. 2.** Bilyalı rulman

Araştırmacılar uzun süredir bilyalı yatakların sistemin dinamik karakteristikleri arasında en önemli parametrelerden bir tanesi olduğunun farkına varamamışlar ve bilyaları rijit olarak veya komple yatak üzerinde doğrusal yaylara eşdeğer olarak kabul etmişlerdir. Bilyalı yatakların titreşim sistemi olarak öneminin anlaşılmasının ana nedenlerinden biri de ölçülerinin ve simülasyonlarının yeterli



hassaslıkta olmayıdır. Daha hassas uygulamalar yapıldıkça bilyalı yataklara gerekli önem verilmeye başlanmıştır.

Genel olarak bilinmeyen bir husus da yuvarlanma elamanlı yatağın, kusursuz olsa bile titreşim ürettiğidir. Kusurların da dahil edilmesiyle oluşan titreşim ve gürültülerin analizi oldukça zorlaşır. Bilyalı yatağın sebep olduğu gürültü veya titreşim karakteristiklerinin tanımlanmasında ilk adım şaft-rulman sisteminin modellenmesidir.

Bir bilyalı rulmanı oluşturan elamanlar her ne kadar ideal şekillerinde de olsalar, elamanların birbirlerine olan toleransları sebebiyle titreşim üretirler. Bu durum, iç bilezik merkezinin bilyaların diziliş durumuna göre değişmesinden kaynaklanır. Bilyalı yataklarla 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 yöntem alternatif 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. Yani en iyi yöntem bu tezde de anlatıldığı gibi bir simülasyon modeli kullanmaktır.

Rulmanın ne zaman kullanım dışı kalacağına ilişkin kestirimler henüz netlik kazanmamıştır. Frekans Analizinin titreşim sinyalleri ile yapılmasıyla çeşitli frekans bileşenlerinin kaynağını belirlemek mümkün olmaktadır. Rulmana etki eden zorlama kuvvetleri sabit veya küçük miktarlarda değiştiği sürece rulman veya şaftın ölçülen titreşim seviyesi de küçük miktarlarda değişir veya sabit kalır. Fakat rulman

elemanlarında hata veya düzensizlik oluşmaya başladığında, titreşim seviyesi ve buna bağlı olarak da frekans spektrumu da değişecektir. Bu spektrumun referans spektrumla karşılaştırılmasıyla rulmana bakım için müdahale zamanının gelip gelmediği anlaşılır. Eğer hata varsa hatanın türü ve yeri de tespit edilebilir.

Bu çalışmada amaç, bilyalı rulmanların sebep olduğu titreşimlerdeki değişimlerin izlenerek, yerel kusurlardan biri olan noktasal yüzey kusurunun varlığının ve kusurun rulmanın hangi elamanında olduğunun tespitine çalışmaktır. Bunun için ilk olarak şaft-rulman sistemi için bir titreşim modeli oluşturulmuş, modelde şaft ve bilyaların kütle gibi, bileziklerin ise temas yayları gibi davrandığı varsayılmıştır. Bu modele göre sağlam rulman için bir simülasyon programı geliştirilmiştir.

Bu programa rulman elamanları için bir kusur modeli de dahil edilerek geliştirilen simülasyon programı yardımıyla şaft ve bilyaların titreşim spektrumları elde edilmiştir. Böylece sağlam ve kusurlu durumdaki rulmanlar için elde edilen şaft ve bilyaların spektrumları karşılaştırılarak hatanın türünün ve yerinin tespitine çalışılmıştır. Simülasyon programından elde edilen sonuçların doğruluğunu araştırmak için, 5 serbestlik dereceli bir model kullanan N. Aktürk'ün kullandığı rulman ve şaft boyutları programa girilerek şaft ve bilyaların titreşim ve frekans spektrumları elde edilmiştir. Şaft için bulunan sonuçlar N. Aktürk'ün bulduğu sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Deneyel çalışma için sabit bilyalı rulman elamanlarının çalışma yüzeylerinde bölgesel kusurlar oluşturularak, şaftın radyal ve aksenal yöndeki titreşimleri kaydedilmiştir. Şaft-rulman deney setinden bulunan bu sonuçlarla, simülasyon programından elde edilen sonuçların uyumunu araştırmak üzere deney setinde

kullanılan rulman ve şaft boyutları programda kullanılarak, şaftın radyal ve eksenel yöndeki titreşimleri elde edilmiştir.

## 1.2. Daha Önceden Yapılmış Çalışmalar

Tekerleğin icadından sonra insanoğlu, yuvarlanma direncinin sürünme direncinden daha düşük olduğunu görmüş ve bu buluşunu çeşitli alanlarda uygulamaya koymuştur. Tekerleğin gelişmiş bir şekli olan rulmanlar, teknolojik gelişmelere paralel olarak insanlığın hizmetinde daha fazla yer almaya başlamıştır. Bilinen ilk bilyalı rulman kalıntılarına, M.S.42-54 tarihinden kalma gemi kalıntıları arasında rastlanmaktadır<sup>(1)</sup>. Rulmanların tarihte kullanımı çok eski olmasına rağmen genel olarak kullanımı 1900'lü yıllara dayanmaktadır<sup>(2)</sup>. 1967 yılında, Madrid'teki İspanya Ulusal Müzesinde bulunan Leonardo da Vinci'ye (M.S. 1452-1520) ait el yazması metinlerde yuvarlanan elamanlar arasında kafes kullanılmasının faydalarından detaylı olarak bahsedilmektedir. O zamandan 18. yüzyıla kadar çeşitli rulman tipleri Dowson<sup>(1)</sup> tarafından kayıtlara geçirilmiştir. Ayrıca ilk rulman patentinin 1974 yılında Philipe Vaughan tarafından İngiltere'de alındığı bilinmektedir.

Bisikletlerde rulmanların yaygın olarak kullanılması ve seri üretimlerinin artması sebebiyle, rulman teknolojisi ve kullanımında 1880'lerden sonra gözle görülebilir bir artış gözlenmiştir. Makinalardaki rulmanların bozulduklarında değiştirilme ihtiyaçları, rulman üretiminde bir standartlaşmaya gidilmesini zorunlu kılmıştır. İkinci Dünya savaşından sonra var olma savaşı veren Avrupa devletlerinde, metal sahasındaki gelişmeler ve hassas işlemlerin yapılabilmesi rulmanların kullanımını ve üretimini hızlı bir şekilde artırmış ve rulman toleranslarını

düşürmüştür. Bu gelişmeler rulman üretimini günümüzün dev teknolojik ürünlerinden biri haline getirmiştir<sup>(54)</sup>.

### 1.2.1. Teorik Çalışmalar

Konu hakkındaki ilk bilimsel makaleler daha çok kusursuz özellikte yatak üretimi ile ilgilidir. Bu nedenle çalışmaların çoğunda titreşim problemlerinden ziyade gerilme düzeyleri, mekanik performans, aşınma v.b. konulara öncelik verilen deneyler anlatılmıştır.

Bilyalı yataklar üzerine yapılan ilk kapsamlı bilimsel çalışmalara iyi bir örnek, 1900 yılında Stribeck<sup>(3)</sup> tarafından yapılan ve bilimsel araştırmalar için merkez laboratuvarı tarafından yayınlanan “Değışik Yükler için Bilyalı Yataklar” başlıklı rapordur.

Bilyalı yatak teknolojisinin 1907-1957 yılları arasındaki gelişimi SKF firmasının kuruluşunun 50. yılı münasebetiyle 1957’de SKF tarafından makalede özet olarak verilmiştir. Bununla beraber bu son makalede de titreşimin neden olduğu problemlere değinilmemiştir.

İmalattaki önemli problemlerin çözümünden sonra araştırmacılar dikkatlerini diğer konular üzerinde toplamışlardır. Bunun sonucu olarak bilyalı yatakların neden olduğu gürültü problemi önemli hale gelmiştir. Gürültü düşük düzeyde olsa bile (örneğin büro makinaları, elektrikli süpürgeler, fanlar, araba veya gemilerdeki dönen shaftlar gibi) rahatsız edicidir. Bu nedenle bilyalı yatakların titreşim karakteristikleri, dikkatleri üzerine çekmiştir. Bilyalı yatakların titreşimi ile ilgili hesaplamalar çok karmaşık olduğu için deneyler yapılmış ve uzun süre analitik yaklaşımlara başvurulmamıştır.

Araştırmacılar 1950'li yıllarda yağlama, gürültü ve aşınma problemini çözmeyi denemişler ve bu yöntem belirli ölçüde başarılı olmuştur<sup>(4)</sup>. Her ne kadar 1970'li yıllara kadar bazı araştırmacılar bilyalı yatak dinamiğinin teorik araştırmasına karamsar olarak yaklaştılsa da<sup>(5,6,7)</sup>, bu konuda yapılan bazı parlak çalışmalar 1950'li yıllara dayanmaktadır<sup>(8-11)</sup>. H. Perret ve E. Meldau kusursuz yatakların bile bilya geçişi nedeniyle titreşime maruz kaldığını ispat etmişlerdir. Fakat şaftın kütesini göz önüne almadıklarından buldukları çözümler yetersiz kalmıştır. Bu arada bazı araştırmacılar bilyalı yatakları, kaymalı yataklarla karşılaştırmaya başlamışlar ve taşlama tezgahlarında düşük hızlarda kaymalı yatakların üstün olduğu, ancak yüksek hızlarda bilyalı yatakların daha üstün olduğu sonucuna varmışlardır<sup>(12)</sup>. Fakat bu problem çözümsüz değildi. İyi kaliteli ve iyi dizayn edilmiş kaymalı yatağa monte edilmiş olan şaft, bilyalı yatağa göre daha az titreşime maruz kalıyordu<sup>(5)</sup>. Bilyalı yataklar titreşimi artırıyor ve sistemin dinamik karakteristikleri iyi anlaşılmadığı için hassas millerin dizaynını daha da zorlaştırıyordu. İmalatçılar bu problemi çözmek için bilyalı yatakları yeterli rijitlikte tasarlamışlardır.

Bunu yaparken küçük bir sönümleme faktörünün bile birçok taşlama şartları için titreşim genliğini istenen sınırlar içinde tutabileceğini düşünmüşler<sup>(12)</sup>, fakat titreşim problemi düşündükleri kadar basit bir olay olmadığından tam anlamıyla başarılı olamamış ve titreşimi önleyememişlerdir.

1960'lı yılların başlarında bilyalı yatakların titreşim karakteristikleri farklı araştırmacılar tarafından çeşitli kolaylaştırıcı kabuller yapılarak incelenmiştir. Bu basitleştirici kabullere rağmen bilyalı yatakların sebep olduğu titreşim problemlerinin karmaşıklığı yüzünden, teorik analiz yine de zordu. Bilyalı yataklar üzerine yapılan etkileyici ve kapsamlı çalışmalardan bir tanesi de 1963'de O. G. Gustafsson vd.<sup>(17)</sup>

tarafından yapılan çalışmadır. Bu çalışmanın amacı gemi makinalarındaki büyük ve küçük boyutlu bilyalı yatakların titreşimi ve işitilebilen alt harmonik frekanstaki gürültülerin azaltılması için, titreşim ve gürültü oluşum karakteristiklerinin araştırılmasıydı. O. G. Gustaffson vd.<sup>(18)</sup> geometrik olarak kusursuz yatakların yanında bazı kusurlu yatakları da araştırmışlardır.

Bu araştırmalar geometrik olarak kusursuz bile olsa şaft-bilyalı yatak sisteminin titreşime maruz kaldığını göstermiştir. Bunun sebepleri;

- ✓ Bilya geçme frekansı etkisi (İlk defa teorik olarak Perrot ve Meldau tarafından ispatlanmıştır)
- ✓ Değişken bilya yükleri nedeniyle dış bileziğin eğilmesidir.

1960'lı yılların sonlarına doğru bilyalı yataklar üzerine bazı analitik çalışmalar yayınlanmış, fakat o sıralarda güçlü bilgisayar desteği olmadığı için nispeten basit bilyalı yatak düzenlemelerini bile matematiksel olarak analiz etmek zor olduğu için bu çalışmalarda ileri sürülen çözümler genel uygulamalar için çok basit kalıyor veya bilyalı rijitlik ve sönümleme özelliklerinin pratik olarak tahmini için çok karmaşıktı<sup>(7)</sup>. Bu dönemin en iyi örneği olarak H. Tamura ve H. Shimizu'nun çalışmaları verilebilir. Bu araştırmacılar ilk makalelerinde<sup>(14)</sup> iki bilyalı bir yatağı, ikincisinde<sup>(15)</sup> bilya sayısını üçe veya dörde çıkarmışlardır. Üçüncü makalelerinde<sup>(16)</sup> ise çok bilyalı yatakları incelemişlerdir. Araştırmacılar her ne kadar çok sayıda eşitlik ve hesaplamalar yapmışlarsa da titreşim hakkındaki bilgiler nispeten sınırlı kalmıştır.

1960'lı yıllardan itibaren güçlü bilgisayarların kullanılmaya başlamasıyla bilyalı yatakların titreşim karakteristikleri üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır.

### ***1960' tan sonra yapılan araştırmaların özetleri:***

Bilyalı yatakların titreşimi üzerine yapılan araştırmalar geniş bir alanı kapsar. Bu nedenle farklı araştırmacılar bilyalı yataklardaki titreşimin değişik yönlerini araştırmışlardır. Bu konuda önemli katkılar yapan bazı gruplar vardır. 1960'dan sonra yapılan önemli araştırmaların bazıları aşağıda verilmiştir.

O. G. Gustafsson, T. E. Tallian v.d.<sup>(17,18)</sup>, bilyalı yatakların titreşim ve gürültü oluşturan karakteristiklerini incelemişlerdir. alışmalarını bilya geçiş frekansı ve bilya yükleri gibi bilyalı yatakların çok önemli karakteristikleri üzerine yoğunlaştırmışlar ve ayrıca dalgalılık ve farklı boyutlu bilyalar gibi geometrik kusurların, bilyalı yatak titreşimine olan etkisini de araştırmışlardır.

H. Tamura ve H. Shimizu<sup>(14, 16)</sup>, nun çalışması, bilyalı yatakların statik rijitliği ile ilgilidir. Bu araştırma şaft-yatak sistemlerindeki kararsızlıkların araştırılmasına katkıda bulunduğu için önemlidir.

P. K. Gupta v.d.<sup>(19-23)</sup>, yatakları silindirik koordinatlarda 6 serbestlik derecesinde modellemişlerdir. şaftın kütesini değil de yuvarlanma elamanlarının kütlelerini göz önüne aldıklarından çalışmalarını bilya ve bilya kafes etkileşimleri ile oluşan titreşimler üzerinde yoğunlaştırmışlardır.

L. D. Meyer v.d.<sup>(24)</sup>, eşit olmayan bilya çapları veya hareketli bilezik üzerindeki dalgalılık yüzünden, eksenel yük altındaki sabit bileziğin esnek titreşimlerini incelemek için analitik bir model sunmuşlardır.

T. Yamamoto v.d.<sup>(25-31)</sup>, simetrik olmayan şaftı destekleyen bilyalı yatakların neden olduğu kararsızlıklarla ilgilidir. Bilyalı yatakların sebep olduğu alt ve üst harmonik titreşimleri de incelemişlerdir.

T. L. H. Walford ve B. J. Stone<sup>(32)</sup>, açısai temaslı bilyalı rulman çiftinin radyal dinamik karakteristiklerini kontrollü hız, ön yük ve yağlama şartlarında ele almışlardır.

R. Sayles ve S. Y. Poon<sup>(33)</sup>, nun çalışması, yüzey düzgünsüzlüğü ve daha kısa dalga boyu özellikleri tarafından üretilen titreşimleri incelenmesi ile ilgilidir.

E. H. Gad v.d.<sup>(34-37)</sup>, bilyalı yatakların dinamik özelliklerinin araştırılması için şaft kütlelerinin de göz önüne alındığı bilyalı yatak için bilgisayar simülasyon modeli kullanmışlardır. Doğal frekans civarındaki kararsızlıklara değinmişlerdir.

T. Igarashi v.d.<sup>(38, 39, 40)</sup>, bilyalı yataklarda bölgesel kusurların sebep olduğu titreşimleri araştırmışlardır.

P. D. McFadden ve J. D. Smith<sup>(41)</sup>, sabit yük etkisindeki makaralı bir rulmanın iç bileziğindeki tek bir hasardan kaynaklanan titreşimin matematiksel modelini oluşturmuş ve deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile hesap yoluyla bulunan sonuçların uyum içinde olduğunu gözlemlemişlerdir.

P. D. McFadden ve J. D. Smith<sup>(42)</sup> diğeri bir çalışmalarında ise, sabit yük etkisindeki makaralı bir rulmanın iç bileziğindeki bölgesel çoklu hasarın oluşturduğu titreşimin matematiksel modelini oluşturmuş ve deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile hesap yoluyla bulunan sonuçların uyum içinde olduğunu gözlemlemişlerdir.

F. P. Wardle v.d.<sup>(43- 45)</sup> bir bilyalı yataktaki dağınık kusurların titreşime olan etkisini incelemişlerdir. Eksenel olarak yüklenmiş açısai temaslı bilyalı rulmanlarda dalgalılık yüzünden farklı rulman elamanları tarafından üretilen titreşim kuvvetlerini incelemiş ve özellikle dalgalılığın etkisi üzerinde durmuşlardır.

R. Gohar v.d.<sup>(46-50)</sup> çeşitli makalelerinde, bilyalı yatak titreşimlerinin değışik



yönlerini araştırmışlardır. H. Rahnejat ve R. Gohar<sup>(46)</sup> rulman rijitlik hesaplamaları ile şaft hareketini ilişkilendirerek, derin oluklu bilyalı rulmanlar tarafından desteklenen yatay rijit bir şaftın titreşim davranışları üzerine çalışmışlardır. Ayrıca yuvarlanma elamanları ile bilezikler arasındaki yağ filminin elasto-hidrokinamik sönümlenme davranışının etkilerini incelemişlerdir. M. Matsubara v.d.<sup>(47)</sup> bilyalı yataklar tarafından desteklenen esnek bir şaftı incelemişlerdir. R. Aini v.d.<sup>(48)</sup> bilyalı yataklar tarafından desteklenen taşıma milini modellemiş, J. Franco v.d.<sup>(49)</sup> ise yatak üzerindeki çoklu hataları, N. Aktürk v.d.<sup>(50)</sup> de bilya yolu titreşimlerini incelemişlerdir.

Y. T. Su ve S. J. Lin<sup>(51)</sup> çalışmalarında, teorik bir hassas mil-rulman modeli oluşturmuş, modele geometrik hataları (yüzey dalgalılığı ve yüzey düzgünsüzlüğü) da dahil ederek dış bileziğin esnekliğini izah etmiş ve modelin geçerliliğini test etmek için deneyler yapmışlardır.

E. Yhland<sup>(52)</sup>, dalgalılık kusuru bulunan bilyalı rulmanın rijitlik matrisinin hesabı için lineer bir model geliştirmiş ve dalgalılığın rotor-rulman sistemine olan etkisini araştırmıştır.

N. Aktürk<sup>(53)</sup> tez çalışmasında, açışal temaslı bilyalı rulmanların titreşim karakteristiklerini incelemiştir. Şaft-Rulman montajını kütle-yay sistemi olarak düşünmüş ve sistemi 5 serbestlik dereceli kabul ederek modellemiştir. Burada şaft ve bilya yuvasının bir kütle, bilyanın ise bir temas yayı olarak davrandığını düşünerek, radyal ve aksel titreşimleri modellemek için bir bilgisayar programı yazmış ve program yoluyla elde ettiği sonuçları zaman ve frekans ortamında incelemiştir. Şaft-Rulman montajının titreşim karakteristiklerinin, rulmanlar farklı lineer olmayan yük-ezilme özelliklerine sahip bölgelerde çalıştırıldığında ya da rulmanın tasarım veya

çalışma koşullarının değiştirildiği zamanlarda değiştiğini göstermiştir. Bu çalışmaya ek olarak çalışma yüzeylerinde bölgesel hatalar, eksen kaçıklığı, dalgalılık, düzgünsüzlük, ölçü dışı bilya kusurları olduğu zaman doğal frekansın, bilya geçiş frekansının ve alt ve üst harmoniklerin değişimini araştırmıştır.

T. C. Lim ve R. Singh<sup>(54)</sup>, makaralı rulmanlar için teorik bir incelemeyle rijitlik matrisini elde etmiş ve rijitliğin çeşitli parametrelere (temas açısı ve açısız kaçıklık) bağlı değişimini incelemiştir.

C. H. Chen v.d.<sup>(55)</sup>, açısız temaslı bilyalı rulmanların dinamiği ile dönen bir hassas milin modelini birlikte düşünerek yüksek hız şartlarında hassas mil karakteristiklerini araştırmışlar ve oluşturulan hassas mil modelini laboratuvar deneyleriyle desteklemiştir.

S. Oğuz<sup>(56)</sup> tez çalışmasında, T. C. Lim ve R. Singh<sup>(54)</sup>'in bilyalı rulmanlar için oluşturdukları yeni bir matematiksel modeli şaft-rulman sistemine uygulamıştır. Rulmanın yaylanmasını, milin eğilme hareketiyle şaşaenin hareketini bir matrisle ifade eden bu model, bilyalı rulmanların kullanıldığı, T. C. Lim ve R. Singh<sup>(54)</sup>'in verdikleri örneklerden bazı açılardan farklıdır.

A. S. Sekhar ve B. S. Prabhu<sup>(57)</sup>'nin çalışması, şaft-rulman sisteminin sonlu elemanlar metoduyla modellenerek titreşiminin incelenmesi ile ilgilidir. Dügümler için 8 serbestlik derecesi olarak, aksenal ve açısız yöndeki eksen kaçıklığı yüzünden oluşan titreşimlerin hıza bağlı olarak değişimini ve bunların harmoniklerini incelemiştir.

R. Twari ve N. S. Vyas<sup>(58)</sup> çalışmalarında, makaralı rulmanların lineer olmayan rijitlik parametrelerinin tahmini için rulman başlığından rasgele cevap sinyallerinin toplanarak analizi esasına dayanan bir teknik geliştirmişlerdir. Rotor-

rulman sistemini modelleyerek, rulman yüzeyindeki dağınık kusurlar ve montajdan kaynaklanan titreşimleri, gerekli rulman rijitlik parametrelerini elde etmek için bir eğri uydurma algoritması sayesinde özel bir işleme tabi tutmuşlardır.

R. C. Meeks ve L. Tran<sup>(59)</sup> çalışmalarında, önemli kinematik, yapısal, dinamik ve yağlama etkilerini göz önünde bulundurarak 3 boyutlu dinamik bir bilyalı rulman modeli geliştirmişlerdir. Bilya ve kafes dinamiğini analiz etmek için bilya kafesi hareketlerinin 6 serbestlik dereceli modelini geliştirmişlerdir Bu model her türlü bilya, kafes ve bilezik malzemesi kombinasyonunu analiz edebilen bir model olup çalışmayı deneylerle de desteklemişlerdir.

K. Ono v.d.<sup>(60,61)</sup>, çalışmalarının birinci bölümü, bilyalı bir rulmanın dış bilezik bilya yolu dalgalılığının sebep olduğu radyal titreşimleri ile ilgilidir. Analitik model için iç rotorun tek serbestlik dereceli olduğu, rulmanın dış bileziğini gürültüden tecrit etmek için yumuşak bir kauçukla desteklendiği, iç ve dış bilezik yüzeyi arasında radyal bir açıklık olduğu ve shaft ve iç bileziğin çekim kuvvetinin sabit olduğu kabullerini yapmışlardır.

İkinci bölüm ise şekil yönünden hatalı bir bilyalı rulman tarafından desteklenen rijit bir shaftın radyal titreşiminin teorik analiziyle ilgilidir. İç bilezik, dış bilezik veya dönen bilyaların küçük sinüzoidal bir dalgalılığının olduğunu farz ederek shaft dönerken shaft merkezinin yer değiştirmesini nümerik olarak hesaplamışlardır. Hesaplamalar ve deneysel Campbell diyagramları arasında iyi bir uyum gözlemişlerdir.

G. D. Hagi ve M. D. Gafitanu<sup>(62)</sup>'nin çalışması, taşlama tezgahı ana milinin üzerine monte edilmiş yüksek hızlı açılmalı temaslı bilyalı rulmanların rijitlik ve sönüm karakteristiklerinin hesabıyla ilgilidir. Hertz teması elastik deformasyonu ve yağ

filmi sıkışma etkisini de dikkate alarak teorik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları doğrulamak için, kontrollü çalışma şartlarında bir taşıma tezgahı test ana milinin çalışması durumunu inceleyen bir program yazmışlardır. Teorik ve deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum elde etmişlerdir.

N. Aktürk v.d.<sup>(63)</sup> çalışmalarında, kusursuz rulmanlarda ön yük ve bilya sayısının değişiminin shaft titreşimine olan etkisini araştırmışlardır. Sağlam rulmanlarda titreşimlerin bilya geçiş frekansında meydana geldiğini ve bu titreşimlerin genliğinin, ön yük ve bilya sayısı doğru seçilirse önemli ölçüde düştüğünü göstermişlerdir. Rulmanlar doğrusal olmayan yük-ezilme karakteristiklerinin farklı bölgelerinde çalıştırıldığında, shaft ve rulmanların titreşim karakteristiklerinde değişme olduğunu gözlemlemişlerdir.

J. Datta ve K. Farhang<sup>(64)</sup>, rulman makarası, iç ve dış bileziğin gerçek büyüklüklerine bağlı etkiler, iç ve dış bileziğin montajdan kaynaklanan eylemsizlikleri, bu bileziklere temas eden diğer dış sistem elemanlarının eylemsizliği gibi dış etkileri göz önüne alarak, rulmanın yapısal titreşimlerini incelemek üzere dinamik bir shaft-rulman modeli geliştirmişlerdir. Modelde yuvarlanma elamanı bilezik temasını eşit kütle yay sistemi ile göstermişler, temas deformasyonu ve bunun sonucunda oluşan kuvvetleri simüle etmek için yayı sadece baskı yayı olarak ele almışlardır.

N. Tandon ve A. Choudhury<sup>(65)</sup>'nin çalışması bir rulman elamanındaki yerel bir kusur yüzünden, düşük frekans bandı için genlik ve frekans tahmini yapan analitik bir model geliştirilmesi hakkındadır. Radyal ve aksenal yük altındaki dış bilezik, iç bilezik veya yuvarlanma elamanlarının üzerindeki bölgesel kusurlar

yüzünden oluşan önemli frekans bileşenlerinin genliğini ve makaralı rulmanların titreşim frekanslarını tahmin için analitik bir model sunmuşlardır.

L. Houpert<sup>(66)</sup>, iki farklı yaklaşım uygulayarak rijitlik matrisini hesaplamış ve rulman yüklerini 5 serbestlik dereceli bir fonksiyon olarak hesaplayan bir model sunmuştur. Model her bir yuvarlanma elamanı- bilezik temas diliminde maksimum yuvarlanma elamanı yükü, yük dağılımı ve 3 boyutlu yuvarlanma elamanı yük dağılımını analitik olarak çıkarılabilmektedir.

J. A. Wensing<sup>(67)</sup> tez çalışmasında, bilyalı rulmanlarda en önemli gürültü kaynağı olarak bilinen dalgalılığı istatistiksel bir yaklaşım uygulayarak ele almış ve rulmanı uygulamada bütün bir parça olarak kabul etmiştir. Şaft, gömlek ve rulmanın dış bileziğini sonlu elemanlar metodu ile 3 boyutlu olarak modellemiş ve makaralı rulman setinin belli bir oranda dönmesi kombinasyonunda dış bileziğin rijitliğini hesaplamak için yeni bir metot geliştirmiştir. Kılavuz halka ve bilyalar arasındaki elasto-hidrokinamik yağlayıcı temasının rijitlik ve sönümünü basit olarak yay-sönüm elemanlarıyla modellemiştir. Rulman tarafından üretilen titreşimlerin çoğunu, bilyanın üzerindeki dalgalılık kusuruna bağlamıştır. Ayrıca bu modelini deneysel çalışmayla desteklemiştir.

N. Aktürk ve R. Gohar<sup>(68)</sup>, bir çift açısız temaslı bilyalı rulman tarafından desteklenen rijit bir şaftın radyal ve aksel titreşimlerini incelemişler ve bilya boyutlarındaki değişikliklerin şaft titreşimine olan etkisini araştırmışlardır. Ölçü dışı bilyaların rulmanda kafes hızı ve rulmandaki dizilişe bağlı olarak onun harmoniklerinde titreşimlere sebep olduğunu tespit etmişlerdir.

R. Gohar ve N. Aktürk<sup>(69)</sup>, bir çift açısız temaslı bilyalı rulman tarafından desteklenen uniform bir rotorun dinamik davranışını incelemişlerdir. Ayrıca

geometrik olarak mükemmel ve rulman bileziklerinde eksen kaçıklığı olan rulmanların titreşimlerinin önemini sorgulamışlardır.

K. Ono Y. Okada<sup>(70,71)</sup>,nın çalışması iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm bilyalı rulmanın otomobil şaftında sebep olduğu şaft titreşimlerinin analitik bir incelemesi ile ilgilidir. Dalgalılık sayısının, radyal boşluk ve şaft dengesizliğinin rulman titreşimleri üzerine etkisini değerlendirmek için analitik ve deneysel bir çalışma yapmışlardır.

İkinci bölümde ise radyal açıklık, şaft dengesizliği ve üretim esnasında dış bilezik bilya yolu üzerindeki oluşan dalgalılık kusurunun sebep olduğu rulman titreşimlerini incelemek üzere analitik bir çalışma yapmışlar, analitik ve deneysel araştırmaların uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

D. Nelias ve T. Yoshioka makalelerinde<sup>(72)</sup>, derin oluklu bir bilyalı rulmanda 'Akustik Emisyon' tekniğini kullanarak yuvarlanma elamanı temas yorulma başlangıcı ile ilgili deneysel araştırmaları açıklamak için bilgisayar simülasyonu yapmışlardır. Rulman bozulmadan önce yuvarlanma elamanı temas yorulması yüzünden oluşan yüzey altı kusurunun taranması ve yerinin tespiti için bu metodun geçerliliğini göstermişlerdir. Bu metotla, radyal yükte çalışan derin oluklu bir bilyalı rulmanın iç bileziğindeki yüzey altı kusurlarının yerini hassas olarak tespit edebilmişlerdir.

P. Dietl, v.d.<sup>(73)</sup>, çalışması makaralı rulmanların sönümleme yeteneğinin ölçülmesi ve sönümün hesabı hakkındadır. Rulmanlardaki yağ filmi sönümünü hesaplamak için teorik bir model kurmuşlardır. Yuvarlanma elamanları sönümünü ölçmek için ise 2 deneysel yaklaşımı karşılaştırmışlardır.

N. Tandon ve A. Choudhury<sup>(74)</sup> çalışmalarında, radyal yük altında, üzerinde dağıtık kusurlar bulunan (iç ve dış bilezikteki dalgalılık ve ölçü dışı yuvarlanma elemanları) 3 serbestlik dereceli bir rotor-rulman sistemindeki makaralı rulmanların titreşim cevabını tahmin eden teorik bir model kurmuşlardır.

G. H. Jang ve S. W. Jeong<sup>(75)</sup>, un çalışması, iki veya daha fazla bilyalı rulman tarafından desteklenen rijit bir rotorda dalgalılık yüzünden oluşan bilyalı rulman titreşiminin analizi ile ilgilidir. 5 serbestlik dereceli bir rotor-rulman sistemini incelemek için her bir bilezik ve bilyanın dalgalılığını sinüzoidal fonksiyonların toplamı şeklinde bir modelleme yapmışlardır. Model yardımıyla yuvarlanma elemanları dalgalılığının çeşitli türleri için bulunan titreşim frekansları, bilyalı rulmanın lineer olmayan yük-ezilme karakteristiklerinden bulunan harmonik frekansları ve dalgalılık etkileşiminin non-lineerliği sonucundan çıkan kenar bandı frekanslarını sınıflandırabilmişlerdir.

### 1.2.2. Deneysel Çalışmalar

Her ne kadar bilyalı yatakların titreşimleri üzerine yapılan araştırmalar yayınlanmış olan çok sayıda makale ile güçlü bir arka plana sahip ise de titreşim deneyleri için herkes tarafından kabul edilen standart bir deney metodu yoktur. Her imalatçı veya araştırmacı kendi deney düzeneğini kurmuş ve bilyalı yatak titreşimlerini incelemek için kendi metodunu kullanmıştır. Her araştırmacının deneyler için farklı sebepleri vardır ve ona uygun deney düzeneği tasarlamıştır. Bu nedenle bir araştırmacı için kabul edilebilir olan bir metot diğeri için gereksiz olabilir. Bu durum uygulanabilecek deney metodlarının sayısını artırmıştır. Bununla beraber kullanılan metodların savunulabilirliği çok azdır<sup>(76)</sup>. Standart test metodları

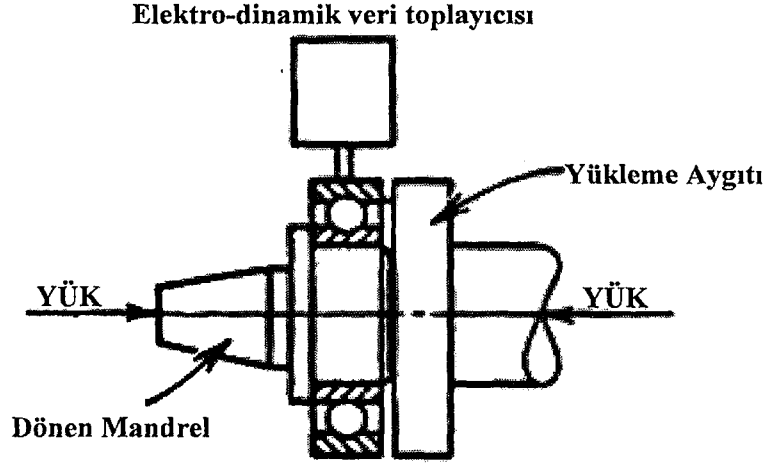


bilyalı yatakların imalinde ve kullanıcı tarafından kullanılmasında yaralanılabilecek çok az bilgi verir. Fakat elde edilen sonuçlar üretim kalitesinin korunması veya sökülmüş yatakların tekrar kullanılabilirliğinin kontrolü için faydalı bir göstergedir<sup>(76)</sup>.

Tek yatağın test edilmesi sadece yatağın üretim kalitesi veya tekrar kullanılabilirliği hakkında bilgi verir. Fakat yatak monte edildikten sonra hep birlikte farklı titreşim karakteristiklerine sahip olur. Bu nedenle deneyler monte edilmiş halde ve çalışır durumda yapılmalıdır<sup>(32)</sup>. Yataklar yerine takılmış durumdayken yapılan deneylerde başka zorluklarla da karşılaşılabilir. Bunlar; üretim kusurları, eksenden kaçık bilezikler, eksantrik bilezikler, eşit olmayan bilya boyutları, eliptik bilezikler, radyal açıklık ve dönen yüzeylerdeki geometrik hatalar gibi hepsi mikron mertebesinde olan kusurlar olup, baskın faktörlerin etkileşimi karmaşık titreşimlerin oluşmasına neden olmaktadır<sup>(32)</sup>. Bu sebeple baskın faktörlerin deneysel olarak birbirinden ayrılarak net olarak ölçülmesi ve ortaya çıkan titreşimde her faktörün etkisinin kontrolü çok zordur<sup>(35)</sup>. Bu yüzden yatak karakteristiklerinin bir bütün olarak sistemin karakteristiklerinden dolaylı olarak çıkartılması gerekir. Buna ilaveten shaft ile iç bilezik ve yuva ile dış bilezik ara yüzeylerinin etkileri de önemli olabilir. Bu nedenle bu etkiler dikkatli bir şekilde kontrol edilmeli ve yatak çalışma koşullarında, belirli bir dönme hızı ve ön yük altında test edilmelidir<sup>(32,35)</sup>.

Yatak düzeneği normal çalışma şartlarında çalışırken, titreşir ve gürültü oluşturur. En önemli gürültü, yapı içinde hareket eden yatak bileziğinin (iç bilezik) titreşimi ve yuvanın panel ve kesitleri ile rezonansa girmesinden kaynaklanır.





**Şekil 1.3.** Test düzeneğinin şematik gösterimi<sup>(78)</sup>

R. C. Hemmings ve J. D. Smith<sup>(76)</sup>, bilyalı yatakların oluşturduğu gürültünün yatak titreşimlerinin tahmininde yararlı olmadığını ileri sürmüşlerdir. Buna sebep olarak da yatak tesisatlarının çoğunda gürültünün doğrudan yataktan gelmediğini söylemişlerdir. Çünkü kapalı sistem içinde sisteme güç veren motor ve parçaları da vardır. Bu şartlar altında yatak yuvası veya örtülerin arasından ihmal edilebilir seviyede gürültü oluşmaktadır. T. Igarashi ve S. Yabe<sup>(39)</sup> hassas aletler kullanılıp deneyler titizlikle yapılırsa, bilyalı yatakların ürettiği seslerden bilgi edinilebileceğini savunmuşlardır. Bununla beraber şaft ve yatak sisteminden bilgi elde etmenin en iyi yolu yine kolay olmamakla beraber yataklar monte edildikten sonra şaft titreşiminin doğrudan ölçülmesidir.

Titreşim kuvvetleri yataklar yüzünden oluştuğuna göre ölçümlerin mümkün olduğu kadar şafta yakın yerde yatak yuvası üzerinden yapılması en iyisidir<sup>(77)</sup>. İncelenecek yatak destek üzerindeki mandrele monte edilir. Dış bilezik sabit tutulurken iç bileziğe nakledilen şaft hızıdır. Radyal ve eksenel hareketler hız

algılayıcıları tarafından kaydedilir (Şekil 1.3). Bu tür cihazlar SKF organizasyonları tarafından kullanılmaktadır<sup>(4)</sup> ve 1960'lı yılların başlarında kabul edilen titreşim standardıdır.

Buna çok benzer düzenekler O. G. Gusstafsson v.d.<sup>(17)</sup>, K. M. Cena ve R. A. Hobbs<sup>(108)</sup>, R. C. Hemmings ve J. D. Smith<sup>(76)</sup>, S. Braun ve B. Danter<sup>(81)</sup>, T. Igarashi ve H. Hamada<sup>(38)</sup>, M. C. Karakurt<sup>(83)</sup> tarafından da kullanılmıştır. Yaygın olarak kullanılan bir test düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 1.3'te gösterilmiştir. Yatağın iç bilezik yuvarlanma yolu, 1800 d/d hızla dönen hassas bir destek üzerine monte edilir. Belirli bir itme yükü dönmeyen dış bilezik yan yüzeyine uygulanır. Hız algılayıcısının ucu bileziğin dış yüzeyine hafif bir yayla bastırılır. Yük ve takım kombinasyonları, bilyaların kusurlu veya dalgalı bilya yolu üzerinde hareket ederken dış bileziğin radyal hareketine müsaade edecek uygunluktur. Algılayıcıdan gelen voltaj sinyali analiz cihazına girdi olarak verilir. Bu cihaz sinyali büyütür ve bant geçiş filtresi yapar ve her banttaki rms hızları ekranda gösterir. Üç frekans bandı 50-300 Hz, 300-1800 Hz ve 1800-10000 Hz değerlerindedir. Nispeten büyük yataklar daha düşük filtre bantlarına (20-120 Hz, 120-700 Hz, 700-4000 Hz) karşılık gelen düşük hızlarda (700 d/d) test edilir<sup>(78)</sup>. Bu temel test tekniği yıllardır üretici firmalar ve tüketiciler tarafından kullanılmaktadır.

T. L. H. Walford ve B. J. Stone<sup>(32)</sup>, çeşitli ön yük, şaft yerleştirme şartlarında ve kontrolü mil dönme hızlarında yatak karakteristiklerini ölçmek için bir deney düzeneği geliştirerek, bu düzenekte yatak yuvasına göre şaft merkezinin relatif yer değiştirmesini ölçmüşlerdir. Bu yöntemin bilyalı yatak titreşim testlerinde daha iyi sonuç verdiği ileri sürülmüştür.

T. Igarashi ve S. Yabe<sup>(39)</sup>, deneylerini ses geçirmez odada yapmışlardır. Bilyalı yatakların oluşturduğu gürültüyü ölçmüşler ve sonuçları karşılaştırmak için T. Igarashi ve H. Hamada<sup>(38)</sup> tarafından kullanılan aynı tip deney setini kullanmışlardır. Onların deney düzeneği ile titreşen bir makinanın oluşturduğu gürültü eğer dikkatli bir şekilde incelenirse çok iyi bir bilgi kaynağı olabilir ve yatakların oluşturduğu titreşimler diğer titreşimlerden ayrılabilir. Darbelerin tekrarlama frekansının bilyalı yatakların oluşturduğu titreşim ve sesle aynı olduğunu tespit etmişlerdir.

R. Aini<sup>(79)</sup>, taşlama milinin titreşim karakteristiklerini incelemek üzere bir deney düzeneği tasarlamıştır. Bu düzenekte shaft açısız temaslı bilyalı rulmanlar tarafından desteklenmekte ve taşlama işleminde oluşan kuvvetleri simüle etmek için shaft-bilyalı yatak sistemine kuvvet uygulanabilmektedir. Bu çalışma şartlarındaki hassas milin simülasyonu olduğuna göre titreşim spektrumu taşlama tezgahından elde edilenin aynısı olmalıydı.

Deneysel çalışmalarda düzeneğin kurulması ve sonuçların alınması problemin sadece bir kısmıdır. Diğerleri ise verilerin toplanması ve analizidir. Eğer veri değerlendirmesi doğru bir şekilde yapılmazsa elde edilen sonuçlar yanıltıcı olabilir<sup>(80)</sup>.

Dalgalılık, eksen kaçıklığı farklı bilya boyutları etkileri v.b. yan bant frekanslarında tayfta mevcut temel frekansların alt ve üst harmoniklerinde zirveler oluşturuyorsa, deneysel sonuçlara bağlı bütün tahminler çok az doğrulukla yapılabilir<sup>(44-49)</sup>. Bu problemi çözmek için belirli frekans bantlarındaki sinyallerin filtre edilmesi teklif edilmiştir<sup>(83-85)</sup>. Bunu yapmak için bilyalı yatak titreşimi konusunda çok iyi bilgi sahibi olmak gerekir, çünkü aksi halde bazı önemli frekanslar atlanabilir.

**1985' ten sonra yapılan çalışmaların özetleri:**

M. C. Karakurt<sup>(83)</sup>'un tez çalışması, değişik tipteki rulmanların titreşim karakteristiklerinin deneysel olarak incelenmesi ile ilgilidir. Bunun için düz kayış sistemi tarafından tahrik edilen ve serbest olarak dönebilen milden oluşan bir deney düzeneği imal etmiştir. Deneylerden elde ettiği verileri sayısal çözümleme yöntemleri ile işleyerek, rulmanlı yatakların titreşim sinyallerini yatakların yeni ve hasarlı durumları için kaydetmiş ve yorumlamıştır.

R. J. Alfredson v.d.<sup>(84)</sup>, rulmanlardaki hasarları belirlemek için bir rulman test düzeneği kullanarak deneyler yapmışlar ve ölçülen titreşim sinyallerini zaman ortamı metotlarını kullanarak değerlendirmişlerdir. Testler sonucunda zaman ortamı parametrelerinin karşılaşılan hasarın tipine bağlı olarak bazı değerler gösterdiği ve rulman hasarlarını belirlemek için bir kaç metodun birlikte uygulanması gerektiğine karar vermişlerdir.

R. J. Alfredson v.d.<sup>(85)</sup> başka bir çalışmalarında, rulmanlardaki hasarları belirlemek için bir rulman test düzeneği kullanarak deneyler yapmışlar ve ölçülen titreşim sinyallerini frekans ortamı metotlarını kullanarak değerlendirmişlerdir. Testler sonucunda RMS yaklaşımının bir çok hasarı belirlemede iyi sonuçlar verdiğini, titreşim seviyesindeki 10 dB bir artışın rulmanda bir hasarın oluşmakta olduğunu, 20 dB bir artışın rulmanın durumu ile ilgili gerekli tedbirlerin alınması gerektiğini vurgulamışlardır.

R.G. Harker ve J. L. Sandy<sup>(86)</sup> ise rulmanlarda oluşan hasarların titreşim sinyallerinin frekans ortamındaki oluşma aşamalarını, bu hasarların sebepleri ve hasarların oluşma evrelerini, bu hasarları belirlemek için kullanılan titreşim ölçüm

tekniklerini ve titreşim algılayıcılarını detaylı olarak anlatmış ve tekniklerin değişik rulman arızalarına uygulanışını örneklerle göstermişlerdir.

R. Aini v.d.<sup>(87)</sup>, taşlama milinde farklı mil dönme hızlarında rulmanların sebep olduğu titreşimlerin deneysel olarak frekans spektrumlarını elde etmişlerdir.

C. K. Mechefske ve J. Mathew<sup>(88)</sup> makalelerinde, düşük hızda çalışan makaralı rulmanların titreşim durumunun izlenmesi için frekans ortamı eğilimini kullanarak hataları tarayan, frekans tayfını kullanarak hata tespiti yapan etkin bir yöntem anlatmış ve buldukları sonuçları önceki çalışmalarla karşılaştırmışlardır.

Y. T. Su ve S. J. Lin<sup>(89)</sup> çalışmalarında, değişik yüklere maruz bırakılan kusurlu bir rulmanın titreşim karakteristiklerini araştırmışlardır. Ters yüklemeye maruz kalmış bir rulmanda yerleşik çoklu hataların veya tek bir hatanın sebep olduğu rulman titreşimini açıklamak için P. D. McFadden ve J. D. Smith<sup>(41)</sup>'in kullandığı titreşim modelini geliştirmişlerdir.

T. I. Liu ve J. M. Mengel<sup>(90)</sup> makalelerinde, bilyalı rulmanların durumunu devamlı olarak izlemek için yapay sinir ağlarını kullanmışlardır. Bu yöntemle rulmanın hasarlı olup olmadığı belirlendiği gibi hangi tip hasarın olduğu da kestirilebilmiştir.

Y. C. Shin<sup>(91)</sup> çalışmasında, hassas şaft-rulman sisteminde açısız temaslı bilyalı rulmanların yüksek hızlardaki davranışını incelemiş, şaftın dönme hızlarını değiştirerek sistemin dinamik davranışını ve doğal frekanslarını deneysel olarak araştırmıştır.

C. K. Mechefske ve J. Mathew<sup>(92)</sup>'in çalışması, makaralı rulmanlarda hata taraması için frekans tayfı kullanıldığı zaman optimum titreşim sinyali boyunun

belirlenmesiyle ilgilidir. Yapılan testlerin düşük ve yüksek hızlı makaralı rulmanlardan titreşim sinyallerini toplanmasında başarılı olduğunu göstermiştir.

M. P. Sudhakar v.d.<sup>(93)</sup>, rulmanın dönen elemanlarında oluşan kusurların ilk taraması için Frekans ortamı metotlarından ‘Veriye Bağlı Sistem ve Dalga Boyu Dönüşüm’ metodunu kullanmışlardır.

R. Aini v.d.<sup>(94)</sup>, ön yüklemeye maruz açısız temaslı bilyalı rulmanlar tarafından desteklenen bir taşıma tezgahı takım milinin frekans cevabını deneysel olarak araştırmışlardır. Radyal yük ve devir sayısını değiştirerek frekans tayflarını elde etmişlerdir.

S. M. Pandit v.d.<sup>(95)</sup> çalışması, veriye dayalı sistemlerin metodolojisini kullanarak yeni bir rulman kusur tarama planı oluşturulması konusundadır. Planın ilk kısmında; kusurun oluşup oluşmadığının izlenmesi, ikinci kısımda; kusurun yeri ve büyüklüğü, kusur önemli olduğu zaman da kusurun tespiti bulunmaktadır.

C. J. Li, J. Ma ve B. Hwang<sup>(96)</sup> çalışmalarında, makaralı rulmanlardaki yerel hataların otomatik olarak taranması ve yerinin tespitine çalışmışlardır.

C. James Li ve J. Ma<sup>(97)</sup> makalelerinde, wavelet dönüşümünden faydalanarak bölgesel rulman kusuru taraması için yeni bir plan sunmuşlardır. Farklı yerlerinde kusur bulunan ve çeşitli çalışma koşulları altında çalışan rulmanlardan ölçülen gerçek titreşim sinyallerini kullanarak bu planın verimliliğini değerlendirmişlerdir.

M. Subrahmanyam ve C. Sujatha<sup>(98)</sup>, rulmanlardaki bölgesel hataları otomatik olarak belirlemek için yeni sinir ağları yaklaşımını geliştirmişlerdir. Eğitilmiş sinir ağlarının, normal bir rulmanı, hasarlı bir rulmandan ayırmadaki başarısının çok yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Y. F. Wang ve P. J. Kootsookos<sup>(99)</sup> çalışmalarında, kusurlu bir makaralı rulmanın titreşim sinyalinin genel bir modelini kurmuş ve durum izlemesi için zarf-oto korelasyon tekniğini kullanarak çok düşük hızlı bir şafttaki rulmanın durum izlemesi için basit bir model oluşturmuşlardır.

N. Afshari<sup>(100)</sup> tez çalışmasında, şaft-rulman sistemindeki rulman elemanlarının titreşimini izlemek için iki modele dayalı bir teknik geliştirmiş ve tekniği simülasyon ve deneysel verilerini kullanarak test etmiştir. Bu bilgiyi daha sonra tarama ve hata planının geliştirilmesinde kullanmış, iç ve dış bilezik yuvalarındaki hataları izole etmeye ve taramaya imkan sağlamak için iç ve dış bilezik ivme çıktısı kullanmıştır. Ayrıca titreşim sinyallerinin gürültüye karşı hassas olması yüzünden ve sıhhatli bir izleme sistemine ihtiyaç olduğundan sessizce giden yol tarayıcısı geliştirmiştir.

R.B.W. Heng, ve M.J.M Nor<sup>(101)</sup>, istatistik analiz metodunu kullanarak, rulmanlı yataklarda oluşan hasarların belirlenmesi için ses basıncı ve titreşim sinyallerinin uygulanması konusunu çalışmışlardır. Bu amaçla bir rulman test düzeneği kurarak ve yapay kusurlar oluşturarak ses basınçlarını ve titreşim sinyallerini toplamışlardır.

Y. Li, S. Billington v.d.<sup>(102)</sup>, kusurlu bir makaralı rulman tarafından üretilen izleme sinyalleri vasıtasıyla kusur şiddetini tahmin için titreşim ve akustik emisyon tekniklerinin kullanılmasıyla ilgilidir.

N. Tandon ve A. Choudhury<sup>(74)</sup>, rulmanlardaki yerel ve dağılık kusurların taranması için kullanılan titreşim ve akustik ölçüm metotlarını gözden geçirerek rulmanlardaki titreşim ve gürültü oluşumunun bir açıklamasını yapmışlardır.

L. R. Padovese<sup>(103)</sup> çalışmasında, rulmanlardaki hataları tespit etmek ve bu hataları sınıflandırmak amacıyla iki farklı yapay sinir ağıları metodu (MLP ve PNN) kullanılmıştır. Rulmanın dış bileziğinde oluşturulan suni hasarlar ile mil devrindeki değişimler dikkate alınarak, bu iki metodun karşılaştırmasını yapmıştır.

T. Momono ve B. Noda<sup>(104)</sup>, rulmanlarda yapı, üretim, taşıma ve diğer faktörlerden kaynaklanan ses ve titreşim özelliklerini detaylı olarak incelemişlerdir. Rulman elamanlarında oluşan titreşim frekanslarının matematiksel formülleri bu titreşimleri oluşturan nedenler ve alınması gereken tedbirleri tablo halinde sunmuşlardır.

N. Tandon ve A. Choudhury<sup>(105)</sup> başka bir çalışmalarında, rulmanlardaki kusurları taramak için kullanılan akustik emisyon ölçüm metodunun faydasını araştırmışlardır. Spark erozyon metodunu kullanarak rulman iç bileziği ve makaralarında kusurlar oluşturmuş ve farklı boyuttaki kusurlu ve kusursuz rulmanların akustik emisyonunu ölçmüşlerdir.

N. Lynagh v.d.<sup>(106)</sup>, bilya ve bilezik temasındaki temas yayının lineer olmayan davranış etkisini de katarak bilyalı rulman titreşiminin bir modelini sunmuşlardır. Modelde, rulmanın dinamik iç radyal açıklığı, yuvarlanma elamanı yüzey dalgallılığı ve ölçü dışı bilya etkilerini de göz önüne almışlardır. Bu modeli, hassas rotalı bir milin temassız hassas alıcılar tarafından elde edilen gerçek zamanlı titreşim tayfinin tanınmasında başarılı bir şekilde kullanmışlardır.

T. Williams v.d.<sup>(107)</sup>, rulman ömrünü belirlemek için bir test düzeneği kullanmışlardır. Bu test düzeneği yardımıyla sabit ve değişken devirlerde, çeşitli kusursuz rulmanları hasar oluşuncaya kadar teste tabi tutarak, rulmanların hasarlı ve hasarsız durumları için titreşimlerini kaydetmişlerdir. Bu sonuçları irdelemişlerdir.



### 1.2.3. Bölgesel Hatalarla İlgili Çalışmalar

Hatalı rulmanlarla ilgili şimdiye kadar yapılan çalışmalara baktığımızda dağınık kusurlara (dalgalılık, düzgünsüzlük, pürüzlülük, eksen kaçıklığı, radyal açıklık, dengesizlik v.b.) yönelik çalışmalar, bölgesel kusurlara oranla daha fazladır. Bölgesel hataları inceleyen araştırmacıların çoğu deneysel bir inceleme yapmışlar, bazı araştırmacılar ise kusurlar için model oluşturmuş ve bu modelden buldukları sonuçları deney sonuçları ile kıyaslama yoluna gitmişlerdir.

Bölgesel kusurlar; yuvarlanma yüzeyindeki çatlak, çukur ve metal parçacıklarıdır. Bölgesel bir kusurla, rulman elamanı arasındaki ara yüzeyde temas gerilmesindeki ani değişimler çok kısa süreli bir puls üretir. Bu puls titreşim ve gürültü üretir ve rulmandaki bir kusurun varlığını taramak için izlenebilir. Simüle edilmiş bölgesel kusurlarla, kusurlu bir rulmanın titreşim cevabını araştırmak çok daha hızlı fakat özel teknikler gerektirir.

Deneysel çalışmalarda, bölgesel kusurların titreşimini incelemek için araştırmacılar iki farklı yaklaşım uygulamıştır. Birincisi; hata oluşana kadar rulmanı çalıştırarak titreşim cevabındaki değişiklikleri izleme yaklaşımıdır<sup>(111,112)</sup>. Burada hatanın oluşumu ya aşırı yüklenme, aşırı hızlanma ya da rulmanın yağlayıcı azlığı yüzünden hızlanır. İkincisi ise; rulman elamanlarında bilerek asit aşındırması, kıvılcım erozyonu, çizme, kazıma veya mekanik çentik teknikleri ile kusur oluşturarak rulmanın titreşim cevabını ölçme ve sağlam rulmanları ile karşılaştırma yaklaşımıdır<sup>(113,114)</sup>.

Her sistemin bir denge konumu vardır. Sistem her zaman bu konumda kalmak ister. Eğer rulmanın herhangi bir elamanında hata oluşursa sistem denge konumundan uzaklaşır ve tekrar bu konuma dönmeye çalışır. Bunun sonucunda

sistemde salınım gözlenir. Sistem denge konumundan ne kadar uzaklaşırsa salınımın genliği o kadar büyük olur. Bu titreşimin genliği hataların yeri, şekli, büyüklüğü ve sayısına bağlı olarak değişir.

Yataklardaki hatalar şiddetli titreşime sebep olurlar. Bir yatağın titreşim karakteristiklerini inceleyerek (ölçüp kaydederek) bilyalı yatağın bilyasının veya yuvarlanma yolunun yüzey pürüzlülüğü kestirilebilir<sup>(109)</sup>. Bu hataların kaynakları dış etkiler, imalat ve montaj kusurları olabilir.

Hataların dış kaynakları olarak temas yüzeylerinin aşınması bilya ve yuvarlanma yolu ara yüzeylerindeki hatalar, temas yerlerindeki kirlenme ve aşınma parçacıkları bulunması gibi etkiler sayılabilir. Bölgesel hatalar bir çok kusuru içine alır, mesela çentikler, batma izleri, korozyon çukurlukları ve kirlenmeler v.b.<sup>(43)</sup>. Bu tezde, bölgesel hatalardan olan noktasal hatalar tartışılacaktır. Noktasal hatalar yorulma veya çizilme ile oluşabilir.

Yorulma yüzey altında belirli derinlikte ince çatlak olarak başlar ve giderek yüzeyde er veya geç pul pul dökülmeye yol açarak yatağın değiştirilmesine sebep olur<sup>(5)</sup>. Eğer titreşim incelemesi doğru bir şekilde yapılırsa bu çatlak yüzeye çıkmadan çok önce belirlenebilir. Çünkü yorulmanın sebep olduğu yapısal değişimler ve yatak parçalarındaki çatlaklar yatak geometrisini etkilemese bile titreşim spektrumunu etkiler<sup>(6)</sup>. Bunun nedeni yatağın temas yayındaki ve sönüm karakteristiklerindeki değişimlerdir. Gerçekte en az üç tane birbirinden farklı fakat birlikte oluşan etki vardır. Bu etkiler, yuvarlanma elamanları yüzeyi hasarlı yuvarlanma yolu üzerinde yuvarlandığı zaman veya yuvarlanma elamanlarındaki hasarlar yuvarlanma yolu ile temas ettiği zaman oluşur<sup>(6)</sup>.

1. Yataklama düzeneğinin bağlanma yerlerindeki noktalarda titreşim tayfında karakteristik değişimler.
2. Yatak parçaları ve çevreleyen yapıda dalga oluşumu sonucu oluşan etkiler (çarpmalar) yataklama düzeneklerinin sınırlarında geçici salınımlar halini alır.
3. Az veya çok titreşim zirveleri (yerel maksimumlar) oluşur.

Bir yuvarlanma elamanı, hasarlı bir yuvarlanma yolu üzerinde yuvarlandığı zaman veya yuvarlanma elamanındaki hasar yuvarlanma yoluna temas ederse hasarın sebep olduğu mikroskobik geometrik değişmelerin, köşeleri (kenarları) temas basıncında ani ve yüksek değişmelere yol açar. Bunu izleyen dinamik davranış yaklaşık olarak bir çarpma gibi veya birbirini kısa aralıklarla izleyen çarpmalar şeklinde tarif edilebilir (Şekil 1.4).

E. Yhland ve L. Johansson<sup>(6)</sup>, bu dinamik davranışı incelediler ve eğer hasarlı yatak elamanı bir bilezik ise hasarlı yerin üzerinden yaklaşık olarak düzenli aralıklarla geçtiği sonucuna vardılar. Bunun oluş frekansı, yatağın geometrisi ve dönme hızı dikkate alınarak kolayca hesaplanabilir. Bu durum, hasar bilyalı yatağın yuvarlanma elamanında ise yine geçerlidir.

Bilyalı yatakta hasarlı bilya bulunması durumunda ise hasarlı noktanın yuvarlanma yolu ile periyodik temasına bağlı olarak değişen aralıklarda ve temasın olmadığı yine değişen aralıklarda olacaktır. Bunun nedeni dönen bilyalı yatak içindeki bilyaların hareketinin karmaşık oluşudur.

Her bir rulmanın karakteristik bir dönme frekansı vardır. Rulman elamanındaki bir kusur o elamanın dönme frekansında titreşim seviyesinde bir artışa neden olur. Bu karakteristik kusur frekansları, rulman geometrisi ve dönme hızından hesaplanabilir. Normal hızlarda bu kusur frekansları genellikle 500 Hz'den daha

düşük frekans bölgesinde görülür. Kusur hareketli bir eleman üzerinde ise (iç bilezik veya yuvarlanma elamanı) frekans tayfında karakteristik kusur frekanslarının yan bantları bulunur<sup>(38)</sup>.

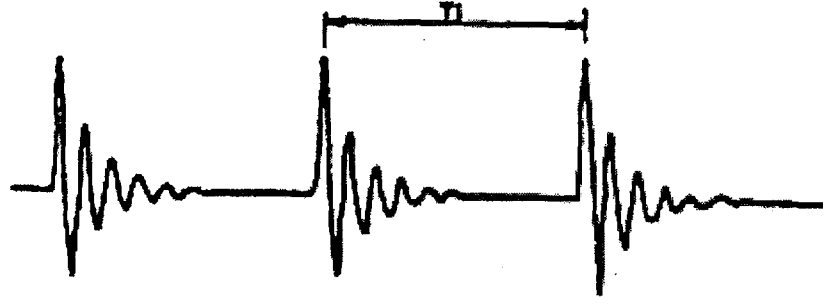
Yatak üzerinde birden fazla noktada hasar varsa ki birinci hasardan kısa süre sonra ikincisi oluşabilir ve bir kaç salınım dalgası üst üste binebilir. Bu az veya çok lineer super pozisyon durumuna uygun olarak daha karmaşık sinyal verir ve sinyal incelenirken bu durum dikkate alınması gerekir.

S. Braun ve B. Datner<sup>(81)</sup>, bölgesel kusurlar oluşmaya başlamış bir yatağı incelemiş ve sabit dönme hızında her hatanın verdiği titreşim sinyalinin belirli bir periyotta oluştuğunu gözlemlemişlerdir (Şekil 1.4).

R. D. Taylor<sup>(110)</sup>, kusurlu yatak olan bir makinanın en az beş farklı  $T_1$  periyodunda titreşim üreteceğini iddia etmektedir. Bunlar shaft hızı, kafes hızı iç ve dış yuvarlanma yollarındaki bilya geçiş hızları ve bilya dönme frekanslarıdır. Bilya geçiş frekansları bilyaların yuvarlanma yolu üzerindeki kusurlardan geçişlerinde oluşmaktadır.

T. Igarashi v.d.<sup>(38-40)</sup>, bilyalı yataklardaki kusurları oluşan titreşim ve seslerden belirlemek amacıyla yağlayıcı içindeki aşınma parçacıklarının yuvarlanma yolu ve bilyalar üzerinde oluşturdukları batma izleri üzerinde çok kapsamlı çalışmalar yapmışlardır.

Yüzeydeki bir kusur birleşme yüzeyine bir vuruş yaptığı zaman rulman parçaları ve tutucu yapının doğal frekanslarını uyaran kısa süreli bir puls üretir. Sabit dönme hızı için bu pulsler periyodik olarak üretilir ve karakteristik kusur frekansı olarak adlandırılan bu frekansa bakılarak kusurun iç bilezik, dış bilezik veya yuvarlanma elamanında olup olmadığı ve kusurun yeri kesin olarak belirlenebilir<sup>(38)</sup>.



Şekil 1.4. Tipik noktasal kusurlu rulman sinyali<sup>(81)</sup>

P. D. McFadden ve J. D. Smith<sup>(41,42)</sup>, yuvarlanma elamanındaki tek ve çok noktada bulunan hataların etkilerini araştırmışlardır. İç bilezik hatalarında titreşim spektrumunda, mil hızında, kafes hızında, onların harmoniklerinde ve kombinasyonlarında zirveler görüldüğünü tespit etmişlerdir.

N. Aktürk<sup>(53)</sup> tez çalışmasında, rulmanın iç, dış bilezik ve bilya yüzeyinde tek bir noktasal kusur olduğu zaman farklı devir sayılarındaki doğal frekansın, bilya geçiş frekansının ve alt ve üst harmoniklerinin değişimini araştırmıştır. Dış bilezik yuvarlanma yolu üzerinde noktasal bir kusur olduğu zaman titreşimlerin bilya geçiş frekansında oluştuğunu, iç bilezik yuvarlanma yolu üzerinde noktasal bir kusur olduğu zaman titreşimlerin şaft dönme hızı, kafes hızı, iç bilezik bilya geçiş frekansları ve harmoniklerinde oluşacağını tespit etmiştir. Ayrıca bilya üzerinde bir kusur olduğunda ise titreşimlerin bilya dönme frekansının katlarında oluştuğunu gözlemlemiştir.

N. Tandon ve A. Choudhury<sup>(65)</sup>'nin çalışması bir rulman elamanındaki bölgesel bir kusur yüzünden, düşük frekans bandı için genlik ve frekans tahmini yapan analitik bir model geliştirilmesiyle ilgilidir. Radyal ve aksenal yük altındaki dış bilezik, iç bilezik veya yuvarlanma elamanlarının üzerindeki yerel kusurlar

yüzünden oluşan önemli frekans bileşenlerinin genliği ve makaralı rulmanların titreşim frekanslarını tahmin için analitik bir model sunmuşlardır. Dış bilezik kusuru durumundaki elde edilen titreşim genliği, iç bilezik ve yuvarlanma elamanı kusuru için bulunan genliklerle karşılaştırıldığında oldukça yüksek bulmuşlardır. Yükteki artışla beraber genlik seviyesinin de arttığını gözlemlemişlerdir.

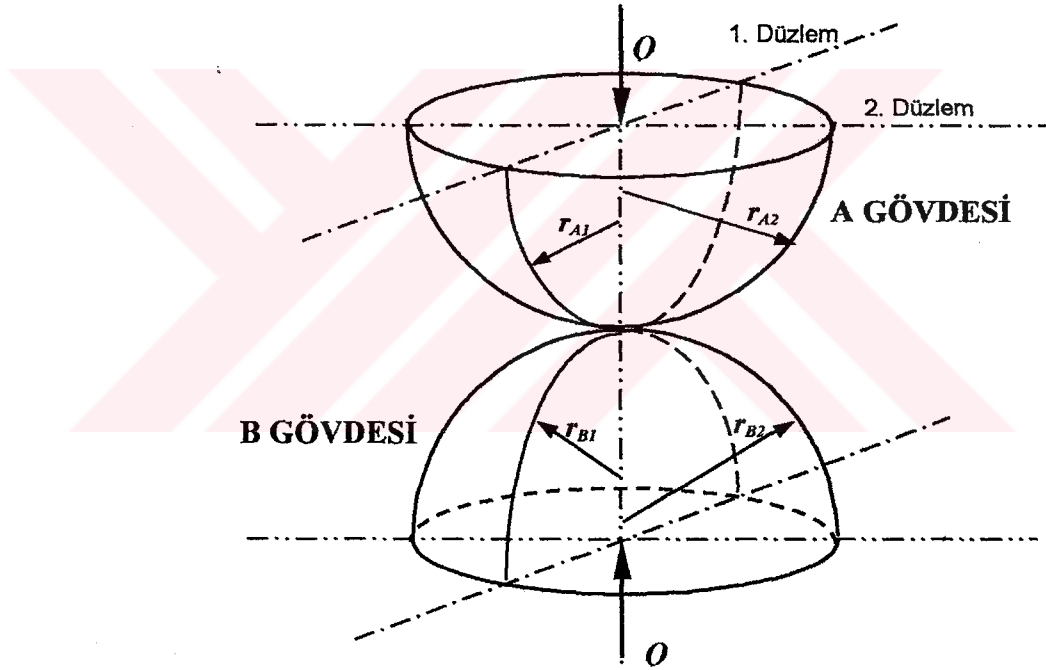
N. Tandon ve A. Choudhury<sup>(105)</sup> başka bir çalışmasında ise, rulmanlardaki kusurları taramak için kullanılan akustik emisyon ölçümünün faydasını araştırmışlardır Spark erozyon metodunu kullanarak rulman iç bileziği ve makaralarda kusurlar oluşturarak farklı boyuttaki kusurlu ve kusursuz rulmanların akustik emisyonunu ölçmüşlerdir. Küçük kusur boyutları için akustik emisyon sinyalinin voltaj seviyesini aşan genlik sayısının rulman testlerinde makara ve iç bilezikte kusur taraması için çok iyi bir parametre olduğunu bulmuşlardır.

## 2. MATERYAL VE METOT

### 2.1. Bilyalı Rulmanların Mekanîği

#### 2.1.1. Elastik Temasın Modellenmesi ve Temas Mekanîği

İki elastik gövdenin nokta teması durumunda oluşan elastik problemin çözümü Hertz tarafından 1896'da bulunmuştur. Bu temas Şekil 2.1'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 2.1. Eğrisel yüzeylerin temasında temas eden gövdelerin geometrisi<sup>(78)</sup>

Eğrilik genellikle eğrilik yarıçapının tersi olarak tanımlanır. Buna göre eğrilik yarıçapı :

$$\rho = \frac{1}{r} \quad (2.1)$$

Toplam Eğrilik:

$$\sum \rho = \rho_{A1} + \rho_{A2} + \rho_{B1} + \rho_{B2} \quad (2.2)$$

Temas eden A ve B gövdeleri arasındaki eğrilik farkı:

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{A1} - \rho_{A2}) + (\rho_{B1} - \rho_{B2})}{\sum \rho} \quad (2.3)$$

Bilya ile iç bileziğin teması durumunda Toplam eğrilik ve Eğrilik farkı;

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D} \left( 4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right), \quad F(\rho_i) = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}} \quad (2.4)$$

Bilya ile dış bileziğin teması durumunda Toplam eğrilik ve Eğrilik farkı;

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D} \left( 4 - \frac{1}{f_d} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right), \quad F(\rho_d) = \frac{\frac{1}{f_d} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_d} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}} \quad (2.5)$$

Burada  $\gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_c}$   $d_c = r_i + r_d$   $f_i = \frac{r_{gi}}{D}$   $f_d = \frac{r_{gd}}{D}$  dir.

Eğrilik farkı hertz teması durumu için eliptik parametrelerin bir fonksiyonu olarak şu şekilde yazılabilir;

$$F(\rho) = \frac{(\mathfrak{R}^2 + 1)\mathfrak{I} - 2\aleph}{(\mathfrak{R}^2 - 1)\mathfrak{I}} \quad (2.6)$$

Burada  $\mathfrak{R}$  eliptik eksantriklik parametresi,  $\aleph$  ve  $\mathfrak{I}$  ise tamamen eliptik integrallerdir.  $\mathfrak{R}$ , bilyanın iç ve dış bilezikle olan temasına göre elips şeklinde oluşan izin a ve b boyutlarının oranıdır.

$$\mathfrak{R} = \frac{a}{b} \quad (2.7)$$



$$\text{İz boyutları: } a \text{ ve } b, \quad a = \alpha \sqrt{\frac{Pm}{n}} \quad b = \beta \sqrt{\frac{Pm}{n}} \quad (2.8)$$

formülleri ile hesaplanır.

$$\text{Burada } m = \frac{4}{\frac{l}{r_1} + \frac{l}{r_1'} + \frac{l}{r_2} + \frac{l}{r_2'}}, \quad n = \frac{4E}{3(1-\nu^2)} \quad (2.9)$$

olup, bilya-iç bilezik teması için  $r_1 = r_1' = \frac{d_b}{2}$ ,  $r_2 = r_{gd}$ ,  $r_2' = r_i$ , bilya-dış bilezik teması

için ise  $r_1 = r_1' = \frac{d_b}{2}$ ,  $r_2 = r_{gd}$ ,  $r_2' = r_d$  alınır.

$\alpha$  ve  $\beta$  katsayıları ise  $\theta$ 'ya göre hazırlanmış olan katsayılar tablosundan<sup>(121)</sup>

interpolasyon yardımıyla bulunur.  $\theta$  açısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\cos \theta = \frac{B}{A} \quad (2.10)$$

$$A = \frac{2}{m}, \quad B = \frac{l}{2} \left[ \left( \frac{l}{r_1} - \frac{l}{r_1'} \right)^2 + \left( \frac{l}{r_2} - \frac{l}{r_2'} \right)^2 + 2 \left( \frac{l}{r_1} - \frac{l}{r_1'} \right) \left( \frac{l}{r_2} - \frac{l}{r_2'} \right) \cos(2\alpha) \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

$\mathcal{K}$  ve  $\mathcal{E}$  eliptik integralleri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\mathcal{K} = \int_0^{\pi/2} \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{\mathfrak{R}^2} \right) \sin^2 \phi \right)^{-1/2} d\phi = \frac{\pi}{2} \left\{ 1 + \left( \frac{1}{2} \right)^2 k^2 + \left( \frac{1.3}{2.4} \right)^2 k^4 + \left( \frac{1.3.5}{2.4.6} \right)^2 k^6 + \dots \right\} \quad (2.12)$$

$$\mathcal{E} = \int_0^{\pi/2} \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{\mathfrak{R}^2} \right) \sin^2 \phi \right)^{1/2} d\phi = \frac{\pi}{2} \left\{ 1 - \left( \frac{1}{2} \right)^2 k^2 - \left( \frac{1.3}{2.4} \right)^2 \frac{k^4}{3} - \left( \frac{1.3.5}{2.4.6} \right)^2 \frac{k^6}{5} - \dots \right\} \quad (2.13)$$

$$k = 1 - \frac{1}{\mathfrak{R}^2}$$

Yerel bir kuvvetle iki gövde arasındaki ezilme miktarı arasındaki bağıntı şöyle yazılabilir ;

$$\delta = \delta^* \left( \frac{3W}{2 \sum \rho} \left( \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right) \right)^{\frac{2}{3}} \frac{\sum \rho}{2} \quad (2.14)$$

Burada boyutsuz ezilme miktarı ( $\delta^*$ );

$$\delta^* = \frac{2N}{\pi} \left( \frac{\pi}{2R^2\mathfrak{J}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.15)$$

şeklinde hesaplanır.

### 2.1.2. Yük-Ezilme Bağıntısı ve Rijitlik Katsayılarının Hesabı

Hertz temas teoremine göre bilya-bilya yolu arasındaki nokta teması yüklemesi durumunda yük ezilme arasındaki bağıntı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W = K \delta^{\frac{3}{2}} \quad (2.16)$$

(2.14) denklemini (2.16) formunda yazarsak;

$$W = \left[ \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\left( \frac{E}{1-\nu^2} \right)}{\left( \sum \rho \right)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{1}{\delta^*} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \delta^{\frac{3}{2}} \quad (2.17)$$

Burada iç bileziğin Rijitlik Katsayısı:

$$K_i = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\left( \frac{E}{1-\nu^2} \right)}{\left( \sum \rho_i \right)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{1}{\delta_i^*} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (2.18)$$

Dış bileziğin Rijitlik Katsayısı:

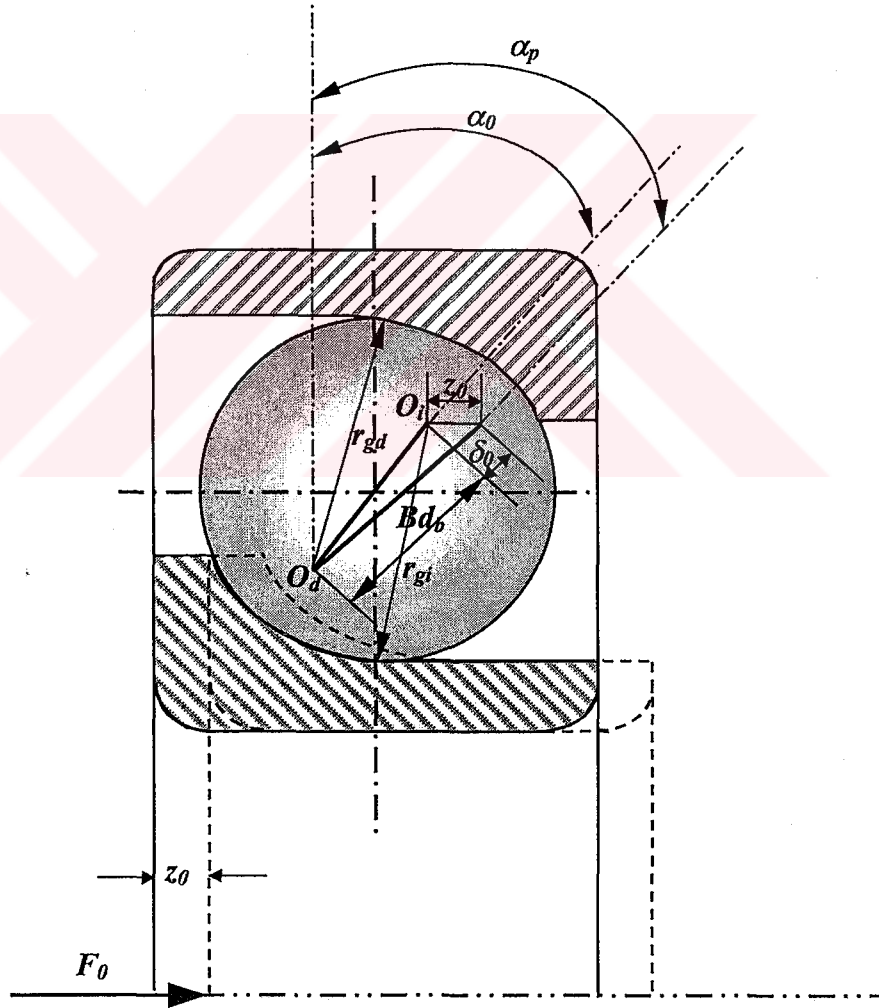
$$K_d = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\left( \frac{E}{1-\nu^2} \right)}{\left( \sum \rho_d \right)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{1}{\delta_d^*} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (2.19)$$

ifadelerinden elde edilir.

### 2.1.3. Bilyalı Rulman Geometrisi

#### 2.1.3.1. Ön Yüklemedeki Temas Açısının Hesabı

Rulmana aksenal olarak ön yük uygulandığı zaman bilyalar düzenli olarak yerleştirilmişse ön yük her bir bilyada aynı miktarda ezilmeye neden olur.



Şekil 2.2. Açısal temaslı bilyalı rulmanın ön yüklemedeki geometrisi<sup>(78)</sup>

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi ön yük ve ön yüklemdeki temas açısı arasındaki bağıntıyı bulmak için Hertz kanunu uygulanırsa;

$$P_R = m.K_i.(\delta_0)^{3/2}.\sin(\alpha_p) \quad (2.20)$$

bağıntısı elde edilir.

$$\delta_0 \text{ ön yüklemdeki temas ezilmesidir ve } \delta_0 = Bd_b \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} - 1 \right) \text{ ifadesinden}$$

hesaplanır.

$$\text{Ön yük yüzünden oluşan ilk aksenal ezilme miktarı } z_0 = Bd_b \left( \frac{\sin(\alpha_p - \alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} \right)$$

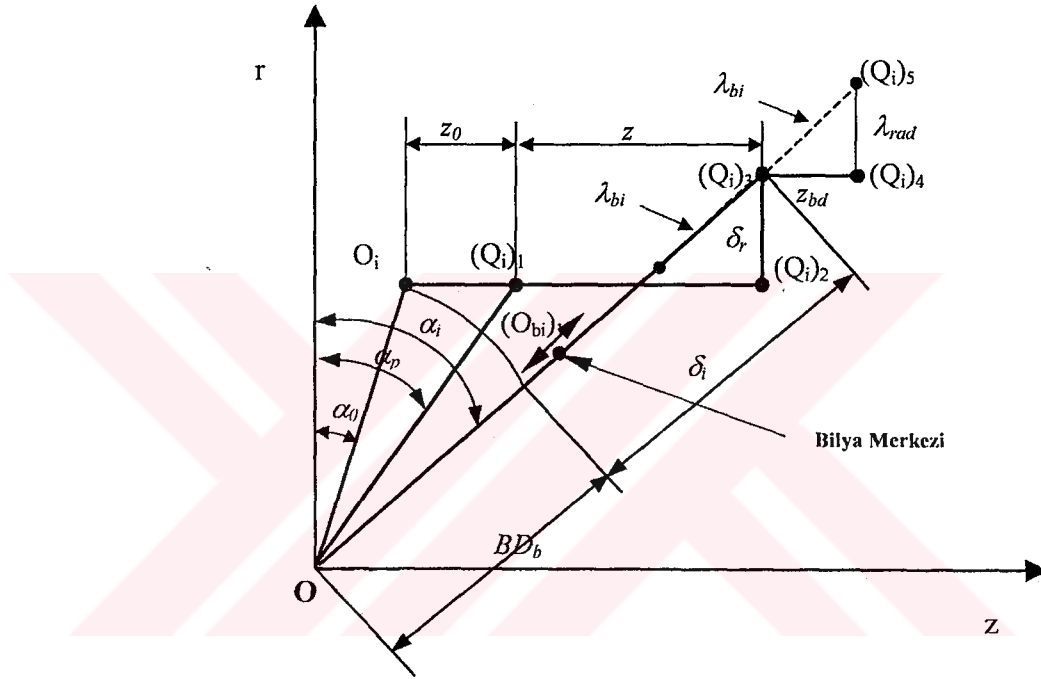
bağıntısı ile hesaplanır.

### 2.1.3.2. Ezilme Miktarlarının Hesabı

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. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi bilya bileziklere temas halindeyken  $O_i$ ,  $O_d$  iç ve dış bilezik oluğu eğrilik merkezidir ve bilyalarla beraber hareket ederler. Moment için dış bileziği sabit kabul edersek o zaman  $O_d$  sabit eksen olarak alınabilir<sup>(49,50)</sup>. Burada  $O_iO_d = B.D_b$  olup iç ve dış bilezik eğrilik merkezleri arasındaki ilk mesafe olarak adlandırılır. Böylece  $O_i$  (ön yük olmadığı zaman) noktası,  $O_d$  noktasından itibaren  $B.D_b$  ve  $\alpha_0$  ile tanımlanabilir.

Ön yük uygulandığında  $O_i$  noktası  $z_0$  kadar hareket edecek  $(O_i)_1$  noktasına gelecek ve yeni temas açısı  $\alpha_p$  ve ön yük ezilmesi  $\delta_p$  tüm bilyalar için aynı

olacaktır. Dış eksenel ve radyal yük bileşenleri altında  $(Q_i)_1$  noktası  $z$  eksenini boyunca  $z$  kadar hareket ederek  $(Q_i)_2$  noktasına gelecek, radyal yük bileşenlerinin etkisiyle radyal yönde  $\delta_r$  kadar ilerleyerek Şekil 2.3'te gösterildiği gibi olan  $(Q_i)_3$  noktasına gelecektir.



Şekil 2.3.  $i$ 'inci bilya-bilezik temasındaki ezilmeler

Daha sonra bilya merkezi, dış bilezik yönünde  $z_{bd}$  kadar hareket ederek  $(Q_i)_4$  noktasına gelir ve radyal yük bileşenlerinin etkisi ile  $\lambda_{rad}$  kadar ilerleyerek  $(Q_i)_5$  noktasına ulaşır.  $\delta_i > \lambda_{bi}$  kabul edildiği için bilya iç bilezik yönünde  $(\delta_i - \lambda_{bi})$  kadar bir ezilmeye maruz kalır. Bu işlemin detaylı anlatımı N. Aktürk<sup>(53)</sup>'ün tezinde bulunabilir.

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

$$\delta_r = x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i) \quad (2.21)$$

şeklinde yazılabilir.

$i$ 'inci bilyanın radyal yöndeki ezilme miktarı ;

$$\lambda_{rad} = x_b \cdot \cos(\theta_i) + y_b \cdot \sin(\theta_i) \quad (2.22)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Şaftı 3 serbestlik dereceli olarak düşünürsek yani shaftın sallanma ve yalpalama hareketleri göz ardı edilirse Şekil 2.3'e göre sağ ve sol taraftaki rulmanlar için iç bilezikteki toplam relatif ezilme :

$$\begin{aligned} \delta_{bi}^R &= \left[ [Bd_b \sin \alpha_0 + z_0 - z]^2 + [Bd_b \cos \alpha_0 + x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i)]^2 \right]^{1/2} - Bd_b \\ \delta_{bi}^L &= \left[ [Bd_b \sin \alpha_0 + z_0 + z]^2 + [Bd_b \cos \alpha_0 + x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i)]^2 \right]^{1/2} - Bd_b \end{aligned} \quad (2.23)$$

Temas açısı  $\alpha_i$  ise ;

$$\tan \alpha_i = \frac{Bd_b \cdot \sin(\alpha_0) + z_0 + z}{\delta_r + Bd_b \cdot \cos(\alpha_0)} \quad (2.24)$$

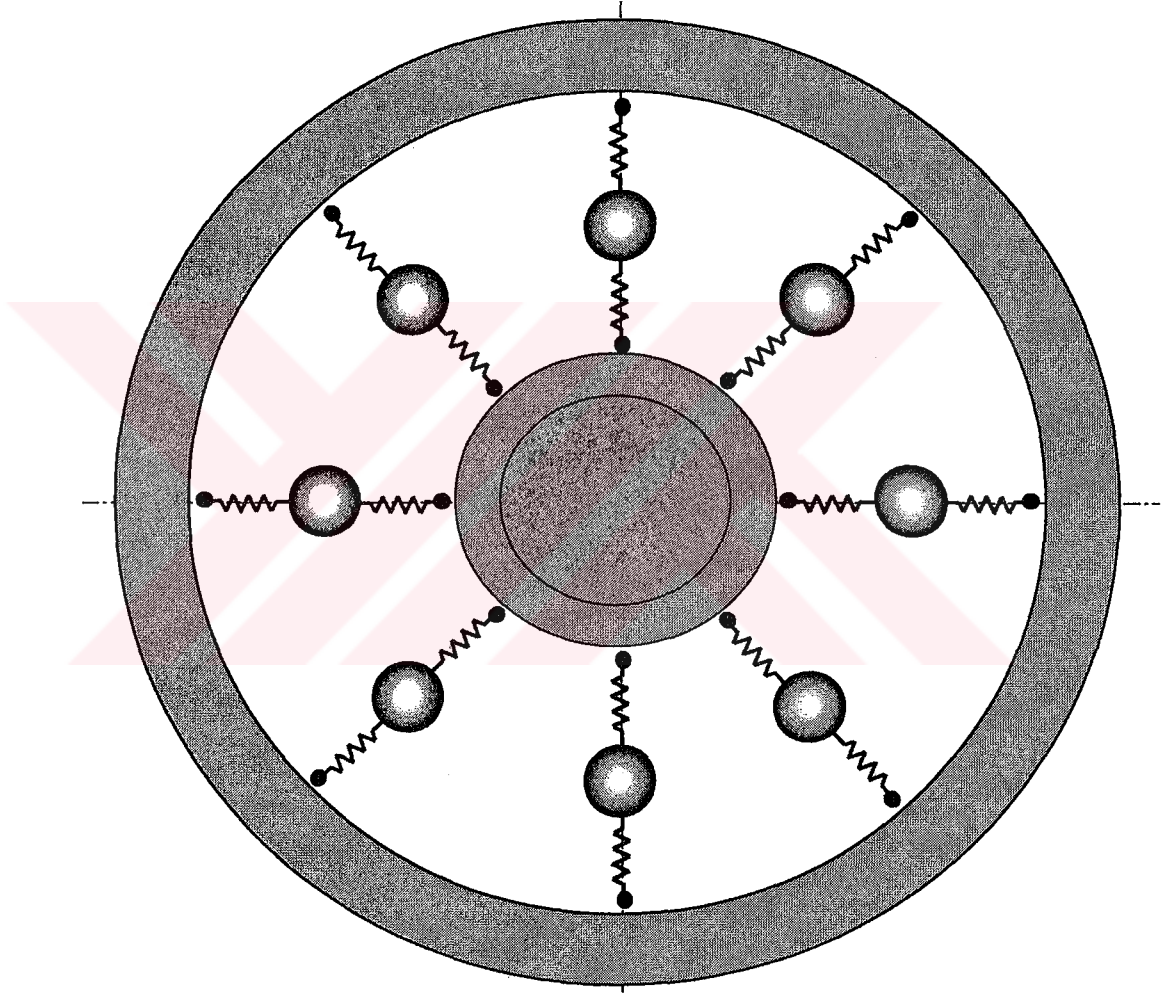
bağıntısından hesaplanabilir.

$$\text{Burada } Bd_b = r_{go} + r_{gt} - d_b \text{ ve } z_0 = Bd_b \left( \frac{\sin(\alpha_p - \alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} \right) \quad (2.25)$$

formüllerinden hesaplanabilir.

### 2.1.3.3. Rulman Elamanları Üzerine Etkiyen Temas Kuvvetlerinin Hesabı

Tek bir bilyanın ezilmesi yüzünden oluşan kuvvet bulunabilir ve o zaman iç bileziğe etkiyen toplam kuvvet, bu bilyanın iç bilezik etrafında dönmesi ile oluşan kuvvetler toplanarak hesaplanabilir.



Şekil 2.4. Açısal temaslı bilyalı rulman için oluşturulan elastik model

Şekil 2.4'te gösterildiği gibi rulman modelinde, bilyalar kütleli olarak kabul edilerek bilyaların bileziklerle olan teması doğrusal olmayan temas yayları ile

gösterilmiştir. Şaft merkezinin hareketi sonucu iç bilezikte oluşan ezilmeleri bulmak için önce toplam kuvvetlerin hesaplanması gerekir.

$x, y, z$  yönündeki toplam kuvvetler ;

$$W_x = W_n \cdot \cos(\theta_i) \quad (2.26)$$

$$W_y = W_n \cdot \sin(\theta_i) \quad (2.27)$$

$$W_z = W_{ai} \quad (2.28)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada  $W_n$   $i$ 'inci bilyaya etkiyen normal kuvvet,  $\theta_i$  ise  $i$ 'inci bilyanın  $x$  eksenini ile yaptığı açıdır.  $\theta$  açısı Şekil 2.5'te gösterildiği gibi farklı açılarının kombinasyonu şeklinde ifade edilebilir. Şekilde  $x, y, z$  eksenleri rotorla beraber hareket etmekte fakat onunla beraber dönmemektedir. Bu tezde  $X, Y$  ve  $Z$  eksenleri uzayda sabitlenmiş ve  $X$  eksenini yer çekimi kuvveti doğrultusunda olacak şekilde seçilmiştir.

Normal şartlarda tüm bilyalar iç bileziğin etrafında kafes hızında bir kafesin içinde dönerler ve bu eksen seti de kafes hızıyla döner. İkinci referans eksenle bilya eksenini arasındaki açı  $\omega_c \cdot t$  olup iki bilya arasındaki açı ise  $\gamma$  ile tanımlanır.

$$\gamma = \frac{2\pi}{m} \quad (2.29)$$

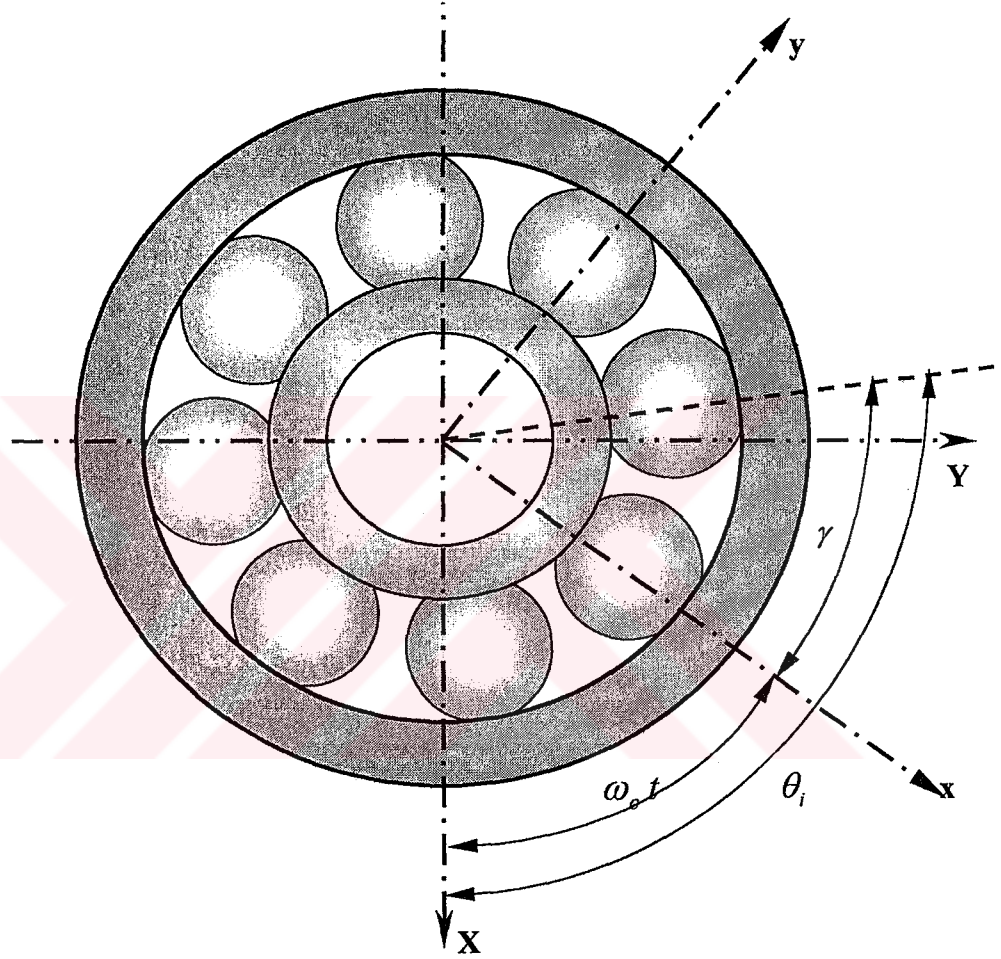
şeklinde ifade edilir. Burada  $m$  rulmandaki bilya sayısıdır. Buna göre  $\theta$  açısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\theta = \omega_c t + i\gamma \quad (2.30)$$



$$\text{Burada kafes hızı : } \omega_c = \frac{1}{2} \omega_i \left[ 1 - \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right] + \frac{1}{2} \omega_d \left[ 1 + \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right] \quad (2.31)$$

bağıntısından hesaplanır ve  $\omega_i = \frac{2\pi n_i}{60}$  ve  $\omega_d = \frac{2\pi n_d}{60}$  'dir.



Şekil 2.5. Bilyalı rulmanda seçilen referans eksenler

Kafes hızı aynı zamanda yuvarlanma elamanlarının sabit yatak etrafında dolanma hızına da eşittir ve önemli bir parametredir.<sup>(78)</sup>

## 2.2. Şaft-Bilyalı Rulman Sisteminin Dinamiği

İki açısal temaslı bilyalı rulman tarafından desteklenen rijit bir şaftın dinamiğini incelemek üzere bir modelleme yapılmıştır. Bu modellemede aşağıdaki gibi bazı kabuller yapılarak şaft ve bilyalar için hareket denklemleri elde edilmiştir.

### 2.2.1. Modellemede Yapılan Kabuller

Bilyalı rulman-şaft modeli oluşturulurken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Şaftın radyal yönde  $(x, y)$  ve aksel yönde  $(z)$  olmak üzere 3 serbestlik derecesine sahip olduğu kabul edildi.
2. Şaftın  $x$  ve  $y$  eksenleri etrafında dönme yapmadığı kabul edildi. Rulmanların eş zamanlı ve simetrik hareket ettikleri kabul edildiğinden bu hareket kolayca sağlanmıştır.
3. Bilyalar kütleli kabul edilmiş ve bilyaların sadece radyal yöndeki titreşimleri dikkate alınmıştır.
4. Bilezikler eğilmez (rijit) kabul edilmiş, sadece temas gerilmeleri yüzünden yerel ezilmelere uğradığı kabul edilmiştir. Ezilmeler Hertz Elastiklik teorisine uygun olarak gerçekleştirilmektedir.
5. İç bileziğin ezilme miktarının bilya merkezinin ivmesinden kaynaklanan ezilme miktarından daha büyük olduğu ve buna bağlı olarak ezilme fakının  $(\delta - \lambda_{bi}) < 0$  olduğu durumda  $(\delta - \lambda_{bi}) = 0$  alınmıştır.
6. Bilya merkezinin ivmesinden kaynaklanan ezilme  $\lambda_{bi} < 0$  olduğu durumda  $\lambda_{bi}$  pozitif dönüştürülmüştür.

7. Yuvarlanma elamanları iç bileziğin etrafına eşit aralıkta yerleştirilmiş ve aralarında hiç bir etkileşim olmadığı kabul edilmiştir.

8. Dış bileziğin dönmediği ve şaftın bir parçası olduğu kabul edilmektedir.

### 2.2.2. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Şaft harekete başladığında bilyaya baskı uyguluyor. Bilya harekete başladığında  $\delta_i > \lambda_{bi}$  olduğu için bilya ile şaft arasındaki temas yayı ve bilya ile dış bilezik arasındaki temas yayı basma kuvvetine maruz kalmaktadır.

Yukarıda yapılan kabullere ek olarak sistemde herhangi bir sönüm olmadığı ve her iki rulmanın da senkronize hareket ettiği dikkate alınarak Newton'un II. Hareket denkleminde göre şaft ve bilyalar için hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

Şaft için  $x, y, z$  yönündeki hareket denklemleri ;

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{x} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^R \cos \theta_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^L \cos \theta_i^L + Q_x - Mg &= 0 \\
 m_s \ddot{y} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^R \sin \theta_i^R + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \cos \alpha_i^L \sin \theta_i^L + Q_y &= 0 \quad (2.32) \\
 m_s \ddot{z} + \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^R - \lambda_{bi}^R)^{\frac{3}{2}} \sin \alpha_i^R - \sum_{i=1}^m K_i^i (\delta_i^L - \lambda_{bi}^L)^{\frac{3}{2}} \sin \alpha_i^L + Q_z &= 0
 \end{aligned}$$

Rulmanlarda 8'er tane bilya olduğu düşünülerek, bilyalar için radyal yöndeki hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

Sol taraftaki rulman bilyaları için hareket denklemleri :

$$\begin{aligned}
m_{b1} \ddot{\lambda}_{b1}^L + K_1^O (\lambda_{b1}^L)^{3/2} - K_1^I (\delta_1^L - \lambda_{b1}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b2} \ddot{\lambda}_{b2}^L + K_2^O (\lambda_{b2}^L)^{3/2} - K_2^I (\delta_2^L - \lambda_{b2}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b3} \ddot{\lambda}_{b3}^L + K_3^O (\lambda_{b3}^L)^{3/2} - K_3^I (\delta_3^L - \lambda_{b3}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b4} \ddot{\lambda}_{b4}^L + K_4^O (\lambda_{b4}^L)^{3/2} - K_4^I (\delta_4^L - \lambda_{b4}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b5} \ddot{\lambda}_{b5}^L + K_5^O (\lambda_{b5}^L)^{3/2} - K_5^I (\delta_5^L - \lambda_{b5}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b6} \ddot{\lambda}_{b6}^L + K_6^O (\lambda_{b6}^L)^{3/2} - K_6^I (\delta_6^L - \lambda_{b6}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b7} \ddot{\lambda}_{b7}^L + K_7^O (\lambda_{b7}^L)^{3/2} - K_7^I (\delta_7^L - \lambda_{b7}^L)^{3/2} &= 0 \\
m_{b8} \ddot{\lambda}_{b8}^L + K_8^O (\lambda_{b8}^L)^{3/2} - K_8^I (\delta_8^L - \lambda_{b8}^L)^{3/2} &= 0
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Sağ taraftaki rulman bilyaları için hareket denklemleri :

$$\begin{aligned}
m_{b1} \ddot{\lambda}_{b1}^R + K_1^O (\lambda_{b1}^R)^{3/2} - K_1^I (\delta_1^R - \lambda_{b1}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b2} \ddot{\lambda}_{b2}^R + K_2^O (\lambda_{b2}^R)^{3/2} - K_2^I (\delta_2^R - \lambda_{b2}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b3} \ddot{\lambda}_{b3}^R + K_3^O (\lambda_{b3}^R)^{3/2} - K_3^I (\delta_3^R - \lambda_{b3}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b4} \ddot{\lambda}_{b4}^R + K_4^O (\lambda_{b4}^R)^{3/2} - K_4^I (\delta_4^R - \lambda_{b4}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b5} \ddot{\lambda}_{b5}^R + K_5^O (\lambda_{b5}^R)^{3/2} - K_5^I (\delta_5^R - \lambda_{b5}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b6} \ddot{\lambda}_{b6}^R + K_6^O (\lambda_{b6}^R)^{3/2} - K_6^I (\delta_6^R - \lambda_{b6}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b7} \ddot{\lambda}_{b7}^R + K_7^O (\lambda_{b7}^R)^{3/2} - K_7^I (\delta_7^R - \lambda_{b7}^R)^{3/2} &= 0 \\
m_{b8} \ddot{\lambda}_{b8}^R + K_8^O (\lambda_{b8}^R)^{3/2} - K_8^I (\delta_8^R - \lambda_{b8}^R)^{3/2} &= 0
\end{aligned} \tag{2.34}$$

### 2.2.3. Hareket Denklemlerinin Çözümü

Şaft ve bilyalar için yazılan hareket denklemlerinin çözümü *Runge-Kutta İterasyon Metodu* kullanılarak bulunmuştur. Runge-Kutta metodunda ilk şartlar çok önemli olup, bu yüzden programa doğru girilmesi gerekir.

### 2.2.3.1. İlk Şartlar

İlk şartlar ve aralık, başarılı ve ekonomik hesaplama çözümleri için çok önemlidir. Özellikle doğrusal olmayan sistemler için farklı ilk şartlar tamamen farklı bir sistem ve bundan dolayı farklı çözümler anlamına gelebilir.

$t = 0$  için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Şaft rulmanın merkezinde tutuluyor. Şöyle ki; bilyalar üzerinde radyal yük yok ve tüm bilyaların eşit aksenal ön yük ve yükleme temas açısına sahip olduğu farz edildi.  $\alpha_p$  önceki bölümde de bahsedildiği gibi  $P = m.K_i.\delta_o^{3/2}.\sin(\alpha_p)$  bağıntısından deneme yanılma yoluyla hesaplanmıştır.
2. Bilyaların kütlesi şafta göre çok küçük olduğu için bilya merkezlerinin radyal yöndeki yer değiştirme ve hızları 0'a yakın seçilmiştir. Hızlı bir yakınsama için ilk yer değiştirme ve hızlar aşağıdaki gibi seçilmiştir.

Şaft için yer değiştirmeler :  $x_0 = 10^{-6}$  m,  $y_0 = 10^{-7}$  m,  $z_0 = 10^{-8}$  m

Şaft için hızlar :  $\dot{x}_0 = 0$ ,  $\dot{y}_0 = 0$ ,  $\dot{z}_0 = 0$

Bilya merkezleri için radyal yöndeki yer değiştirmeler :  $\lambda_{bi} = 10^{-15}$  m

Bilya merkezleri için radyal yöndeki hızlar :  $\dot{\lambda}_{bi} = 10^{-15}$  m/s

### 2.2.3.2. Simülasyon Programı ile Denklemlerin Çözümü

Seçilen ilk şartlara ve yapılan kabullere göre simülasyon programı ile denklemlerin çözümü aşağıdaki sıraya göre yapılmıştır.

- a) Rulman ve şaftla ilgili veriler girilir ve gerekli değişkenler hesaplanır.

- b) Tüm değişkenler ( $\alpha_0, \alpha_p, \delta_0$  v.s.) ilk şartlar ve girdiler kullanılarak hesaplanır.
- c) Ön yüklemdeki temas açısı hesaplanarak  $\alpha_0 > \alpha_p$  ise  $\alpha_0 = \alpha_p$  alınır.
- d) İç ve dış bilezik için temas rijitliği faktörleri bu koşullar için hesaplanır.
- e) İlk yükler  $P_x(0), P_y(0), P_z(0)$  hesaplanır.
- f) Kafesin açısal hızı hesaplanır.
- g) Runge-Kutta alt programı için ilk şartlar girilir. Şaft için yer değiştirme ( $x_0, y_0, z_0$ ) ve hızlar ( $\dot{x}_0, \dot{y}_0, \dot{z}_0$ ), bilyalar için bilya merkezlerinin yer değiştirme ( $\lambda_{bi}^R, \lambda_{bi}^L$ ) ve hızları ( $\dot{\lambda}_{bi}^R, \dot{\lambda}_{bi}^L$ ) seçilir.
- h) Sonra Runge-Kutta alt programında, ilk şartlar için her bir temas açısına karşılık gelen rijitlik katsayıları ve ön yükleme sonucu bilya merkezlerinin yer değiştirmeleri ( $\delta_b^R, \delta_b^L$ ) hesaplanır.
- i) Şaft denkleminde ivmeler hesaplanır. Bulunan bu ivmelerden shaftın yer değiştirmeleri elde edilir.
- j) Bilya denklemlerinden her bir bilya için, bilya merkezlerinin radyal yöndeki ivmeleri  $\dot{\lambda}_{bi}^R, \dot{\lambda}_{bi}^L$  ve bu ivmelerden de yer değiştirmeler  $\lambda_b^R, \lambda_b^L$  bulunur.
- k) Sonra h den j ye kadar olan adımlar zaman  $dt$  kadar artırılarak tekrarlanır.
- l) Sonuçlar kaydedilir ve frekans ortamındaki titreşimlerini elde etmek için FFT'leri hesaplanır.

### 2.3. Şaft-Bilyalı Rulman Sisteminin Titreşim Parametreleri

Şaft-rulman sistemini temsil eden diferansiyel denklemler ve çözümleri önceki bölümde anlatılmıştı. Bu denklemlerin çözümlerinin sonuçları, farklı frekanslarda çok sayıda zirve gösteren şaft ve bilya titreşimlerini gösterir. Bu bölümde bu frekanslar incelenecektir.

Diferansiyel denklemlerden elde edilen frekanslar iki ana gruba ayrılabilir<sup>(17)</sup>.

#### 1. Geometrik olarak kusursuz yatakların ürettiği frekanslar;

Bu frekanslar sistemin karakteristiğidir yani sisteme aittir. Bu ayrıca iki alt gruba daha ayrılabilir. Birincisi şaft kütesinden ve doğrusal olmayan temas rijitliğinden gelen sistemin doğal frekansı, ikincisi ise bilya geçişinin olduğu titreşimler olup bütün şaft hızlarında oluşan sistemin en önemli özelliklerinden biridir.

#### 2. Geometrik hatalar yani üretim hatalarından kaynaklanan frekanslar;

Bu frekanslar geometrik hataların zorlaması sonucu oluşan titreşimler olarak da kabul edilebilir. Dalgalı yuvarlanma yüzeyi veya balans dışı şaft merkezi yüzünden oluşan titreşimler bu titreşimlere iyi bir örnek teşkil ederler.

#### 2.3.1. Sistemin Tabii Frekansı

Sistemin tabii frekansı kütle ve rijitliğin bir fonksiyonudur. Doğrusal bir serbestlik dereceli sistemler için bu ilişki aşağıdaki gibi tarif edilebilir :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{K}{M} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.35)$$

Burada  $\zeta$  viskoz sönümlenme faktörü olup aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{c}{\sqrt{KM}} \quad (2.36)$$

Orta düzeyde sönümlemenin tabii frekans üzerine çok az etkisi vardır ve hesaplamalarda ihmal edilebilir. Sönümlemenin etkisi esas olarak titreşim genliğinin zamanla azalmasından anlaşılır. Sistemlerin çoğunda sistemin titreşen kütlesi sabittir ve bu nedenle verilen bir sistem için rijitlik katsayısı  $K$ , tabii frekansı etkileyen en önemli faktördür. Doğrusal bir sistem için tabii frekans sabittir ve titreşen kütlelerin başlangıç sapması doğal frekansı belirler. Diğer taraftan doğrusal olmayan sistemlerde yayların non-lineeritesi çok önemlidir.

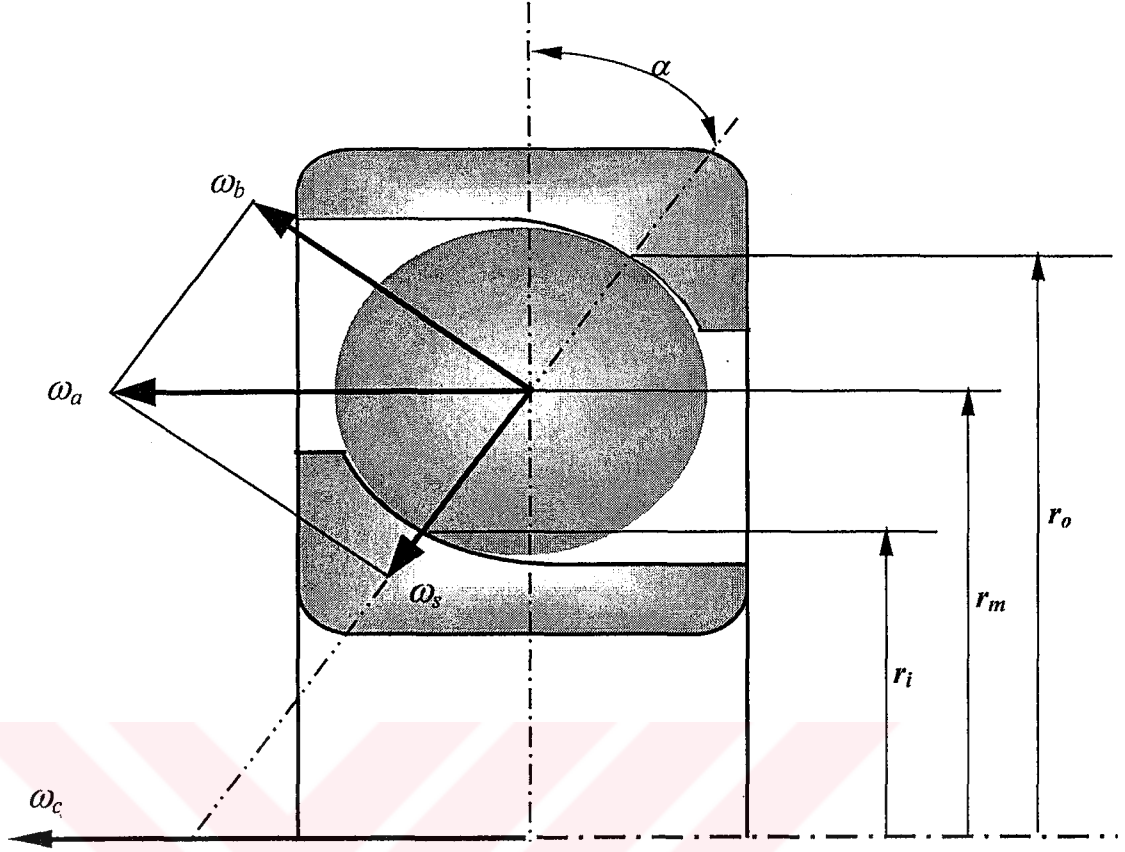
### 2.3.2. Bilya Dönme Hızı

İç ve dış bileziklerin farklı dönme hızlarına sahip olduklarını ve hız vektörlerinin dönme düzlemine dik olduklarını kabul edersek, iç ve dış bileziklerin ve bilya merkezlerinin Şekil 2.6'da gösterildiği gibi kendi açısal hız vektörleri vardır.

Bilyalar hem kendi eksenleri etrafında hem de sıfır hızlı anlık eksenleri etrafında dönerler.  $\omega_b$  vektörü bilyanın kendi eksenine etrafındaki gerçek dönme hızıdır ve aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$$\omega_b = \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_b} (\omega_o - \omega_i) \left[ 1 - \frac{d_b^2}{d_m^2} \cos^2 \alpha \right] \quad (2.37)$$





Şekil 2.6. Açısal temaslı bilyalı rulmanlarda bilya dönme hızı ve kafes hızı<sup>(53)</sup>

### 2.3.3. Bilya Geçiş Frekansı

Yuvarlanma yüzeyleri kusursuz bile olsa bilya geçiş frekansı etkisi vardır. Şaft dönerken uygulanan yükler belirli bir bölgedeki çok az sayıdaki bilya tarafından desteklenir ve iç bileziğin dış bileziğe göre radyal pozisyonu bilya-yuvarlanma yolu temas yerlerindeki elastik ezilmeye bağlıdır.

Bilyalar yatak bileziklerinin birbirine yaklaştığı yüklenmiş bölgeye giren bilyalar deformasyona uğrarlar. Bilyalar yüklü bölgeden yüksüz bölgeye hareket ederken uygulanan yük vektörüne göre bilyaların pozisyonu değiştikçe, şaft üzerindeki yük dağılımı değişir ve iç ve dış bilezikler arasında relatif bir hareket

oluşturur. Yani yatak geometrik olarak kusursuz olsa da bilezikler arasında periyodik relatif hareket oluşur.

Şaft  $m\omega_c$  frekansında tahrik edilecektir. Burada  $\omega_c$  kafes hızıdır. Bu frekans bilya geçiş frekansı olarak adlandırılır. Matematikte bilya geçiş frekansı kafes hızının bilya sayısı ile çarpımı olarak tarif edilebilir<sup>(53)</sup>.

$$\omega_{bp} = m.\omega_c \quad (2.38)$$

Bilyalar veya yuvarlanma elemanlarının dış bilezik üzerinden geçerken oluşan frekansa “*dış bilezik bilya geçiş frekansı*” denir. İç ve dış bileziğin dönme hızları sırasıyla  $\omega_i$  ve  $\omega_o$  olduğuna göre, dış bilezik bilya geçiş frekansı :

$$\omega_{BGFD} = \frac{1}{2}\omega_i \left[ 1 + \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha \right] + \frac{1}{2}\omega_o \left[ 1 + \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha \right] \quad (2.39)$$

Bilya veya yuvarlanma elemanlarının iç bilezik üzerinde bağıl dönme hareketleri neticesinde oluşan frekansa ise “*iç bilezik bilya geçiş frekansı*” denir ve aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır<sup>(78)</sup>.

$$\omega_{BGFI} = \frac{1}{2}\omega_i \left[ 1 - \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha \right] + \frac{1}{2}\omega_o \left[ 1 - \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha \right] \quad (2.40)$$

Bilya geçiş frekansından kaynaklanan titreşimler elastik uyum titreşimleri olarak adlandırılır. Asimetri ve dönen bilya yaylandığı için iki boyutludur. Titreşim, yay lineer olmadığı için sinüzoidal değildir. Eğer şaft-rulman sisteminin doğal frekansı ile çakışırsa bilya geçiş frekansı etkisi daha da kötüleşir.

#### 2.4. Yuvarlanma Yüzeylerindeki Kusurlar

Genellikle iyi makina takımları ile üretimde mükemmel bir yüzey veya dairesel bir yüzey elde etmek mümkündür ve bu bilyalı rulman üretiminde de uygulanabilir. Bilyalı rulman parçalarının çok küçük yüzey düzgünsüzlükleri ve onların bir diğeri üzerine etkileri rulman titreşimine sebep olur.

Bölgesel hasarlar; yuvarlanma yüzeylerindeki çatlaklar, küçük delik şeklinde korozyon ve kabarmalardır. Rulmanlarda sık rastlanan hasar, yorulma çatlağının sebep olduğu bilezikler ve yuvarlanma elemanlarındaki kabarmalardır. Bölgesel hasarlı bir eleman diğeri elemanla çalıştığında iç yüzeydeki temas gerilmelerinde düzensiz değışmeler olur. Bu durum çok kısa süreli bir darbe sinyalinin üretilmesine neden olur. Bölgesel hasarlara yorulma ve çarpma izleri sebep olabilir. Yorulma, yüzeyin altında belli derinlikte küçük bir çatlak olarak başlar ve aşamalı olarak pullanma oluşmasına neden olur. Eğer titreşimler doğru olarak izlenirse, bu çatlak yüzeye erişmeden önce belirlenebilir. Çünkü rulman elemanlarındaki yorulma olayıyla ilişkili yapısal değışmeler rulman geometrisini etkilemese de titreşim spektrumunu etkiler. Bu durum, temas halindeki rulmanın rijitlik ve sönümlemesindeki değışmelerden kaynaklanmaktadır<sup>(58)</sup>.

Rulman tesisatının izlenmesi iki önemli amaca hizmet edebilir. Birincisi, rulmanlar makinadan sökülmeden sürekli bir sağlamlık taraması yapılabilir. İkincisi, rulman bozulma safhasının başında taranabilir ve böylece bozulmanın ciddi sonuçlarından kaçınılmış olur. Rulmanlarda iç veya dış bilezik ve yuvarlanma elemanlarından birindeki bir hata yüksek frekanslı ve düşük enerjili titreşimlere sebep olur.

Yuvarlanma elamanı radyal ya da aksenal bir yük altında yerel bir kusur üzerinden geçerken yuvarlanma elamanı ile sabit elaman arasındaki çarpışma yüzünden bir impuls üretilir. Bu impulsun genliği temas yükü, kusurun yeri ve şiddetine bağlıdır. Sabit hızlar için impuls periyodik olarak tekrarlanır. Bu tekrarlama frekansı kusurun yerine bağlı olup, bu frekansa “*karakteristik kusur frekansı*” denir. Bu frekans rulman geometrisinden  $f_d = \frac{1}{T_d}$  formülü ile hesaplanabilir<sup>(118)</sup>. Bu frekansın genliği kusurun yerine bağlı olup kusur maksimum yükleme bölgesinde ise en büyük genlikte bir puls üretilir.

Bu tezde, özellikle bölgesel yüzey kusurlarının sistem titreşimine olan etkisini görmek ve kullanımı kolay hesaplamalı bir yaklaşım yapmak için kusurların modellenmesi yapılmıştır.

İlk model dış bilezik yüzeyinde tek bir kusur olması durumu için, sonraki model iç bilezikte tek bir kusur olması durumu ve son model ise bilya yüzeyindeki tek bir kusur durumu için oluşturulmuştur.

#### **2.4.1. Dış Bilezik Yuvarlanma Yüzeyindeki Bir Kusur**

Rulman aşınması durumunda hasarlar ilk önce dış bilezikte kabarma şeklinde kendini gösterir. Kabarma daha da derinleştiğinde dış bilezik frekansının genliği artar. Arızanın son aşamasında yuvarlanma elemanları, kabarmayı iç bileziğe taşırlar ve iç bilezik frekansları artar. Bu sırada kısa süreli vuruş sinyalleri daha büyük ve çok sık olur. Dış bilezik frekanslarının bağlı genliği ve iç bilezik frekanslarının varlığı arıza zamanını gösterecektir.

Rulmanın dış bileziğindeki bir kusur 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 yüklenme bölgesinin merkezinde yükün maksimum olduğu yerde meydana gelir. Kusur yüzünden belirli bir yük için mümkün olan maksimum genliğe sahip bir impuls üretilir. Bu sebeple bir dış bilezik kusurunu karşılaştırmalı olarak taramak kolaydır<sup>(95)</sup>.

Dış bilezik yüzeyinde  $X$  eksenine göre  $\varphi$  açısı kadar mesafede bir kusur olduğunu düşünelim. Eğer bilya açısı  $(\omega_c t + i\gamma)$  kusur açısı  $(\varphi)$  ile çakışırsa bilya kusura temas ettiğinde  $\delta_d$  kadar ek bir ezilme meydana gelecektir. Bu durum Şekil 2.7'de gösterilmiştir.

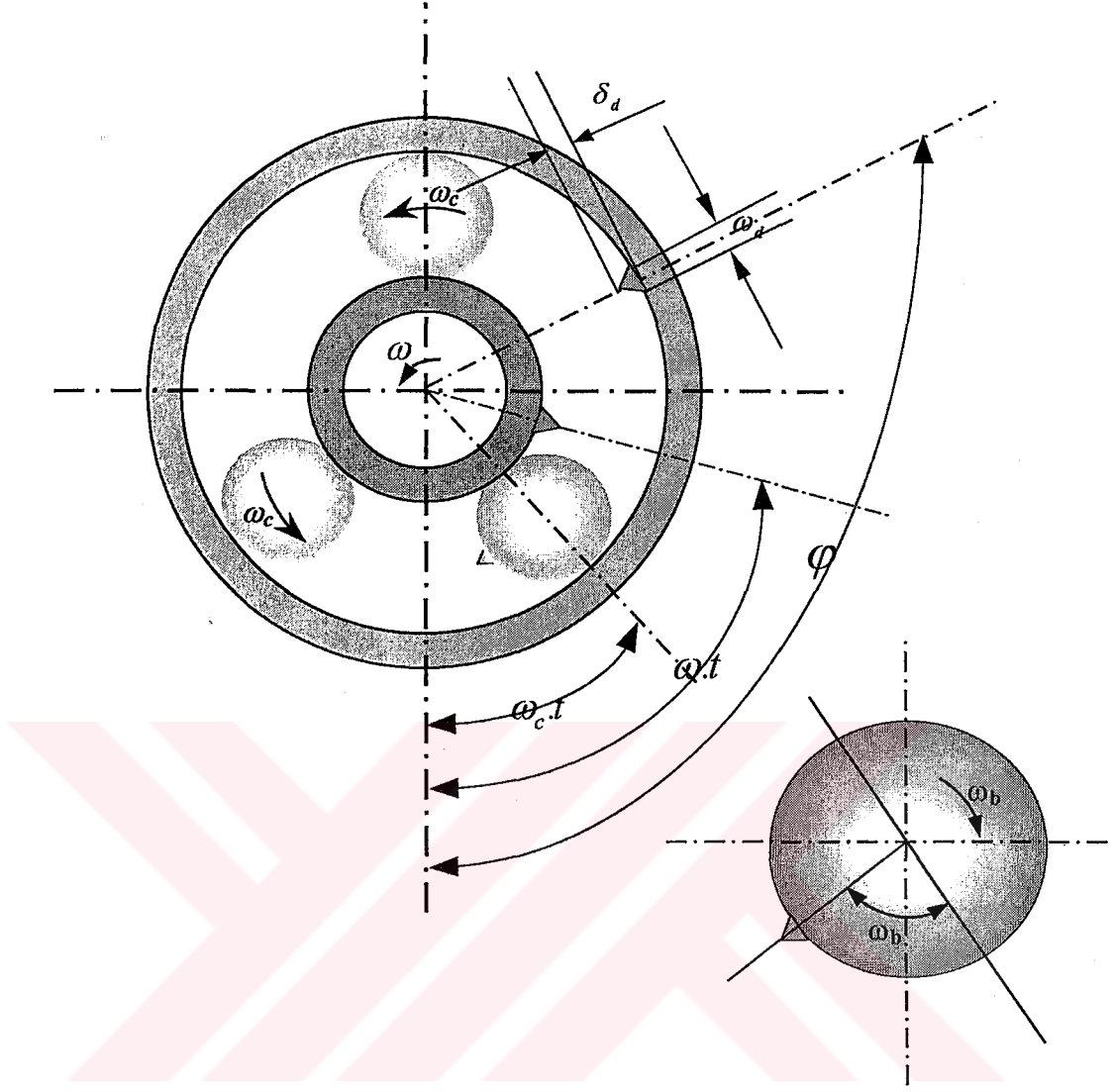
Uygun bir hesaplama yapılabilmesi için aşağıdaki tanımlamalar yapılmıştır.

1. Kusur tek bir noktada değilse kusuru belli bir açıda tanımlamak problemlere yol açabilir, bu yüzden açının üzerine bir tolerans miktarı eklenir. Örneğin dış bilezik kusuru için kusur açısı:

$$\varphi_d = \varphi \mu \frac{\omega_d}{2r_o} \quad (2.41)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada  $\omega_d$  kusur genişliğini ifade etmektedir.

2.  $\omega_c t + i\gamma$  açısı sürekli arttığı için bu açının sinüs ve kosinüsleri kusur açısıyla eş zamanlı olarak kontrol edilmektedir.



Şekil 2.7. Yuvarlanma yüzeylerinde bulunan kusurlarla ilgili boyut tanımlamaları

#### 2.4.2. İç Bilezik Yuvarlanma Yüzeyindeki Bir Kusur

Bir iç bilezik kusurunun sebep olduğu impulsun genliği sabit değildir. Bununla beraber kusur rulmanın üst yarısından geçiyorken ihmal edilebilecek mertebede impulslar üretir. Kusur yüklü bölgeye girdiğinde ise yuvarlanma elamanları ile bilezik arasındaki temas yükü artar. Bu sebeple kusur yükün maksimum olduğu noktaya ulaşıncaya 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<sup>(95)</sup>.

İç bilezik yüzeyinde bir kusur olduğu durumda bu kusur şaftın üzerine sıkı geçme olarak takılan iç bilezik gibi şaft hızında ( $\omega$ ) dönecektir. Eğer kusur açısı

$\omega t \mu \frac{\omega_d}{2r_i}$  bilyalardan birinin açısı ( $\omega_c t + i\gamma, i = 1, m$ ) ile çakışırsa bilya üzerindeki

ezilme Şekil 2.7'deki gibi :

$$\delta_{id} = \delta_i + \delta_d \quad (2.42)$$

olacaktır.

### 2.4.3. Bilya Yüzeyindeki Bir Kusur

Kusurun bilya merkezinden geçen bir eksen etrafında döndüğü ve yatak eksenine paralel olduğu kabul edilmiştir. Böylece hata iç ve dış bilezik yuvarlanma yollarında aynı noktadan düzenli aralıklarla geçmektedir.

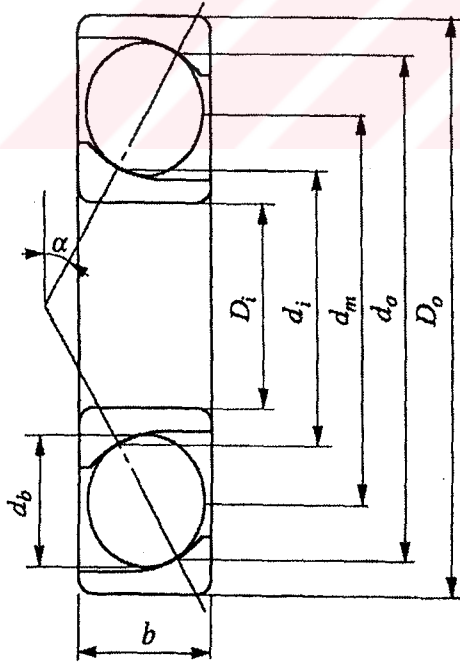
Buna göre Şekil 2.7'den,  $\omega_b t$ 'nin sinüsü 0 olduğu zaman bilya üzerindeki kusur yüzünden oluşan ezilme miktarı :

$$\delta_{id} = \delta_i + \delta_d \quad (2.43)$$

### 3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde sağlam ve kusurlu rulmanlar için yazılan simülasyon programının doğruluğunu teyit etmek için, 5 serbestlik dereceli bir model kullanan N. Aktürk'ün simülasyon programında kullandığı veriler (rulman boyutları, ön yükler, ilk şartlar, bilya sayıları ve devir sayıları) alınarak program çalıştırılmış ve her iki programdan shaft titreşimleri için elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca sağlam ve hasarlı durumdaki rulmanlardaki bilyaların titreşimleri de bu bölümde incelenmiştir.

*Şaft- bilyalı rulman ikilisi için seçilen boyutlar:*



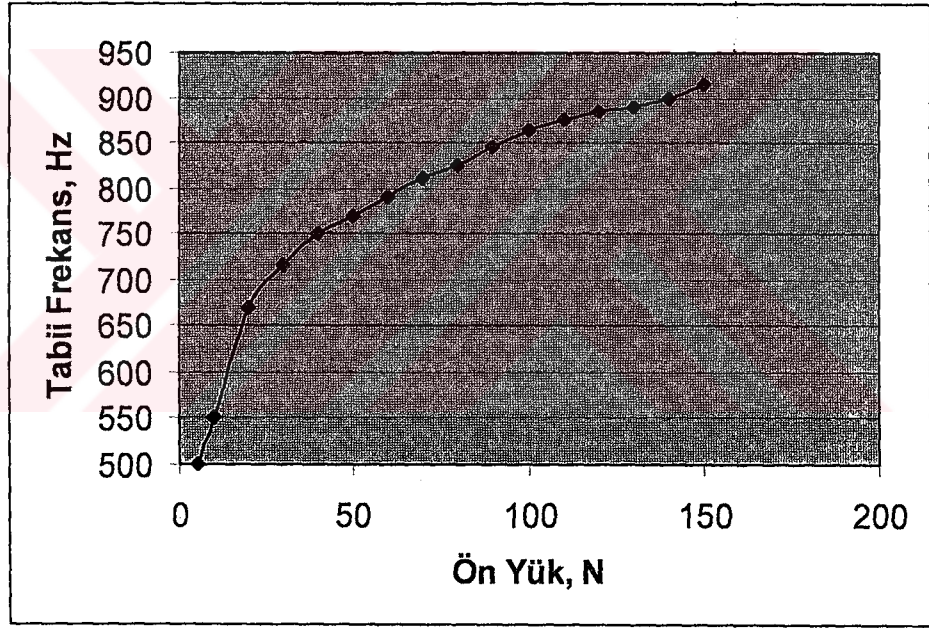
- Şaftın çapı( $D_i$ ): 0.04 m
- İç bilezik çapı( $d_i$ ): 0.046 m
- Dış bilezik çapı( $d_o$ ): 0.062 m
- Dış bilezik dış çapı( $D_o$ ):0.068 m
- İç bilezik eğrilik yarıçapı:0.00408 m
- Dış bilezik eğrilik yarıçapı:0.00416 m
- Rulman Genişliği( $b$ ): 0.015 m
- Bilya Çapı( $d_b$ ): 0.00794 m
- Ön Yüksüz Temas Açısı( $\alpha_0$ ):  $15^\circ$
- Bilyanın Kütlesi( $m_b$ ): 0.002 kg
- Şaftın Kütlesi( $m_s$ ): 5.5 kg

Şekil 3.1. Bilyalı rulman ve shaftla ilgili boyut tanımlamaları



### 3.1. Teorik Bulgular ve Tartışma

Lineer olmayan Hertz temas gerilmelerin oluşması nedeniyle ön yükün değişmesi tabii frekansı değiştirir. Eksenel ön yüklemenin tabii frekans üzerindeki etkisi Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Göreceli düşük ön yükler için değişim daha hızlıdır. Çünkü bilyalar göreceli olarak daha elastiktir. Ön yük arttıkça, bilyalar sertleşir ve aynı miktarda ön yük için ezilmeler daha az olur. Yani tabii frekansın ön yüke göre artış miktarı azalır.

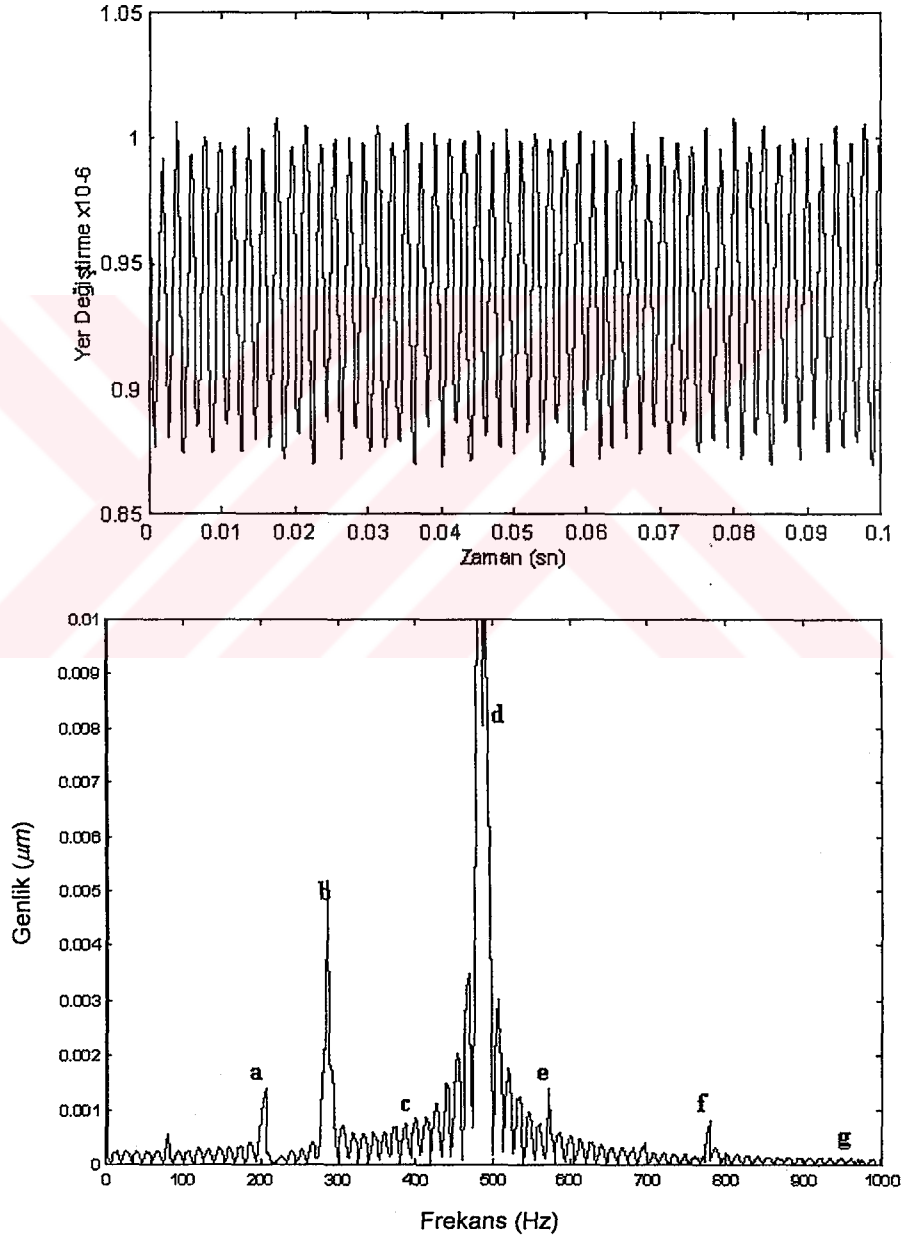


Şekil 3.2. Eksenel ön yükün tabii frekansa etkisi ( $m=8$ )

#### 3.1.1. Kusursuz Rulmanlı Şaftın Titreşimi

Sağlam bilyalı rulmanlar tarafından desteklenen şaftın titreşimlerini incelemek üzere 19 serbestlik dereceli bir sistem seçilmiştir. Bu sistemin özellikleri daha önce bu bahsedildiği gibi N. Aktürk<sup>(53)</sup>’ün kullandığı sisteminki ile aynı

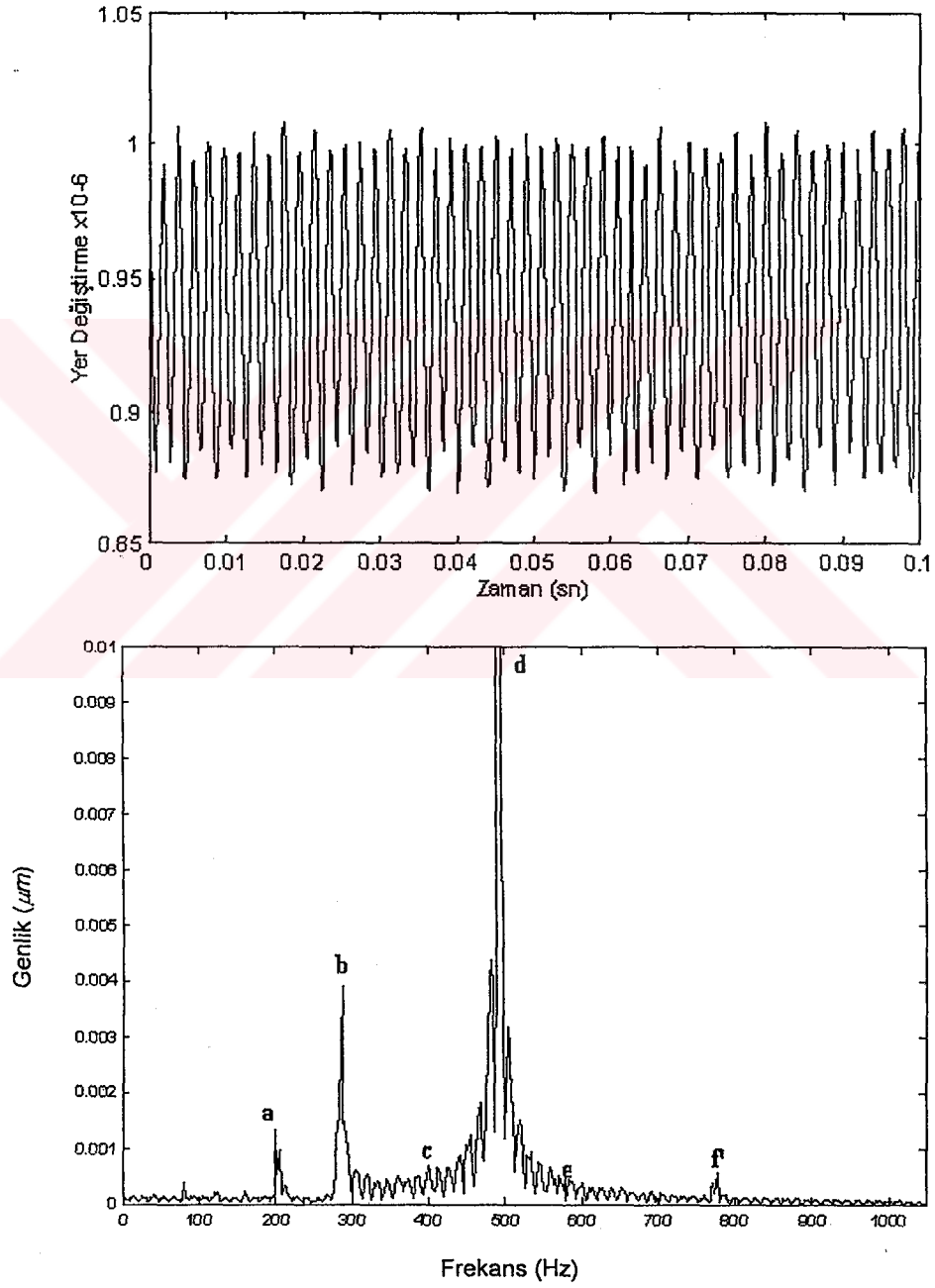
seçilmiştir. Buna göre aksenal ön yük 5 N olarak alınmış, şaftın kütle merkezi ilk olarak  $x_0 = 1\mu\text{m}$ ,  $y_0 = 0,1\mu\text{m}$ ,  $z_0 = 0,01\mu\text{m}$  yer değiştirdiği kabul edilmiş ve mil 5000 d/d hızla dönerken  $x, y$  ve  $z$  eksenleri boyunca şaft ve bilyaların salınımları bulunmuştur.



Şekil 3.3. Şaftın  $x$  eksenine göre titreşimi ve onun spektrumu

( $m_b = 2$  gr,  $m = 8$ ,  $P_R = 5$  N,  $n = 5000$  d/d,  $f_{BGF} = 285$  Hz,  $f_n = 490$  Hz)

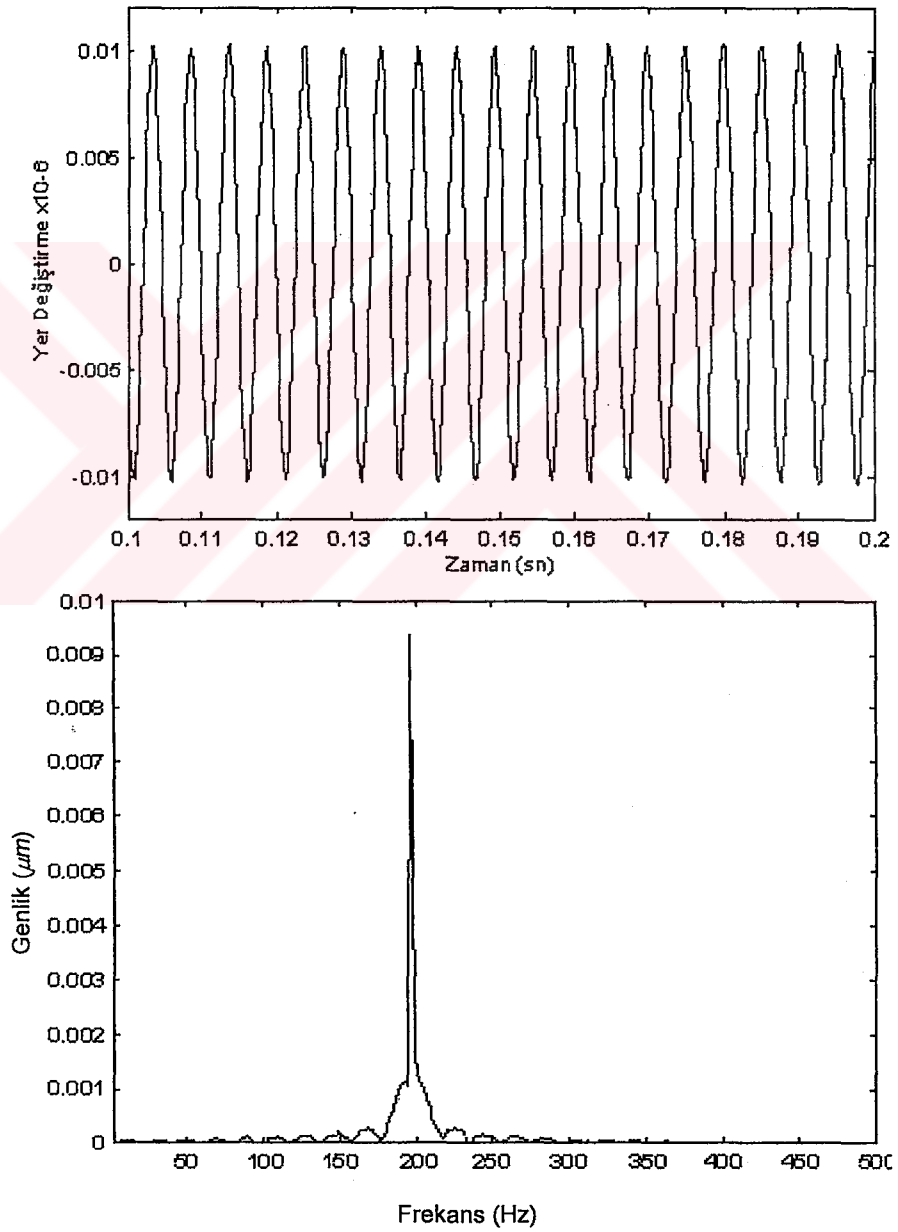
Bu hız için BGF 285 Hz ve sistemin  $x$  eksenini boyunca olan tabii frekansı Şekil 3.3'te görüldüğü gibi 490 Hz civarındadır. Sistemin  $y$  eksenini boyunca olan tabii frekansı 500 Hz (Bakınız Şekil 3.4),  $z$  eksenini boyunca olan tabii frekans ise Şekil 3.5'te görüldüğü gibi 200 Hz'dir.



Şekil 3.4. Şaftın  $y$  eksenini boyunca titreşimi ve onun spektrumu

( $m_b = 2$  gr,  $m = 8$ ,  $P_R = 5$  N,  $n = 5000$  d/d,  $f_{BGF} = 285$  Hz,  $f_n = 500$  Hz)

Diğer önemli bir olayda  $z$  eksenindeki tabii frekansın üst harmoniğinin etkisiyle ikinci (c) ve dördüncü harmonikleri spektrum üzerinde görülmektedir. Her ne kadar Şekil 3.3'te gösterilen  $x$  salınımları için frekans spektrumu en basit hal için ise de  $y$  ve  $z$  eksenindeki titreşimler spektrumu nispeten karmaşık hale getirmektedir.



Şekil 3.5. Şaftın  $z$  eksenini yöündeki titreşimi ve onun spektrumu

( $m_b=2$  gr,  $m=8$ ,  $P_R=5$  N,  $n=5000$  d/d,  $f_{BGF}=285$  Hz,  $f_n=200$  Hz)

Bu durum bilyalı yataklarla ilgili titreşimlerin ne kadar karmaşık özellikte olduğunu göstermektedir<sup>(53)</sup>. Bu bölümde genellikle  $x$  eksen yönündeki salınımlar incelenecektir. Şekil 3.4’de  $y$  eksen boyunca oluşan salınımların frekans spektrumu görülmektedir.  $y$  eksen boyunca tabii frekans zirvesi (d) ve tabii frekansın  $z$  eksenindeki etkisi (a) ve bunun ikinci harmoniği (c), BGF (b) ve onun harmoniği (e) ile Şekil 3.3 Şekil 3.4’e benzemektedir. Bu frekanslar  $x$  eksenindeki ile hemen hemen aynıdır. Bu durum sistemin  $x$  ve  $y$  eksenine göre simetrik olmasından kaynaklanır. Ancak bir fark vardır o da şaftın kütesinden gelen kuvvet sadece  $x$  ekseninde etki eder (Bakınız Şekil 2.5) ve titreşim genliklerinde değişmeye yol açar.

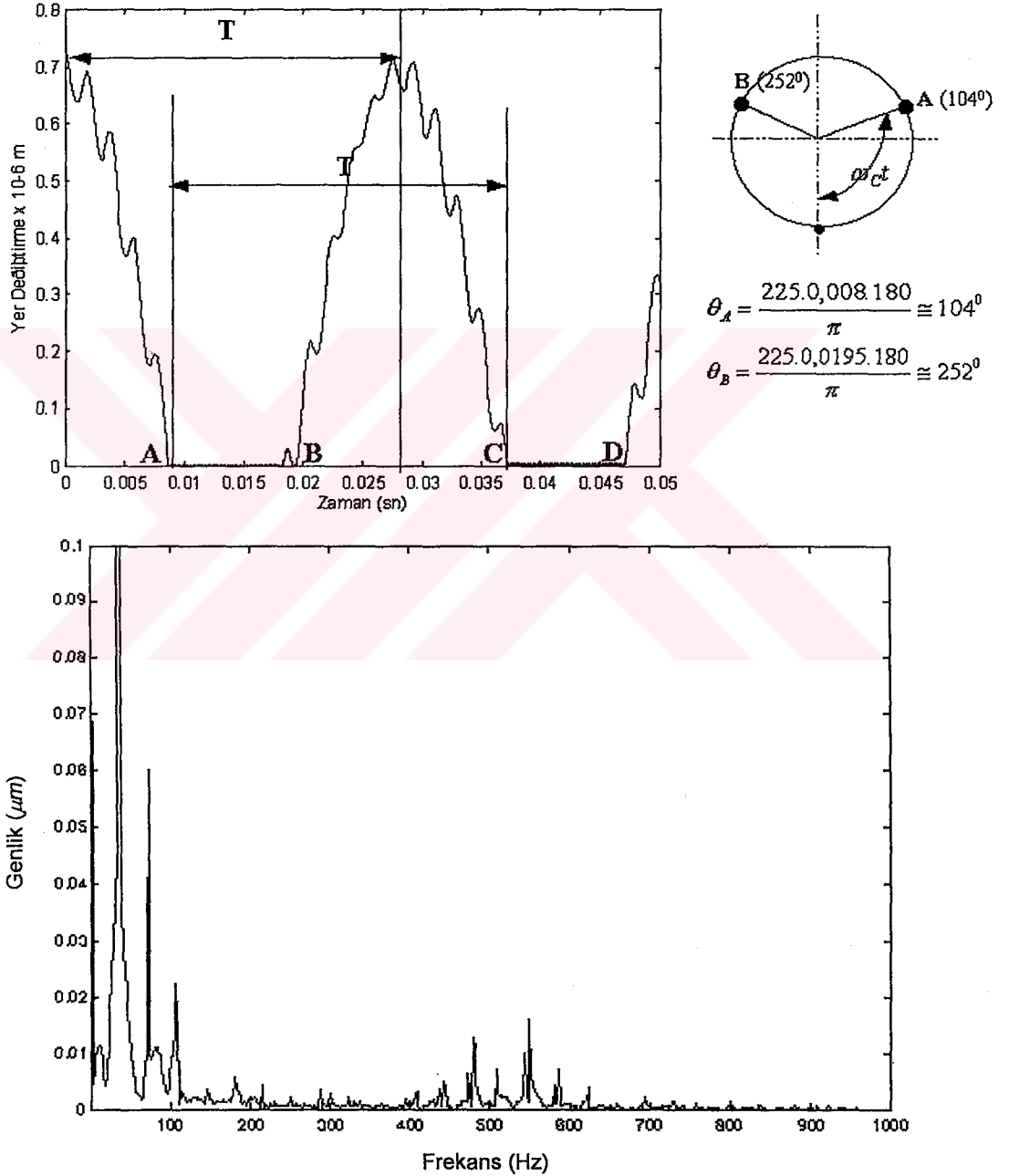
$z$  eksenindeki titreşimler ve bunların spektrumu Şekil 3.5’te gösterilmiştir.  $z$  eksenini doğrultusunda başlangıçta oluşan deplasmanlar nedeniyle yataklara zorlama olmadığı için oluşan titreşimlerin genlikleri nispeten düşüktür. Frekans spektrumunda görülen tek bir zirve sistemin  $z$  eksenindeki tabii frekansıdır.

BGF’nin etkisini daha ayrıntılı olarak araştırmak ve bilyalarla yuvarlanma yolunun sürekli temasını sağlamak için bu tezde incelenen açısız temaslı bilyalı rulmanlar sadece aksel yönde ön yüklemeye tabi tutulmuştur. Çünkü aksi halde karmaşık bir davranış gözlenebilirdi<sup>(35)</sup>. Bu basitleştirilmiş modelde BGF’nin etkisi görülmektedir. Zorlama frekansı sistemin tabii frekansı ile çakışırsa sistemde şiddetli titreşimler oluşur.

### 3.1.2. Kusursuz Rulmanda Bilyaların Titreşimi

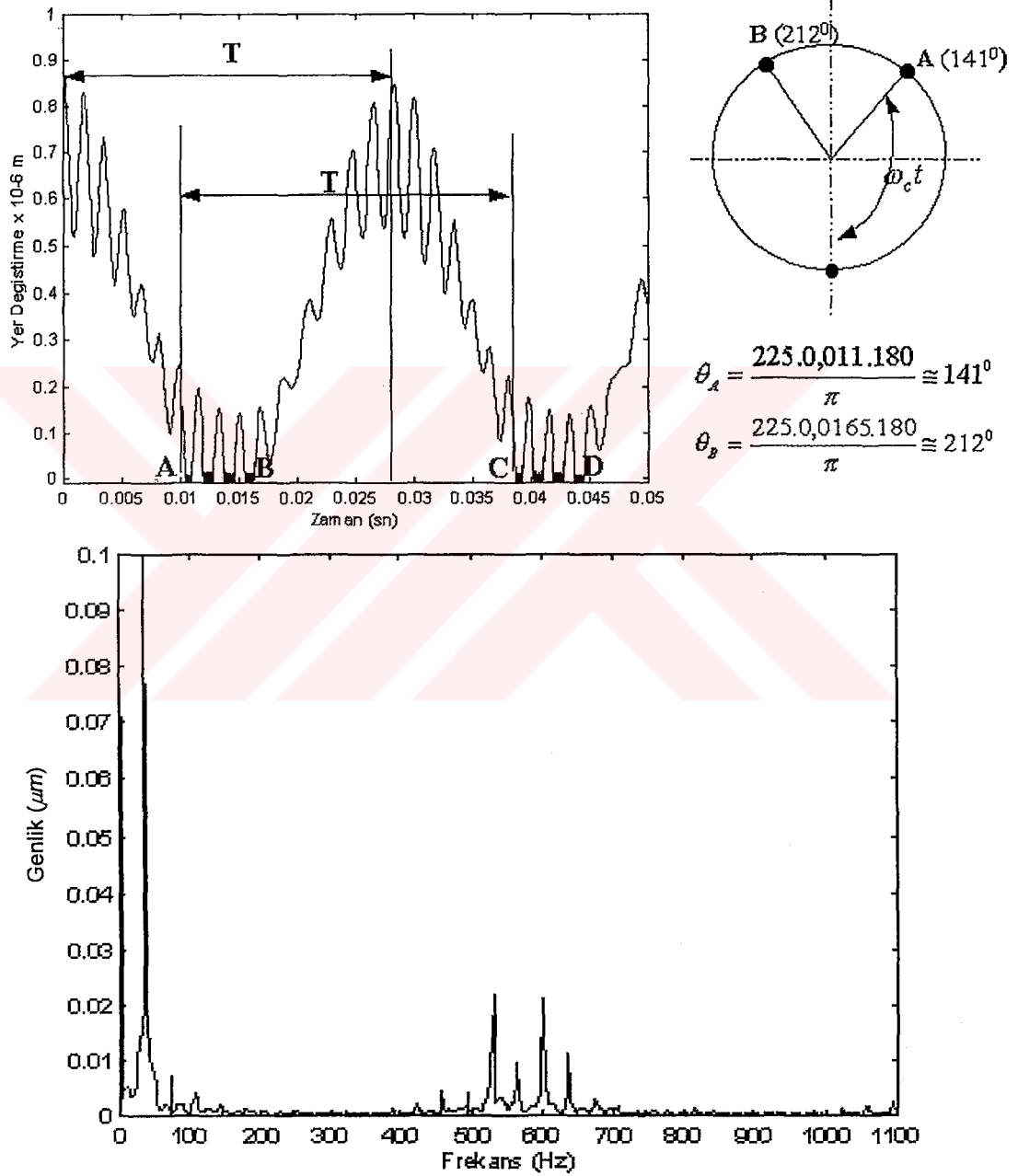
Şaft hareketsizken birinci bilya rulmanın en altında durmaktadır. 1’olu bilya rulmanın en altında durmaktadır ve 1, 2, 8’olu bilyalar yüklü bölgededir. Rulman

bilya 0.008 s ( $104^\circ$ ) dönerek yüklü bölgeden yüksüz bölgeye girer. Bilya bu bölgede yaklaşık 0.012 s kendi tabii frekansında titreşir ve sonra B noktasında ( $252^\circ$ ) tekrar yüklü bölgeye girerek deformasyona uğrar.



Şekil 3.6. Birinci bilyanın  $P_R = 5$  N için radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ( $m_b = 2$  gr,  $n = 5000$  d/d,  $f_{BGR} = 285$  Hz,  $f_n = 490$  Hz,  $f_C = 35.5$  Hz)

Bilya yüklü bölgede 0.018 s kaldıktan sonra ikinci turda yine aynı noktalarda yüklü ve yüksüz bölgelere girerek periyodik olarak titreşimine devam eder. Diğer bilyalar da birbirlerini 45°'lik açı farkıyla takip ederek periyodik olarak titreşirler.



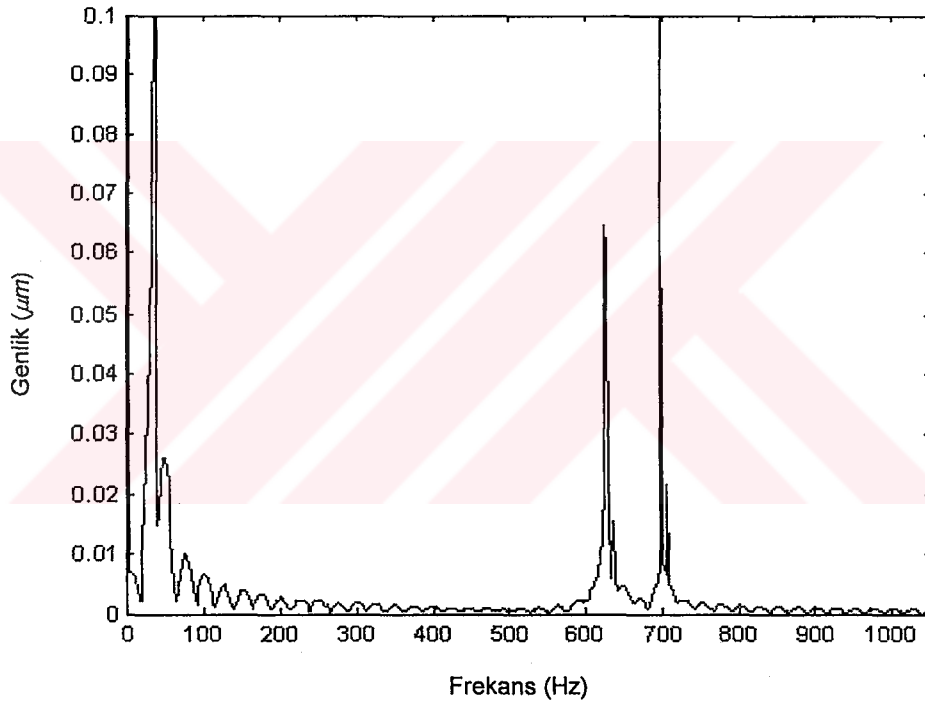
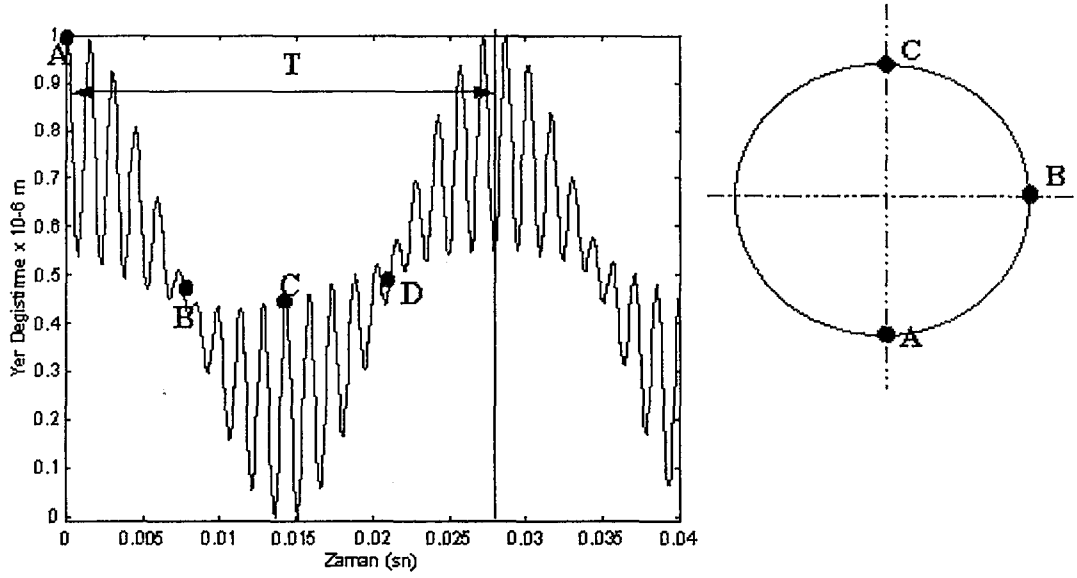
Şekil 3.7. Birinci bilyanın  $P_R = 10$  N için radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ( $m_b = 2$  gr,  $n = 5000$  d/d,  $f_{BGF} = 285$  Hz,  $f_n = 560$  Hz,  $f_c = 35.5$  Hz)

Birinci bilyanın frekans spektrumuna bakıldığında 35.5 Hz kafes frekansı ve onun harmoniklerindeki zirveler ve ayrıca şaftın  $x$  yönündeki tabii frekansı (490 Hz) ve bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansı (560 Hz) görülmektedir.

Ön yük 10 N'a çıkarıldığında ise Şekil 3.7'de görüldüğü gibi birinci bilya 0.011 s ( $141^0$ ) dönerek yüklü bölgeden yüksüz bölgeye girer. Bilya bu bölgede yaklaşık 0.0055 s ( $71^0$ ) kendi tabii frekansında titreşir ve sonra tekrar yüklü bölgeye girerek deformasyona uğrar Bilya yüklü bölgede 0.022 s ( $282^0$ ) kaldıktan sonra ikinci turda yine aynı noktalarda (A, B) yüklü ve yüksüz bölgelere girerek periyodik olarak titreşimine devam eder. Görüldüğü gibi ön yük arttıkça bilya daha uzun süre yüklü bölgede kalarak daha fazla deformasyona uğramaktadır (Şekil 3.7). Bu yük için frekans spektrumuna bakarsak, 5000 d/d şaft hızı için kafes frekansı ve onun üst harmoniklerinde zirveler görülmektedir. Ayrıca spektrumda şaftın tabii frekansı (550 Hz) ve birinci bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansında da (600 Hz) zirveler bulunmaktadır.

Teoride bilyaların yüksüz bölgede hareket etmesi istenmediği için uygulanacak minimum ön yükün bulunması gerekir<sup>(54)</sup>. Bu yükü bulmak için ön yükü 1 N artırarak 18 N'a çıktığımızda Şekil 3.8'de görüldüğü gibi bilya yüksüz bölgeye girmeden şaft titreşimine bağlı olarak titreşmektedir. Diğer bilyalarda yüklü bölgede periyodik olarak titreşirler. Bilya A noktasında daha rijit bir bölgede olduğu için B noktasına kadar daha fazla deformasyona uğrar, B noktasından ( $90^0$ ) C noktasına ( $180^0$ ) gelirken ise daha az rijit bir bölgeye girdiği için daha az deformasyona uğrar yani bilyanın titreşiminin genliği Şekil 3.8'de görüldüğü gibi düşer.





**Şekil 3.8.** Birinci bilyanın  $P_R = 18 \text{ N}$  için radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ( $m_b = 2 \text{ gr}$ ,  $n = 5000 \text{ d/d}$ ,  $f_{BGF} = 285 \text{ Hz}$ ,  $f_n = 620 \text{ Hz}$ ,  $f_C = 35.5 \text{ Hz}$ )

Bu yük için birinci bilyanın frekans spektrumuna baktığımızda 35.5 Hz kafes frekansı ve onun katlarındaki zirveler ve ayrıca şaftın x yönündeki tabii frekansı (620 Hz) ve bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansı (700 Hz) görülmektedir. Şekillerde

de görüldüğü gibi ön yük arttıkça spektrumdaki tabii frekans ve bilya titreşim frekansı zirvelerinin genliği de artmaktadır.

### **3.2. Yuvarlanma Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Bulunan Rulmanlardan**

#### **Kaynaklanan Titreşimler**

Yuvarlanma yüzeyinde bir çatlak veya aşınma parçacığı bulunduğu varsayılmakta ve bu kusurun yüksekliğinin  $3\mu m$ , genişliğinin ise  $1^\circ$  olduğu kabul edilmektedir. Buna göre elamanları kusurlu olan rulmanlar için Bölüm-2'de anlatılan kusur modellerine göre simülasyon programı yazılarak, kusurlu rulmanlar için shaft ve bilyaların titreşimleri bulunmuştur.

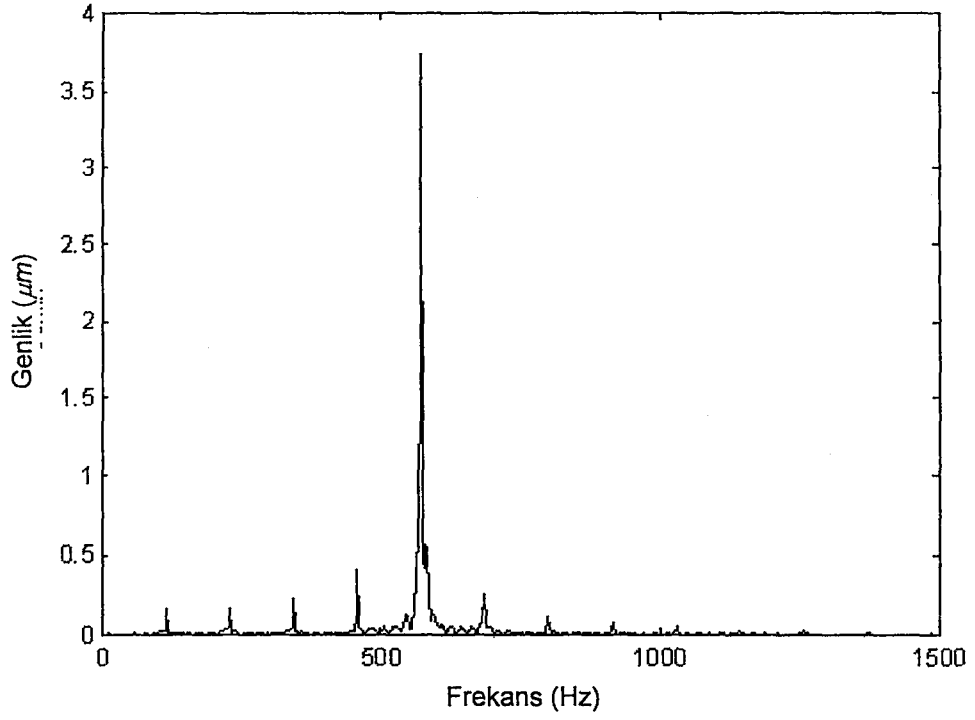
#### **3.2.1. Dış Bilezik Bilya Yolunda Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlardan**

##### **Kaynaklanan Titreşimler**

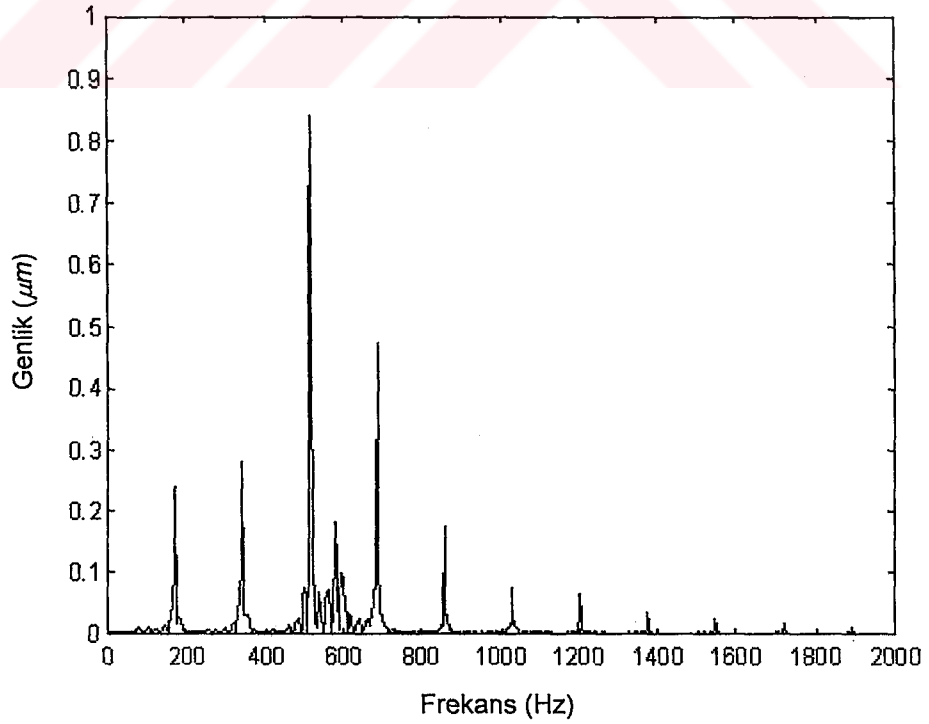
##### **3.2.1.1. Dış Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Shaftın Titreşimi**

Eğer hata dış bileziğin yuvarlanma yüzeyinde ise titreşimlerin sistemin tabii frekansı ve BGF'de oluşması beklenir. Bilya geçiş frekansı ve harmonikleri sistemin tabii frekansı ile çakıştığında şiddetli (genliği yüksek) titreşimler gözlenir. Düşük shaft hızlarında BGF'nin üst harmoniklerinden bir tanesinin tabii frekansla çakışması hemen hemen kesindir denebilir.

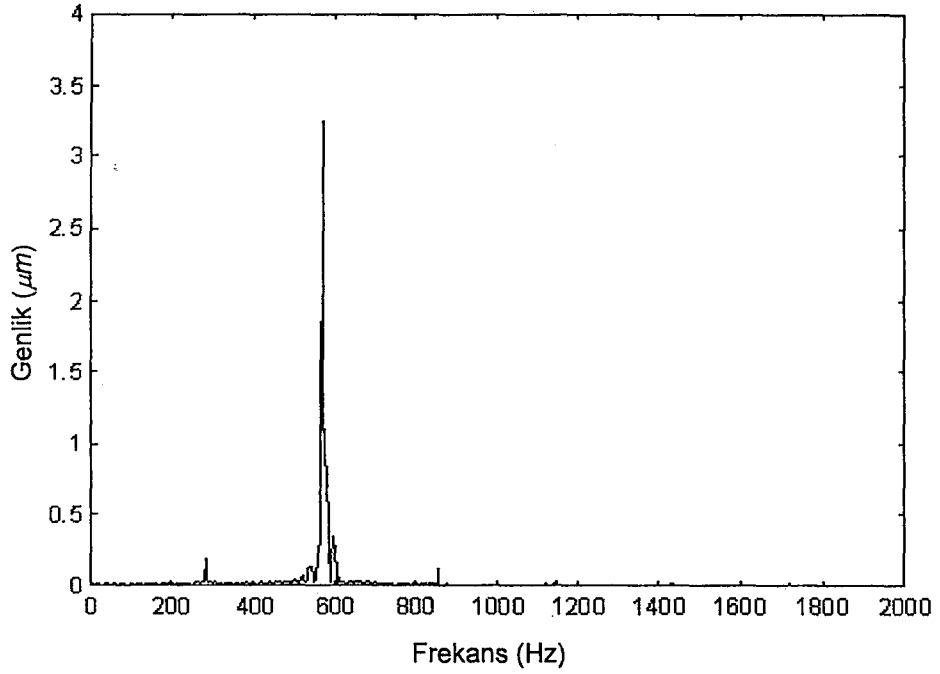
2000 d/d'lık bir shaft hızında Şekil 3.9'da görüldüğü gibi sistem 560 Hz'lik bir tabii frekansla titreşir. Bu hızdaki BGF 114 Hz'dir ve  $5 f_{BGF}$  tabii frekansa çok yakın olduğu için sistem rezonansa girmektedir. Ayrıca bilya geçiş frekansının diğer üst harmonikleride frekans spektrumunda görülmektedir.



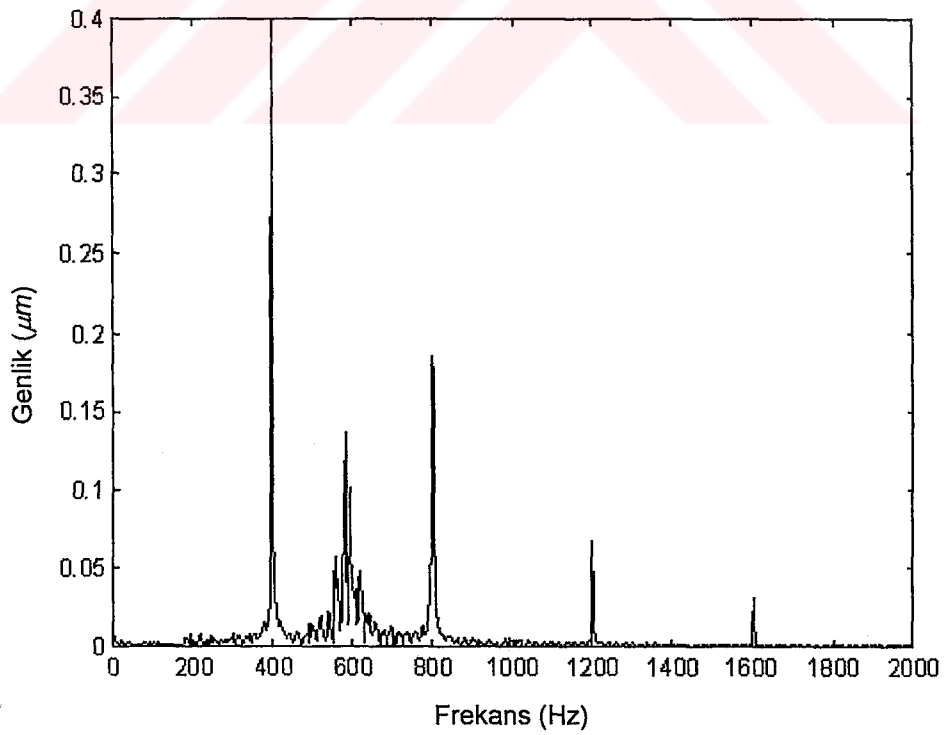
Şekil 3.9. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 2000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 114$  Hz)



Şekil 3.10. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 3000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 172$  Hz)



Şekil 3.11. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 5000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 285$  Hz)



Şekil 3.12. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 7000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 400$  Hz)

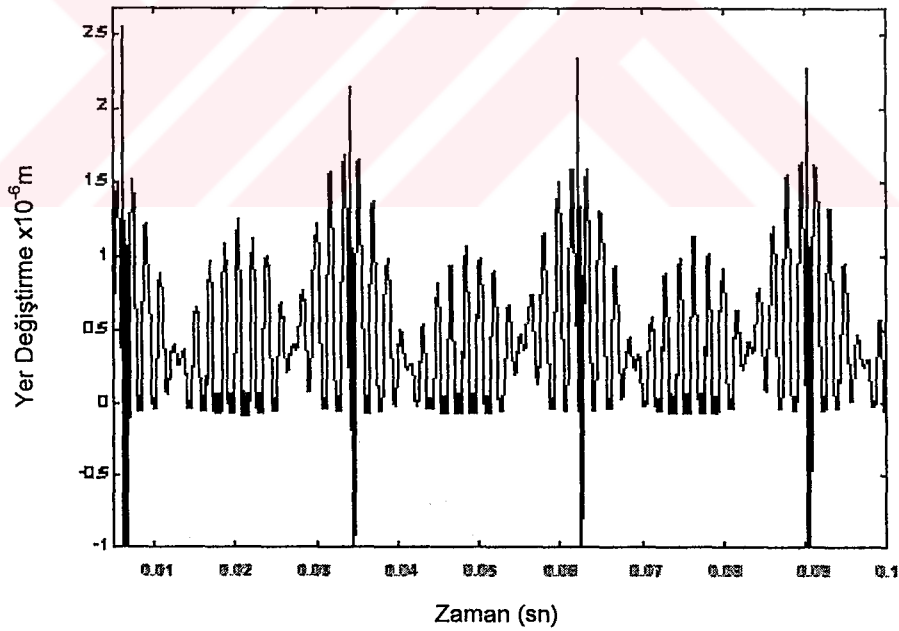
Şaft hızı 3000 d/d olduğunda ise BGF 172 Hz'dir. Bu hız için Şekil 3.10'daki gibi en büyük zirve tabii frekansa en yakın harmonik olan 516 Hz ( $3 f_{BGF}$ ) dedir. Bununla beraber BGF'nin üçüncü ve dördüncü harmoniği de tabii frekansa yeteri kadar yakın olmadığı için tabii frekansta küçük bir zirve görünmektedir. 5000 d/d şaft hızında BGF 285 Hz'dir. Bu hız için  $2 f_{BGF}$  tabii frekansla çakışmakta ve bu hız için spektrumdaki en büyük zirve Şekil 3.11'de görüldüğü gibi tabii frekansta görülmektedir. Spektrumda  $3 f_{BGF}$  ve  $4 f_{BGF}$  de genliği tabii frekansa göre oldukça düşük olan zirvelerde görülmektedir.

Yukarıda ortaya atılan görüşü desteklemek amacıyla şaft hızı artırılarak 7000 d/d'ya çıkarılmıştır. Bu durumda BGF 400 Hz ve  $2 f_{BGF}$  800 Hz olup her ikisi de tabii frekanstan oldukça uzaktadır. Şekil 3.12'de görüldüğü gibi bu hızdaki en baskın zirve bilya geçiş frekansındadır ve onun üst harmoniklerinde de zirveler ortaya çıkmaktadır. Spektrumda tabii frekansta da küçük bir zirve görülmektedir. Bununla beraber genlikler karşılaştırıldığında 7000 d/d şaft hızındaki maksimum zirve genliği diğerleri kadar önemli olmayıp sadece  $0.4 \mu m$  dir.  $n=2000$  d/d veya  $n=5000$  d/d için ise  $4 \mu m$  dir.

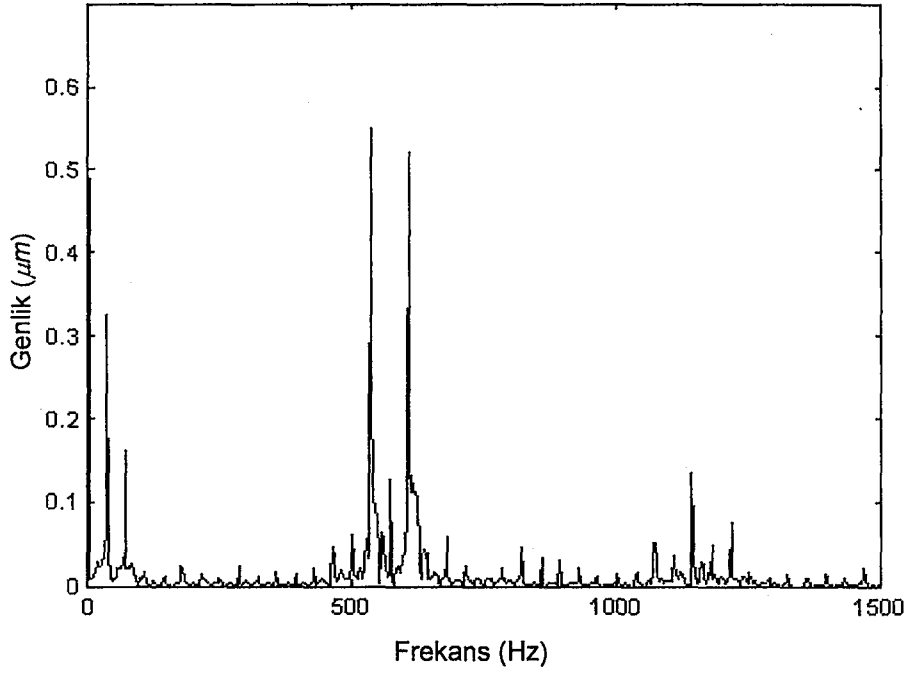
Simülasyon modelinden elde edilen sonuçlar E. Yhland ve L. Johansson<sup>(7)</sup>, S. Braun ve B. Danter<sup>(81)</sup>, T. Igarsahi v.d.<sup>(38-40)</sup>, P. D. McFadden ve J. D. Smith<sup>(42)</sup>, M. C. Karakurt<sup>(83)</sup> tarafından elde edilen deneysel sonuçlara ve ayrıca N. Aktürk<sup>(53)</sup> tarafından simülasyon modelinden bulunan sonuçlara oldukça benzemektedir. Bu araştırmacıların hepside dış bileziğin yuvarlanma yüzeyinde hata bulunduğu, bundan kaynaklanan titreşimlerin BGF'de oluştuğunu ve bu frekansla veya harmonikleri ile tabii frekans çakıştığında sistemde rezonans oluştuğunu gözlemlemişlerdir.

### 3.2.1.2. Dış Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Rulmanda Bilyaların Titreşimi

Dış bilezikte  $\theta = 15^\circ$ 'de bir hata bulunmaktadır. Yani hata 10 N ön yük için yükün maksimum olduğu bölgededir. Birinci bilya harekete başladıktan yaklaşık 0,0012 s sonra hataya temas eder ve titreşim genliği çok kısa süreli olarak maksimum seviyeye ulaşır. Bilya hatayı geçtikten sonra 0,01 s'de ( $130^\circ$ ) yükün maksimum olduğu rijit bölgeden çıkar ve bilya yüksüz bölgede titreşimine başlar. Bilya yüksüz bölgede yaklaşık 0,0115 s ( $150^\circ$ ) kendi tabii frekansında titreşir. Sonra tekrar yüklü bölgeye giren bilya 0,005 s ( $65^\circ$ ) sonra hataya temas eder. İşte bu noktadan sonra bilya ikinci turda da yine aynı titreşimine periyodik olarak devam eder. Diğer bilyalar da birbirlerini  $45^\circ$ 'lik açı farkıyla takip ederek periyodik olarak titreşirler.



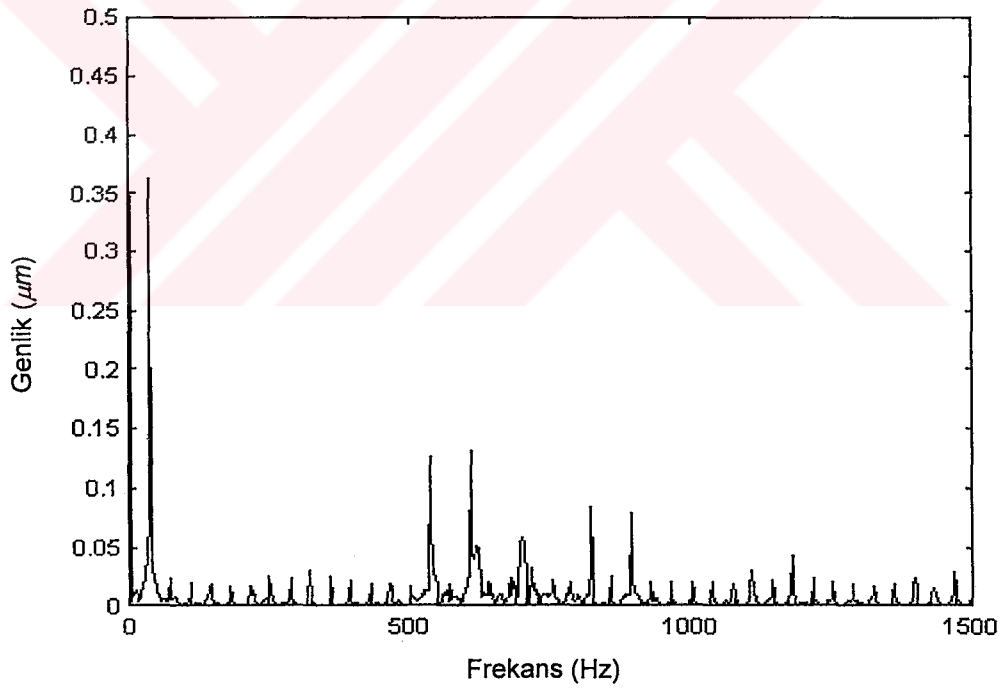
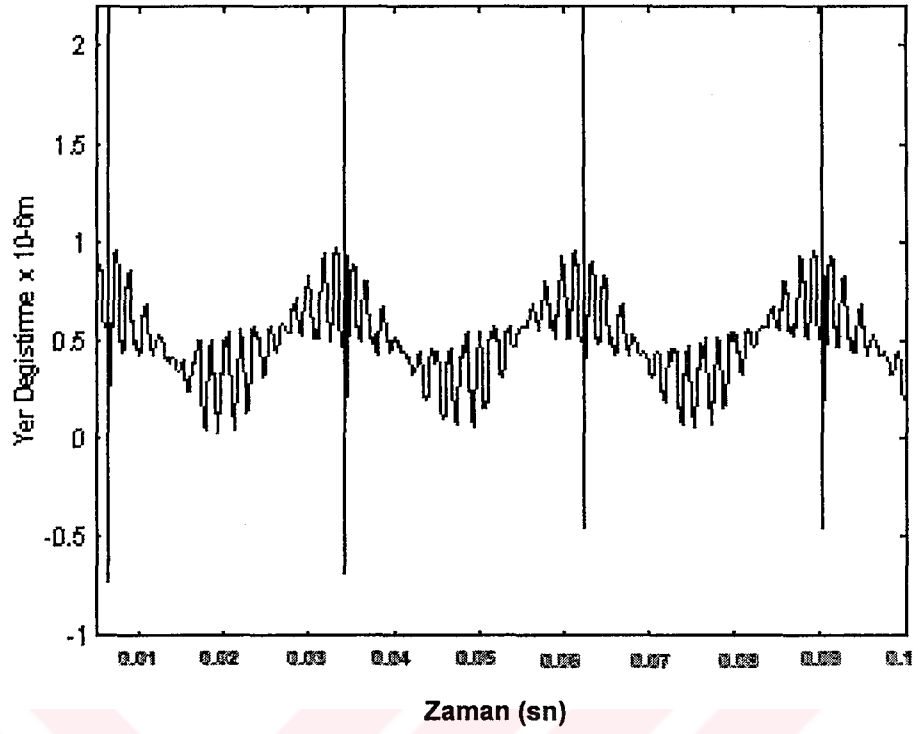
Şekil 3.13.a Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $P_R = 10$  N için birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi ( $n = 5000$  d/d,  $c = 300$  Ns/m,  $f_c = 35.5$  Hz)



**Şekil 3.13.b** Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $P_R = 10$  N için birinci bilyanın radyal yöndeki titreşim spektrumu ( $n = 5000$  d/d,  $c = 300$  Ns/m,  $f_c = 35.5$  Hz)

Şekil 3.13'te bilyanın frekans spektrumuna baktığımızda; kafes frekansı (35,5 Hz) ve harmoniklerinde, şaftın tabii frekansı (570 Hz) ve onun birinci harmoniğinde (1140 Hz), bilya geçiş frekansı (285 Hz) ve üst harmoniklerinde, bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansı (600 Hz) ve onun harmoniğinde (1200 Hz) zirveler görünmektedir.

Ön Yük 18 N'a çıkarılırsa, bilyanın titreşimi Şekil 3.14'te görüldüğü gibi sinüzoidal bir şekle dönüşür. Çünkü bilya tamamen yüklü bölgededir. Fakat bilya hataya yaklaşırken daha rijit bölgeye girmekte ve titreşim genliği artmaktadır. Bilya hataya temas ettiğinde ise titreşim genliği ani ve kısa süreli bir artış göstermektedir. Bilya hatadan uzaklaştıkça daha az rijit bölgeye girdiği için titreşim genliği düşmektedir.



**Şekil 3.14.** Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $P_R = 18$  N için 1. bilyanın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ( $n = 5000$  d/d,  $c = 300$  Ns/m,  $f_c = 35.5$  Hz)



Bu ön yük için birinci bilyanın frekans spektrumundaki zirveler; kafes frekansı (35,5 Hz) ve onun harmonikleri, bilya geçiş frekansı ve onun üst harmoniklerinde (285 Hz, 570 Hz, 855 Hz) ve birinci bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansı (600 Hz) ve onun birinci harmoniğinde (1200 Hz) görülmektedir. Bu ön yükte frekans spektrumundaki zirve genlikleri 10 N için bulunan zirve genliklerinden oldukça düşüktür.

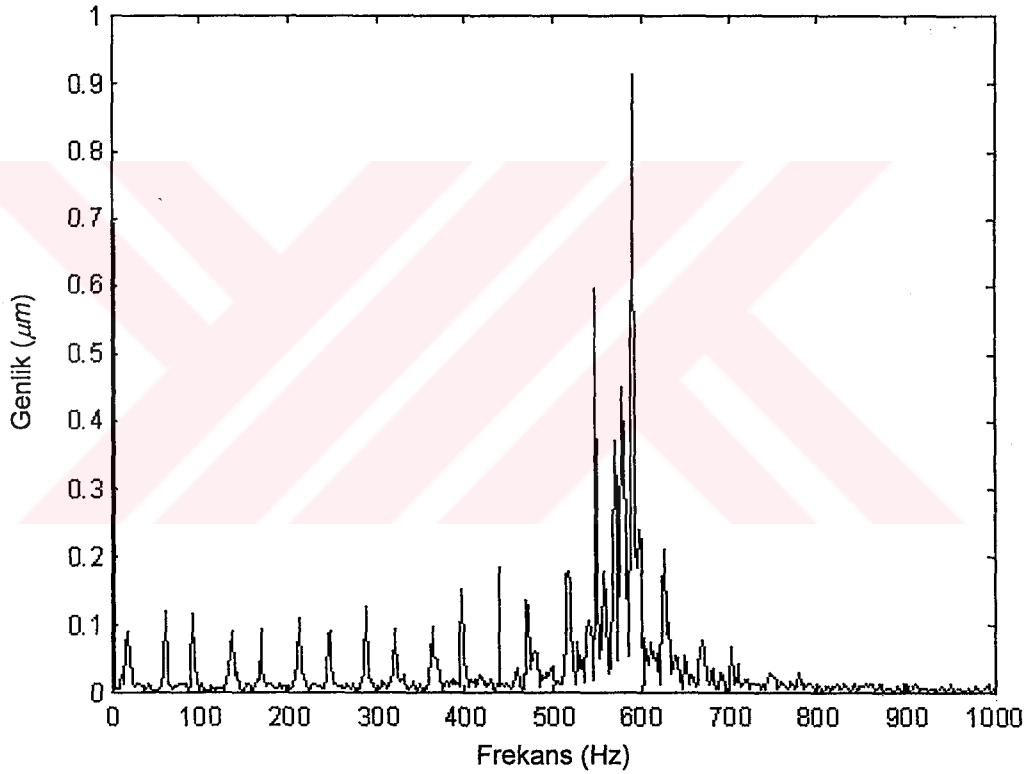
### **3.2.3. İç Bilezik Bilya Yolunda Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlardan Kaynaklanan Titreşimler**

#### **3.2.3.1. İç Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi**

Eğer hata iç bilezik yuvarlanma yüzeyinde ise daha karmaşık titreşimler görülür. Çünkü hatanın kendisi de şaft hızıyla dönmektedir. Bazı araştırmacılar bu durumun iç bilezik bilya geçiş frekansında titreşimler oluşturacağını ileri sürmüşlerdir<sup>(84,86)</sup>. Diğer bazı araştırmacılar<sup>(44,111)</sup> iç bilezik kusuru durumunda frekans spektrumunda zirvelerin şaft dönme frekansı, kafes frekansı iç bilezik bilya geçiş frekansları ve harmonikleri ile bunların kombinasyonlarında oluşacağını ileri sürmüşlerdir. Bu durum aşağıda farklı şaft hızları için çizdirilen frekans spektrumlarında da görülmektedir.

1000 d/d şaft hızında oluşan frekans zirveleri, şaft dönme frekansı (17 Hz), dış bilezik BGF (60 Hz), iç bilezik bilya geçiş frekansı ( $m(f - f_c) = 77 \text{ Hz}$ ) ve onların harmoniklerindedir. Bunların bazıları tabii frekansla çakıştığından Şekil 3.15'te görüldüğü gibi 570 Hz tabii frekansta rezonans oluşur. Şaft hızı 3000 d/d olduğunda, frekans spektrumunda şaft dönme frekansı (50 Hz), dış bilezik bilya geçiş frekansı (172 Hz), iç bilezik bilya geçiş frekansı (228 Hz) ile alt ve üst

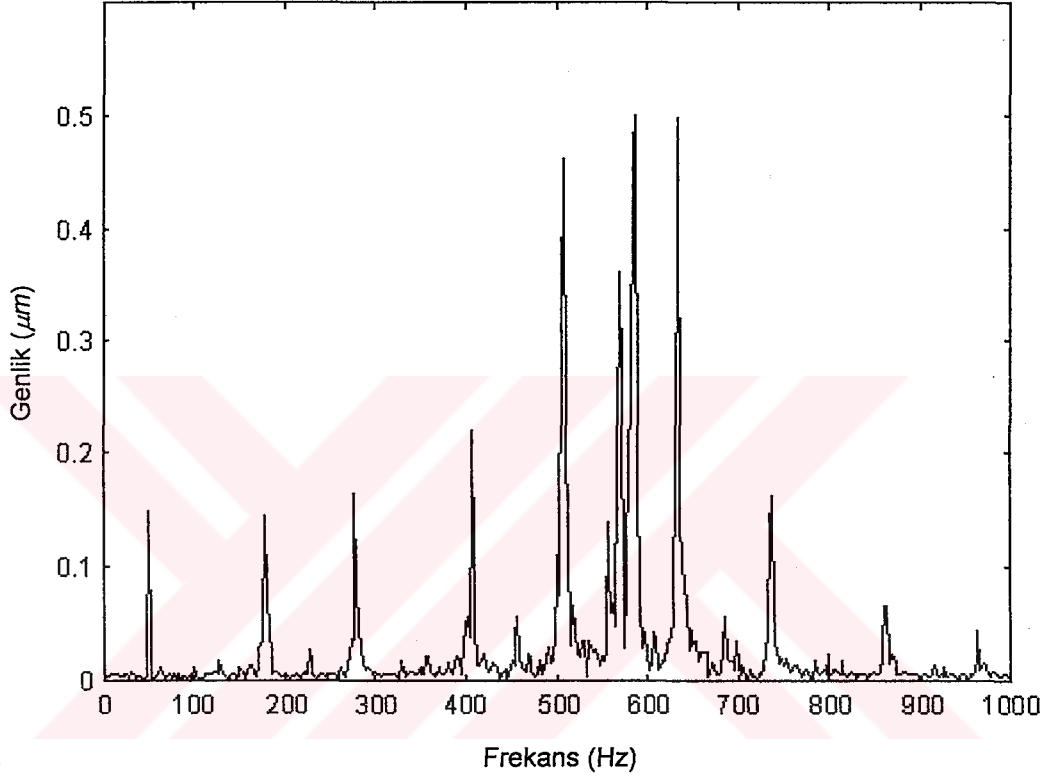
harmoniklerinde zirveler oluşmaktadır. Frekans spektrumunda en baskın zirve iç bilezik bilya geçiş frekansının ikinci harmoniğinin yan bantı olan  $2 \times f_{BGF} + 2 \times f_s = 566 \text{ Hz}$  frekansında olup tabii frekansla çakıştığı için rezonans oluşur. İkinci baskın zirve ise dış bilezik BGF'nin üçüncü harmoniği olan 516 Hz'de olup 570 Hz olan tabii frekansa yeteri kadar yakın değildir. Diğer baskın zirveler iç bilezik bilya geçiş frekansının diğer yan bantlarında görülmektedir.



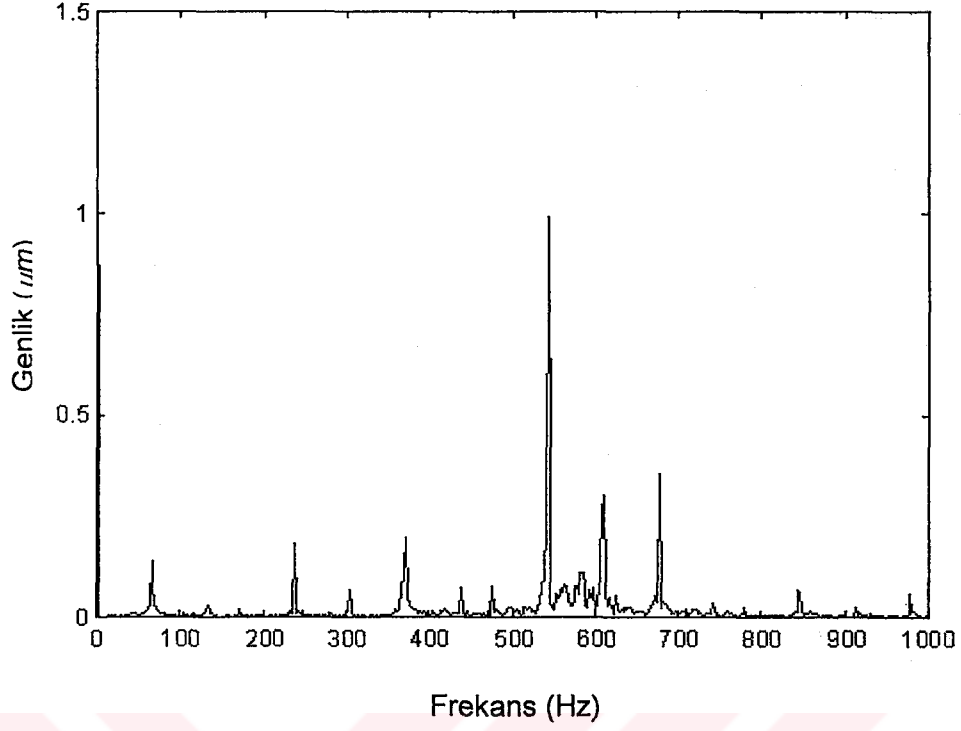
**Şekil 3.15.** İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 1000 \text{ d/d}$  shaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10 \text{ N}$ ,  $c = 300 \text{ Ns/m}$ ,  $f_{BGF} = 60 \text{ Hz}$ )

4000 d/d shaft hızında frekans spektrumundaki en baskın zirve Şekil 3.17'de görüldüğü gibi iç bilezik bilya geçiş frekansının ikinci harmoniğinin yan bandında  $2 \times f_{BGF} - f_s = 545 \text{ Hz}$  olup tabii frekansa yakındır. Aynı shaft hızındaki nispeten

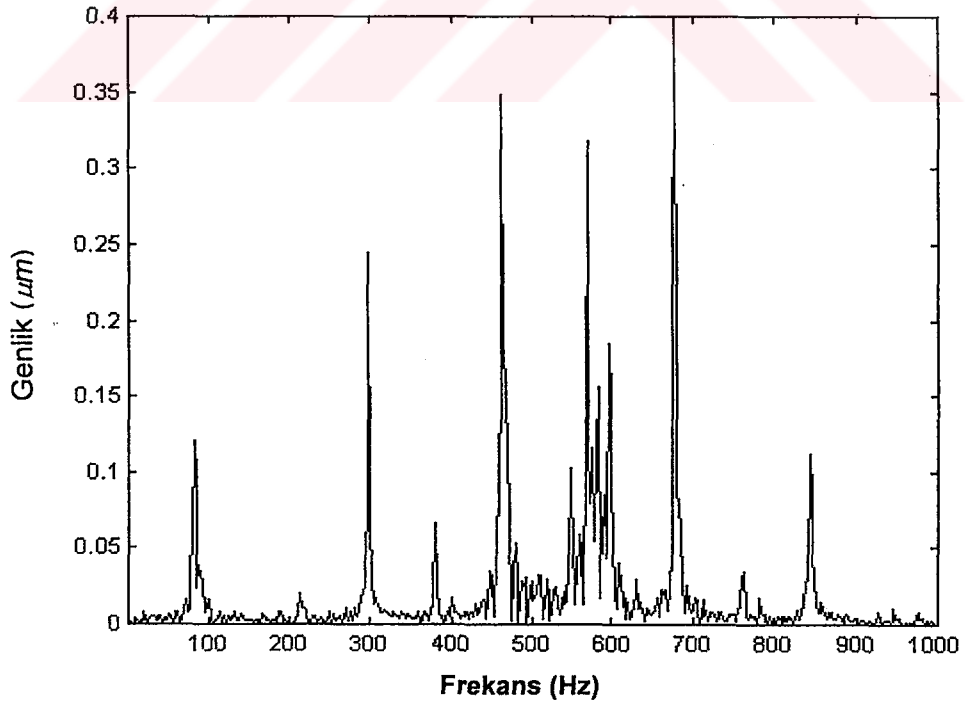
küçük olan zirveler şaft dönme frekansı (67 Hz), dış bilezik BGF ve onun harmonikleri (228 Hz, 456 Hz, 684 Hz), iç bilezik bilya geçiş frekansı (306 Hz) ve ikinci harmoniği (612 Hz) frekans spektrumunda görülmektedir.



**Şekil 3.16.** İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 3000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 172$  Hz)

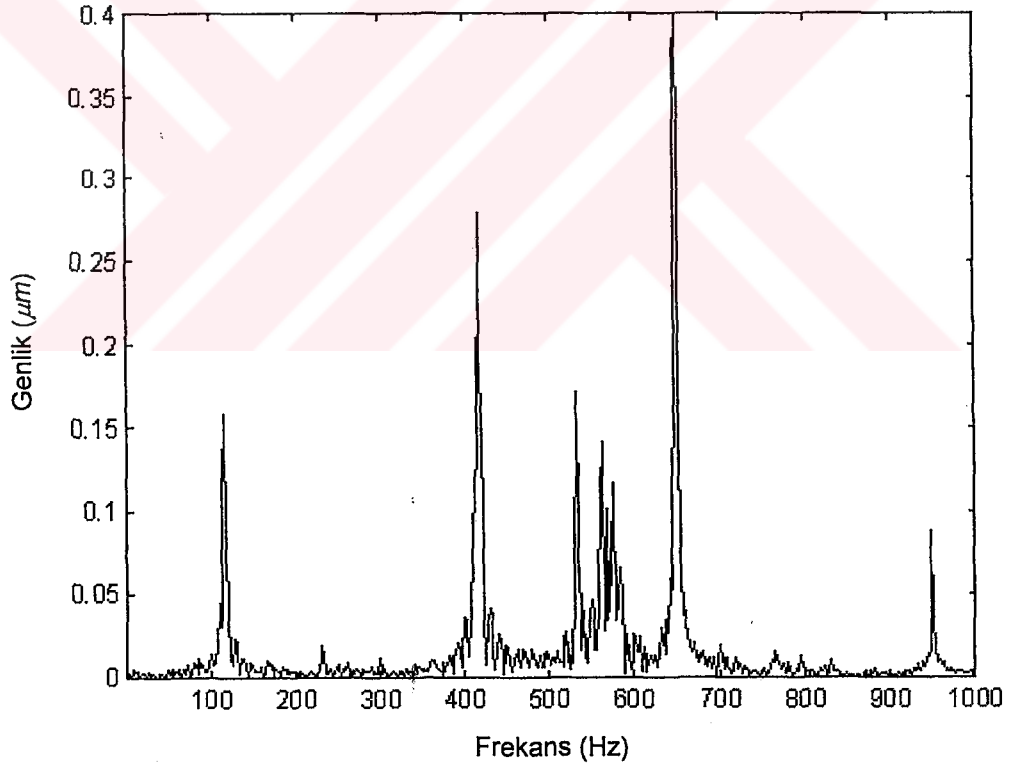


Şekil 3.17. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 4000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 228$  Hz)



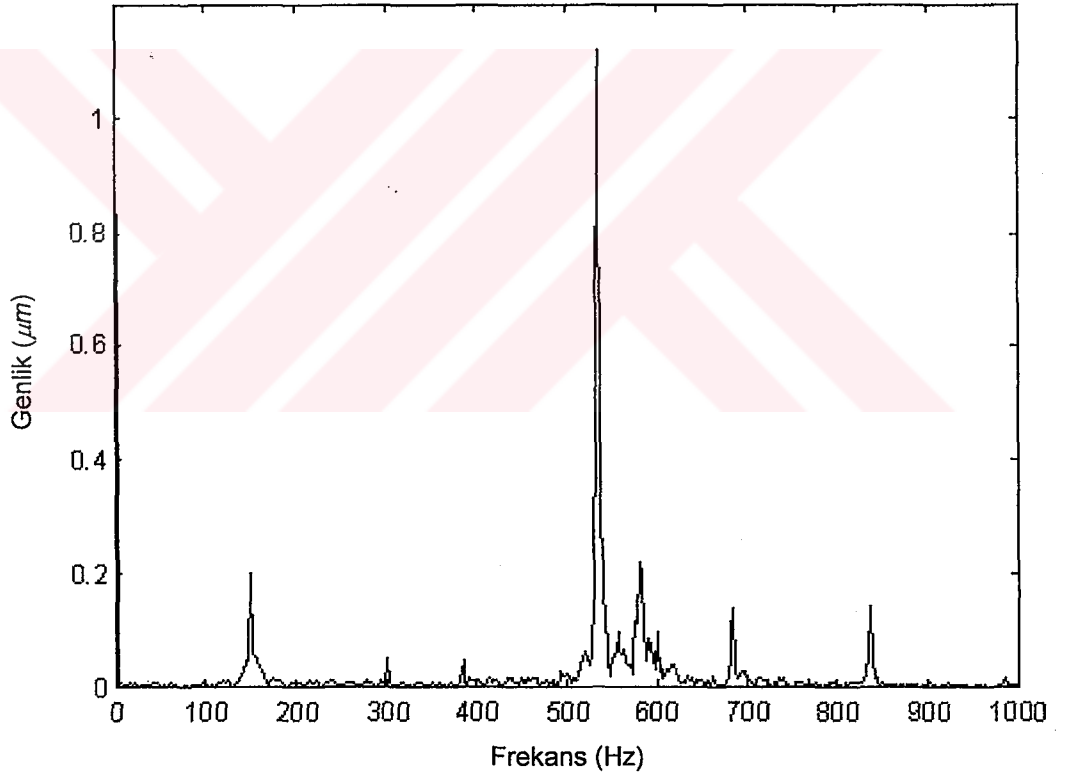
Şekil 3.18. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 5000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 285$  Hz)

Şaft hızı 5000 d/d olduğunda ise iç bilezik bilya geçiş frekansı ( $m(f_s - f_c) = 381$  Hz) ve harmonikleri tabii frekansa oldukça uzak olduğundan ancak üçüncü baskın frekans zirvesi tabii frekansta ( $2f_{BGF} = 570$  Hz) oluşmaktadır. Bu hız için çizdirilen frekans spektrumundaki en baskın zirveler, şaft dönme frekansı (83 Hz), iç bilezik bilya geçiş frekansının birinci harmoniğinin yan bantlarında ( $f_{BGF} - f_s = 298$  Hz,  $f_{BGF} + f_s = 465$  Hz) ve ikinci harmoniğinin yan bantlarında ( $2 \times f_{BGF} - f_s = 679$  Hz,  $2 \times f_{BGF} + f_s = 845$  Hz) görülmektedir. Bu şaft hızındaki diğer zirveler iç bilezik BGF ve onun ikinci. harmoniğinde görülmektedir.



Şekil 3.19. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 7000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 423$  Hz)

7000 d/d şaft hızı için çizdirilen frekans spektrumu Şekil 3.18'e benzemekte, fakat bu durumda tabii frekans iç bilezik bilya geçiş frekansı ( $m \times (f - f_c) = 540$  Hz) ile çakışmakta ve rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Fakat yine de en baskın zirveler yan bantlarda ( $f_{BGF} - f_S = 423$  Hz,  $f_{BGF} + f_S = 657$  Hz) oluşmaktadır. Spektrumdaki diğer frekans zirveleri ise şaft dönme frekansında (117 Hz) ve iç bilezik BGF'nin ikinci yan bantında ( $2 \times f_{BGF} - f_S = 659$  Hz) görülmektedir.



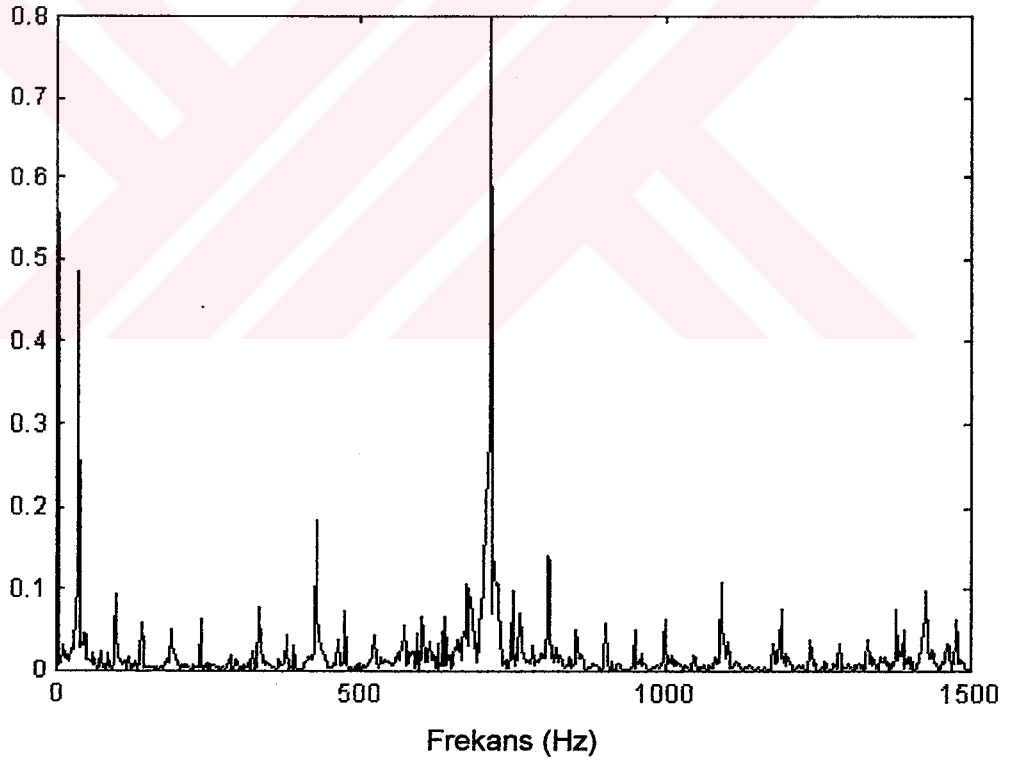
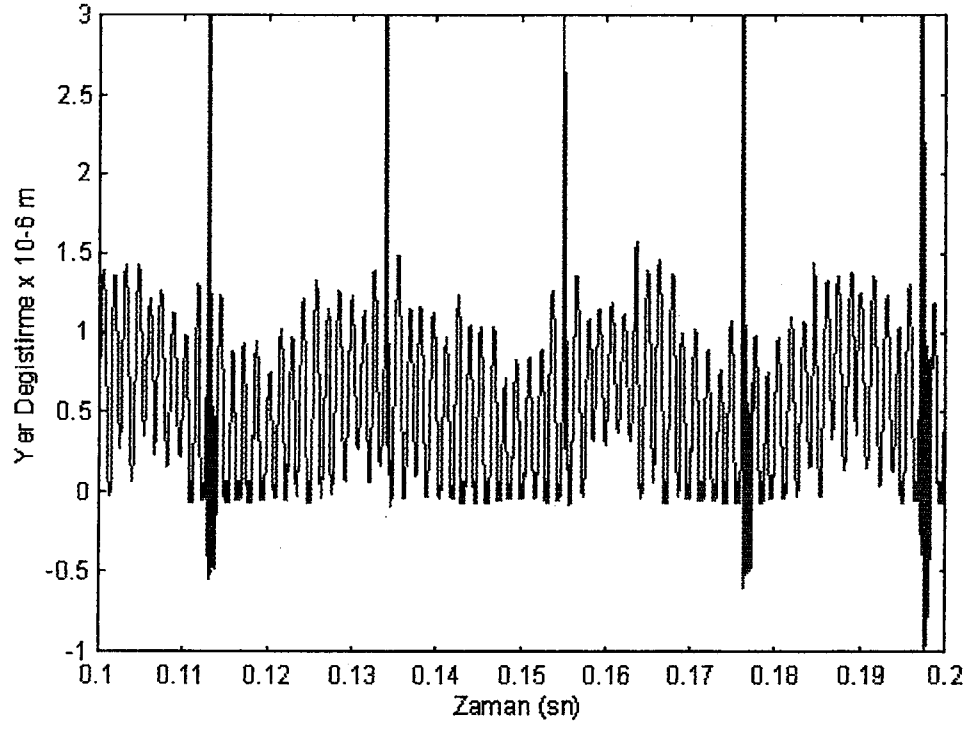
**Şekil 3.20.** İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 9000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_{BGF} = 514$  Hz)

Şekil 3.20’de görüldüğü gibi 9000 d/d şaft hızındaki frekans spektrumu 4000 d/d şaft hızındaki spektruma oldukça benzemektedir. İç bilezik bilya geçiş frekansı  $m(f - f_c) = 688$  Hz olup tabii frekansla çakışmamaktadır. Fakat iç bilezik BGF’nin birinci harmoniğinin yan bantı ( $f_{BGF} - f_s = 534$  Hz) tabii frekansa yakın olduğu için titreşimler tabii frekans civarında oluşmaktadır. Spektrumdaki diğer zirveler şaft dönme frekansı (150 Hz), iç bilezik BGF ve onun birinci. harmoniğinin ikinci yan bantında ( $f_{BGF} + f_s = 838$  Hz) yer almaktadır.

### 3.2.3.2. İç Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Rulmanda Bilyaların Titreşimi

İç bilezikte hata olduğu durumda, bilyaların titreşimi iç bilezik üzerinde bulunan hata şaft hızıyla döndüğü için karmaşık bir hal almaktadır. Birinci bilya harekete başladıktan 0,014 s ( $180^0$ ) sonra bilya kendi tabii frekansında titreşirken titreşim genliğinin çok küçük olduğu bölgede hataya temas eder, işte bu sırada genlik maksimum seviyeye ulaşır ve sonra genlik tekrar normal seviyesine döner. Bilya 0,014 s ( $180^0$ ) sonra bu sefer yükün maksimum olduğu bölgede hataya temas eder. Bilya bu şekilde  $180^0$  aralıklarla periyodik olarak titreşimine devam eder.

Bilya tabii frekansında titreşirken hataya temas ettiğinde tabii frekans genliği bir anda maksimum seviyeye ulaşmaktadır. Şekil 3.21.b’deki birinci bilyanın frekans spektrumunda en baskın zirve bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansı (715 Hz) ve birinci harmoniğinde (1430 Hz) oluşmaktadır. Diğer zirveler kafes frekansı (35,5 Hz) ve onun harmoniklerinde, bilya geçiş frekansı (285 Hz) ve onun üst harmoniklerinde, şaftın tabii frekansının birinci harmoniğinde (1240 Hz) ve  $f_n - 4 \times f_c$  (430 Hz) frekansında zirveler görünmektedir.



**Şekil 3.21.** İç bilezik kusuru bulunan rulmanda birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi ve spektrumu ( $P_R = 18$  N,  $n = 5000$  d/d,  $c = 300$  Ns/m,  $f_c = 35.5$  Hz)

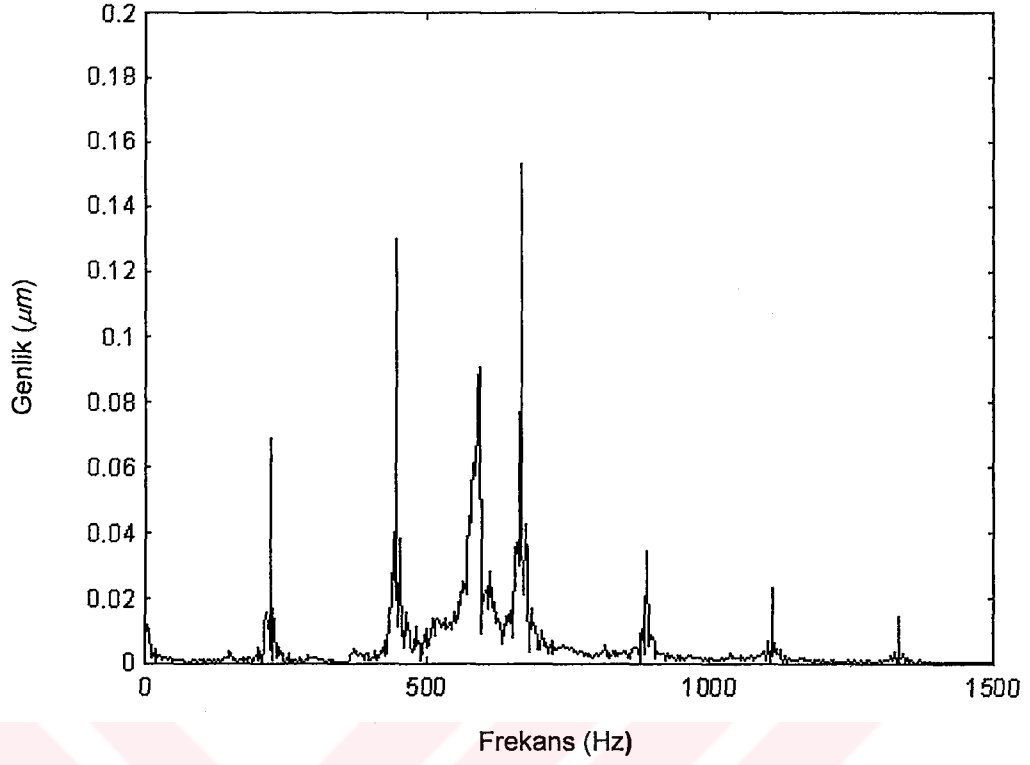


### 3.2.4. Bilya Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlardan Kaynaklanan Titreşimler

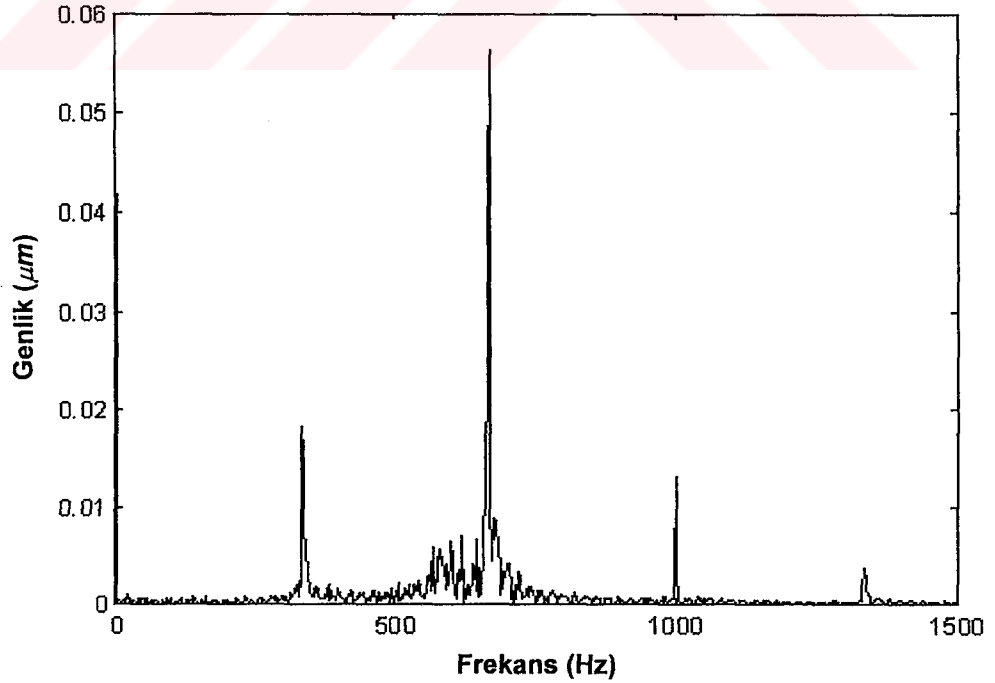
#### 3.2.4.1. Bilya Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi

Şafta takılı olan iki bilyalı rulman yüzeyinde de  $3\mu\text{m}$  derinliğinde bir çizik hatası bulunduğu ve bu çizğin bilyanın merkezinden geçen bir eksen etrafında döndüğü ve yatak eksenine paralel olduğu kabul edilmiştir. Böylece çizik iç ve dış bilezik yuvarlanma yollarında aynı noktadan düzenli aralıklarla geçmektedir. Hatanın neden olduğu titreşimler bilya dönme frekansının ( $f_b$ ) iki katında olacaktır. Çünkü her yarım dönüşte aynı miktarda kuvvet uygulanmaktadır.

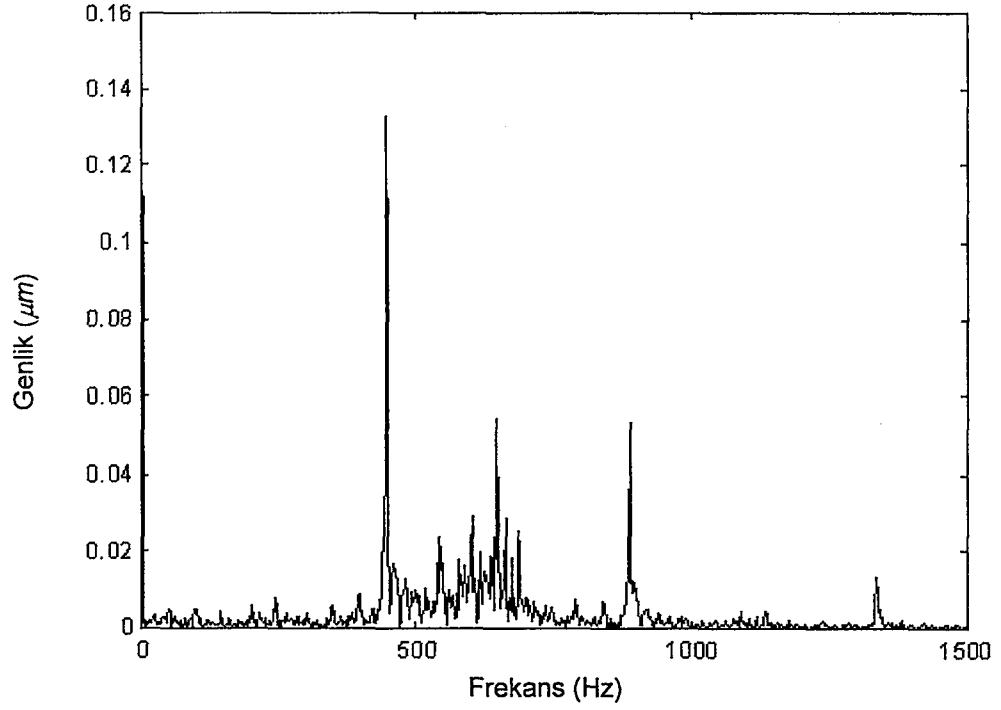
İlk olarak shaft dönme hızını 2000 d/d aldığımızda, bilya dönme frekansı 111 Hz'dir.  $5 f_b$  (555 Hz) değeri sistemin tabii frekansına (570 Hz) çok yakın olduğu için sistem 555 Hz'de rezonansa girmektedir. Spektrumdaki diğer zirveler  $2 f_b$  ve onun üst harmoniklerinde (222 Hz, 444 Hz, 666 Hz, 888 Hz,..) görülmektedir. Yani sistem için gerçek zorlama frekansı  $2 f_b$  ve onun üst harmonikleridir. Şaft hızı 3000 d/d'ya çıkarıldığında bilya dönme frekansı 166.5 Hz olup Şekil 3.23'teki frekans spektrumunda sadece  $2 f_b$  (333 Hz) ve onun harmoniklerinde ( $4 \times f_b = 666$  Hz,  $6 \times f_b = 999$  Hz,  $8 \times f_b = 1333$  Hz) zirveler görülmektedir. En büyük frekans zirvesi 666 Hz tabii frekansa yeteri kadar yakın olmadığı için rezonans oluşturmamaktadır.



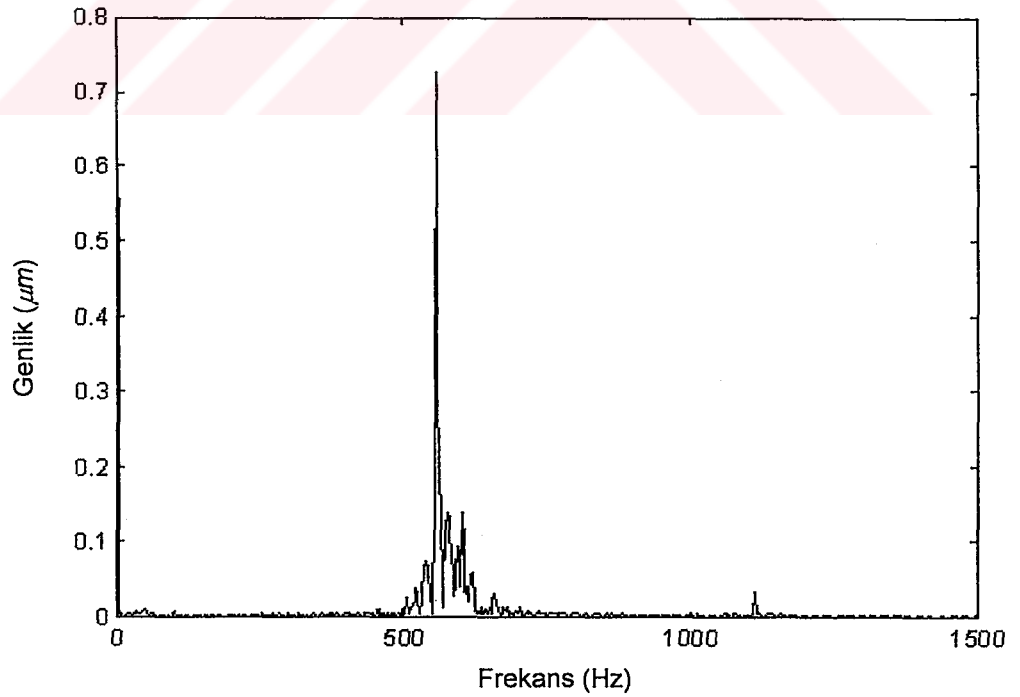
Şekil 3.22. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda  $n= 2000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_b = 111$  Hz)



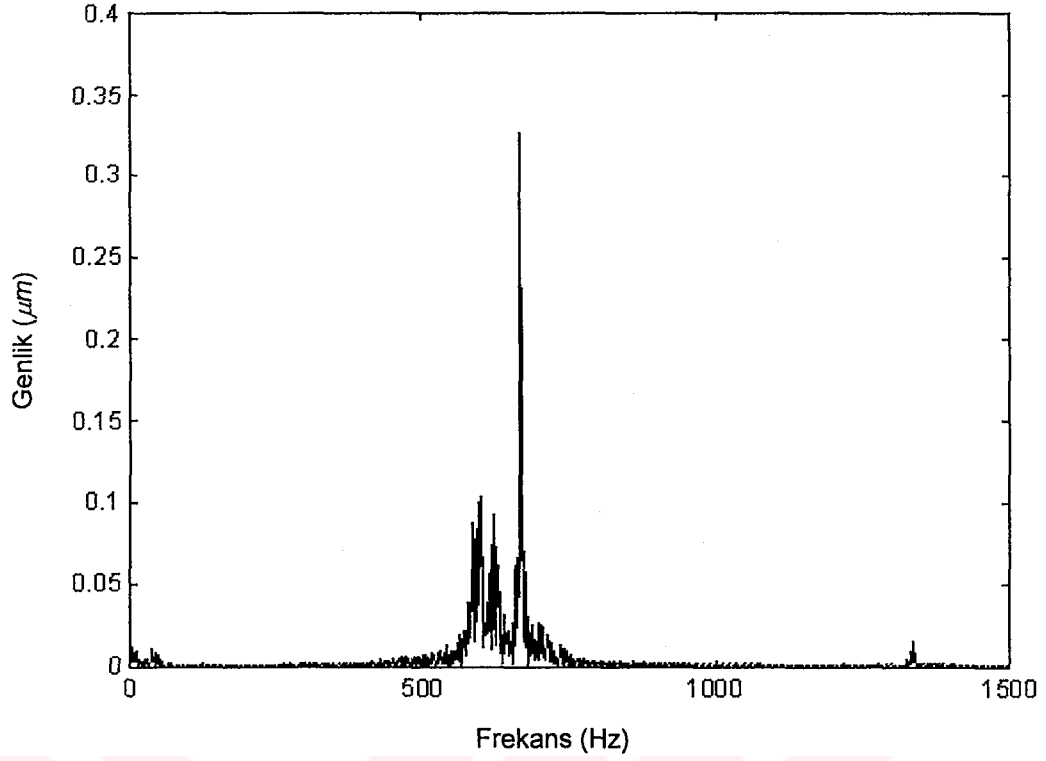
Şekil 3.23. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda  $n= 3000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_b = 166,5$  Hz)



Şekil 3.24. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda  $n= 4000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_b = 222$  Hz)



Şekil 3.25. Bilya yüzeyinde kusur bulunan rulmanda  $n= 5000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_b = 277$  Hz)



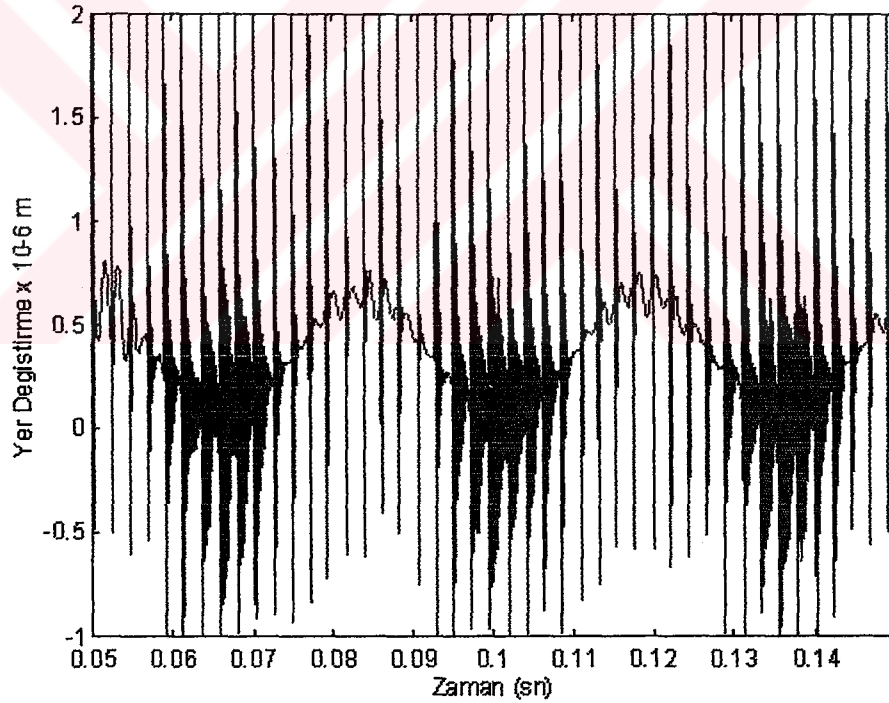
Şekil 3.26. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda  $n= 6000$  d/d şaft hızı için oluşan titreşimlerin spektrumu ( $m= 8$ ,  $P_R = 10$  N,  $c = 300$  Ns/m,  $f_b = 333$  Hz)

4000 d/d şaft hızı için Şekil 3.24'te frekans spektrumundaki en baskın zirve  $2 f_b$  (444 Hz) dedir. Spektrumdaki diğer baskın zirveler bu frekansın üst harmonikleri olan 888 Hz ve 1333 Hz'de görülmektedir. Bununla beraber  $3 f_b$  (666 Hz) frekansı tabii frekansı uyaracak kadar yakın olduğu için tabii frekansta (570 Hz) ve civarında genliği düşük zirveler görülmektedir. Şaft dönme hızı 5000 d/d'ya çıkarıldığında ise bilya dönme frekansı 277.5 Hz olup  $2 f_b$  (555 Hz) esas tahrik kuvvetidir ve tabii frekansa yakındır. Bu yüzden oluşan titreşimler sistemin tabii frekansı civarında olup,  $2 f_b$ 'nin üst harmoniği olan  $4 f_b$  (1110Hz) frekansında da bir zirve görülmektedir. Şaft dönme hızı 6000 d/d'ya çıkarıldığında bilya dönme frekansı 333 Hz olup  $2 f_b$  (666 Hz) esas tahrik kuvvetidir ve tabii frekansa yakın olduğu için yine

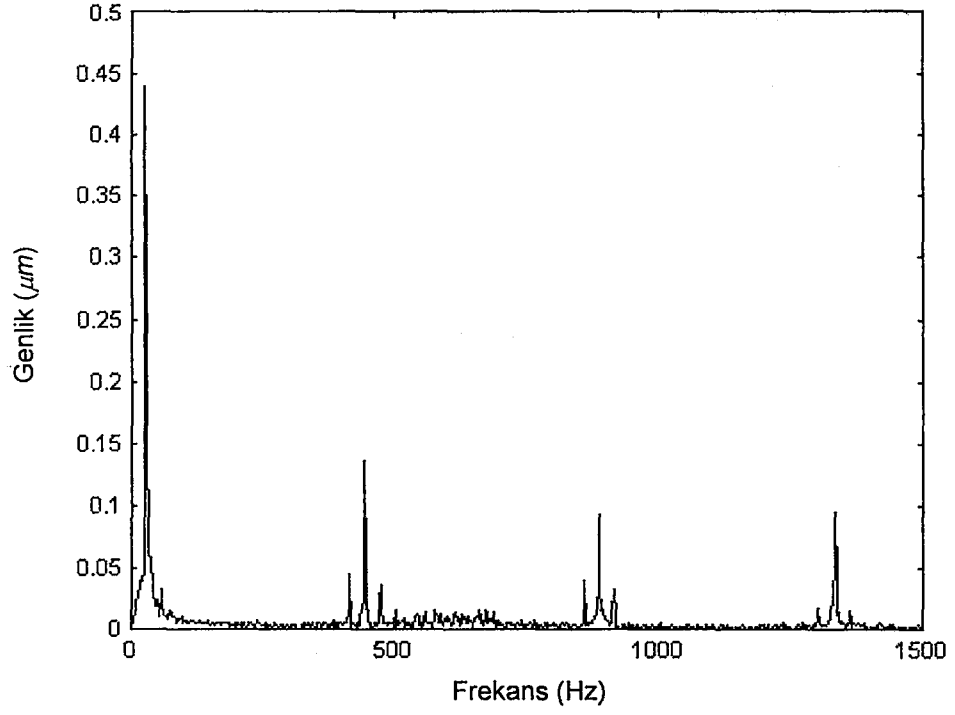
oluşan titreşimler sistemin tabii frekans etrafındadır. Genliği oldukça düşük olan ikinci zirve ise  $2 f_b$ 'nin üst harmoniği olan  $4 f_b$  (1333 Hz)'de görülmektedir.

### 3.2.4.2. Bilya Yüzeyi Kusurlu Olan Rulmanda Bilyaların Titreşimi

Bilya yüzeyinde hata olduğu için ve hata bilya ile beraber dönerek bileziklere temas ettiği için Şekil 3.27'de görüldüğü gibi titreşim karmaşık bir hal alır. Bilya dönerken 0,002 s sonra dış bileziğe ve yine 0,002 s sonra iç bileziğe temas etmektedir.



Şekil 3.27.a. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi ( $P_R = 10$  N,  $n = 4000$  d/d,  $c = 300$  Ns/m,  $f_c = 30$  Hz)

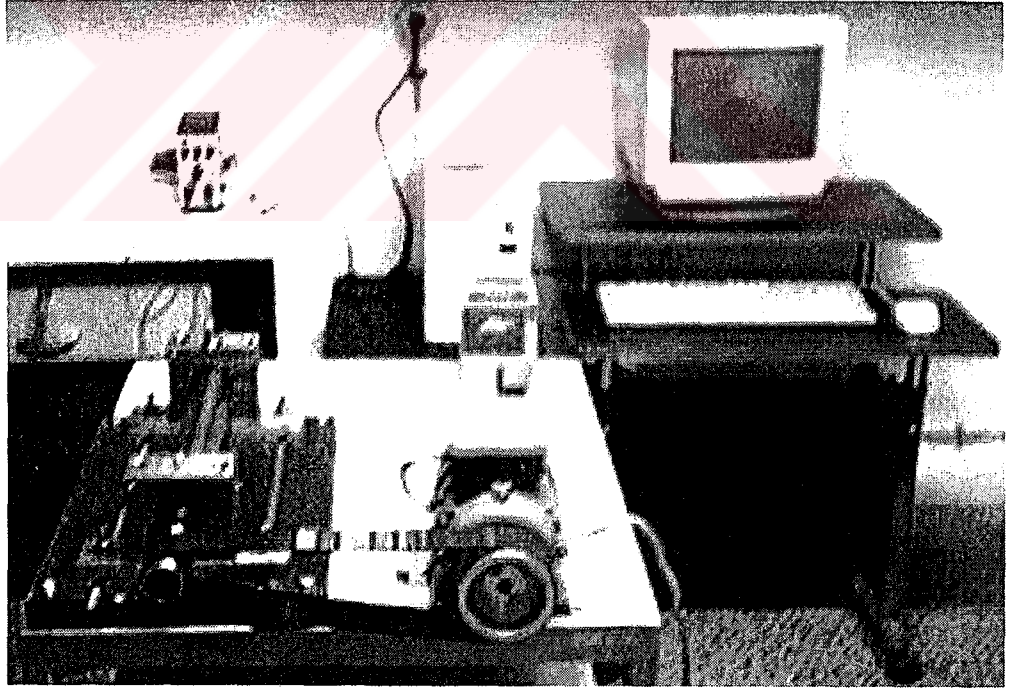


Şekil 3.27. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda birinci bilyanın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu ( $P_R = 10$  N,  $n = 4000$  d/d,  $c = 300$  Ns/m,  $f_c = 30$  Hz)

## 3.2. Deneysel Bulgular ve Tartışma

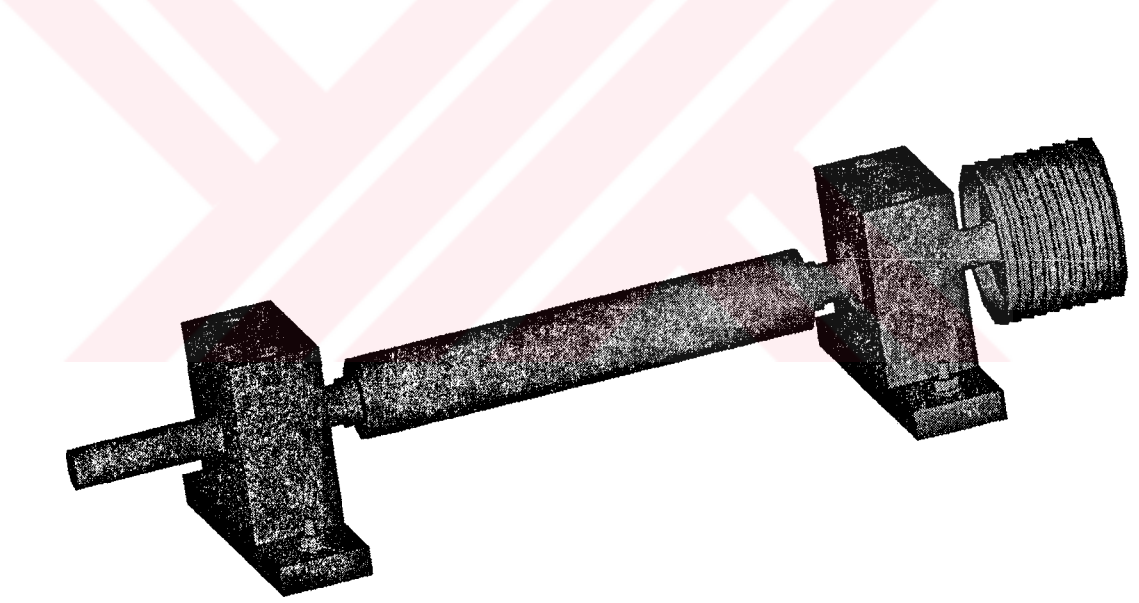
### 3.2.1. Deney Seti

Sabit bilyalı rulmanlardaki yüzeysel hataların, titreşim analizi metoduyla deneysel yolla belirlenebilirliğini araştırmak üzere aşağıda Şekil 3.28'deki gibi bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Farklı devirlerdeki titreşim, manyetik bağlantı yoluyla yatağın üzerine sabitlenen ivme alıcısı vasıtasıyla ölçülmekte ve bu sinyaller şarj yükselticisi yardımıyla yükseltilmektedir. Elektrik motoru olarak devir sayısı ayarlanabilen 0,5 kW'lık bir alternatif akım motoru ve ona bağlı bir hız kontrol ünitesi ve her ölçüm öncesinde dönen şaftın devir sayısını kontrol etmek için foto-optik tipi bir dijital takometre kullanılmıştır.



Şekil 3.28. Deney düzeneğinin genel görünüşü

Deney için Şekil 3.30’da boyutları verilen, ORS firmasının 6205 tipi tek sıra sabit bilyalı rulmanı seçilmiştir. Bu rulmandan iki tanesinin uçlarına takılabileceği Ek-1’de gösterildiği gibi (Ç1050 çeliğinden yapılmış) basit bir şaft tasarlanmıştır. Ayrıca bu şafta takılan rulmanların yataklanması için iki adet rulman yatağı tasarlanmıştır. Bu sabit yataklar kızaklı bir tablaya sabitlenebilmekte.ve Şekil 3.29’da görüldüğü gibi, milin iki ucuna sıkı geçme olarak takılmış olan rulmanları desteklemektedirler. Şaft-rulman sistemi AC motora bağlı J-kayış kasnağı vasıtasıyla çalıştırılmaktadır. Sistemde titreşimleri sönmölemek için lastik J-kayış kullanılmıştır. Bu kayış motordan gelen hızı kaydırma yapmadan ve kuvvet kayıplarını önleyerek aktarmaktadır.

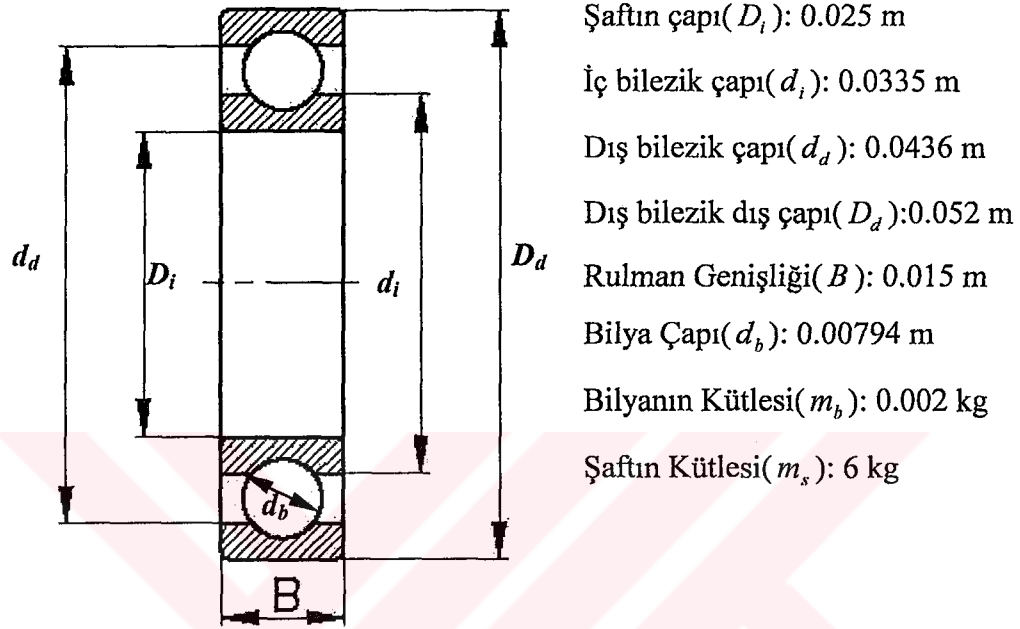


**Şekil 3.29.** Şaft-Rulman montajı ve yataklanması

Rulmanlar değiştirilip ölçümlere başlamadan önce, şaftın üzerindeki kasnağı takılan J-kayışının sıkılığı ayarlanmıştır. Ölçümler motora uzak olan sabit yatak üzerinden radyal ve aksenel yönde alınmıştır. Her bir ölçüm, devir sayısı 500 d/d



(4500 d/d'ya kadar) artırılarak ve sistem 10 dakika süreyle aynı devirde çalıştırıldıktan sonra elde edilmiştir.



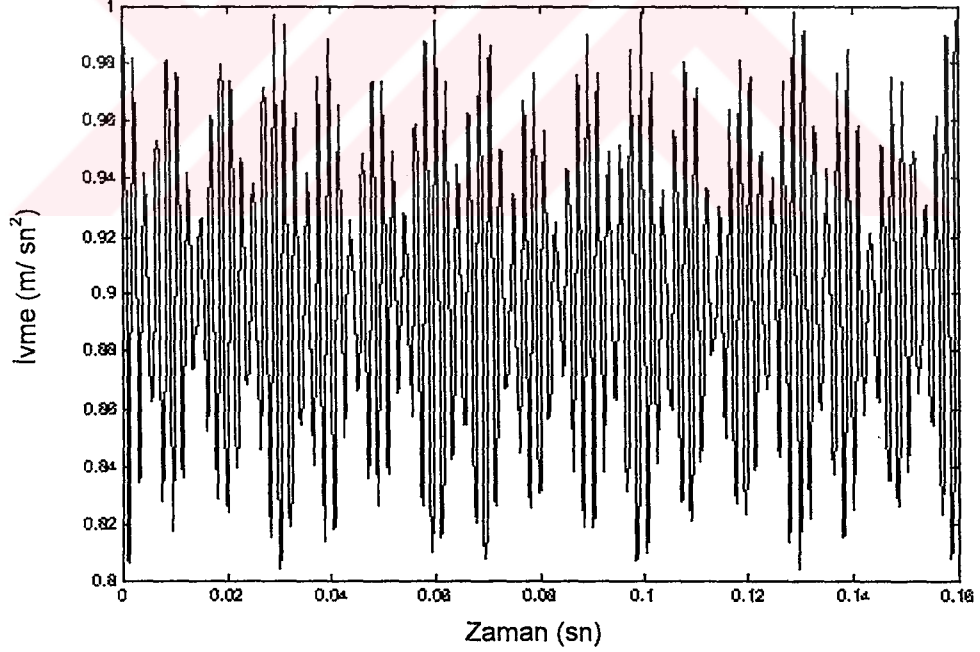
Şekil 3.30. ORS 6205 tipi sabit bilyalı rulmanın boyutları

Yuvanın üstüne manyetik olarak sabitlenen piezo-elektrik ivme alıcısı, titreşimin oluşturduğu basınç yüzünden elektrik sinyalleri üretir. Bu sinyaller şarj yükselticisinde yükseltilerek buradan A/D veri toplama kontrol kartına aktarılır. Şarj yükselticisi üzerinde ivme alıcısının rezonansa girmesinden kaynaklanan sinyalleri kesen kesici bir filtre bulunmaktadır. A/D veri toplama kontrol kartına elektrik sinyali (analog) olarak gelen ölçüm değerleri burada bilgisayar yazılımı vasıtasıyla yer değiştirme, hız ve ivme değerlerine dönüştürülmektedir. Zaman tanım bölgesindeki bu titreşim sinyalleri daha sonra Fourier analizi kullanılarak frekans

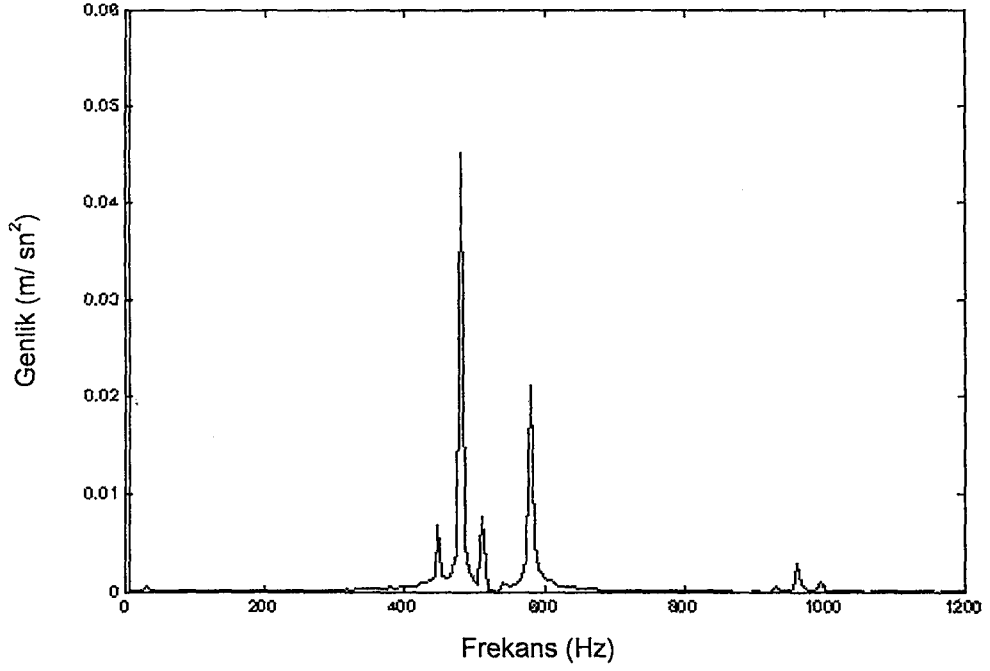
tanım bölgesine aktarılmıştır. Fourier analizini gerçekleştirmek için, sinyali farklı merkez frekanslara sahip bir dizi analog filtreden geçirilmiştir.

### 3.2.2. Sağlam Rulmanlı Şaftın Titreşimi

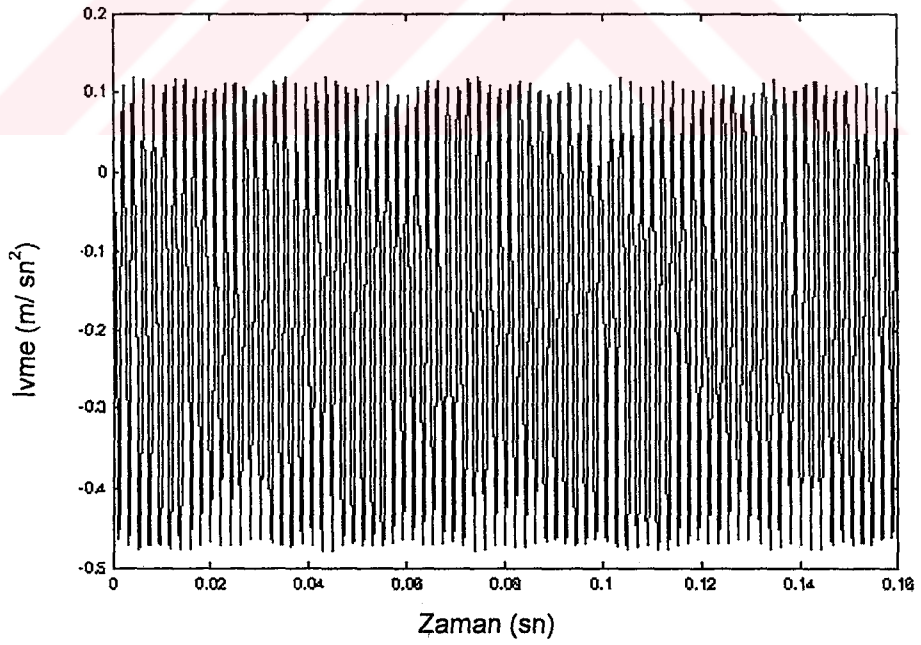
Bölüm 2’de anlatılan açısız temaslı bilyalı rulmanlar için geliştirilen simülasyon programı ORS 6205 tipi sabit bilyalı radyal bir sağlam rulman ve şaftın boyutları girilerek çalıştırılmış ve farklı şaft hızlarındaki radyal ve aksel yöndeki şaft titreşimleri bulunmuştur. Aşağıda Şekil 3.31.b.’de görüldüğü gibi 500 d/d hız için radyal yöndeki tabii frekans 470 Hz, aksel yöndeki tabii frekans ise Şekil 3.32.b’de görüldüğü gibi 480 Hz civarındadır.



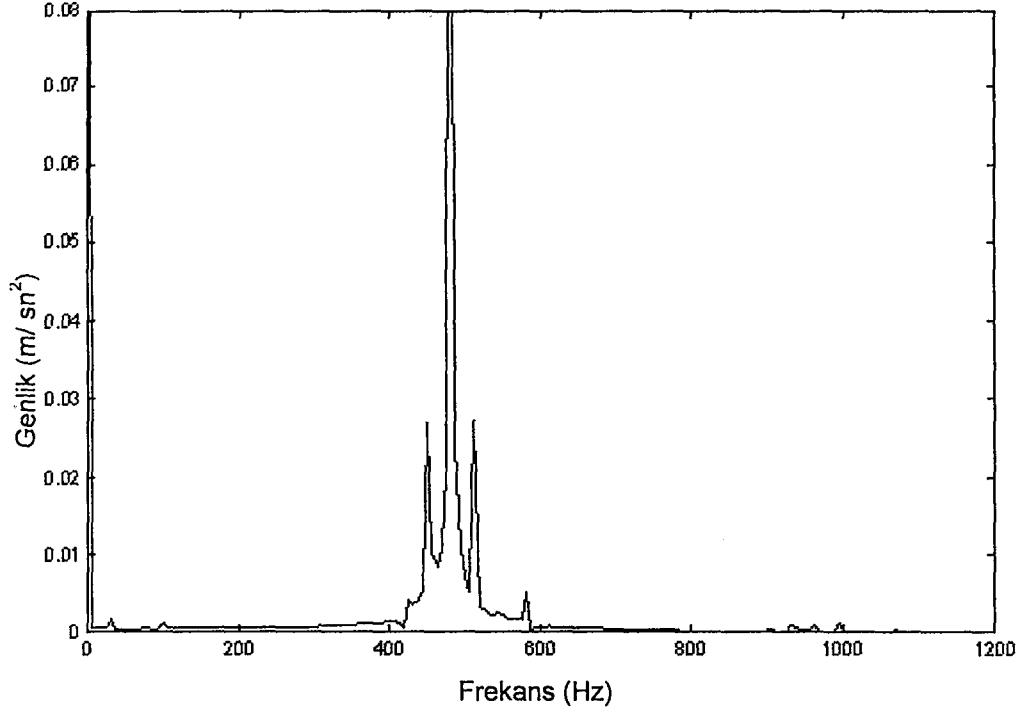
Şekil 3.31.a. Simülasyon programından bulunan şaftın radyal yöndeki titreşimi



Şekil 3.31.b. Simülasyon programından bulunan şaftın radyal yöndeki spektrumu  
 $(m_b = 2 \text{ gr}, m = 9, n = 500 \text{ d/d}, f_{BGF} = 30 \text{ Hz}, f_n = 470 \text{ Hz})$



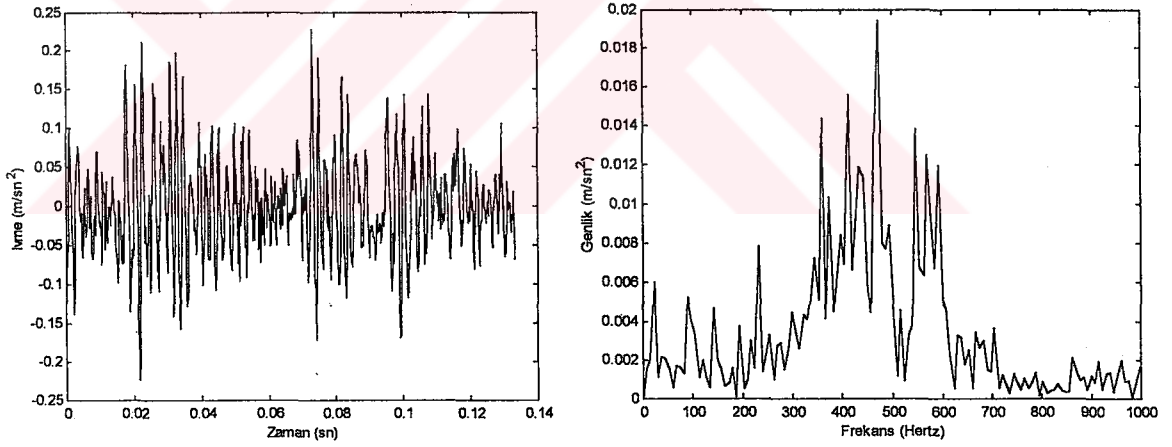
Şekil 3.32.a. Simülasyon programından bulunan şaftın aksenal yöndeki titreşimi



Şekil 3.32.b. Simülasyon programından bulunan şaftın aksenal yöndeki spektrum  
 $(m_b = 2 \text{ gr}, m = 9, n = 500 \text{ d/d}, f_{BGF} = 30 \text{ Hz}, f_n = 480 \text{ Hz})$

Rulman elemanlarında küçük olsa bile daima bir yüzey pürüzlülüğü bulunmaktadır, bu yüzden sağlam rulmanlardan elde edilen titreşim sinyallerinde de rulman hasar frekansları görülebilmektedir. Ayrıca şaft-rulman sistemindeki istenmeyen bazı hatalar (dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik) yüzünden deneyler sonucu elde edilen spektrumlarda bir çok zirve gözükmemektedir. Mesela dengesizlik yüzünden şaft hızında, eksen kaçıklığı ve gevşeklik yüzünden şaft hızının katlarında zirveler oluşmakta, ayrıca motordan gelen titreşimler de spektrumlarda bazı titreşim zirveleri oluşmasına neden olmaktadır. Bu etkilerden gürültünün etkisi iyi bir filtreleme yapmakla giderilebilir. Diğer etkiler ise başlangıçta giderilse bile zamanla ortaya çıkabilmektedir.

ORS 6205 tipi sağlam bir çift rulman deney setindeki shaft takılarak farklı shaft hızlarındaki radyal ve aksel yöndeki shaft titreşimleri kaydedilmiştir. 500 d/d shaft hızı için BGF 30 Hz olup, sistemin radyal yöndeki ( $y$  eksen) tabii frekansı Şekil 3.33'te görüldüğü gibi 475 Hz civarındadır. Sistemin aksel yöndeki ( $x$  eksen) tabii frekansı ise Şekil 3.34'te görüldüğü gibi ise 485 Hz olup simülasyon programından elde edilen spektruma oldukça yakındır. Şekil 3.33'te tabii frekanstan sonra titreşim spektrumundaki diğer büyük zirveler 350 Hz, 420 Hz ve 540 Hz'dir. Bilya geçiş frekansındaki zirve ve bilya geçiş frekansının üst harmoniği olan  $3 f_{BGF}$ ,  $5 f_{BGF}$ 'de spektrumda görülmektedir. Ayrıca tabii frekansın birinci üst harmoniği  $2 f_n$  frekansı spektrumda 950 Hz'de görülmektedir.

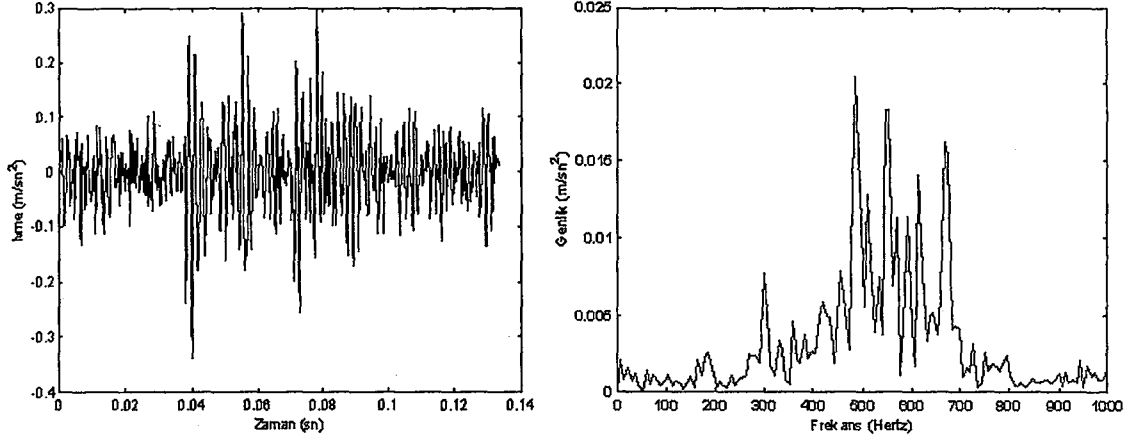


Şekil 3.33. Zamana göre shaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu

$$(m = 9, n = 500 \text{ d/d}, f_{BGF} = 30 \text{ Hz}, f_n = 475 \text{ Hz})$$

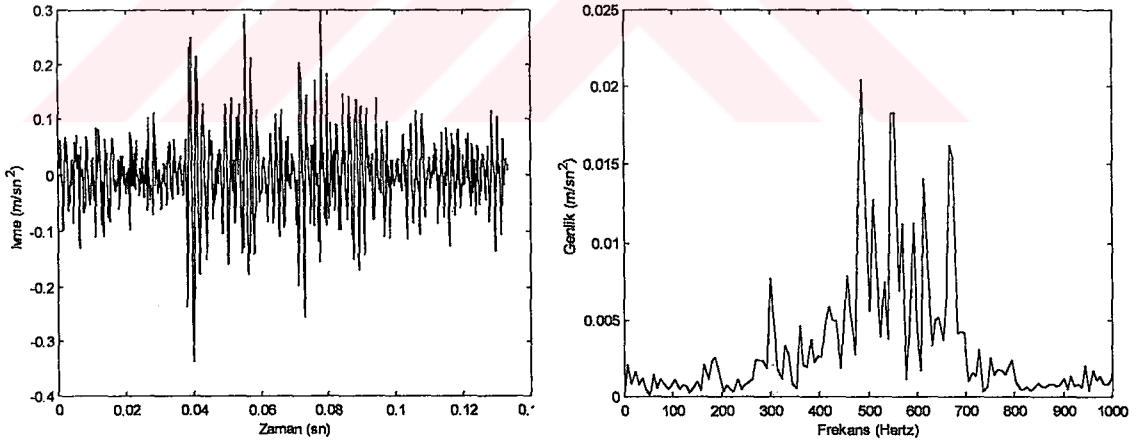
Şekil 3.34'te tabii frekanstan sonra titreşim spektrumundaki diğer büyük zirveler ise 280 Hz ve 620 Hz'de görülmektedir. Bilya geçiş frekansı (30 Hz) ve bilya geçiş frekansının üçüncü harmoniğindeki zirveler spektrumda görülmektedir.

Ayrıca tabii frekansın birinci üst harmoniği  $2 f_n$  'de frekans spektrumunda (970 Hz) görülmektedir.



Şekil 3.34. Zamana göre şaftın eksenel yöndeki titreşimi ve onun spektrumu

$$(m = 9, n = 500 \text{ d/d}, f_{BGF} = 30 \text{ Hz}, f_n = 485 \text{ Hz})$$

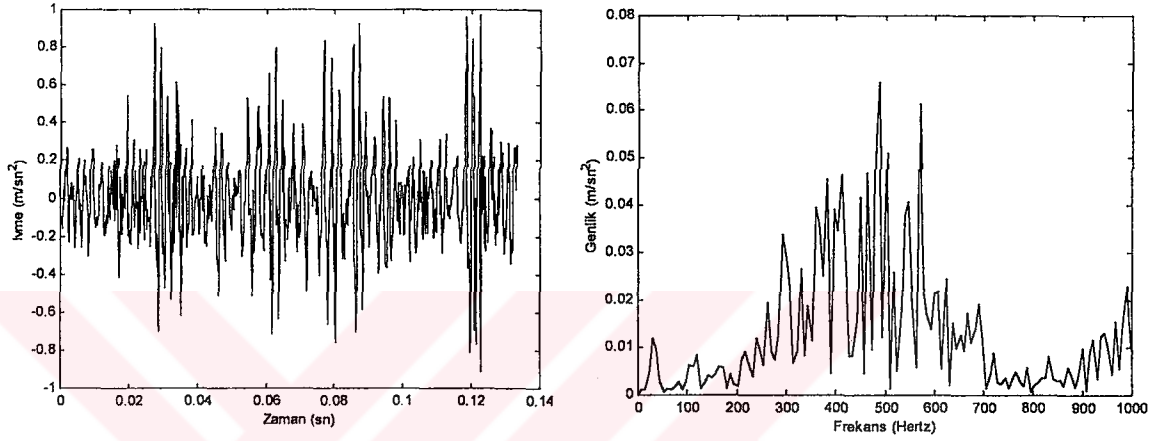


Şekil 3.35. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu

$$(m = 9, n = 1000 \text{ d/d}, f_{BGF} = 60 \text{ Hz}, f_n = 485 \text{ Hz})$$

Şaft hızı 1000d/d'ya çıkarıldığında BGF 60 Hz olup, sistemin radyal yöndeki (x eksen) tabii frekansı Şekil 3.36'da görüldüğü gibi 476 Hz civarındadır. Tabii

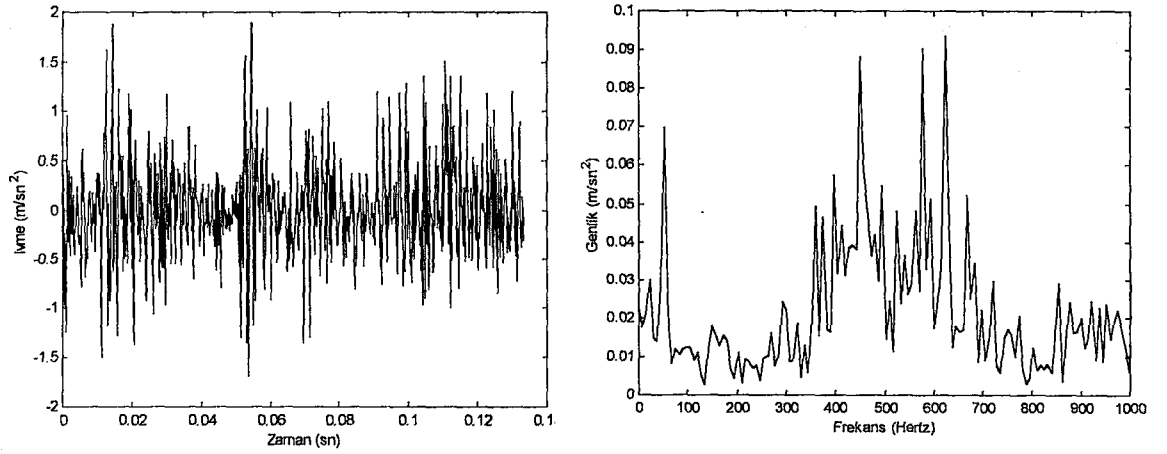
frekanstan sonra titreşim spektrumundaki diğer büyük zirveler ise bilya geçiş frekansı ve bilya geçiş frekansının üst harmonikleri olan  $3 f_{BGF}$ ,  $5 f_{BGF}$ ,  $7 f_{BGF}$ ,  $9 f_{BGF}$ ,  $11 f_{BGF}$  'de görülmektedir. Ayrıca tabii frekansın birinci üst harmoniği  $2 f_n$  frekans (952 Hz) spektrumunda görülmektedir.



**Şekil 3.36.** Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu

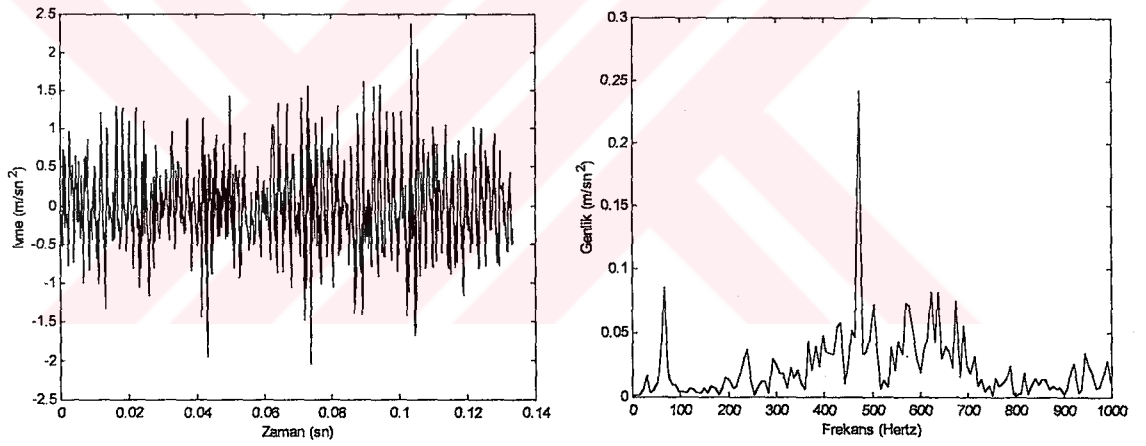
$$(m = 9, n = 2000 \text{ d/d}, f_{BGF} = 120 \text{ Hz}, f_n = 480 \text{ Hz})$$

Şaft hızı 2000 d/d olduğunda BGF 120 Hz olup, sistemin radyal yöndeki (x eksen) tabii frekansı Şekil 3.36'da görüldüğü gibi 480 Hz civarındadır. Tabii frekanstan sonra titreşim spektrumundaki en büyük zirvelerden ikincisi 410 Hz'dir. Bilya geçiş frekansı ve bilya geçiş frekansının üst harmoniği  $2 f_{BGF}$  ve  $3 f_{BGF}$  spektrumunda görülmektedir. Spektrumda görüldüğü gibi  $4 f_{BGF}$  (480 Hz) tabii frekansla çakışmakta ve bu yüzden rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Ayrıca tabii frekansın birinci üst harmoniği  $2 f_n$  (960 Hz) frekansı spektrumunda görülmektedir.



Şekil 3.37. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu

$$(m = 9, n = 3000 \text{ d/d}, f_{BGF} = 180 \text{ Hz}, \omega_n = 475 \text{ Hz})$$



Şekil 3.38. Zamana göre şaftın radyal yöndeki titreşimi ve onun spektrumu

$$(m = 9, n = 4000 \text{ d/d}, f_{BGF} = 240 \text{ Hz}, f_n = 475 \text{ Hz})$$

Şekil 3.37'de görüldüğü gibi 3000 d/d şaft hızı için sistemin radyal yöndeki tabii frekansı 470 Hz civarındadır. Tabii frekanstan sonra titreşim spektrumundaki en büyük zirvelerden ikincisi 580 Hz ve 620 Hz'dir. Üçüncü büyük zirve şaft hızında (50 Hz) olup sistemde dengesizlik olduğunu göstermektedir. Bilya geçiş frekansı ve

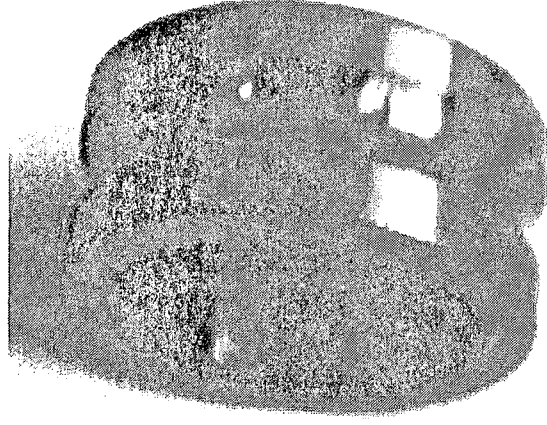


üst harmonikleri  $2 f_{BGF}$  ve  $4 f_{BGF}$  spektrumda görülmektedir. Ayrıca tabii frekansın birinci üst harmoniği  $2 f_n$  frekans spektrumunda (940 Hz) görülmektedir.

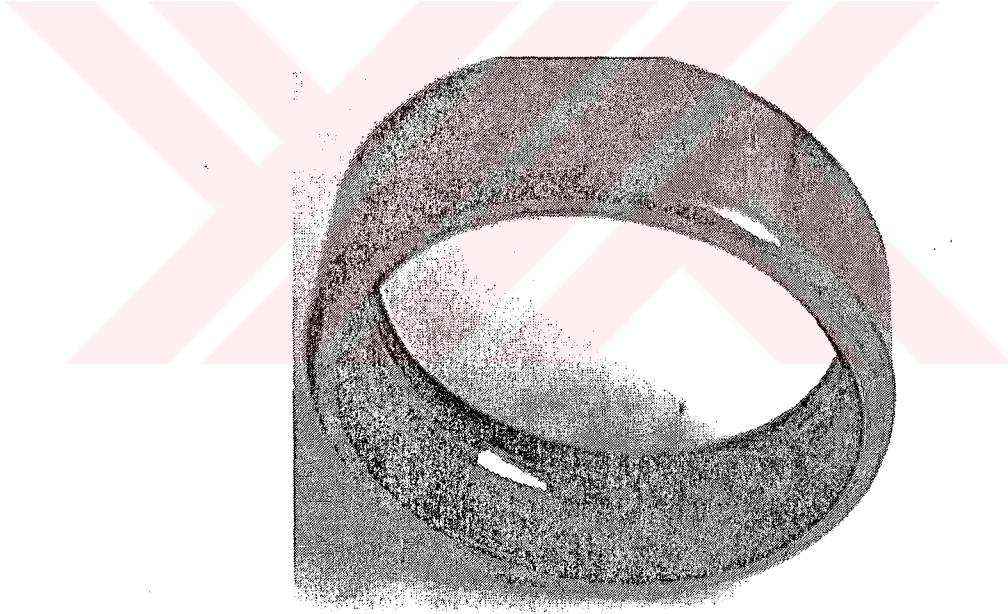
Şaft hızı 4000 d/d olduğunda Şekil 3.39'da görüldüğü gibi sistemin radyal yöndeki tabii frekansı 475 Hz civarındadır. Tabii frekanstan sonra titreşim spektrumundaki en büyük zirveler 570 Hz ve 640 Hz 680 Hz'dir. Bu zirvelerden sonra en büyük zirve şaft hızında (67 Hz) olup sistemde dengesizlik olduğunu göstermektedir. Bilya geçiş frekansı ve bilya geçiş frekansının üst harmoniği  $2 f_{BGF}$  de spektrumda (480 Hz) tabii frekansa çok yakın olduğu için rezonans durumu oluşmaktadır. Ayrıca tabii frekansın birinci üst harmoniği  $2 f_n$  frekans spektrumunda (950 Hz) görülmektedir.

### **3.2.3. Yuvarlanma Yüzeyinde Bölgesel Bir Kusur Bulunan Rulmanlarda Titreşim**

Kusurlu rulmanların titreşimini incelemek üzere rulman elamanları sökülmüş ve bu elamanlardan dış bileziğin iç yüzeyine, iç bileziğin dış yüzeyine (yuvarlanma yüzeyi) ve bilyanın üzerine elmas taş yardımıyla Şekil 3.40.a, b, c.'de gösterildiği gibi 10 µm derinliğinde 1 mm genişliğinde bir hata oluşturulmuştur. Bu kusurlu rulman elamanları sökölüp takılabilen bir plastik kafes yardımıyla, sağlam rulman elamanları yerine takılarak, çeşitli kombinasyonlarda monte edilmiş ve bu rulmanların titreşimleri ölçülmüştür.



**Şekil 3.39.a.** İç bilezikte oluşturulan bölgesel bir kusur



**Şekil 3.39.b.** Dış bilezikte oluşturulan bölgesel bir kusur



Şekil 3.39.c. Bilyada oluşturulan bölgesel bir kusur

Rulman elemanlarında bir hasar olduğunda bu hasar, rulman hasar frekanslarını uyaracak ve bu frekanslar ve harmonikleri spektrum grafiğinde görülecektir. Frekans ortamında hasar frekansı ve harmoniklerinin yanında görülebilen diğer frekans türü, shaft dönme frekansı ile rulman hasar frekanslarının oluşturduğu *yan bantlar* dır. Kafeste bir hasar olduğunda kafes frekansı, harmonikleri ve yan bantları oluşacaktır. Dış bilezikte bir kusur olduğunda titreşim spektrumunda dış bilezik kusur frekansı, harmonikleri ve yan bantları, iç bilezikte bir hasar olduğunda titreşim spektrumunda iç bilezik kusur frekansı, harmonikleri ve yan bantları görülecektir<sup>(53)</sup>. Eğer rulman bileziklerinde veya yuvarlanma elemanlarındaki hasarlar ilerlerse hasar frekansları ve onların harmoniklerindeki zirvelerin genliği artacaktır.

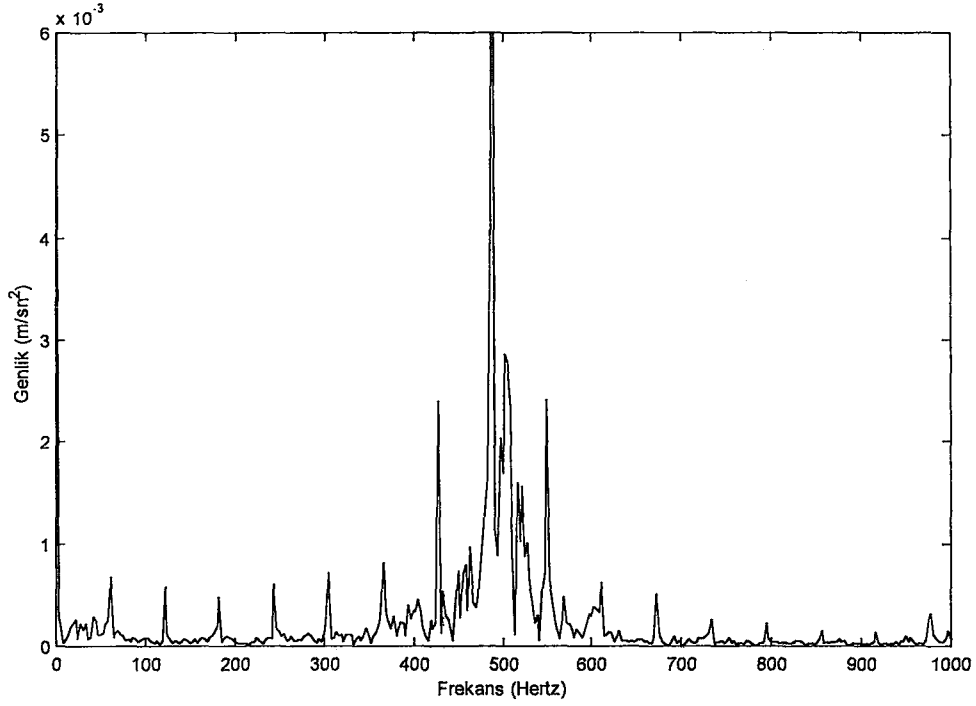
### 3.2.3.1. Dış Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Shaftın Titreşimi

Dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde Şekil 3.39.b’de görüldüğü gibi bölgesel bir kusur bulunan bir rulmanda, frekans zirvelerinin dış bilezik bilya geçiş frekansı,

onun harmonikleri ve yan bantlarında titreşimler oluşması beklenir. Dış bilezik kusur frekansı veya harmonikleri sistemin tabii frekansı ile çakışırse şiddetli (genliği yüksek) titreşimler gözlenir. Ayrıca düşük şaft hızlarında dış bilezik bilya geçiş frekansının üst harmoniklerinden bir tanesinin tabii frekansla çakışması beklenir.

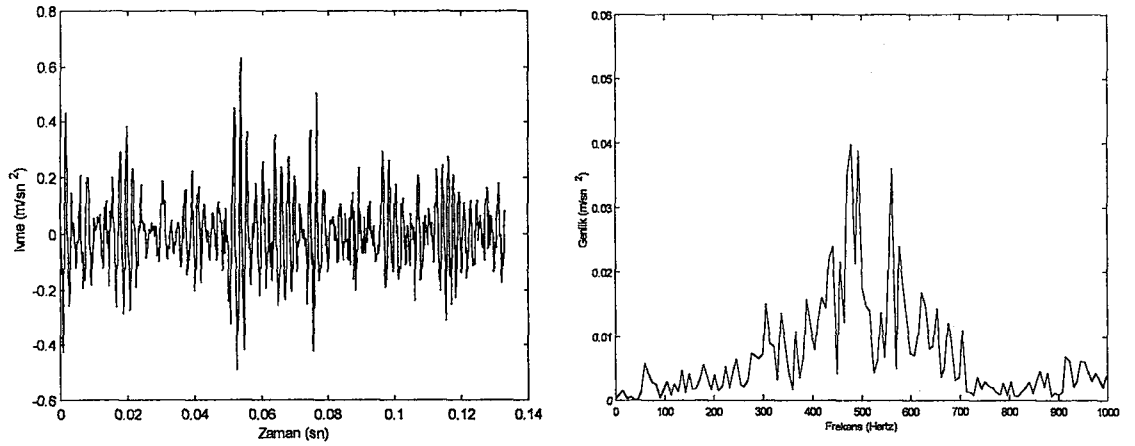
Bilyalar, dış bilezik iç yüzeyindeki bir kusur üzerinden her geçişinde sistemi zorlayan bir kuvvet oluşturur. Titreşim algılayıcısı sistemin bu kuvvete verdiği tepkiyi ölçmektedir. Bilya kusur üzerinden her geçişinde dış bilezikte, bilya geçiş frekansı ile sistemi periyodik olarak zorlayan zorlama kuvveti tekrarlanır. Sabit yük şartları altında, kusur zorlama kuvveti, titreşim algılayıcısına göre sistemi sabit genlikte zorlayacaktır.

Dış bilezik kusuru bulunan rulman için şaft hızı 1000 d/d alındığında, simülasyon programından bulunan radyal yöndeki titreşim spektrumu Şekil 3.40'da görülmektedir. Bu hız için dış bilezik BGF 60 Hz olup, en büyük zirve 480 Hz ( $8 f_{BGF}$ ) tabii frekansa (485 Hz) en yakın harmonik olup tabii frekansla çakışmaktadır. Dış bilezik kusur frekansı, harmonikleri ve yan bantları da ( $8 \times f_{BGF} - f_s = 463$  Hz,  $8 \times f_{BGF} + f_s = 497$  Hz) spektrumda görülmektedir.

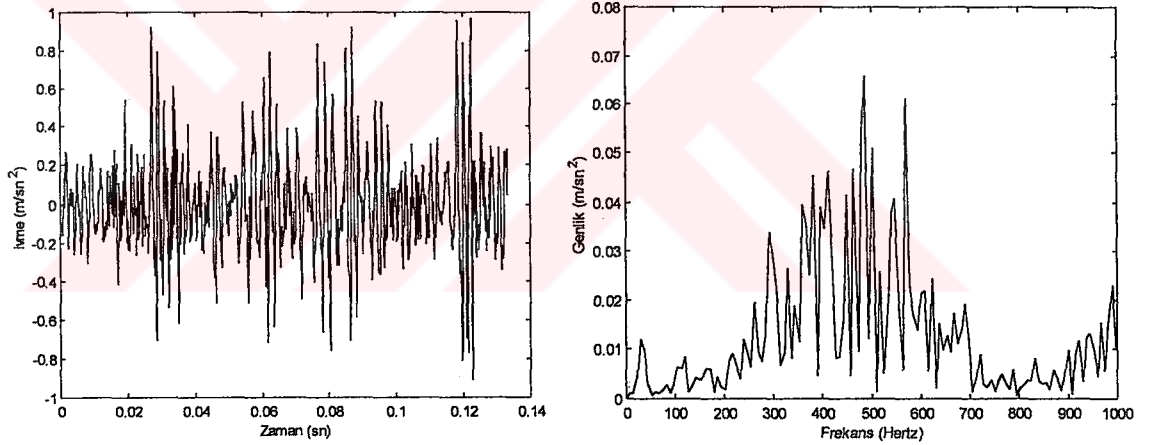


**Şekil 3.40.** Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 1000$  d/d şaft hızı için simülasyon programından bulunan radyal yöndeki titreşimlerin spektrumu

Deney setinde şaft hızı hız kontrol ünitesinden 1000 d/d'ya ayarlandığında dış bilezik BGF 60 Hz olup, bu hız için en büyük zirve Şekil 3.40'daki gibi 480 Hz ( $8 f_{BGF}$ )'dir. Tabii frekansa (475 Hz) en yakın harmonik olup, tabii frekansla çakışmakta. ve ayrıca dış bilezik kusur frekansı, onun harmonikleri ( $f_{BGF}$ ,  $2 f_{BGF}$ ,  $3 f_{BGF}$ ,  $4 f_{BGF}$ ,  $5 f_{BGF}$ ,  $6 f_{BGF}$ ,  $7 f_{BGF}$ ,  $8 f_{BGF}$ ) ve yan bantları ( $8 \times \omega_{bp} - \omega_s = 463$  Hz,  $8 \times \omega_{bp} + \omega_s = 497$  Hz,  $4 \times \omega_{bp} - \omega_s = 223$  Hz,  $4 \times \omega_{bp} + \omega_s = 257$  Hz) spektrumunda görülmektedir. Burada simülasyon programı ve deneysel çalışmadan elde edilen titreşim spektrumlarında beklenen frekanslarda zirveler gözükmemekte, fakat deneysel çalışmadan bulunan spektrumda, istenmeyen bazı hatalardan (gürültü ve yerleştirme hataları) kaynaklanan titreşimlerde görülmektedir.



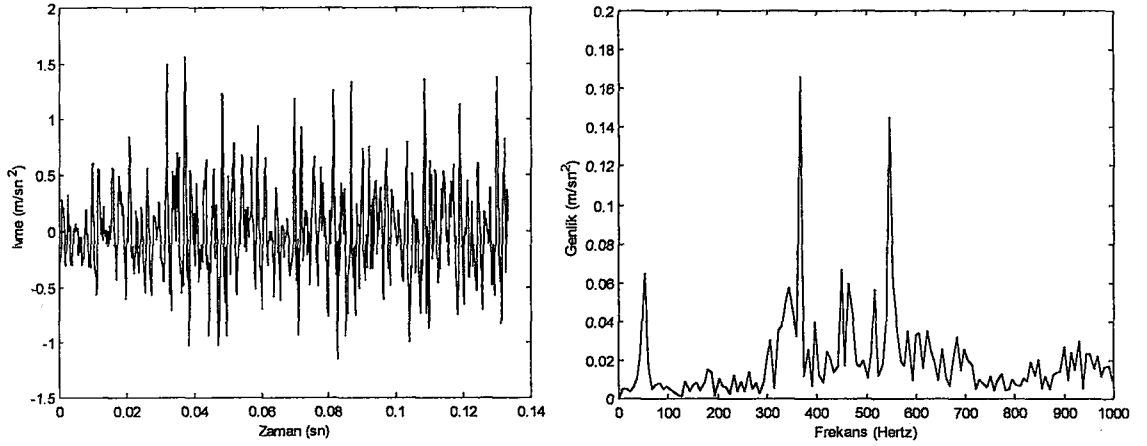
Şekil 3.41. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 1000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m = 9$ ,  $f_s = 17$  Hz,  $f_{BGF} = 60$  Hz)



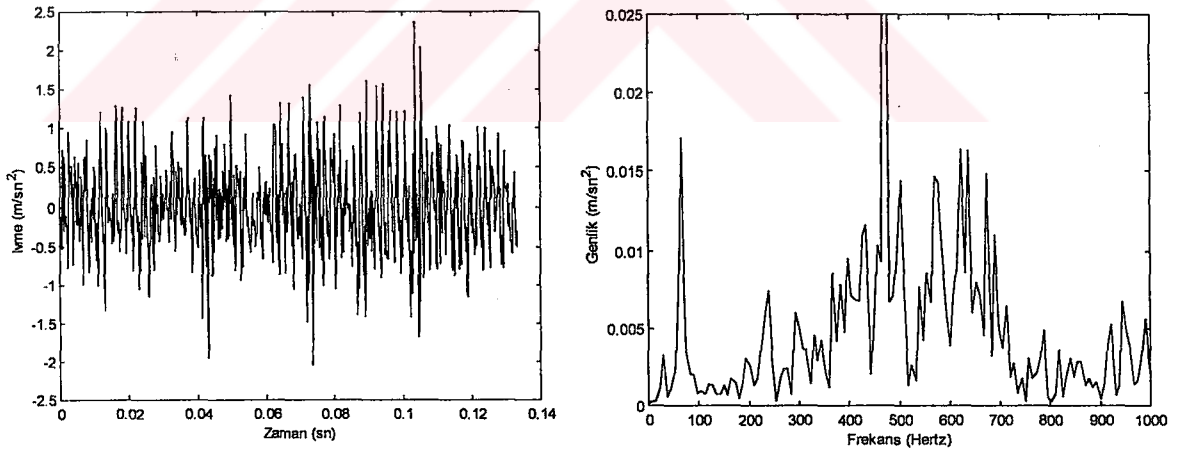
Şekil 3.42. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 2000$  d/d şaft hızı için aksenal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_s = 33$  Hz,  $f_{BGF} = 120$  Hz)

Şaft hızı 2000 d/d'ya ayarlandığında ise dış bilezik BGF 119,5 Hz'dir. Bu hız için  $4 f_{BGF}$  tabii frekansla çakışmakta ve Şekil 3.42'de görüldüğü gibi rezonans durumu oluşmaktadır. Spektrumda dış bilezik kusur frekansı, harmonikleri ve yan bantları ( $8 \times f_{BGF} - f_s = 927$  Hz,  $8 \times f_{BGF} + f_s = 993$  Hz,  $4 \times f_{BGF} - f_s = 447$  Hz,

$4 \times f_{BGF} + f_s = 513$  Hz) spektrumunda görülmektedir.



Şekil 3.43. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 3000$  d/d şaft hızı için oluşan radyal yöndeki titreşimlerin spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_s = 50$  Hz,  $f_{BGF} = 180$  Hz)



Şekil 3.44. Dış bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 4000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_s = 67$  Hz,  $f_{BGF} = 240$  Hz)

Şekil 3.43'te 3000 d/d'lık bir şaft hızı için en baskın zirve  $2 f_{BGF}$  (360 Hz) ve ikinci baskın zirve olan  $3 f_{BGF}$  (540 Hz) tabii frekansa oldukça uzaktır. Bu yüzden



tabii frekans (465 Hz) ve civarında genliği küçük olan iki zirve görölmektedir. Üçüncü büyük zirve şaft dönme frekansında (50 Hz) olup sistemde var olan dengesizliği göstermektedir. Şaft hızı 4000 d/d'ya çıkarıldığında spektrumdaki en büyük zirve 480 Hz'de ( $2 f_{BGF}$ ) olup tabii frekansa oldukça yakındır. Şekil 3.44'te görüldüğü gibi diğer baskın zirveler şaft dönme frekansı, bilya geçiş frekansı, onun dördüncü harmoniği ve BGF'nin yan bantları olan  $2 \times f_{BGF} + f_s = 547$  Hz,  $2 \times f_{BGF} + 2 \times f_s = 614$  Hz ve  $2 \times f_{BGF} - f_s = 413$  Hz'de zirveler ortaya çıkmaktadır.

### 3.2.3.1 İç Bilezik Bilya Yolu Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi

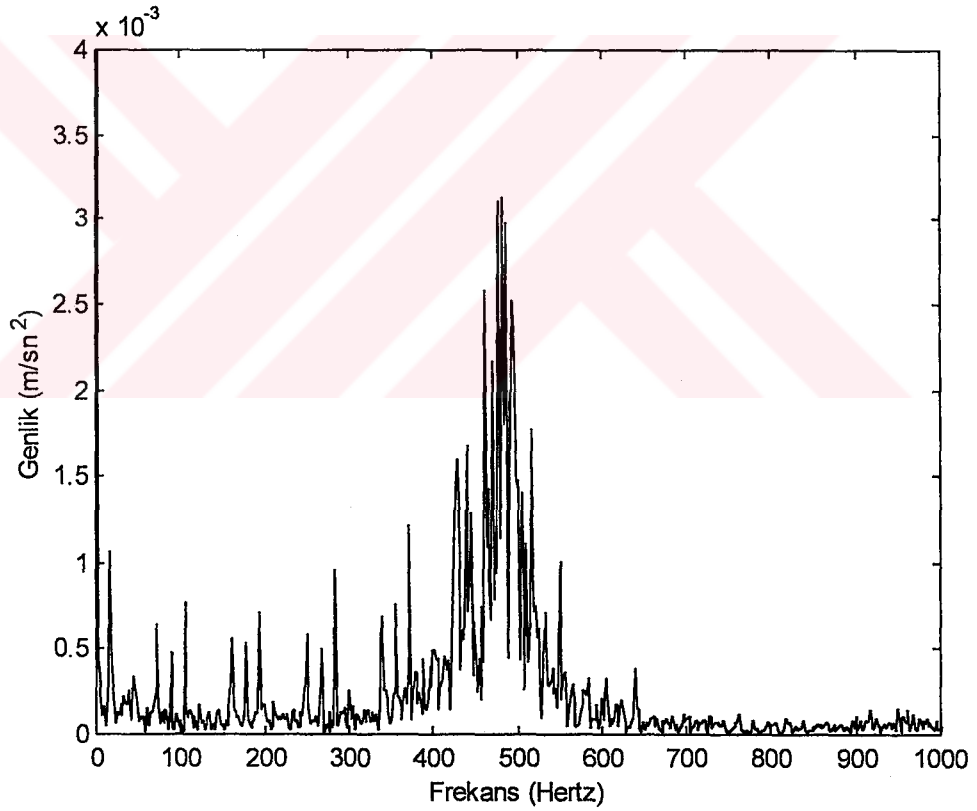
İç bilezik yuvarlanma yüzeyinde bölgesel bir kusur bulunan rulmanda, dış bileziğinde kusur bulunan rulmana göre daha karmaşık titreşimler görülür. Çünkü hatanın kendisi de şaft hızıyla dönmektedir. Bu durumda titreşimlerin şaft dönme frekansı, iç bilezik bilya geçiş frekansı, harmonikleri ve yan bantlarında (kombinasyonları) oluşması beklenir. Bu frekans veya harmonikleri sistemin tabii frekansı ile çakıştığında genliği yüksek titreşimler gözlenir. Düşük şaft hızlarında iç bilezik BGF'nin üst harmoniklerinden birinin tabii frekansla çakışması beklenir. Bu durum aşağıda farklı şaft hızları için çizdirilen frekans spektrumlarında görölmektedir.

İç bilezik hasar frekansının genliği dış bilezik hasar frekansına göre daha düşüktür. Çünkü iç bilezik kusurunun oluşturduğu titreşim sinyali ivme algılayıcıya varıncaya kadar yuvarlanma elemanları, dış bilezik ve yatak yuvasından geçer. Bu süre içinde sinyal sönümlenir ve genliği oldukça düşer<sup>(119)</sup>.

İç bilezik kusuru için yazılan simülasyon programı şaft hızı 1000 d/d alınarak çalıştırıldığında, elde edilen frekans spektrumunda en baskın zirveler şaft dönme

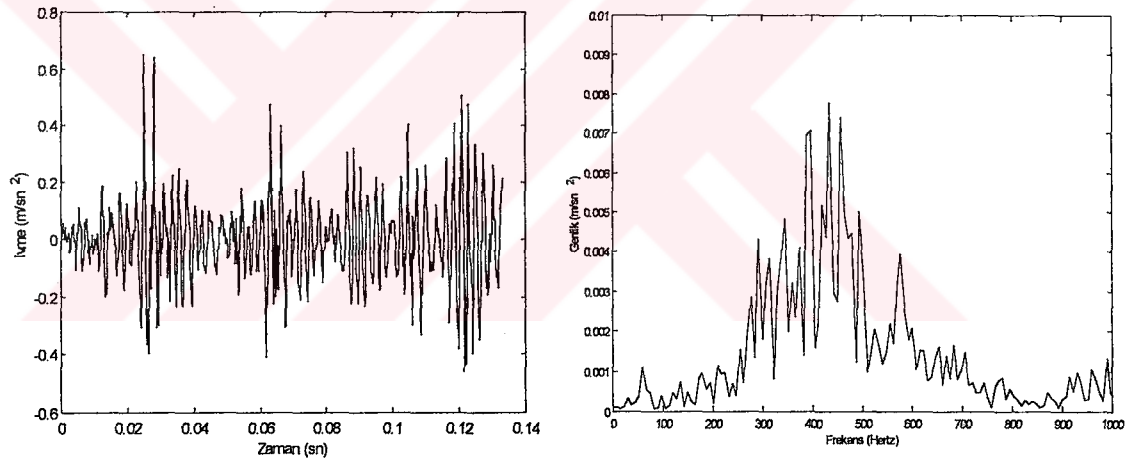


frekansı, iç bilezik bilya geçiş frekansı (90 Hz) ve üst harmoniklerinde oluşmaktadır. Bu durumda en baskın zirve tabii frekansta (470 Hz) olup BGF'nin üst harmoniklerinden  $5 f_{BGF}$  'ye (450 Hz) yakındır ve bu yüzden rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Ayrıca iç bilezik bilya geçiş frekansının birinci ( $f_{BGF} + f_s = 107$  Hz,  $f_{BGF} - f_s = 73$  Hz), ikinci ( $2f_{BGF} + f_s = 197$  Hz,  $2f_{BGF} - f_s = 173$  Hz), üçüncü ( $3f_{BGF} + f_s = 287$  Hz,  $3f_{BGF} - f_s = 253$  Hz) ve dördüncü yan bantlarında ( $4f_{BGF} + f_s = 377$  Hz,  $4f_{BGF} - f_s = 343$  Hz) zirveler görülmektedir.



Şekil 3.45. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 1000$  d/d shaft hızı için simülasyon programından bulunan radyal yöndeki titreşimlerin spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 90$  Hz)

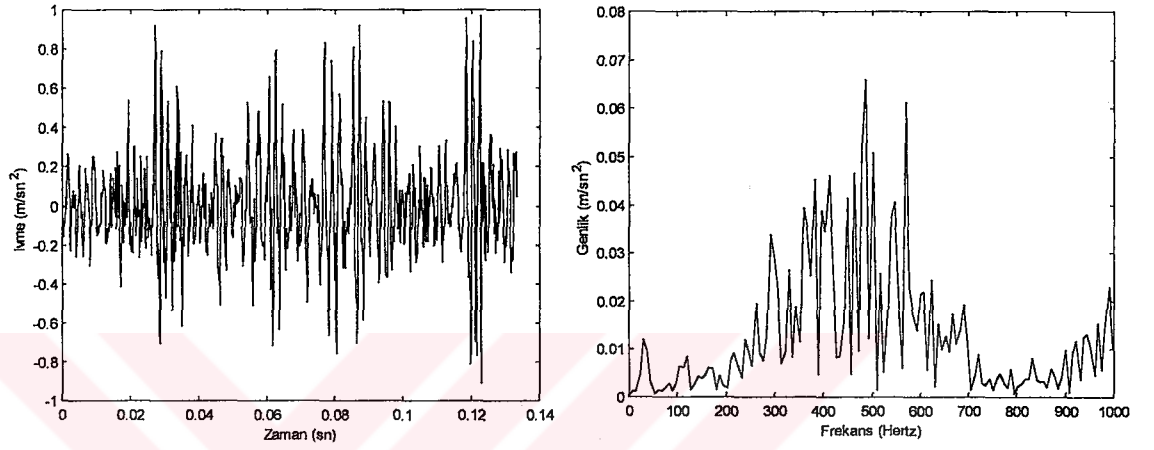
Rulmanlarının iç bileziklerinde kusur bulunan şaft-rulman sisteminde şaft hızı hız kontrol ünitesinden 1000 d/d'ya ayarlandığı zaman, spektrumda şaft dönme frekansı, iç bilezik bilya geçiş frekansı (90 Hz) ve üst harmoniklerinde ( $2 f_{BGF}$ ,  $3 f_{BGF}$ ,  $4 f_{BGF}$ ,  $5 f_{BGF}$ ,...) zirveler oluşmaktadır. En baskın zirve tabii frekansta (470 Hz) olup BGF'nin üst harmoniklerinden  $5 f_{BGF}$ 'ye (450 Hz) yakındır ve rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Ayrıca iç bilezik bilya geçiş frekansının yan bantlarında ( $4 \times f_{BGF} + f_s = 377$  Hz,  $4 \times f_{BGF} - f_s = 343$  Hz,  $5 \times f_{BGF} - f_s = 443$  Hz) zirveler vardır.



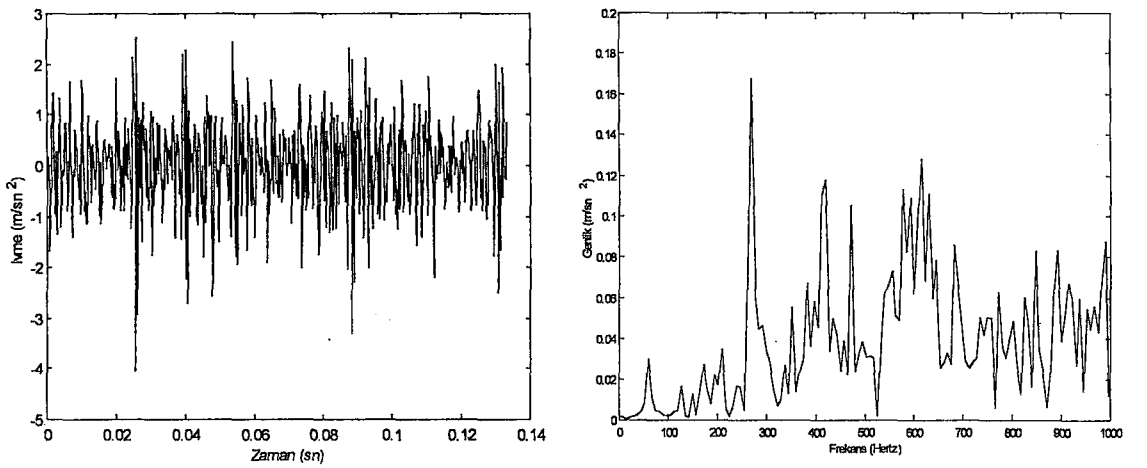
Şekil 3.46. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 1000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 90$  Hz)

Deney setinde şaft hızı 2000 d/d'ya çıkarıldığında frekans spektrumundaki en baskın zirve Şekil 3.47'de görüldüğü gibi tabii frekansta (475 Hz) gözükmemektedir. Bu hız için iç bilezik BGF (180 Hz) ve harmonikleri tabii frekansla oldukça uzak olduğu için rezonans durumu oluşmamaktadır. Diğer zirveler şaft dönme frekansı, iç bilezik bilya geçiş frekansı ve onun üst harmoniklerinde görülmektedir. Diğer baskın

zirveler iç bilezik bilya geçiş frekansının yan bantlarında ( $2 \times f_{BGF} + f_s = 393$  Hz,  $2 \times f_{BGF} - f_s = 327$  Hz,  $3 \times f_{BGF} + f_s = 577$  Hz,  $3 \times f_{BGF} - f_s = 507$  Hz) yer almaktadır.



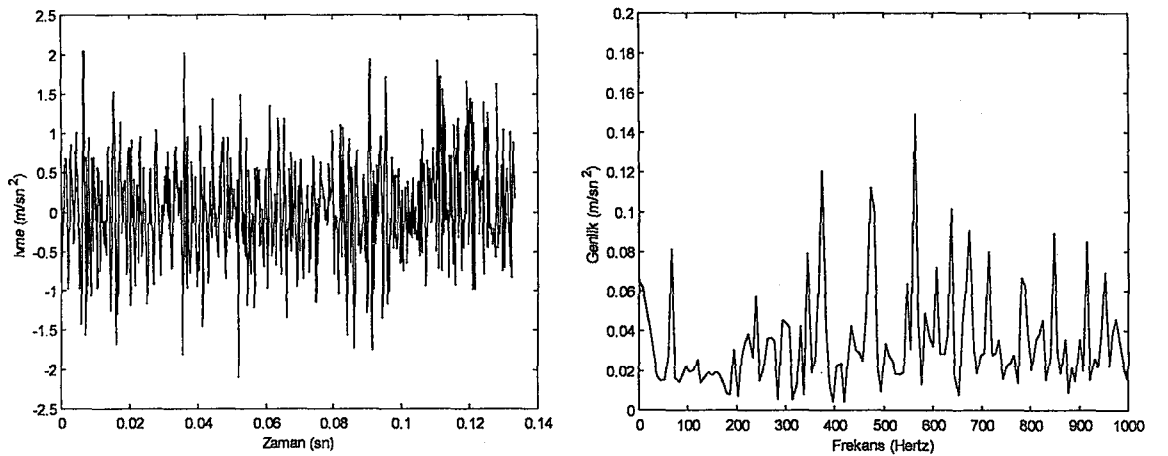
Şekil 3.47. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 2000$  d/d shaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 180$  Hz)



Şekil 3.48. İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 3000$  d/d shaft hızı için aksel yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 270$  Hz)

Hız kontrol ünitesinden şaft hızı 3000 d/d seçildiği zaman frekans spektrumundaki en baskın zirve, Şekil 3.48'de görüldüğü gibi (iç bilezik biya geçiş frekansı ve harmonikleri tabii frekansa uzak olduğu için) iç bilezik BGF'de (270 Hz) oluşmaktadır. Diğer frekans zirveleri ise şaft dönme frekansında (50 Hz), üst harmoniklerinde ve iç bilezik biya geçiş frekansının ikinci yan bantlarında ( $2 \times f_{BGF} + f_s = 590$  Hz,  $2 \times f_{BGF} - f_s = 490$  Hz) görülmektedir.

Şaft hızı 4000 d/d olduğunda elde edilen frekans spektrumu Şekil 3.49'da görülmektedir. Bu frekans spektrumu 3000 d/d için bulunan frekans spektrumuna benzemektedir. Spektrumdaki en baskın zirveler, iç bilezik BGF (360 Hz), onun 2. harmoniği (720 Hz), tabii frekans (470 Hz) ve şaft dönme frekansında görülmektedir. İç bilezik BGF ve katları tabii frekansa uzak olduğu için tabii frekans genliği daha küçüktür. Diğer zirveler ise iç bilezik biya geçiş frekansının yan bantları olan  $2 \times f_{BGF} + f_s = 787$  Hz,  $2 \times f_{BGF} - f_s = 653$  Hz dedir.



**Şekil 3.49.** İç bilezik kusuru bulunan rulmanda  $n= 4000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 360$  Hz)

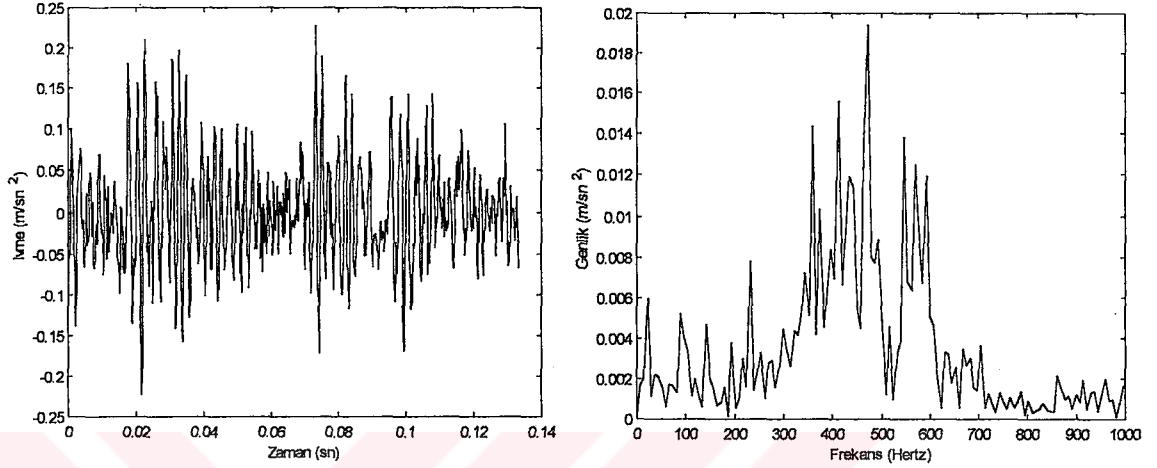
Simülasyon programı ve deneysel çalışmadan elde edilen titreşim spektrumlarında beklenen frekans zirveleri görülmekte, fakat deneysel çalışmadan bulunan spektrumda, istenmeyen bazı hatalardan (gürültü ve yerleştirme hataları) kaynaklanan titreşimlerde görülmektedir. Ayrıca deneysel çalışmadan farklı olarak simülasyon programı ile çizdirilen spektrumda görüldüğü gibi iç bilezik BGF'nin tüm harmoniklerinin yan bantlarında zirveler görülmektedir.

### 3.2.3.3. Bilya Yüzeyi Kusurlu Olan Rulmanlı Şaftın Titreşimi

Bilyalı rulmanın bilyalarından birinin yüzeyine  $10\mu m$  derinliğinde bölgesel bir kusur oluşturulmuştur. Bu kusur yatak eksenine paralel olup, bilyanın merkezinden geçen bir eksen etrafında dönmektedir. Böylece bu kusur iç ve dış bilezik yuvarlanma yollarında aynı noktadan düzenli aralıklarla geçmektedir. Kusurun neden olduğu titreşimlerin bilya dönme frekansının ( $f_b$ ) 2 katında olması beklenmektedir. Çünkü her yarım dönüşte aynı miktarda kuvvet uygulanmaktadır.

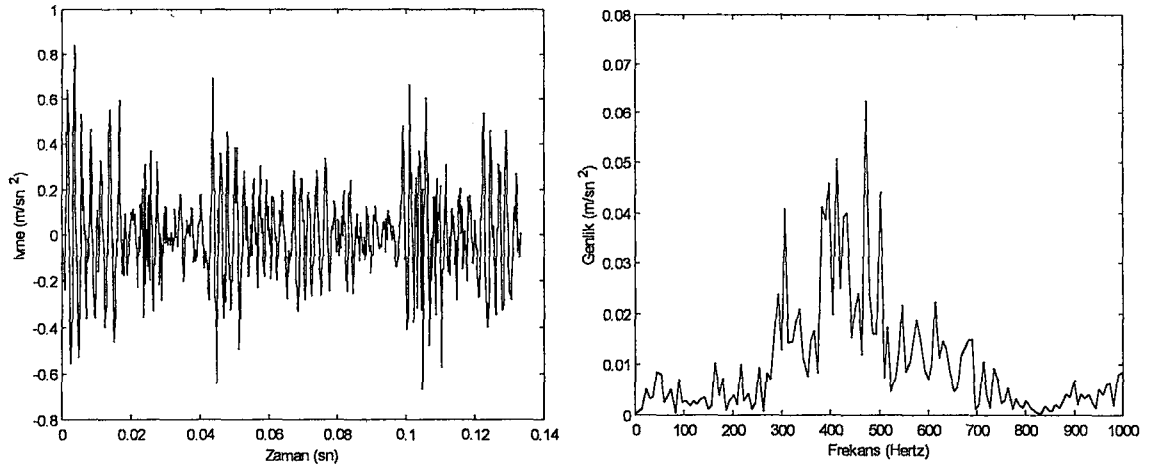
Bilyaların biri veya daha çoğunda bir kusur oluştuğunda bilya bir tam devirde hem iç bileziğe, hem de dış bileziğe vuracak ve bu yüzden bilya hasarı durumunda hasar frekansı bilya dönme frekansından ( $f_b$ ) ziyade iki katında ( $2 \times f_b$ ) kendini gösterecektir<sup>(119)</sup>. Şekil 3.50'den Şekil 3.53'e kadar farklı şaft hızlarındaki frekans spektrumları gösterilmiştir. 1000 d/d şaft hızı için Şekil 3.50'ye baktığımızda, bilya dönme hızı 39 Hz'dir.  $12 f_b$  (468 Hz) değeri sistemin tabii frekansına (475 Hz) çok yakın olduğu için sistem bu frekansta rezonansa girmektedir.  $2 f_b$  ve onun üst harmonikleri (78 Hz, 156 Hz, 234 Hz, 312 Hz, 390 Hz,) nispeten daha yüksek

genliklere sahiptir. Yani sistem için gerçek zorlama frekansı  $2f_b$  ve onun üst harmonikleridir.

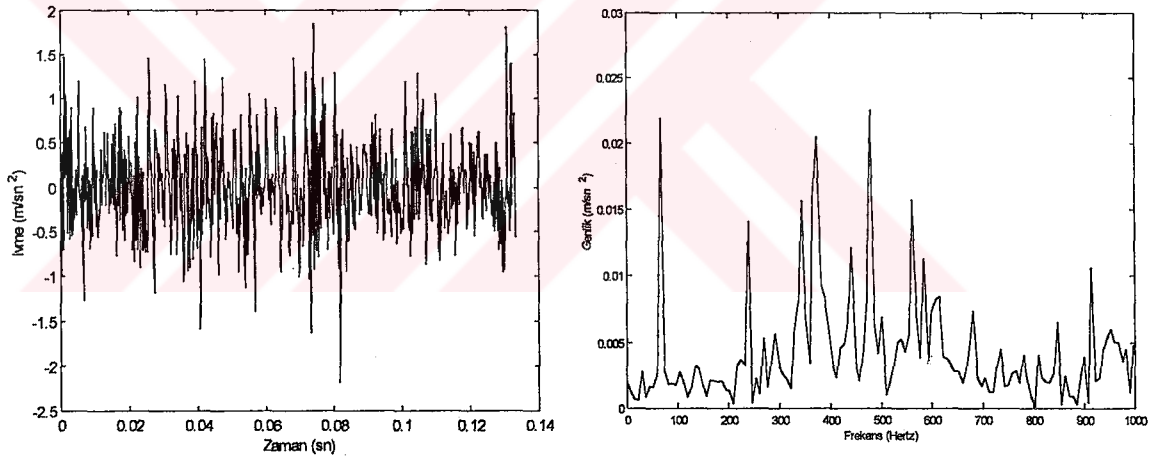


Şekil 3.50. Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda  $n= 1000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşim ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_b = 39$  Hz)

Hız kontrol ünitesinde şaft hızı 2000 d/d'ya çıkarıldığında Şekil 3.51'deki spektrumda  $2f_b$  ve onun harmoniklerinde daha baskın zirveler görülmektedir. Bu durumda bilya dönme frekansı 79 Hz olup spektrumda bilya dönme frekansının çift katlarında 158 Hz ( $2f_b$ ), 316 Hz ( $4f_b$ ), 474 Hz ( $6f_b$ ) ve 632 Hz ( $8f_b$ ) zirveler görülmektedir. Bununla beraber 474 Hz ( $6f_b$ ) tabii frekansa çok yakın olup rezonansa neden olmaktadır. 3000 d/d şaft hızı için Şekil 3.52'de en baskın zirve  $2f_b$  (236 Hz) dedir. Frekans spektrumundaki diğer baskın zirveler üst harmonikleri olan 354 Hz ve 590 Hz'de oluşmaktadır. Bununla beraber  $4f_b$  (472 Hz) frekansı tabii frekansı uyuracak kadar yakın olduğu için tabii frekansta (475 Hz) bir zirve görülmektedir.

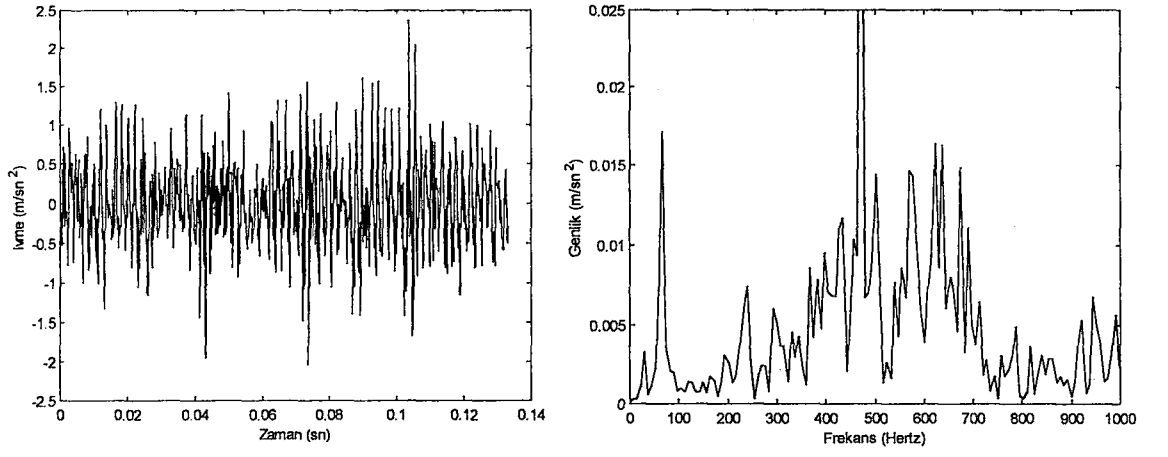


**Şekil 3.51.** Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda  $n= 2000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşim ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_b = 79$  Hz)



**Şekil 3.52.** Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda  $n= 3000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşim ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 118$  Hz)

4000 d/d şaft dönme hızı için bilya dönme hızı 157 Hz'dir.  $3 f_b$  (471 Hz) esas tahrik kuvvetidir ve tabii frekansa yakındır. Bu yüzden oluşan titreşimler sistemin tabii frekansı etrafındadır.



Şekil 3.53. Birinci bilyasında kusur bulunan rulmanda  $n= 4000$  d/d şaft hızı için radyal yöndeki titreşimler ve spektrumu ( $m= 9$ ,  $f_{BGF} = 157$  Hz)



#### 4. SONUÇLAR

Sağlam ve kusurlu durumdaki açılmalı bilyalı rulmanların titreşimini incelemek üzere geliştirilen simülasyon programı yardımıyla şaft ve bilyaların titreşimi zaman ve frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Önce kusursuz bir rulman için bilya geçiş frekansının etkisi araştırılmıştır. Bilya geçiş frekansı şaftın hızına bağlı olarak değişmekte ve sistemin tabii frekansı ile çakışırsa rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Bu yüzden sistemin çalışma hızları rezonanstan kaçınmak için dikkatli bir şekilde seçilmelidir.

Kusursuz rulmanda bilyalar yüksüz bölgede hareket ederken kendi doğal frekanslarında titreşirler. Teoride bilyaların yüksüz bölgede hareket etmesi istenmediği için uygulanacak minimum ön yük 18 N olarak bulunmuştur. Ön yük arttıkça bilyalar daha uzun süre yüklü bölgede kalarak daha fazla deformasyona uğramakta ve titreşim genlikleri artmaktadır. Her bir bilya 45°'lik açı farkıyla aynı titreşime maruz kalmaktadır. Bilya titreşimleri kafes frekansı ve onun katlarında ve bilyanın radyal yöndeki titreşim frekansında oluşmaktadır.

Açılmalı bilyalı rulmanların çalışma yüzeylerindeki (iç bilezik, dış bilezik, bilya) bölgesel kusurların şaft ve bilyaların titreşimine olan etkisi aşağıdaki gibi özetlenebilir;

1. Dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde bir kusur olması halinde, şaft titreşimleri bilya geçiş frekansı ve onun katlarında oluşmaktadır. Düşük şaft hızlarında tabii frekansla bilya geçiş frekansının üst harmonikleri çakışmakta ve rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde kusur bulunan rulmanlar için elde edilen titreşim genliği, iç bilezik ve yuvarlanma elamanı

kusuru için bulunan genliklerle karşılaştırıldığında oldukça yüksek bulunmuştur. Dış bilezik yuvarlanma yüzeyinde bir kusur bulunan rulmanda bilyalar hataya temas ettiğinde titreşim genliği ani ve kısa süreli bir artış göstermektedir. Hata sabit olduğu için bilyalar hataya daha rijit bölgede temas etmekte ve hatadan uzaklaştıkça daha az rijit bölgeye girdikleri için titreşim genlikleri azalmaktadır.

2. İç bilezik yuvarlanma yüzeyinde bir kusur olması durumunda shaft titreşimleri shaft dönme frekansı, kafes frekansı, iç ve dış bilezik bilya geçiş frekansları ile kombinasyonlarında ve üst harmoniklerinde oluşmaktadır. Bu frekanslardan herhangi biri sistemin tabii frekansı ile çakışması halinde rezonans meydana gelmektedir. Bu durumda iç bilezik üzerinde bulunan hata shaft hızıyla döndüğü için bilya hataya hem yüklü hem de yüksüz bölgede temas etmektedir. Bu da bilyaların titreşimini karmaşık bir hale getirmektedir. Bilya yüksüz bölgede tabii frekansında titreşirken hataya temas ettiğinde bilyanın titreşim genliği ani olarak artar ve bilyanın tabii frekans genliği bir süre maksimum seviyede kalır.
3. Bilya yüzeyi kusuru bulunan rulmanda shaft titreşimleri bilya dönme frekansının iki katında oluşur. Eğer  $f_b$  veya  $2f_b$  ya da bunların üst harmonikleri doğal frekansla çakışır veya yeteri kadar yaklaşırsa rezonans meydana gelir ve oluşan titreşimler tabii frekansta gerçekleşir. Bilya yüzeyinde kusur olduğu durumda, hata bilya ile beraber dönerek bileziklere temas ettiği için bilyanın titreşimi karmaşık bir hal alır. Bilya yüksüz bölgede tabii frekansında titreşirken üzerindeki hata bileziklere temas ettiğinde bilyanın tabii frekans genliği artmaktadır. Bu durumdaki bilya titreşimleri kafes frekansı ve bilya dönme frekansının katlarında oluşmaktadır.

Deneysel çalışma için sabit bilyalı rulman elamanları çalışma yüzeylerinde bölgesel kusurlar oluşturularak, radyal ve aksenal yöndeki şaft titreşimleri kaydedilmiştir. Deney setinde şaft-rulman sisteminde, istenmeyen bazı hatalar (dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik) yüzünden frekans spektrumlarında bir çok zirve gözükmektedir. Bu hatalardan dengesizlik ve eksen kaçıklığı olduğu durumlarda frekans spektrumlarında şaft dönme frekansı ve katlarında zirveler oluşmakta, ayrıca motordan gelen titreşimlerde ölçülen titreşimleri etkilemektedir. Sağlam rulmanlar için elde edilen frekans spektrumlarında ise rulman elamanlarındaki yüzey pürüzlülüğünden kaynaklanan bazı rulman hasar frekansları da mevcuttur.

Bütün bu olumsuzluklara rağmen, dış bilezik bilya yolu üzerinde kusur bulunan rulmanlar için elde edilen spektrumlarda frekans zirveleri beklendiği gibi dış bilezik bilya geçiş frekansı, onun harmonikleri ve yan bantlarında görülmüştür. Dış bilezik kusur frekansı ve harmoniklerinden biri sistemin doğal frekansı ile çakıştığı durumlarda rezonans olduğu için genliği yüksek titreşimler gözlenmiştir. İç bilezik yuvarlanma yüzeyinde kusur olduğu durumlarda şaft titreşimleri şaft dönme frekansı, iç bilezik bilya geçiş frekansı, harmonikleri ve yan bantlarında oluşmaktadır. Bazı şaft dönme hızlarında iç bilezik BGF veya harmonikleri sistemin tabii frekansını uyaracak kadar yakın olduğundan rezonans oluşmuştur. Bilyalı rulmanın bilyalarından birinin yüzeyinde bölgesel bir kusur bulunduğu durumlar için elde edilen spektrumlarda kusurun neden olduğu titreşimler genellikle bilya dönme frekansının ( $f_b$ ) 2 katında görülmektedir.

Geliştirilen simülasyon programı ile deneysel çalışmadan elde edilen sonuçların uyumunu araştırmak üzere simülasyon programı, deney setinde kullanılan rulman ve şaft boyutları kullanılarak çalıştırılmış ve farklı hızlar için şaftın radyal ve

eksenel yöndeki titreşimleri elde edilmiştir. Bu durumda çizdirilen spektrumlarla deneylerden elde edilen spektrumlar karşılaştırıldığında oluşması beklenen frekans zirveleri her iki durumda da görülmektedir. Fakat teorik modelden elde edilen titreşimler, ideal şartlar için bulunduğundan sağlam rulman titreşimleri ile kıyaslamak daha kolay olacaktır. Yukarıda anlatılan deney setindeki istenmeyen bazı olumsuzluklar yüzünden deneysel çalışmadan elde edilen titreşimler sağlam ve kusurlu rulman titreşimlerini kıyaslamak açısından hayli karmaşık gözükmemektedir.

Sonuç olarak bilyalı rulmanlar için geliştirilen model sonuçları ve deneysel incelemeden elde edilen sonuçlar, hem daha önceki çalışmalarla hem de birbirleriyle karşılaştırıldığında göreceli olarak bir uyum içersinde oldukları söylenebilir.

## KAYNAKLAR

1. D. Dowson, History of Tribology, Longman, London, 1979.
2. A.J. Roman, and R. Gohar, I.MechE., 755(1975).
3. Prof. Stribeck, Trans. ASME, 29, 420(1988).
4. L. F. Hall, Proc. The Conf. Lubr. & Wear, 430(1957).
5. SKF, The Ball Bearing Journal, (1961).
6. E. Wallin, The Ball Bearing Journal, 146, 13(1966).
7. E. Yhland and L. Johansson, The Ball Bearing Journal, 161(1970).
8. H. Perret, Werkstatt Betr., 83-4, 131(1950).
9. H. Perret, Werkstatt Betr., 83-8, 354(1950).
10. E. Meldau, Werkstatt Betr., 84-7, 308(1951).
11. E. Meldau, Werkstatt Betr., 85-2, 56(1952).
12. S. Doi, Trans. ASME, 80, 133(1958).
13. H.C. Weimar, Trans. ASME, 80,133(1958).
14. H. Shimizu and H. Tamura, Bull. JSME, 9-35, 524(1966).
15. H. Tamura and H. Shimizu, Bull. JSME, 10, 41(1967).
16. H. Tamura, and H. Shimizu, Bull. JSME, 11-47(1968).
17. O.G. Gustafsson and T.E. Tallian v.d., SKF Research Report: AL63IO23, 14, 422(1963).
18. T.E. Tallian, and O.G. Gustafsson, ASLE Trans., 8, 195(1965).
19. P. K. Gupta, L. W. Winn and D. F. Wilcock, Trans. of ASME J. of Lubr. Tech., 98, 284(1977).
20. P. K. Gupta, Trans. ASME J. of Lubr. Tech., 101, 293(1979).
21. P. K. Gupta, Trans. ASME J. of Lubr. Tech.,101, 305(1979).

22. P. K. Gupta, Trans. of ASME J. of Lubr. Tech., **101-1**, 312(1979).
23. P. K. Gupta, Trans. ASME J. of Lubr. Tech.,**101**, 319(1979).
24. L.D. Meyer, F.F. Ahigren, and B. Weichbrodt, Trans. ASME J. Mech. Des., **102**, 205(1980).
25. T. Yamamoto and Y. Ishida, Bul. of JSME, **17-103**, 59(1974).
26. T. Yamamoto, Y. Ishida and J. Kawasumi, Bul. of JSME, **18-123**, 965(1975).
27. T. Yamamoto, Y. Ishida and J. Kawasumi, Bull. of JSME, **20-139**, 33(1977).
28. T. Yamamoto, Y. Ishida, T. Ikeda and M. Yamada, Bul. of JSME, **24-187**, 192(1981).
29. T Yamamoto, Y. Ishida, M. Yamada and T. Ikeda, Bull. of JSME, **24-196**, 1844(1981).
30. T Yamamoto, Y. Ishida and T. Ikeda, Bull. of JSME, **27-230**, 1728(1984).
31. T. Yamamoto, Y. Ishida and T. Ikeda, Bull. of JSME, **28-238**, 679(1985).
32. T. L. H. Walford and B.J. Stone, J. Mech. Engr. Sci. l.Mech.E., **22-4**, 175(1980).
33. R Sayles and S.Y. Poon, J. Prec. Engr., **3-3**, 137(1981).
34. E. H. Gad, T. Kandou and H. Tamura, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, **43-3**(1983).
35. E. H. Gad, S. Fukata and H. Tamura, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, **44-1**, 83(1984).
36. S. Fukata, E. H. Gad and H. Tamura, Bul. JSME, **28-239**, (1985).
37. H Tamura, E.H. Gad, T. Kondou, v.d., Bul. JSME, **28-240**, (1985).
38. T. Igarashi, and H. Hamada, Bull. JSME, **25-204**, 994(1982).
39. T. Igarashi and S. Yabe, Bull. JSME, **26-220**, 1791(1983).
40. T. Igarashi and J. Kato, Bull. JSME, **28-237**, 1985(1985).
41. P. D. McFadden and J. D. Smith, J. of Sou. and Vibr., **96-1**, 69(1984).
42. P. D. McFadden and J. D. Smith, J. of Sou. and Vibr., **98-2**, 263(1985).
43. F. P. Wardle, S. Y. Poon, Chart. Mech. Eng. (1983).

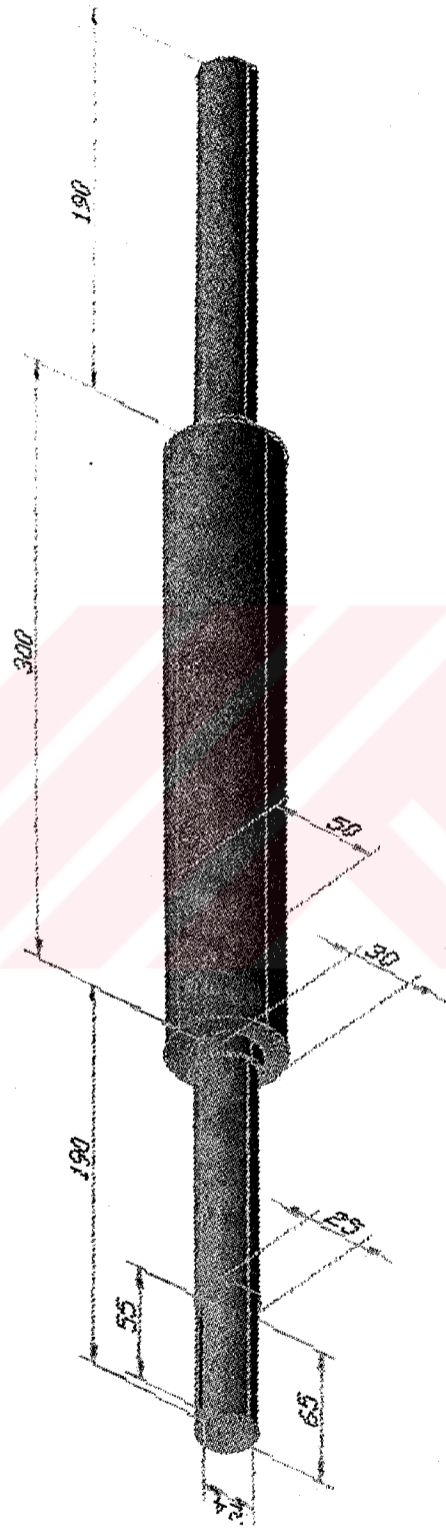
44. F.P. Wardle, Proc. I.MechE., **202-C5**, 305(1988).
45. F.P. Wardle, Proc. IMechE., **202-C5**, 313(1988).
46. H. Rahnejat, R. Gohar, Proc. Inst. Mech. Eng., **199-C3**, 181(1985).
47. M. Matsubara, H. Rahnejat and R. Gohar, Int. J. Mach. Tools & Manuf. (1988).
48. R. Aini, H. Rahnejat and R. Gohar, Ins. J. Mach. Tools for Manuf., **30**, 1(1990).
49. J. Franco, N. Aktürk and R. Gohar, Int. Gas Turb. and Aeroeng. Cong. and Exp., Cologne, Germany, GT-164, 1(1992).
50. N. Aktürk, M. Uneeb and R. Gohar, Conf. on Eng. Syst. Des. and An., İstanbul, 47-5, 95(1992).
51. Y. T. Su, S. J. Lin, J. of Sou. and Vib., **155-1**,75(1992).
52. E. Yhland, ASME J. of Tribol., **114**, 348(1992).
53. N. Aktürk, Dynamics of a Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings, Doktora Tezi, London, 1993.
54. T. C. Lim and R. Singh, J. of Sou. Vib., **169-4**, 547(1994).
55. C. H. Chen, K. W. Wang and Y. C. Shin, J. Vib. Acous., **116**, 506(1994).
56. S. Oğuz, Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, İstanbul, Yüksek Lisans Tezi, 1995.
57. A. S. Sekhar and B. S. Prabhu, J. Sou. Vib., **185-4**, 655(1995).
58. R. Tiwari and N. S. Vyas, J. of Sou. and Vib., **187-2**, 229(1995).
59. R. C. Meeks, and L. Tran, J. Trib., **118**, 52(1996).
60. K. Ono and K. Takahasi, IEEE Trans. Mag., **32-3**, 1863(1996).
61. K. Ono and Y. Okada, MOVIC, **2**, 243(1996).
62. G. D. Hagiü, M. D. Gafitanu, Wear, **211**, 22(1997).
63. N. Aktürk, M. Uneeb and R. Gohar, Trans. of ASME, J. of Tribology, **119**, 747(1997).
64. J. Datta and K. Farhang, J. Trib., **119**,323(1997).
65. N. Tandon and A. Choudhury, J. Sou. Vib., **205-3**, 275(1997)

66. L. Houpert, *J. of Tribol.*, **119**, 851(1997).
67. J. A. Wensing, *On The Dynamics of Ball Bearings*, Doktora Tezi, The Netherlands, 1998.
68. N. Aktürk and R. Gohar, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **212**, 101(1998).
69. R. Gohar and N. Aktürk, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **C553-044**, 43(1998).
70. K. Ono, Y. Okada, *J. of Vib. and Acou.*, **120**, 901(1998).
71. K. Ono, Y. Okada, *J. of Vib. and Acou.*, **120**, 910(1998).
72. D. Nelias and T. Yoshioka, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **212**, 33(1998).
73. P. Dietl, J. A. Wensing and G. C. Van Nijen, *J. of Mult.-Body Dyna.*, **8-31**, 1(1999):
74. N. Tandon and A. Choudhury, *Trib. Int.*, **32**, 469(1999).
75. G. H. Jang and S. W. Jeong, *J. of Tribol.*, **124**, 82(2002).
76. R. C. Hemmings and J. D. Smith, *Conf. on Vib. in Rot. Mach.*, 117(1976).
77. D. Dowson, *Tribology*, **3-4**, 216(1970).
78. T. A. Harris, *Rolling Bearings Analysis*, John Wiley & Sons, USA, 1991.
79. R. Aini, *Vibration Monitoring and Modelling of Shaft Bearing Assemblies under Concentrated Elastohydrodynamic Conditions*, Doktora Tezi, Kingston Polytechnic, England, 1990.
80. L.D. Mitchell, *Experimental Techniques*, (1985).
81. S. Braun and B. Danter, *Trans. ASME J. Mech. Des.*, **101**, 118(1979).
82. X. Li and I. Inasaki, *Jap. J. of Tribol.*, **34-4**, (1989).
83. M.C. Karakurt, *An Investigation into Rolling Element Bearing Diagnostics via Digital Signal Processing*, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, 1989.
84. R. J. Alfredson, M. I. E. Aust and J. Mathew, *Mech. Eng. Trans. Australia*, **ME10-2**, 102(1985).
85. R. J. Alfredson, M. I. E. Aust and J. Mathew, *Mech. Eng. Trans. Australia*, **ME 10-2**, 108(1985).
86. R.G. Harker and J. L. Sandy, *J. of Eng. Gas Turb. and Power*, **111**, 251(1989).

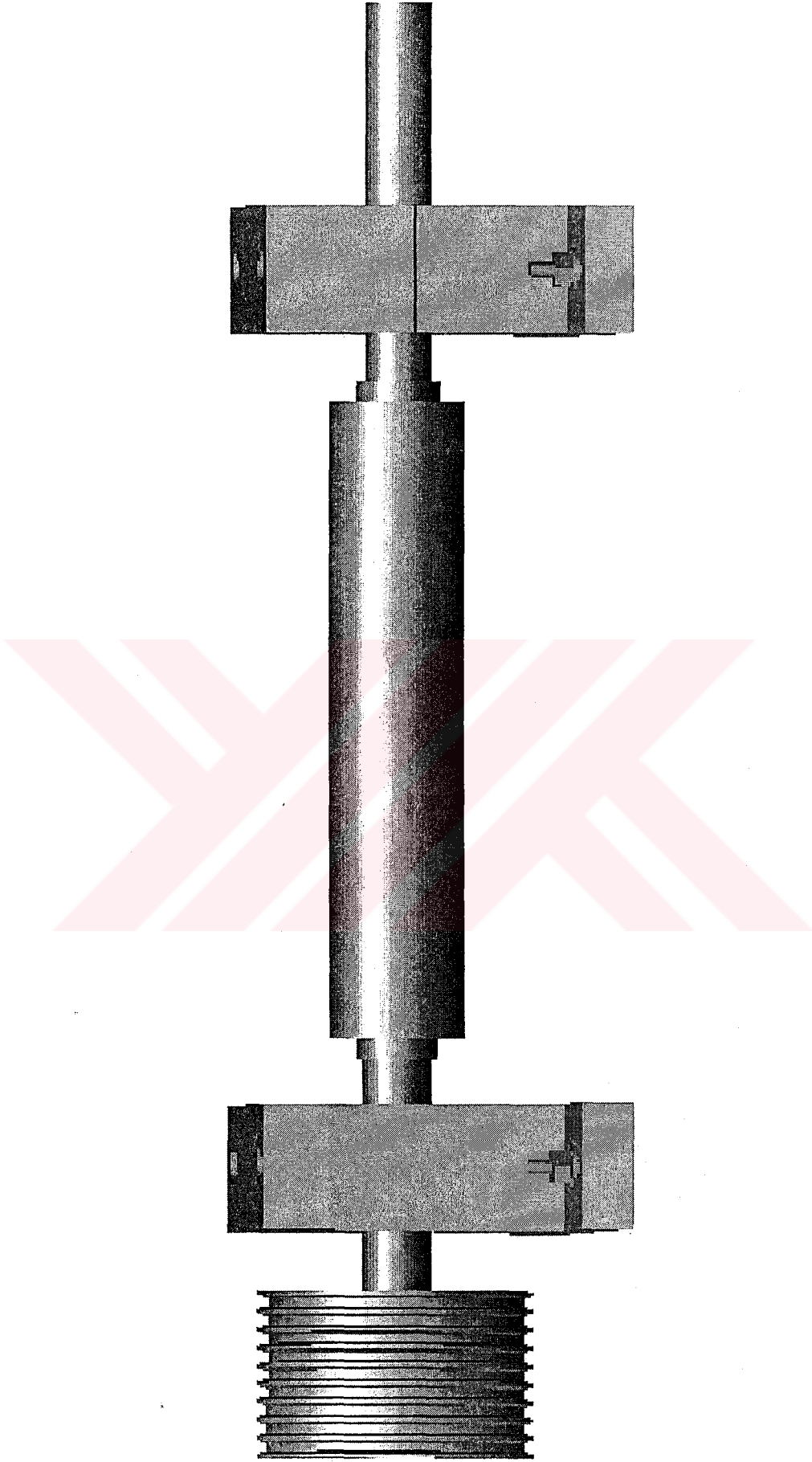


87. R. Aini, H. Rahnejat and R. Gohar, *Ins. J. Mach. Tools for Manuf.*, **30**, 1(1990).
88. C. K. Mechefske and J. Mathew, *Mech. Syst. and Sign. Proc.*, **6-4**, 297(1992).
89. Y. T. Su and S. J. Lin, *J. Sou. and Vib.*, **155-1**, 75(1992).
90. T. I. Liu and J. M. Mengel, *Mech. Syst. and Sign. Proc.*, **6-5**, 419(1992).
91. Y. C. Shin, *J. Vib. Acous.*, (1992).
92. C. K. Mechefske and J. Mathew, *Mech. Syst. and Sign. Proc.*, **7-1**, 1(1993).
93. M. P. Sudhakar, A. J. Ghanashyam and P. Debabrata, *Symp. on Mechtr*, **63**, 285(1993).
94. R. Aini, H. Rahnejat and R. Gohar, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **209**, 107(1995).
95. S. M. Pandit, D. Paul and J. T. Roth, *Integ. Comp.-Aid. Eng.*, **3-4**, 268(1995).
96. C. J. Li, J. Ma and B. Hwang, *Proc. Inst. of Mech. Eng.*, **210**, 277(1996).
97. C. J. Li and J. Ma, *NDT&E Int.*, **30**, 3, 143(1997).
98. M. Subrahmanyam and C. Sujatha, *Tribo. Int.*, **30-10**, 739(1997).
99. Y. F. Wang and P. J. Kootsokos, *Mech. Syst. Sign. Proc.*, **12-3**, 415(1998).
100. N. Afshari, *Model-Based Techniques for Real-Time Fault Detection of Rolling Element Bearings, Doktora Tezi*, (1998).
101. R.B.W. Heng and M.J.M. Nor, *Appl. Acous.*, **53**, 211(1998).
102. Y. Li, S. Billington and C. Zhang, *Tribo. Trans.*, **42-2**, 385(1999).
103. L. R. Padovese, *Proc. of the Int. Conf. Appl Modell. and Simu.*, 6(1999).
104. T. Momono and B. Noda, *Motion and Cont.*, **6**, 29(1999).
105. N. Tandon and A. Choudhury, *Tribo. Int.*, **33**, 39(2000).
106. N. Lynagh, H. Rahnejat, M. Ebrahimi and R. Aini, *Int. J. of Mach. Tools and Manuf.*, **40**, 561(2000).
107. T. Williams, X. Ribadeneira, S. Billington and T. Kurfess, *Mech. Syst. and Sign. Proc.*, **15-5**, 979(2001).
108. K. M. Cena and R. A. Hobbs, *Trib Conv. ImechE*, (1972)
109. H. Kanai, M. Abe and K. Kido, *Trans. ASME J. Vib. Stress, and Reli. in Des.*

- 109, 60(1987).
110. R. D. Taylor, The Prediction of Dynamic Characteristics of Rotating Spindle Systems, Doktora Tezi, The University of Bristol, 1981.
  111. P. Y. Kim, Proc. Mach. Vib. Moni. Ana., 127(1984).
  112. K. Nishio, S. Hoshiya and T. Miyachi, ASME, (1979).
  113. JJ. Broderick, RF. Burchill and HL. Clark, MTI NASA Report, 1972.
  114. N. Tandon and BC. Nakra, Tribol. Int. **25-3**, 205(1992).
  115. M. C. Harris and C. E. Crede, Shock and Vibration Handbook, Mc. Graw-Hill Book Comp., USA, 1961.
  116. W. T. Thomson, Theory of Vibration with Applications, Allen & Unwin Ltd. 3<sup>rd</sup> Edi., U.S.A., 1988.
  117. J. J. Stoker, Nonlinear Vibrations Interscience Pub., U.S.A., 1950.
  118. R. L. Schiltz, Sound Vib., 16(1990).
  119. B. Overton, "Basic Vibration Primer", Doctor Know Application paper, Computational Systems Inc., Knoxville, TN, USA.
  120. R. Keith Mobley, Vibration Fundamentals, Newnes yayınevi, USA, 1999
  121. M. Kornhauser, "A Note on Elastic Surface Deformation", Journal of Applied Mechanics, September(1951).



Sekil 1. Rulman Şaftının Yapım Resmi



Şekil 2. Şaftın Bilyalı Rulmanlar Tarafından Yataklanmış Hali

## ÖZGEÇMİŐ

1971 yılında İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Trabzon'da tamamladı. 1989 yılında girdiği Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümünden 1993 yılında mezun oldu. 1994-1996 yılları arasında Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Yüksek Lisans öğrenimini tamamladı. 1996 yılında Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Ana Bilim Dalında Doktora öğrenimine başladı. Halen Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.