

**AÇISAL TEMASLI RULMANLARLA YATAKLANMIŞ ŞAFTLARIN
DİNAMİĞİ VE RULMAN HATALARININ DENEYSEL ANALİZİ**

Tuncay KARAÇAY

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2006
ANKARA**

Tuncay KARAÇAY tarafından hazırlanan AÇISAL TEMASLI RULMANLARLA YATAKLANMIŞ ŞAFTLARIN DİNAMİĞİ VE RULMAN HATALARININ DENEYSEL ANALİZİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Yaşar T. HONDUR

Üye : Prof. Dr. Nizami AKTÜRK (Danışman)

Üye : Prof. Dr. Yücel ERCAN

Üye : Prof. Dr. Yavuz YAMAN

Üye : Prof. Dr. Kemal ÖZGÖREN

Tarih : 12.07.2006

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

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

Tuncay KARAÇAY

AÇISAL TEMASLI RULMANLARLA YATAKLANMIŞ ŞAFTLARIN DİNAMİĞİ VE RULMAN HATALARININ DENEYSEL ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Tuncay KARAÇAY

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Temmuz 2006

ÖZET

Rulmanın yuvarlanma elemanlarından birinin iç ve dış bilezik arasında bir tam tur döndüğünde maruz kaldığı şekil değiştirmeler ve bunun sonucunda oluşan kuvvetlerin analizi rulmanların dinamik analizinin temelidir. Rulmanın birden fazla yuvarlanma elemanına sahip olması şaft üzerinde konumu ve büyüklüğü değişen kuvvetlerin etkimesi anlamına gelir. Rulmanlarla yataklanmış bir şaftın ağırlığı ve etkiyen dış kuvvetler bilyelerdeki ezilme ile dengelenir. Şaft sürekli olarak döndüğünde yükleme bölgesinde belirli aralıklarla yerleşmiş bilyelerdeki ezilme miktarı da sürekli olarak değişmektedir. Ezilme miktarındaki değişim ve bu ezilmenin doğrusal olmayan karakteristiği şaftın dinamik davranışını rulmanın basit tasarımına karşın oldukça karmaşık hale getirir. Dolayısıyla bir şaftın titreşim davranışını inceleyebilmek için rulmanda bilyalar ile bilezikler arasındaki temas kuvvetlerinin analitik olarak formüle edilmesi ve uygun kabullerle şaft-rulman sisteminin modellenmesi oldukça önemlidir. Bu tezde açisalı temaslı rulmanlarla yataklanmış rijit bir şaftın-rulman sistemi 5 serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve doğrusal olmayan hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu denklemler kullanılarak önce kusursuz rulmanlarla yataklanmış şaftın titreşim davranışları incelenmiştir. Daha sonra model bölgesel rulman kusurlarından iç bilezik, dış bilezik ve

yuvarlanma elemanı hatası ile dağınık rulman kusurlarından yuvarlanma elemanı boyutu farklılığı ve şaft dengesizliğini ifade edecek şekilde geliştirilmiştir. Doğrusal olmayan şaft-rulman sistemi davranışını en iyi şekilde ifade edebilmek için hareket denklemleri farklı şaft dönüş hızları için çözülmüş ve sonuçlar zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesinde gösterilmiştir. Modelleme sonuçları rulman hatalarının titreşimler incelenerek tespit edilebileceğini göstermiştir. Bu amaçla çalışmanın ikinci kısmında bir deney düzeneği tasarlanmış ve rulmanlarda çeşitli hatalar oluşana kadar çalıştırılmıştır. Deney süresince alınan titreşim ölçümleri temel istatistiksel hesaplamaların yanı sıra frekans ve zaman/frekans tanım bölgesi sinyal analiz teknikleri de kullanılarak incelenmiş ve rulmlarda hataların oluşum mekanizması araştırılmıştır. Ayrıca rulmanların kusurlarının titreşim yolu ile tespitinde kullanılan bu tekniklerin uygulama parametreleri ve kusurun tespitindeki etkinlikleri tartışılmıştır. Titreşimler kullanılarak rulman elemanlarındaki kusurların tespitinde en etkin tekniğin dalgacık dönüşümleri olduğu görülmüştür. Bu tekniğin tek başına kullanımı yerine zaman ve frekans tanım bölgesi teknikleriyle birlikte kullanılması bu tez çalışmasında önerilmiş ve uygulamada daha başarılı sonuçlar elde edildiği gösterilmiştir.

Bilim Kodu : 914.1.003
Anahtar Kelimeler : Rulman, titreşimler, şaft dinamiği, kestirimi bakım
Sayfa Adedi : 192
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

**DYNAMICS OF A RIGID SHAFT SUPPORTED BY ANGULAR CONTACT
BALL BEARINGS AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF BALL BEARING
FAULTS**

(Ph.D. Thesis)

Tuncay KARAÇAY

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

July 2006

ABSTRACT

The dynamic analysis of ball bearings are based upon the alteration of the forces due to the elastic deformation of a rolling element between the inner and the outer rings in one full revolution with the cage. Hence the resulting force will vary in amplitude and direction considering there is more than one rolling elements within a ball bearing. Weight of the shaft and external forces are compensated with the elastic deformation between the inner, outer and rolling elements matching surfaces. Nonlinear characteristics of contact mechanics will further complicate the behavior. In this study a rigid shaft supported by a pair of angular contact ball bearing is modeled in five degrees of freedom and nonlinear equations of motion are obtained. First, vibration characteristics of shaft supported by healthy ball bearings are investigated, and then model is developed to investigate effects of outer, inner and rolling element localized defects and distributed defects such as off-sized ball and unbalance. In order to analyze dynamic response of the shaft-bearing system, equations of motion are solved for different shaft rotation speed and results are presented in time, frequency and time/frequency domains all. Simulation results indicate that ball bearing faults can be effectively pointed out using

vibration analysis. Thus in the second part of this study a test rig was set up and made run until it partly fails. Vibration signals acquired during experiment are analyzed with time, frequency and time/frequency signal processing techniques and failure mechanisms of ball bearings are investigated. The wavelet analysis is found to be one of the effective techniques for fault diagnosis of ball bearing and the application of wavelet with time and frequency domain techniques is further increased the performance of the technique.

Science Code	: 914.1.003
Key Words	: Bearings, vibrations, shaft dynamics, predictive maintanance
Page Number	: 192
Adviser	: Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

TEŞEKKÜR

Prof. Dr. Nizami AKTÜRK'e bu tezin hazırlanması sırasında bütün akademik bilgilerini paylaşması, çok sıkışık zamanlarında bile sorularıma ve sorunlarıma çözüm bulmaya çalıştığı, sadece danışmanım olarak değil her konuda yanımda duran insan olduğu, eşsiz akademik ve beşeri sohbetleri için,

Yrd. Doç. Dr. Metin U. SALAMCI'ya düşmeme hiç müsaade etmediği, her konudaki doğru tespit ve tavsiyeleri, gülen yüzü ve güldüren sözlerinin yanı sıra doğrusal olmayan dünyaya benim için açtığı kapı için,

Prof. Dr. Yücel ERCAN ve Prof. Dr. Yavuz YAMAN'a Tez İzleme Komitelerinde yaptıkları yapıcı eleştiri ve tavsiyeleri, her anından büyük zevk aldığım örnek akademik ortamı hazırladıkları ve bu ortamın bir parçası olmama çalıştıkları için,

Arş. Gör. Nureddin DİNLER, Arş. Gör. Tolga PIRASACI ve Arş. Gör. Tunç APATAY'a eşsiz dostlukları, bazen susmayan, bazen susan çeneme sabrettikleri, yardım lazım olduğunda hep orada oldukları için,

Öğrt. Gör. Muhammed ÜNAL'a simülasyonların çoğunun yapıldığı süperbilgisayarları bütün kullanıcı haklarıyla süresiz emrime tahsis ettiği (ki en az 6 ay sürekli çalıştı), her başım sıkıştığında hiç hayır demediği, kalbinden hiç kötülük geçmediği ve güzel dostluğu için,

Bütün Makine Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi hocalarıma ve Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma görevim ve çalışmalarım sırasında verdikleri destek ve hoşgörü için,

Başta Kütüphane Müdürü Yrd. Doç. Dr. Mehmet TOPLU ve Nurhayat İDİL ÖZDEMİR olmak üzere bütün Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Kütüphanesi

alışanlarına makale, kitap, çay ve sohbet desteklerini her daim hazır bulundurdukları için,

İdari ve teknik personele işlerimi kolaylaştırdıkları için,

Adını buraya yazamayacağım kadar çok arkadaşlarıma paylaştığım anlarda birçok zaman rulmanlardan bahsettiğim halde benden bıkmadıkları, kardeşlikleri ve muhabbetleri için,

Gazi Üniversitesi, Bilimsel Araştırma Projeleri Müdürlüğü'ne deneysel çalışmaların yürütülmesi amacıyla verdikleri proje desteği ("Sinyal İşleme ile Makinaların Durum Belirlemesi: Rulmanlara zel Uygulama-06/2003-60") için,

Aileme sevgi, saygı, hoşgörü, sabır, destek, tavsiye, inanç veya kısaca her şey için,

Teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xx
SİMGELER VE KISALTMALAR	xxi
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	6
2.1. Rulman Hatalarının Tespit Edilmesine Yönelik Çalışmalar	16
2.2. Zaman/Frekans Tanım Bölgesi Analiz Yöntemleri	21
2.3. Yapay Zekâ Uygulamaları	24
3. RULMAN DİNAMİĞİ.....	28
3.1. Elastik Temas Modeli.....	28
3.1.1. Temas açısı.....	28
3.1.2. Eğrilik ve bağıl eğrilik.....	30
3.1.3. Ezilmeler.....	32
3.1.4. Yük-ezilme ilişkisi ve temas katılığının hesaplanması	33
3.1.5. Ön yükleme	35
3.1.6. Ezilmelerin hesaplanması.....	36
3.1.7. Toplam temas kuvvetlerinin bulunması	41
3.2. Rulmanlarla Yataklanmış Şaft Modeli ve Hareket Denklemi.....	44
3.3. Hareket Denklemlerinin Çözümü ve Sonuçlar	49

	Sayfa
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	50
5. ŞAFT-RULMAN SİSTEMİ TİTREŞİM FREKANSLARI	55
5.1. Sistem Yapısal Frekansları	55
5.1.1. Doğal frekans	55
5.1.2. Rulman kinematiği	56
5.1.3. Bilya Geçiş Frekansı	59
5.2. Hata Frekansları	61
5.2.1. Bölgesel hatalar	61
5.2.2. Dağınık hatalar	65
6. TİTREŞİM ANALİZİ İLE HATA TESPİTİ	68
6.1. Zaman Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri	68
6.1.1. Titreşim genliği	68
6.1.2. Karelerin ortalamasının karekökü	69
6.1.3. Crest faktörü	69
6.1.4. Kurtosis	70
6.2. Frekans Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri	71
6.2.1. Spektrum analizi	71
6.3. Zaman/Frekans Analizi Teknikleri	72
6.3.1. Campell Diyagramı	73
6.3.2. Kısa Zaman Fourier Dönüşümü	74
6.3.3. Dalgacık (Wavelet) analizi	75
7. BULGULAR, YORUMLAR VE TARTIŞMA	79
7.1. Modelleme Bulguları, Yorumlar ve Tartışma	79
7.1.1. Doğal frekanslar	81

	Sayfa
7.1.2. Temas açısı	85
7.1.3. Bilya geçiş frekansı	85
7.1.4. Dış bilezik hatası	90
7.1.5. İç bilezik hatası	96
7.1.6. Yuvarlanma elemanı hatası	101
7.1.7. Bilya boyutu farklılığı	105
7.1.8. Dengesizlik	111
7.2. Deneysel Bulgular, Yorumlar ve Tartışma	115
7.2.1. Zaman tanım bölgesi analizleri	115
7.2.2. Frekans tanım bölgesi analizleri	120
7.2.3. Zaman/frekans tanım bölgesi analizleri	132
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	163
8.1. Doğal Frekanslar	163
8.2. Temas Açısı	164
8.3. Bilya Geçiş Titreşimleri	164
8.4. Dış Bilezik Hatası	164
8.5. İç Bilezik Hatası	165
8.6. Yuvarlanma Elemanı Hatası	165
8.7. Bilya Boyutu Farklılığı	166
8.8. Dengesizlik	166
8.9. Deneysel Çalışma	167
8.10. Daha Sonraki Çalışmalar İçin Öneriler	169
KAYNAKLAR	171
EKLER	184
ÖZGEÇMİŞ	191

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 7.1 Şaft boyutları	80
Çizelge 7.2 Rulman özellikleri ve boyutları	81

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Açısal temaslı rulman	1
Şekil 3.1. Bileziklerin yuvarlanma elemanlarıyla olan teması.....	29
Şekil 3.2. Cisimlerin temas geometrisi.	30
Şekil 3.3. Konveks ve konkav iki cismin temas geometrisi.....	32
Şekil 3.4. Yükleme öncesi yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapları.....	37
Şekil 3.5. Yükleme sonrası yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapları.....	38
Şekil 3.6. İç bilezikteki üç boyutlu hareket sonrası yuvarlanma yolu eğrilikleri.....	39
Şekil 3.7. Şaft açısal hareketlerinin etkisi.....	40
Şekil 3.8. Rulmanın doğrusal olmayan elastik modeli.....	42
Şekil 3.9. Rulman referans eksenleri.	43
Şekil 3.10.Şaft-rulman sisteminde oluşan kuvvetler.....	47
Şekil 3.11.Şaft merkezinin hareketinden kaynaklanan hızların vektörel gösterimi.....	48
Şekil 3.12. Yuvarlanma açıları ve eksen takımı	49
Şekil 4.1 Deney düzeneği şematik görüntüsü	53
Şekil 5.1. Rulman iç hızları	57
Şekil 5.2 Bilya ezilmesi ve rulman yük bölgesi ($m=8$, $P_{öy}=10$ N, $\omega_s=1000$ d/d).....	59
Şekil 5.3. Rulmanın değişik durumları.....	60
Şekil 5.4. Dış bilezik hatası.....	63
Şekil 5.5. İç bilezik hatası.....	64
Şekil 5.6. Yuvarlanma elemanı hatası.....	65
Şekil 5.7. Farklı boyuttaki yuvarlanma elemanı.....	66

Şekil	Sayfa
Şekil 5.8 Şafttaki dengesizlik ve oluşan kuvvetler	67
Şekil 6.1. Zaman tanım bölgesinde titreşim sinyali.	70
Şekil 6.2. Fourier dönüşümü a) zaman tanım bölgesi b) frekans tanım bölgesi	72
Şekil 6.3 Kısa Zaman Fourier Dönüşümü.	75
Şekil 6.4 Dalgacık a) Daubechies db9 dalgacığ b) ötelenmiş ve ölçeklenmiş birkaç dalgacık	76
Şekil 6.5. Zaman, frekans ve zaman/frekans tekniklerinin karşılaştırılması .	77
Şekil 7.1. Rulman Boyutları.....	80
Şekil 7.2. Bilya konumunun doğal frekanslara olan etkisi ($m=5, P_{\delta y}=10$ N). .	82
Şekil 7.3. Ön yüklemenin doğal frekanslara etkisi ($m=5$)	84
Şekil 7.4. Bilya sayısı ile doğal frekansların değişimi ($n=5000$ d/d, $P_{\delta y}=10$ N).	84
Şekil 7.5. Temas açısı ve bilya katığının bilya konumu ile değişimi.	85
Şekil 7.6. Şaft titreşimleri zamana göre değişimi ($n=3000$ d/d, $m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).....	86
Şekil 7.7. x eksen yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	87
Şekil 7.8. y eksen yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).....	88
Şekil 7.9. z eksen yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	88
Şekil 7.10. ϕ eksen yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P=10$ N).	89
Şekil 7.11. ψ yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).....	89
Şekil 7.12. Bilya sayısının BGF'na etkisi ($P_{\delta y}=10$ N).	90
Şekil 7.13. Dış bileziği hatalı rulmanın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$ d/d, $P_{\delta y}=10$ N).....	91

Şekil	Sayfa
Şekil 7.14. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin x ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	93
Şekil 7.15. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin y ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	94
Şekil 7.16. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin z ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	94
Şekil 7.17. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	95
Şekil 7.18. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	95
Şekil 7.19. İç bileziği hatalı rulmanın titreşimleri ($m=8, n=3000, P_{\delta y}=10$).	96
Şekil 7.20. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin x ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	97
Şekil 7.21. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin y ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	98
Şekil 7.22. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin z ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	99
Şekil 7.23. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	100
Şekil 7.24. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	100
Şekil 7.25. Bilya hatalı rulmanın titreşimleri ($m=8, n=3000, P_{\delta y}=10$).	102
Şekil 7.26. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin x ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	102
Şekil 7.27. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin y ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	103
Şekil 7.28. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin z ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	103
Şekil 7.29. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları $m=8, P_{\delta y}=10$ N).	104

Şekil	Sayfa
Şekil 7.30. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	104
Şekil 7.31. Bilyalardan biri $1 \mu m$ büyük rulmanın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$, $P_{\delta y}=10$).	106
Şekil 7.32. Şaft titreşimlerinin x ekseninde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu m$ büyük ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	107
Şekil 7.33. Şaft titreşimlerinin y ekseninde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu m$ büyük ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	108
Şekil 7.34. Şaft titreşimlerinin z ekseninde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu m$ büyük ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	109
Şekil 7.35. Şaft titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu m$ büyük ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	110
Şekil 7.36. Şaft titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu m$ büyük ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	110
Şekil 7.37. Dengesiz şaftın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$, $P_{\delta y}=10$).	111
Şekil 7.38 Dengesiz şaftın titreşimlerinin x ekseninde spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N)	113
Şekil 7.39. Dengesiz şaftın titreşimlerinin y ekseninde spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	113
Şekil 7.40. Dengesiz şaftın titreşimlerinin z ekseninde spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	114
Şekil 7.41. Dengesiz şaftın titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	114
Şekil 7.42 Dengesiz şaftın titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları ($m=8$, $P_{\delta y}=10$ N).	115
Şekil 7.43. Titreşim genliklerinin zamanla değişimi	116
Şekil 7.44. Titreşim genliklerinin KOK'nün zamanla değişimi.	118
Şekil 7.45 Titreşimlerin Crest faktörünün zamanla değişimi.	119
Şekil 7.46. Titreşimlerin kurtosis değerinin zamanla değişimi	120
Şekil 7.47. 1. kanal titreşim spektrumu (950. saat)	121

Şekil	Sayfa
Şekil 7.48. 2. kanal titreşim spektrumu (950. saat)	122
Şekil 7.49. 3. kanal titreşim spektrumu (950. saat)	122
Şekil 7.50. 4. kanal titreşim spektrumu (950. saat)	123
Şekil 7.51. 1. kanal Campell Diyagramı	124
Şekil 7.52. 2. kanal Campell Diyagramı	125
Şekil 7.53. 3. kanal Campell Diyagramı	125
Şekil 7.54. 4. kanal Campell Diyagramı	126
Şekil 7.55. 3. kanal titreşim spektrumu (981. saat)	127
Şekil 7.56 1. kanal titreşimleri spektrumlarının zamanla değişimi	128
Şekil 7.57 2. kanal titreşimleri spektrumlarının zamanla değişimi	129
Şekil 7.58 3. kanal titreşimleri spektrumlarının zamanla değişimi	129
Şekil 7.59 1. kanal titreşimleri 350 Hz-4 kHz bandındaki spektrumlarının zamanla değişimi	130
Şekil 7.60 1. kanal titreşimleri 4 kHz-12,5 kHz bandındaki spektrumlarının zamanla değişimi	131
Şekil 7.61 1. kanal titreşimleri yüksek frekans bandındaki güç spektral yoğunluklarının zamanla değişimi.....	132
Şekil 7.62 3. kanal titreşimleri KZFD (200. saat)	133
Şekil 7.63 3. kanal titreşimleri KZFD (950. saat)	134
Şekil 7.64 3. kanal titreşimleri KZFD (1400. saat)	135
Şekil 7.65 3. kanal titreşimleri KZFD (200. saat)	136
Şekil 7.66 3. kanal titreşimleri KZFD (950. saat)	137
Şekil 7.67 3. kanal titreşimleri KZFD (1400. saat)	137
Şekil 7.68 1. kanal titreşimleri SDD'lerinin rulman çalışma ömrü boyunca değişimi a) 200. saat, b) 950. saat, c) 1400. saat	140
Şekil 7.69. Ayırık dalgacık dönüşümünün frekans bantları	141

Şekil	Sayfa
Şekil 7.70 Sol rulmanın titreşimleri (3. kanal, 200. saat)	142
Şekil 7.71. Sol rulman titreşimlerinin ADD (3. kanal, 200. saat)	142
Şekil 7.72 Sol rulmanın titreşimleri (3. kanal, 950. saat)	143
Şekil 7.73 Sol rulman titreşimlerinin ADD (3. kanal, 950. saat)	143
Şekil 7.74 Sol rulmanın titreşimleri (3. kanal, 1400. saat)	144
Şekil 7.75 Sol rulman titreşimlerinin ADD (3. kanal, 1400. saat)	144
Şekil 7.76 ADD seviyelerinde genliğin zamanla değişimi	147
Şekil 7.77 ADD seviyelerinde KOK'nın zamanla değişimi	148
Şekil 7.78 ADD seviyelerinde Crest faktörünün zamanla değişimi	151
Şekil 7.79 ADD seviyelerinde kurtosisin zamanla değişimi	152
Şekil 7.80 D4 detayı spektrumu (200. saat)	153
Şekil 7.81 D5 detayı spektrumu (200. saat)	153
Şekil 7.82 D4 detayı spektrumu (950. saat)	154
Şekil 7.83 D5 detayı spektrumu (950. saat)	155
Şekil 7.84 D4 detayı spektrumu (1400. saat)	156
Şekil 7.85 D5 detayı spektrumu (1400. saat)	156
Şekil 7.86 D4 detayı spektrumu (981. saat)	157
Şekil 7.87 D5 detayı spektrumu (981. saat)	158

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1 Deney düzeneğinin genel görünüşü.....	50
Resim 4.2 Elastomerik bağlantı elemanları a) yatak tablası bağlantısı, b) masa-zemin bağlantısı	51
Resim 4.3 Şaft üzerindeki volan bağlantısı	52
Resim 7.1 Dış bilezik hatası (200x), a) sağ rulman, b), c) sol rulman	159
Resim 7.2 İç bilezik hatası a) sağ rulman (100x), b) sağ rulman (200x), c), d) sol rulman (100x).....	160
Resim 7.3 Bilya hatası (100x) a) sağ rulman, b) sol rulman.....	161

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
a	Dış kuvvet ile sol rulman arasındaki mesafe, m
a_1	Sol rulman ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, m
A	Yuvarlanma yolu merkezleri arası mesafe, m
b_1	Sağ rulman ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, m
B	Toplam eğrilik
c	Sönüm sabiti, Ns/m
d	Çap, m
d_b	Bilya çapı, m
d_i	İç bilezik yuvarlanma çapı, m
d_m	Ortalama çap, m
d_o	Dış bilezik yuvarlanma çapı, m
E	Young Modülü, N/m ²
f	Frekans, Hz
f_{bg}	Bilya geçiş frekansı, Hz
f_c	Kafes frekansı, Hz
f_n	Doğal frekans, Hz
$F(\rho)$	Eğrilik farkı, 1/m
F	Dış kuvvet, N
g	Yerçekimi ivmesi, m/s ²
I	Atalet momenti, m ⁴
K	Elastikiyet katsayısı, N/m ^{3/2}
K_i	İç bilezik/bilya teması elastikiyet katsayısı, N/m ^{3/2}
K_o	Dış bilezik/bilya teması elastikiyet katsayısı, N/m ^{3/2}
m	Yuvarlanma elemanı sayısı

Simgeler	Açıklama
M	Şaft kütlesi, kg
n	Şaft hızı, d/d
n_i	İç bilezik hızı, d/d
n_o	Dış bilezik hızı, d/d
r	Yarıçap, m
r_{gi}	İç bilezik yuvarlanma yarıçapı, m
r_{go}	Dış bilezik yuvarlanma yarıçapı, m
r_i	İç bilezik yarıçapı, m
r_o	Dış bilezik yarıçapı, m
r_m	Ortalama yarıçap, m
$P_{öy}$	Ön yükleme, N
t	Zaman, s
Δt	Zaman adımı, s
V	Hız, m/s
V_i	İç bilezik yuvarlanma yolu hızı, m/s
V_o	Dış bilezik yuvarlanma yolu hızı, m/s
V_c	Kafes hızı, m/s
W	Bilezikler ve bilya arasındaki toplam temas kuvveti, N
x, y, z	Şaft üzerindeki koordinatlar (bkz. Şekil 3.11) referans bilya üzerindeki koordinatlar (bkz. Şekil 3.9)
X, Y, Z	Sabit koordinatlar (bkz. Şekil 3.11)
$X_1, Y_1, Z_1, X'_1, Y'_1$	Ağırlık merkezi üzerindeki koordinatlar (bkz. Şekil 3.11)
Z'_1	Euler açılarını takip eden ara koordinat (bkz. Şekil 3.11)
α	Temas açısı, rad.
α_i	Anlık temas açısı, rad.
α_o	Yüksüz temas açısı, rad.
$\alpha_{öy}$	Ön yükleme sonrası temas açısı, rad.
δ	Temas ezilmesi, m
δ_i	i . bilyadaki anlık ezilme, m
$\Delta\delta$	Bilya boyutu farklılığı, m

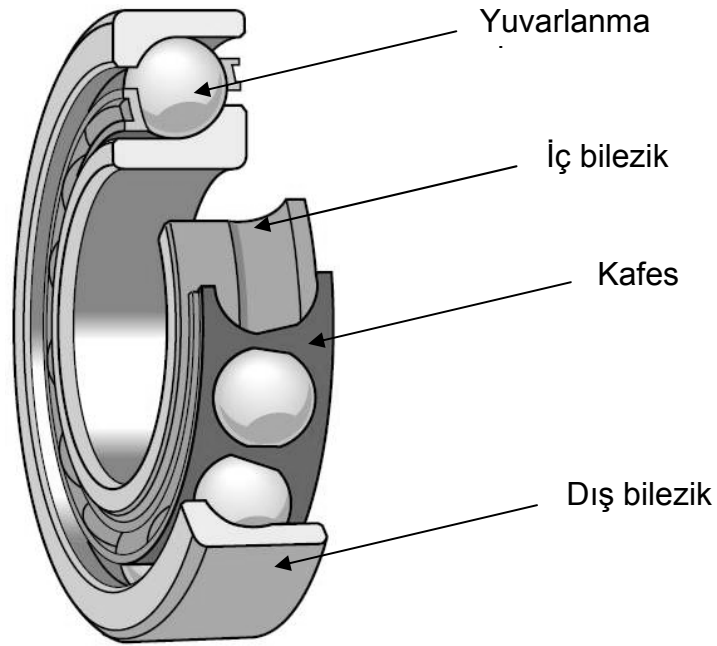
Simgeler	Açıklama
κ	Eliptik eksantriklik parametresi,
λ	Dalga boyu, m
ν	Poisson oranı
ϑ	Sabit ve hareketli eksenler arasındaki açı (bkz. Şekil 3.11) veya faz farkı
ϕ	Şaftın y eksenine göre yuvarlanma açısı, rad.
γ	Komşu iki bilya arasındaki açı (bkz. Şekil 3.9), rad.
ζ	Sönüm oranı
θ	Bilyaların açısal konumu, rad.
ρ	Eğrilik, 1/m
$\Sigma\rho$	Eğrilik toplamı, 1/m
ω	Şaft açısal hızı, rad/s
ω_b	Bilyanın kendi eksen etrafındaki açısal hızı, rad/s
ω_c	Kafes açısal hızı, rad/s
ω_i	İç bilezik açısal hızı, rad/s
ω_o	Dış bilezik açısal hızı, rad/s
ω_s	Bilya spin hızı, rad/s
ψ	Şaftın x eksenine göre yuvarlanma açısı, rad.
$\mathfrak{N}$	Birinci tip tam eliptik integral
$\mathfrak{I}$	İkinci tip tam eliptik integral
$\mathfrak{R}_i$	İç bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı, m
$\mathfrak{R}_o$	Dış bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı, m
0	Başlangıç değeri
b	Bilya ile ilgili
bg	Bilya geçiş frekansı
c	Kafesle ilgili
i	i . Bilya veya başlangıç değeriyle ilgili
n	Doğal frekansla ilgili
r	Radyal

Simgeler	Açıklama
x, y, z	Koordinat eksenleri
ω	Frekansa bağlı
$\cdot$	Zamana göre birinci türevle ilgili
$\cdot\cdot$	Zamana göre ikinci türevle ilgili

Kısaltmalar	Açıklama
ADD	Ayrık Dalgacık Dönüşümü
BGF	Bilya Geçiş Frekansı
BGT	Bilya Geçiş Titreşimleri
BHF	Bilya Hata Frekansı
D	Detay
HFD	Hızlı Fourier Dönüşümü
İBHF	İç Bilezik Hata Frekansı
KOK	Karelerin Ortalamasının Karekökü
KZFD	Kısa Zaman Fourier Dönüşümü
SD	Serbestlik Derecesi
SDD	Sürekli Dalgacık Dönüşümü
Y	Yaklaşık

1. GİRİŞ

Rulmanlar makinalarda dönel hareketleri sağlamak için kullanılan elemanlardır. Tasarım şekline göre radyal yüklerin yanı sıra aksel ve moment yüklerini de taşıyabilirler. Rulmanlar bu bileşik yükleri taşımak için genellikle iki bilezik, belirli sayıda yuvarlanma elemanı ve bu elemanları ayıran ve aralarındaki mesafeyi koruyan kafesten oluşmaktadır (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Açısal temaslı rulman

Kullanım yerine ve amacına göre rulmanlar değişik tasarımlara sahiptir. Açısal temaslı rulmanlar, radyal aksel ve moment yüklerinden oluşan bileşik kuvvetleri taşımak için yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasındaki temas belirli bir nominal açıda gerçekleşecek şekilde tasarlanırlar. Bu teması korumak ve kullanım yerine göre temas açısını değiştirmek için açısal temaslı rulmanların montajı sabit bir aksel ön yükleme ile yapılır. Ön yükleme sonucu oluşan temas açısı nominal temas açısından farklıdır. Ayrıca çalışma sırasında rulman üzerindeki yük dağılımından dolayı her bir yuvarlanma elemanı ile bilezikler arasındaki temas açısı da birbirinden farklıdır. Bu

sebeple açısal temaslı rulmanların dinamiği ön yükleme miktarına göre farklılıklar göstermektedir.

Rulmanların kaymalı yataklara alternatif olarak kullanılmasının en önemli sebebi sürtünme kayıplarının oldukça düşük olmasıdır. Bunun yanı sıra çeşitlilik, kolay yağlama ve bakım, bileşik yük taşıyabilme, dar eksenel uzunluklarda üretilebilme ve iyi düzenlenmiş uluslararası standartlara sahip olma gibi özellikleri de yaygın kullanımlarının sebeplerindendir. Diğer taraftan radyal uzunluklarının büyük olması, çalışma şartlarına göre ömürlerinin kısa olması, göreceli olarak daha fazla gürültü ve titreşime neden olmaları rulmanların istenmeyen karakteristik özellikleridir. Bu özellikler birbirleriyle bağlantılı olduğu için rulmanların çalışmasını etkileyen faktörlerin dikkatli bir biçimde incelenmesi servis ömürlerinin artırılmasını, gürültü ve titreşim seviyelerinin azaltılmasını sağlayabilir.

Açısal temaslı rulmanlarda küresel yuvarlanma elemanları kullanılmaktadır. Bu yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasındaki temas noktasal olarak oluşmaktadır ve yük altında oluşan ezilmekten dolayı bu temas noktalar etrafında eliptik bir alanda gerçekleşmektedir. Açısal temaslı rulmanda oluşan bu noktasal temasa Hertz tipi temas adı verilir ve yük ile yuvarlanma elemanı ezilmesi arasındaki ilişki doğrusal değildir. Dolayısıyla açısal temaslı rulmanların dinamik davranışı da doğrusal değildir.

Rulmanlarda yük, bilezikler ve yuvarlanma elemanlarındaki ezilmelerle taşınmaktadır. Dolayısıyla yükün kaç adet yuvarlanma elemanı tarafından taşındığı oldukça önemlidir, çünkü rulman yük taşırken aynı zamanda dönmektedir ve yüklenmiş bölgedeki yuvarlanma elemanı sayısı değişmektedir. Bu sebeple dönüşü sırasında rulmanın toplam katılığı periyodik olarak sürekli değişmektedir. Bu nedenle rulmanlar geometrik olarak kusursuz olsalar bile titreşim üretmektedirler ve bu titreşimler doğrusal olmayan bir karakteristik gösterirler.

Yuvarlanma elemanları kafesle birlikte sürekli döndükleri için bilezikler ile yuvarlanma elemanları arasındaki kuvvetler değişkendir. Değişken yükler altında rulmanı oluşturan parçaların malzemelerinde yorulmalar oluşur ve bu yorulmalar yuvarlanma yüzeylerinde bölgesel bozulmalar olarak ortaya çıkarlar. Yuvarlanma elemanları oluşan bu bölgesel hatalar üzerinden geçtiklerinde küçük darbeler üretirler ve bulundukları konum ve hatanın büyüklüğüne göre farklı karakteristik titreşimler üretirler. Bu karakteristik titreşimlerin frekansları ayrı ayrı tespit edilebilir.

Rulmanlarda yorulma sonucu karşılaşılan bölgesel hataların yanı sıra üretim veya montajdan oluşan hatalar da olabilir. Örneğin yuvarlanma elemanlarının boyutlarının farklı olması rulman içerisindeki ezilme bölgesinin şeklini değiştirebileceği gibi rulmanın montajı yapıldığı şafttaki dengesizlik sistemin dinamik davranışını oldukça etkiler, çünkü rulmanlarda yük ile ezilme arasındaki ilişki doğrusal değildir.

Makina tasarımı için rulmanların dinamik davranışlarının iyi bilinmesi hassas çalışan sistemlerin oluşturulmasına yardımcı olduğu gibi rulmanların, dolayısıyla da makinaların servis ömürlerini artırmakta ve bakım giderlerini de düşürmektedir. Son yıllarda uygulanmaya başlanan kestirimci bakım teknikleri ve gerçek zamanlı parametre izleme sistemleri, makinaların durum kontrolü için gürültü ve titreşimin etkili izleme parametreleri olduğunu ispatlamıştır. Bu nedenle çeşitli çalışma şartlarında rulmanların dinamik tepkilerinin iyi bilinmesi bu tür bakım stratejilerinin uygulama başarısını da artıracaktır.

Makinalarda üç çeşit bakım tekniği uygulanmaktadır. Bunlardan birincisi makina arıza yaptığı anda arızalanmış parçanın değiştirilmesi, ikincisi makina elemanlarının çalışma ömürleri parametrik formüllerle hesaplanarak bu ömrü tamamladıklarında değiştirilmesi yani periyodik bakım yapılması ve üçüncüsü ise titreşim, gürültü, yağ kalitesi, elektrik akımı gibi parametreleri takip ederek makina elemanlarındaki bozulmanın tahmin edilip gerektiğinde değiştirilmesi

şeklinde. Seri üretim yapan sistemlerde birinci tekniğin uygulanması imkânsızdır, çünkü hattın sürekli durmasına sebep olacaktır. Periyodik bakım yapılması seri üretim sisteminin belirli zamanlar dışında sürekli olarak çalışır durumda tutulmasını sağlamaktadır, fakat makina elemanları bazen hesaplanan çalışma ömründen önce bozulmakta bazen de değiştirilmiş parçaların daha uzun süre çalışma potansiyelleri olduğu görülmektedir. Dolayısıyla makina elemanlarının çalışma ömürlerinin kesin olarak hesaplanamamasından kaynaklanan periyodik bakım da ekonomik olarak yük getirmektedir. Seri üretim sistemlerinin sürekli olarak çalışır durumda tutulması ve aynı zamanda bakım maliyetlerinin en aza indirilmesi için son yıllarda kestirimci bakım veya makina durumunun takip edilmesi ismi verilen bakım tekniği uygulanmaktadır. Bu teknikte makina üzerinden ve/veya çevresinden titreşim, gürültü, sıcaklık, yağ kalitesi gibi parametrelerin takibi yapılarak arıza meydana gelebilecek parça tahmin edilmeye çalışılmaktadır. Rulmanlar gibi her bir bozulma durumunda farklı titreşimler üreten makina elemanlarının takibinde kestirimci bakım tekniğinin uygulanması iyi sonuçlar vermektedir.

Son çeyrek yüzyılda teknolojik alanda yaşanan hızlı gelişmeden dolayı algılayıcılar, bilgisayar sistemleri ve kullanılan algoritmalarda büyük bir ucuzlama ve çeşitlilik yaşanmaktadır. Bu sebeple kestirimci bakım tekniklerinin uygulanma sayısında hızla artmaktadır. Bu uygulamaların rulmanlardaki arızaların tespitinde istenilen başarıya ulaşabilmesi için rulmanların dinamiğinin çok iyi bilinmesi gereklidir. Ayrıca her bir hata durumunda karşılaşılan titreşimlerin de iyi incelenmesi gereklidir.

Bu çalışmada bir çift açısal temaslı rulmanla yataklanmış şaftın dinamik davranışını incelemek amacıyla radyal, aksenal ve yuvarlanma yönlerinde titreşimler yapan 5 serbestlik dereceli bir model oluşturulmuştur. Özellikle rulmanlardan kaynaklanan davranışın gözlenebilmesi ve modelin basitleştirilmesi için şaft rijit kabul edilmiştir. Elde edilen doğrusal olmayan hareket denklemlerinin çözümü için MATLAB yazılımı ile bir program

geliştirilmiştir. Geometrik olarak kusursuz rulmanın karakteristik titreşimlerini incelemek amacıyla geliştirilen bu program farklı ön yükleme, yuvarlanma elemanı sayısı, bilya konumu ve şaft dönüş hızlarında çalıştırılmış ve sonuçlar zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesinde gösterilmiştir.

Kestirimci bakım tekniklerini uygulamak için farklı hata durumlarına karşılık gelen oluşan titreşimlerin bilinmesi de gereklidir. Bu amaçla, elde edilen rulman modeline ve bilgisayar programına bölgesel hatalardan iç bilezik hatası, dış bilezik hatası ve yuvarlanma elemanı hatası ile dağınık hatalardan bilya boyutu farklılığı ve dengesizlik eklenmiştir. Her bir durumdaki titreşimleri inceleyebilmek için program belirli rulman parametrelerinde ve farklı şaft dönüş hızlarında çalıştırılmış ve sonuçlar yine zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesi için verilmiştir.

Elde edilen sonuçların ve kestirimci bakımda kullanılan analiz ve takip tekniklerinin uygulamadaki başarısını görebilmek için bir deney düzeneği de tasarlanmış ve düzenek belirli bir şaft devrinde çeşitli hatalar oluşana kadar çalıştırılmıştır. Deney düzeneğinin çalışması süresince önceden belirlenmiş dört ayrı noktada periyodik olarak titreşim ölçümleri alınmış ve ölçümler literatürde kullanılan zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesi teknikleri kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca titreşim analizleri sonucu tespit edilen hataların muayenesi için rulmanlar deney sonrası sökülmüş ve parçalarına ayrılarak mikroskop altında incelenmiştir.

Modelleme sonuçları, rulmanların kusursuz olsalar bile titreşim ürettiklerini ve bu titreşimlerin açısallı temaslı rulmanlarda ön yükleme ve bilya sayısı gibi parametrelere bağlı olduğunu göstermiştir. Ayrıca rulmanlarda kusur olması durumunda ortaya çıkan titreşimlerin belirli bir karakteristiğe sahip olduğu ve bu karakteristik titreşimler incelenerek rulmanların sağlık kontrolünün çalışma sırasında izlenebileceğini göstermiştir. Deneysel çalışma sonuçları da bunu doğrulamıştır ve kullanılan rulmanlarda oluşan hatalar titreşim analizleri ile tespit edilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Rulmanlarla ilgili çalışmalar tarihsel olarak oldukça eskilere dayanmasına rağmen bilimsel çalışmalara çoğu geçtiğimiz yüzyıl içerisinde yapılmıştır. Günümüzde de bu çalışmalar hız kesmeden devam edilmektedir. Özellikle İkinci Dünya Savaşı sırasında ve sonrasında artan ihtiyaç rulmanların kullanımını artırmış ve bu konudaki çalışmaları da hızlandırmıştır.

1950li yıllarda rulmanların tasarımı, yağlama ve malzeme özelliklerine ait sadece temel ifadeler ve yöntemler elde edilmişti. Araştırmacıların bir kısmı tasarım, yağlama ve aşınma konularına odaklanırken [1-2] bir kısmı da rulmanların dinamiği konusundaki ilk sistematik çalışmaları başlatmıştı [3-4]. Perret ve Meldau bilya geçişinden dolayı kusursuz rulmanda dahi titreşimlerin oluşacağını teorik olarak ispatlamalarına karşın şaftı kütlesiz kabul ettiklerinden çözümleri eksik kalmıştır [3-5]. Bu çalışmaların bir özeti SKF firmasının 50. kuruluş yılında yayınladığı raporda [6] verilmiştir. Raporda 1907 ile 1957 arasında rulmanlar konusunda yapılan çalışmalardan bahsedilmesine karşın, rulmanların titreşimleri ile ilgili problemlere yer verilmemiştir.

Rulmanlar bisikletten uçağa hemen hemen her alanda makinaların kritik parçaları haline geldiği için oldukça basit görünen bu makina elemanının karmaşık doğasını anlama ihtiyacı artmıştır. Doi [7] taşlama millerinde rulmanlı yatakları ve kaymalı yatakları karşılaştırmış, kaymalı yatakların düşük hızlarda rulmanlara göre daha üstün olduğunu, yüksek hızlarda ise rulmanların daha iyi sonuçlar verdiği sonucuna varmıştır. SKF tarafından yapılan çalışma da bu sonuçları desteklemektedir [8]. Dinamik karakteristiği yeterince anlayamadığı için rulmanlar daha fazla titreşim oluşturmakta ve şaftların tasarımını zorlaştırmaktadır. Bu konudaki bilgi eksikliği nedeniyle imalatçılar rulmanları yeterince rijit tasarlayıp, bu durumda küçük sönüm oranlarının bile birçok taşlama durumu için titreşim genliğini istenilen sınırlar

içinde tutacağını düşünmüşlerdir [9], fakat problem daha karmaşık olduğu için tam olarak başarıya ulaşamamışlardır.

1960'lı yıllarda rulmanlar konusundaki araştırmalar ivme kazanmıştır. Çeşitli kabuller yapılarak rulmanların titreşim karakteristikleri analitik olarak elde edilmeye çalışılmıştır. Bu konudaki en kapsamlı ve tatmin edici yayınlardan biri Gustafsson ve Tallian [10] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı titreşim ve gürültü seviyelerinin azaltılması için gemilerin güç ünitelerinde kullanılan büyük ve küçük boyutlu rulmanların titreşim ve gürültü oluşum karakteristiklerinin incelenmesiydi. Gustaffson ve Tallian geometrik olarak kusursuz rulmanların yanı sıra çeşitli hataları olan rulmanları da incelemiştir. Bu araştırmalar geometrik olarak kusursuz olsalar bile şaft-rulman sistemlerinin titreşim oluşturduğunu göstermiştir. Buna birincil sebep olarak ilk defa Perret ve Meldau tarafından fark edilen ve ispatlanan Bilya Geçiş Frekansını (BGF), ikinci olarak ta değişken yükten dolayı rulman dış bileziğinin eğilmesinin sebep olduğunu göstermişlerdir. Anılan çalışmada ayrıca BGF'nin harmonikleri de gözlemlenmiş ve bu harmoniklerin genliklerinin radyal yük, radyal boşluk, şaft dönüş hızı ve harmoniklerin mertebesine bağlı olduğu tespiti yapılmıştır, fakat bu harmoniklerin oluşumuna fiziksel bir açıklama getirilmemiştir.

1960'lı yılların sonunda rulmanların temel mekanik özellikleri konusundaki bilgiler oldukça artmıştır. Diğer taraftan güçlü bilgisayarlar olmadığı için oldukça basit rulman şekillerini matematiksel olarak analiz etmek zordu [11]. Bu çalışmalar için yapılan öneriler ya gerçeği yansıtmayacak kadar basit ya da rulmanların elastikiyeti ve sönümünü pratik olarak elde edemeyecek kadar karmaşıktı. Tamura ve Shimizu [12-13] bu konulardaki çalışmalarıyla şaft-rulman sistemlerindeki kararsızlığın incelenmesi yönünde bir kapı açmışlardır. Dönüş hızları, temas gerilmeleri ve yorulma konularında elde edilen bu ilk bilgilerin çoğunluğu Harris [14] tarafından bir araya, getirilip kitap olarak yayınlanmıştır.

1970'lerde rulmanlarla ilgili konular oldukça genişlemiştir. Harris [15] çalışmalarına devam ederken Gupta rulmanları modellemeye çalışmıştır. Gupta ve ark. [16-20] tarafından çıkarılan model silindirik koordinatlarda ve altı serbestlik derecesine sahiptir. Fakat bu modelde şaftın kütlesi değil de yuvarlanma elemanlarının kütlesi dikkate alındığı için çalışmalarını daha çok bilye ve bilye-kafes ilişkisinden oluşan titreşim üzerine yoğunlaştırmışlardır. Yamamoto ve ark. [21-26] rulmanlarla yataklanmış simetrik olmayan şaftların sebep olduğu kararsızlığı incelemişlerdir. Ayrıca rulman kaynaklı titreşimlerin alt ve üst harmonikleri de bu çalışmalarda irdelenmiştir [21-26].

BGF ve harmonikleri Gustafsson ve Tallian [10] tarafından gözlemlenmiş fakat fiziksel açıklaması yapılamamıştır. Bu açıklama Meyer ve ark. [27] tarafından yapılan çalışmada ortaya konmuştur. Meyer ve ark.'nın teorik çalışmasında bilyaların yay karakteristiği doğrusal olarak modellenmiş ve rulmanların kusursuz olsalar bile titreşim ürettikleri, bu titreşimlerin BGF ve bu frekansın üst harmoniklerinde gerçekleştiği gösterilmiştir. Elde edilen model ile BGF'nin üst harmoniklerinin genliklerindeki düşüş de hesaplanmıştır. Çalışmada ayrıca dağınık rulman hatalarının ürettiği titreşimler de teorik olarak incelenmiştir [27].

Gad ve ark. [28-30] rulmanların dinamik özelliklerini incelemek için şaftın kütlesini de içeren bir bilgisayar benzetimi kullanmışlar ve doğal frekans etrafındaki kararsız duruma işaret etmişlerdir. Igarashi ve ark. [31-33] rulmanlardaki bölgesel kusurların sebep olduğu titreşimi çalışırken, aynı zamanlarda McFadden ve Smith [34, 35] de bölgesel kusurun sebep olduğu titreşimi modellemişlerdir. Diğer taraftan Wardle [36-38] rulmanlardaki dağınık kusurların oluşturduğu titreşimi incelemiştir. Wardle [37-38] özellikle dalgalılık üzerinde durmuştur.

Rahnejat ve Gohar [39] yuvarlanma elemanları ve bilezikler arasındaki elastohidrodinamik yağ filmini incelemişlerdir. Matsubara [40] yüksek lisans çalışması olarak rulmanlarla yataklanmış elastik bir şaftın titreşimini incelemiş

ve daha sonra Matsubara ve ark. [41] aynı modeli hassas bir çalışma milinin incelenmesi için kullanmışlardır. Aini ve ark. [42] de rulmanlarla yataklanmış hassas bir şaftın titreşimini beş serbestlik dereceli olarak incelemişlerdir. Bu model aynı zamanda değişik yükleme kombinasyonlarının da incelenmesine olanak tanımaktadır. Aini ve ark. [43] daha sonra modellemede kullandıkları sistemi deneysel olarak da oluşturarak şaftın titreşim karakteristiklerini incelemişlerdir. Franco ve ark. [44] ise çeşitli kusurları olan radyal rulmanlarla yataklanmış rijit şaftın titreşimini, Aktürk ve ark. [45] de açısall temaslı rulmanlarla yataklanmış şaftın titreşimlerini incelemişlerdir.

Aktürk [46] doktora çalışması olarak açısall rulmanlarla yataklanmış rijit şaftın dinamiğini incelemiştir. Aktürk sistemi beş serbestlik dereceli olarak modellemiş ve sistemin karakteristik davranışlarını incelemiştir. Dış elastomerik sönümleme elemanlarını da sisteme dâhil ederek sistemin dinamiğinin nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Bunun için elastik malzemelerin malzeme özelliklerini kullanarak sönüm özelliklerini elde etmek için bir teknik önermiş ve halka şeklindeki elastomerik dış sönümleyicilerin aynı sistemin titreşimlerini nasıl sönümlediğini göstermiştir [47, 48].

Rulmanların oluşturduğu titreşimin modellenmesiyle ilgili bir seri çalışma da Lim ve Singh [49-53] tarafından yapılmıştır. Lim ve Singh [49-53] yayınladığı makalelerde rulmanlardaki titreşimin iletilmesindeki değişik etkileri incelemiş ve bazı matematik formülasyonlar çıkartmıştır. Chen ve ark. [54-55] nın araştırmaları ise açısall temaslı rulmanlarla yataklanmış yüksek dönüş hızlarına sahip şaftların sistem modelinin çıkarılması ve hareketli yükler altındaki dinamiğinin incelenmesi üzerinedir.

Rulmanlı sistemlerin dinamik davranışının daha detaylı incelenmesi için çeşitli çözüm yöntemleri önerilmiştir. Meeks ve Tran [56] çeşitli bilgisayar çözümleme yöntemleri ile rulmanların dinamik analizini gerçekleştirmiştir. Bu analizler kafes ve yuvarlanma elemanları arasında oluşan kuvvetlerin yanı sıra aşınma ömrü, yorulma ömrü ve yağlama etkilerini incelemek için de bir

araç olarak kullanılabilmekteydi. Houpert [57] ise kartezyen koordinatlarda rulmanlarda oluşan yüklemeleri ve karşılık gelen eksenlerdeki momentleri veren analitik bir ifade oluşturmuştur. Bu ifadeler sayesinde rulmandaki en yüksek yükleme ve yuvarlanma elemanı üzerindeki üç boyutlu yükleme durumu hesaplanabilmektedir.

Datta ve Farhang'da [58] rulmanı doğrusal olmayan bir modelle ifade etmişlerdir. Yazarlar elde ettikleri bu modeli kullanarak sistemin yüksüz ve yüklü durumdaki çalışmalarını büyük ve küçük rulmanlar için analiz etmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre rulman üzerinde radyal yönde bir yükleme yapıldığında titreşim frekanslarının düştüğü ve titreşim genliklerinin büyüdüğü gözlenmiştir. Aynı zamanda dönüş sırasında değişik yuvarlanma elemanları üzerinde yükleme olduğundan katılığın değiştiğini tespit edip bilya geçiş frekansını gözlemlenmiştir. Farklı büyüklükteki rulmanlarla yapılan benzetim sonuçları ise titreşimin karakteristiğinde bir değişiklik olmamasına rağmen atalet kuvvetleri sebebiyle titreşim genliklerinin büyüdüğünü göstermiştir. Datta ve Farhang [58] yaptığı bu çalışmada çalışma koşulları sabit tutularak sadece yükleme ve rulman büyüklüğünün etkileri gözlenmeye çalışılmıştır.

Rulmanlı sistemlerin çalışma parametreleri ve yapısal kusurlar da birçok yazar tarafından detaylı bir şekilde incelenmiştir. Hagiü ve Gafitanu [59] yüksek hızlarda çalışan açısallı temaslı rulmanların dinamiğı üzerine yaptığı çalışmada Hertz tipi temas deformasyonlarını ve yağ filmi sıkışmasını dinamik modele katarak deneysel ve teorik sonuçlarla uyuşan sonuçlar elde etmiştir. Lee ve Lee [60]'de rulmanlarla yataklanmış elastik bir şaftın eksen kaçıklığı olduğı durumlardaki davranışını incelemiştir. Eksen kaçıklığından dolayı rulmanın etkin moment katılığı arttığından dolayı sistemin doğal frekansındaki artış ve savrulma yörüngesinin çizgisel hale gelmesi teörinin yanı sıra deneysel olarak da doğrulanmıştır. Aktürk ve ark. [61] açısallı temaslı rulmanlarla yataklanmış şaft sisteminde yuvarlanma elemanı sayısı ve ön yüklemenin titreşime olan etkilerini incelemiştir. Sağlam rulmanlarda

titreşimlerin bilya geçiş frekansında meydana geldiğini ve bu titreşimlerin genliğinin, ön yükleme ile bilya sayısı doğru seçildiğinde önemli ölçüde düştüğünü göstermiştir. Rulmanlar doğrusal olmayan yük-ezilme karakteristiklerinin farklı bölgelerinde çalıştırıldığından şaft ve rulmanların titreşim karakteristiklerinde değişme olduğu da gözlemlenmiştir. Ön yüklemenin etkisi üzerine benzer bir çalışma Alfares ve Elsharkawy [62] tarafından bir taşlama tezgâhı beş serbestlik dereceli modellenerek gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma da ön yüklemenin seçiminin titreşim seviyeleri ve dolayısıyla yüzey pürüzlülüğü üzerinde ne kadar önemli olduğu gösterilmiştir. Aktürk [63] ayrıca kusursuz sistemin doğal frekansını etkileyen karakteristik parametreler üzerine de bir inceleme yapmıştır.

Dinamik modelleme ve bilgisayar simülasyonları sistemlerin titreşim karakteristiklerini tahmin etme ve düzgün çalışma koşullarını tespit etmede de kullanılmıştır. Yang ve Chen [64] yaptıkları çalışmada bilgisayarlarda kullanılan sabit disklerin çalışma şartlarına göre mod şekillerini ve rezonans durumunu incelemiş ve iki tipik çalışma modu için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu sonuçlar daha önce yapılan analitik ve deneysel sonuçlarla da uyumluluk göstermektedir.

Aini ve ark. [65] açışal temaslı rulmanlarla desteklenmiş bir şaft için daha önce oluşturdukları modeli elastohidrodinamik yağlama (EHY) etkisini de modelleyerek geliştirmişlerdir. Yazarlar EHY film sıkışmasının sönümünün fazla etkili olmadığını göstermişlerdir. Çalışmada bilya geçiş frekansı da gözlemlenmeye çalışılmış fakat hafif bir şaft ve büyük bir ön yükleme yapıldığından dolayı bu etki görülememiştir.

Yağlamanın rulmanların dinamiğine olan etkisi başka bilim adamları tarafından da çalışılmıştır. Wijnant ve ark. [66] yaptığı çalışmada yapısal elemanlar arasındaki ilişkiyi EHY'lı temas probleminin nümerik çözümüne dayandırarak doğrusal olmayan yay ve sönümleyici olarak tanımlamışlardır. Elde edilen model farklı yükleme ve çalışma hızları için çalıştırılmış ve

yağlamanın etkisi ile doğal frekanslardaki değişimler incelenmiştir. Çalışmada doğal frekanslardaki değişimin yük artışıyla yay ve sönüm sabitlerinin değişmesinden değil, temas açısındaki değişimden kaynaklandığı fikri hakim olmuştur. Yağlamanın etkisinin düşük yüklemelerde ve yüksek dönme hızlarında daha etkili olduğu gözlenmiş olmasına karşın shaft ağırlık merkezinin açısal yöndeki hareketinde fazlaca etkili olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla diğer sönüm kaynaklarının daha önemli olabileceği yazarlar tarafından belirtilmiştir. Itagaki ve ark. [67]'nin yaptığı çalışma ise rulmanların gres ile yağlanması konusunda özel bir çalışmadır. Bu çalışmada lityum (Li) ve sodyum (Na) bazlı greslerin üç ayrı gresin oluşturduğu normal olmayan titreşimler incelenmiş, bunların sebebi olarak negatif sönüm momenti ve bu momentin sıcaklıkla değişimi gösterilmiştir.

Rulmanlarla yataklanmış sistemler doğrusal olmayan özellikleri ile modellenemediği için çalışma parametrelerine ve yapısal hatalara verdiği cevaplar da farklı olmaktadır. Tiwari ve ark. [68]'nin incelemeleri rulmanlarla desteklenmiş dengesizliği olan bir shaftın doğrusal olmayan dinamik analizi üzerinedir. Yazarlar bu çalışma ile rulmandaki radyal boşluk ile kararsızlık ve kaos durumları arasında bir ilişki kurmaya çalışmışlardır. Ayrıca deneysel bir çalışma ile bilya geçiş frekansının etkisi ve radyal boşluktaki artışla doğrusal olmayan özelliklerin artışı göstermişlerdir. Liao ve Lin [69] özellikle yüksek dönüş hızlarında etkili olan yuvarlanma elemanlarındaki kaymanın kinematikini modelin içerisine katarak rulmanların eksenel ve radyal yük altındaki davranışını incelemiştir. Sonuçlar kayma şartının kafes hızı ve yükleme arasındaki ters ilişkiye bağlı olduğunu göstermektedir, yani yüksek kafes hızlarında kaymanın oluşmaması için daha çok yükleme yapılması gereklidir. Diğer taraftan shaft çapının düşürülmesinin temas açısı çok küçük olmadığı sürece kaymayı önleyebileceği de gösterilmiştir.

Harsha ve ark. [70]'nin yaptığı çalışma dönüş hızının rulmanların periyodik, periyodiksi (quasi-periyodik) ve kaotik davranışlarına olan etkileri üzerinedir. Bu makalede doğrusal olmayan cevabın kaotik davranışını göstermek için

radyal boşluğu ve yüzey dalgalılığı olan rulmana değişik kombinasyonlarda şaft dengesizliği ve eksen kaçıklığı ilave edilmiş, dönüş hızı ile birlikte titreşim karakteristiklerinin nasıl etkilendiği ortaya konmuştur. Belirli hızlarda oluşan kaotik davranışlar zaman tanım bölgesi, frekans tanım bölgesi ve Poincare haritaları ile gösterilmiştir.

Li ve Shin [71] yaptığı çalışmada özellikle yüksek hızlarda dönen ve açışal temaslı rulmanlarla yataklanmış şaft sistemlerinin dinamik davranışlarına ışık tutmaktadır. Çalışmada açışal temaslı rulmanların dinamiğinin yanı sıra şaftın termodinamik davranışı da modellenerek çalışma sırasında ön yükleme gibi kurulum parametrelerindeki değişikliklerin dinamik cevaba etkileri araştırılmıştır. Deneysel olarak da desteklenen bu çalışmada açışal temaslı rulmanların değişik (düz veya ters) yerleşim konfigürasyonları arasında sistemin doğal frekansının %20 kadar fark oluşabildiği gösterilmiştir.

Rulmanlı sistemlerin yapısal hatalarıyla birlikte modellenmesi ve çalışma parametrelerinin titreşime etkilerinin yanı sıra rulmanlarda oluşan bölgesel ve dağınık hataların karakteristik titreşimleri konusunda da literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Tandon ve Choudhury [72] rulmanlardaki bölgesel hataların oluşturduğu karakteristik titreşimleri incelemek için hata sonucu rulmandaki yük dağılımının değişimi veren analitik bir model oluşturmuştur. Çalışmada iç bilezik, yuvarlanma elemanı ve dış bilezik üzerinde oluşan bölgesel hataların oluşturduğu titreşim incelenmiş ve deneysel çalışma ile teorik çalışmanın başarılı uyumu gösterilmiştir. Brie [73]'nin çalışması da bu tip bir hatanın zaman-frekans karakteristiğini belirlemeye yöneliktir. Bu yöntem basitliğine karşın sistemin davranışını tam olarak veremediği için yazar rulmanı zamana göre değişen doğrusal bir sistem olarak tanımlamış ve nümerik simülasyonlarla çeşitli sonuçları göstermiştir. Bu sonuçlar literatürdeki diğer modellerle niteliksel ve niceliksel olarak uyum göstermektedir. Kiral ve Karagülle [74] hatalı rulmanın ürettiği titreşimlerin analizi için analitik yöntem yerine yük dağılımını sonlu elemanlar yöntemini kullanarak elde etmiş ve rulmandaki bölgesel hatanın modellenmesi amacıyla

bir yük modeli önermişlerdir. Yazarlar bu modeli kullanarak hatasız ve hatalı rulmanları karşılaştırmışlar ve çalışma parametrelerinin titreşim karakteristiğini nasıl değiştirdiğini de tespit etmişlerdir. Ayrıca yöntemin uygulama alanlarını göstermek amacıyla durum kontrolü yapmak için algılayıcıların konulabileceği optimum pozisyonların da bu yöntemle bulunabileceğini savunmuşlardır.

Rulmanlarda oluşan hatalar üzerine çeşitli sınıflandırmalar bulunmaktadır. Bu sınıflandırmalar üretim hataları, montaj hataları, rulmanların yerleştirildiği sistemlerden kaynaklı hatalar gibi sınıflandırılabilir. Bu tür hataların sınıflandırılacak şekilde rulmandaki dağılmış hatalar ve bölgesel hatalar olarak da sınıflandırılabilir. Bu tip hataların modellenmesi ve oluşturulan modellerle karakteristik titreşim cevaplarının elde edilmesi konusunda literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur. Hata modelleri daha çok önceden çıkartılmış dinamik rulman modellerine hatanın modelinin eklenmesiyle ortaya çıkarılmaktadır. Su ve ark. [75]'nin yaptığı çalışma dağınık hatalar olarak tanımlanabilecek yüzey bozukluklarının titreşim karakteristiği ile ilgilidir. Çalışmada yüzey pürüzlülüğü ve yüzey dalgalılığından kaynaklı titreşimlerin hatasız rulmanda olduğu gibi "*eşit aralıklı frekans dağılımı*"na sahip olduğu ve rulmanların durum kontrolünün yapılırken frekansların oluşmasının yanı sıra bunların değerlerine ve harmoniklerine de dikkat edilmesinin gerekli olduğu konusunda uyarılar bulunmaktadır.

Rulman modellerinin belirli bir olgunluğa gelmesiyle birlikte yüzey dalgalılığı konusunda çok sayıda çalışma yapılmıştır. Rulmanlarda dalgalılık türü hata en çok dış bilezikte gözlenmektedir ve Ono ve Okada [76] bir otomobilin güç miline bağlı rulman dış bileziğindeki hatayı modelleyerek analiz etmişlerdir. Modelde dalgalılık sayısı, radyal boşluk ve şafttaki dengesizliğin titreşime olan etkileri incelenmiştir. Analitik çalışmayı doğrulamak amacıyla modellenen sistemden oluşan bir test düzeneği kurulmuş ve elde edilen sonuçlar analitik model sonuçlarıyla iyi bir uyum göstermiştir. Aktürk [77]'te iç

bilezik, dış bilezik ve bilya dalgalılığı üzerinde çalışmış ve özellikle düşük dalga sayılarında baskın titreşimlerin dalga sayısı ile iç bilezik dönüş hızının çarpımı frekansında oluştuğunu göstermiştir. Tandon ve Choudhury [78]'nin çalışmalarında iç ve dış bilezikteki dalgalılığın yanı sıra ölçü dışı yuvarlanma elemanının etkisi de incelenmiştir. Oluşturulan teorik model ile her üç hatanın oluşturduğu frekans spektrumunu ortaya çıkarabilmektedir. Sonuçlara göre dış bilezikte dalgalılığın iç bileziktekine göre daha büyük genlikli titreşimler ürettiği görülmektedir. Ayrıca ölçü dışı yuvarlanma elemanı da frekans spektrumunda kafes frekansının katlarında önemli bileşenler oluşturmaktadır.

Jang ve Jeong [79] yaptığı ardışık çalışmalar ile dalgalılık türü kusurlara sahip rulmanlarla yataklanmış rijit şaftın modellemesini yapmış ve bu model üzerinden sistemin genel dinamik davranışını ve kararlılık durumunu incelemişlerdir. İlk çalışmada sistem beş serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Bu model iki veya daha fazla dalgalılık türü kusuru olan rulmanla yataklanmış şaftın yerdeğiştirmesinin yanı sıra açısız hareketini de verebilmektedir. Model ayrıca değişik türdeki dalgalılıkların oluşturduğu karakteristik titreşimleri ve doğrusal olmayan yük-deformasyon ilişkisinden kaynaklanan harmonik bileşenlerini de ifade edebilmektedir. İkinci çalışmada aynı model kullanılarak yuvarlanma elemanı dalgalılığının sistemin kararlılığını nasıl etkilediği incelenmiştir [80]. Araştırma dalgalılığın "*parametrik zorlamanın frekansı*" olarak anılan frekansta zamanla değişen elastikiyet katsayıları oluşturduğunu ve kararsızlığın doğal frekansın parametrik zorlama frekansının $i/2$ ($i=1,2,3,\dots$) katlarında meydana geldiğini göstermektedir. Yazarların bu konudaki üçüncü çalışması ise yuvarlanma elemanındaki dalgalılığın yanı sıra modele merkezci kuvvetleri ve jiroskopik momentleri eklemiştir [81]. Sonuçlar dalgalılık mertebesinin yuvarlanma elemanı sayısının katlarında (iZ) olduğunda yuvarlanma elemanı sayısının katlarından bir eksik veya bir fazla ($iZ\pm 1$) olduğu duruma göre daha küçük genliklerde titreşim oluştuğunu göstermektedir. Ayrıca dönüş hızının artması merkezci kuvvetleri ve jiroskopik momentleri artırdığından dalgalılık sebebiyle oluşan titreşimlerin bileşimi değişmektedir. Jang ve Jeong [82]

dördüncü çalışmalarında da merkezci kuvvetlerin ve jiroskopik momentlerin titreşimde ne kadar etkili olduğunu göstermişlerdir. Harsha ve Kankar [83] da dalgalılık türü hatanın ve yuvarlanma elemanı sayısının rijit şaftın kararlılığına etkisini incelemişlerdir. Yazarlar sistemin dinamik davranışını etkileyen en önemli parametrelerin yuvarlanma elemanı sayısı ve dalgalılık olduğunu belirtmişlerdir.

Sopanen ve Mikkola [84] sabit bilyalı rulmanları Hertz tipi temas kuvvetleri ve EHY filmi ile modellemişlerdir. Bu modele ayrıca dağınık ve bölgesel kusurları da ilave ederek çeşitli durumlar için karşılaştırmışlardır [85]. Model ticari olarak kullanılan bir elastik sistem çözümleme programına şaft ile yatak arasındaki ilişkiyi hesaplamak üzere entegre edilmiş ve değişik hata durumları için sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar da literatürdeki diğer sonuçlarla uyum içersindedir.

2.1. Rulman Hatalarının Tespit Edilmesine Yönelik Çalışmalar

Rulmanlarda oluşan hataların tespitine yönelik çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Özellikle bilgisayar ve titreşim ölçmede kullanılan algılayıcı ve koşullandırıcıların gelişmesi ve ucuzlamasıyla bu çalışmalar büyük ivme kazanmıştır. Bu bölümde uluslararası bazı önemli çalışmalardan bahsedilerek kullanılan teknikler ve bunların etkinliğinden incelenecektir.

Rulmanların çalışması sırasında karakteristik titreşimlere neden olduklarından bu titreşim sinyallerinin incelenmesi ve izlenmesi ile makinaların çalışabilirlik kontrollerinin yapılabileceği bilinen bir yöntemdir. Makinaların çalışabilirlik kontrolünün bu şekilde yapılarak bakım ve onarım masraflarının, dolayısıyla toplam maliyetin düşürülmesi sanayide yerleşmeye başlamış bir uygulamadır [86-90]. Bu uygulamada iki önemli aşama bulunmaktadır: birincisi hatanın tespitidir, ikincisi ise endüstriyel uygulamalar açısından daha önemli olan hatalı rulmanın ne zaman değiştirilmesinin gerektiğidir [91]. Erken değiştirilen rulman çalışabilir durumda olan bir

parçanın devre dışı bırakılmasına, geç değiştirilen bir rulman da makinenin durmasına sebep olacağından değiştirme zamanı belirlenmesi önemlidir. Her iki durum da firmaya maliyet getirmektedir.

Bilgisayar tekniklerinin ve kullanılan algoritmalarındaki gelişmelerle farklı zaman ve frekans bölgesi analizleri makinalardan alınan titreşim ölçümlerine uygulanmıştır. Rulmanlı sistemlerin oluşturduğu karakteristik davranışlar ve bunların sebepleri bilinmekte ve buna yönelik temel istatistiksel yöntemler uygulanmaktadır. Bu istatistiksel yöntemler titreşimin tepe genliklerinin, kurtosis ve crest faktör değerinin takip edilmesi ve spektral yöntemlerle rulmanlara ait karakteristik titreşim frekanslarının bulunması olarak özetlenebilir [14,90]. Bu temel tekniklerin uygulanması ve etkinliği çeşitli çalışmalarda tartışılmış [89-90] ve Tandon ve Chouldry [95] tarafından bir değerlendirmesi yapılmıştır. Bu çalışmada titreşim sinyallerinin değerlendirilmesi esas itibarıyla iki başlık altında toplanmıştır: zaman tanım bölgesi analizleri ve frekans tanım bölgesi analizleri. Uygulanan teknikler ayrıca deneysel çalışmalar ve model tabanlı çalışmaları olarak da karşılaştırılmış ve geniş bir literatür taramasıyla da desteklenmiştir.

Rulmanlar çok farklı uygulama alanlarına sahip oldukları için her durumda çalışabilen ve güvenilir sonuçlar veren analiz teknikleri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Yan ve Shimogo [96] karakteristik frekansların belirlenmesi için Haar tipi dalgacık dönüşümü kullanmışlar ve bu tekniğin frekansların tespitinde Hızlı Fourier Dönüşümüne (HFD) göre daha iyi sonuçlar verdiğini savunmuşlardır. Ma ve Li [97] ise bölgesel hataların karakteristik frekansların tespiti için bir hipotez testi uygulamışlardır. Hata sinyali ve normal sinyal varyansları birbirinden farklı sıfır ortalamalı Gauss bileşenleri oluşturacağından bu iki sinyal arasındaki geçiş frekansı tespit edildiğinde karakteristik frekans da tespit edilebilmektedir. Yazarlar bu tekniğin etkinliğini deneysel bir çalışma ile de göstermişler ve analiz için gerekli hesaplama miktarının az olmasından dolayı makinaların sürekli takibi için kullanılabileceğini savunmuşlardır.

Farklı rulman tiplerinin kendine has davranışları vardır. Su ve Lin [98] konik rulmanlarındaki hataların tespitine yönelik çalışmalarında McFadden ve Smith [34] tarafından geliştirilen bölgesel hata modelini ilerleterek elde edilen sonuçları deneysel verilere uygulamışlardır. Bu çalışmada ham titreşim verileri ve demodülasyonla işlenmiş titreşim verilerine spektral analiz uygulanmış ve demodülasyonun etkinliği gösterilmiştir. Logan ve Mathew [99]'un çalışmaları ise tamamen farklı bir yaklaşım içermektedir. Yazarlar sağlam ve bölgesel kusurlara sahip rulmanların ürettiği titreşim sinyallerinin kaotik açıdan incelendiğinde farklılık gösterdiğini ve bunu kantitatif bir kaotik durum ölçütü olan korelasyon boyutu ile tespit edilebileceğini belirtmişlerdir. İki kısma ayırdıkları çalışmanın ilk kısmında teoremin temel niteliklerini açıklamışlar ve deneysel verilere uygulamışlardır. İkinci kısımda ise deneysel çalışmanın detayları ve sonuçların iyileştirilmesi yoluna gitmişlerdir [100].

Hamzaoui ve ark. [100-102]'nin çalışmaları ise dönel makinalarda dengesizlik ve eksen kaçıklığının belirlenmesine yöneliktir. Çalışmanın ilk kısmında sistem matematiksel modeli elde edilmiş ve ikinci aşamasında elde edilen sonuçlar deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada hataların tespiti için hem titreşim, hem de akustik teknikler kullanılmıştır.

Hata oluşum aşamalarının bilinmesi ve rulmandaki hatanın tam olarak ne zaman rulmanı kullanılamayacak duruma getireceğini belirlemek maliyet açısından önemlidir. Zaman ilerledikçe rulmandaki hataların ilerlediği ve titreşim seviyelerinin de değiştiği bilinmektedir. Bu değişim takip edilerek rulmanın ömrü konusunda bir kestirimde bulunabilir. Li ve ark. [103] rulman durumunu belirlemek için adaptif bir teşhis yöntemi kullanmışlardır. Yazarlar daha sonra yaptıkları diğer bir çalışmada [104] deterministik hata oluşum modeli yerine stokastik olan hata oluşum modeli kullanmışlardır. Yazarlar bu yöntemin başarısını hem benzetim çalışmalarıyla, hem de deneysel çalışmayla göstermişlerdir. Rulmanın sağlık durumunu takip edebilmek için hatanın oluşumunu ve gelişme sürecini iyi bilmek gereklidir. Kotzalas ve

Harrison [105]'un çalışmaları hatanın ilerlemesi ve gelişmesinin sebepleri ile bu süreç boyunca titreşimlerin incelenmesi konusunda temel ve güncel bilgiler içermektedir. Bu çalışmada teorik rulman ömrü için yeni bir model de sunulmaktadır. Williams ve ark. [106]'nın çalışması ise rulmanın kullanıma ilk başladığı andan ömrünün sonuna kadar durumunun takibini içermektedir. Çalışmada tüm deney süresince titreşim ve akustik sensörlerden alınan verilere geleneksel zaman tanım bölgesi metotları uygulanmış ve kaydedilmiştir.

Rulmanlardaki hataların hatanın ilk oluşmaya başladığı zaman, yani erken teşhis edilmesi de bakım ve onarım faaliyetlerinin planlanması açısından önemlidir. Rulmanlarda hata ilk oluşum aşamalarında oldukça küçük değişimler oluşturacağından yüksek frekans bileşenlerine sahip titreşimler oluştururlar [107]. Titreşim sinyalindeki yüksek frekans bölgesinin incelenmesi rulmandaki hatanın erken teşhis edilmesinde kullanılan bir yöntemdir [108], fakat yüksek frekans bölgesinde çalışmak gürültü ve çözünürlük gibi sebeplerden dolayı zordur [109]. Karmaşık sinyaller içerisinde periyodik bileşenleri bulmak için “time-domain averaging” tekniği kullanılabilir. Bu teknikte titreşim sinyallerin her bir şaft devri için ortalaması alınır. McFadden ve Tooziy [110] bu tekniği hem şaft devri, hem de rulmanın kafes hızının şaft devrine göre olan bağıl hızını tespit edip ortalamalarını alarak iç bilezikteki hatalarında etkin bir şekilde tespit edilebildiğini göstermiştir. Hongxing ve ark. [111]'da bu zaman bölgesi ortalaması metodunu hesaplayan algoritmayı geliştirmişler ve sonuçların orijinal algorithmadan daha iyi olduğunu deneysel çalışmayla tespit etmişlerdir.

Rulmanlarda bilya ve bilezikler arasındaki temas Hertz tipi bir temas olduğu için doğrusal değildir [112]. Bu özelliği sebebiyle rulmanlı sistemlerin ürettiği titreşimler de doğrusal olmayan bir karakteristiktirler ve bu sinyallerin analizi doğrusal sistemlere göre daha karmaşıktır. Dolayısıyla rulman titreşimlerinin incelenmesinde doğrusal sistemlerde kullanılan tekniklerden farklı, doğrusal olmayan metotlar kullanılması fayda sağlar [113]. Örneğin

titreşim sinyallerinin yüksek mertebeli spektral yöntemlerle incelenmesi doğrusal olmayan bileşenlerin tespitini kolaylaştırdığı için geleneksel spektral yöntemlere göre daha iyi sonuçlar vermektedir [114].

Rulmanların titreşim analizlerini yaparken standart istatistiksel metotların kullanılmasının yanı sıra çevrimsel (cyclic) istatistiklerin kullanılması daha açık sonuçlar verebilmektedir [115]. Bu analiz tekniği periyodik olarak değişen istatistiklerin modellenmesini kolaylaştırdığı gibi rulman sisteminin cevabında mevcut modülasyon mekanizmalarının ortaya çıkartılmasında da oldukça etkilidir [116-117].

Rulmanlı sistemlerin titreşim analizinde rulmanın dönüş hızı da önemlidir. Kullanılan tekniklerin çoğunluğu orta ve yüksek devirli rulmanlar için geliştirilmiştir ve yavaş dönen rulmanlarda etkinlikleri azalmaktadır. Örneğin titreşim sinyallerinin spektrumu alındığında düşük frekanslardaki çözünürlük düşük olduğundan dolayı rulmanlara ait karakteristik frekansların tespit edilmesi zorlaşmaktadır. Ayrıca bu bölgede sistemin ve üzerindeki bileşenlerin doğal frekanslarının da bulunması süreci daha da karmaşık hale getirmektedir. Bu nedenle yavaş dönen rulmanların durumunun belirlenmesi için değişik yöntemler kullanılmaktadır [118-120].

Rulmanlı sistemlerin durumlarının titreşim analiziyle doğru olarak belirlenmesi için yapılan titreşim ölçümlerinin mümkün olduğunca sağlıklı ve gürültü içeriğinin az olması gereklidir. Frekansların doğru biçimde tespit edilebilmesi için rulmanın bağlı olduğu şaftın hızının iyi bilinmesi gereklidir [121]. Hatta bazı metotların uygulanması için kafes hızlarının da tespiti gerekebilir [110]. Titreşim verilerinin anlamlı ve diğer makine elemanlarının titreşimlerinden mümkün olduğunca etkilenmeyecek bir şekilde toplanması önemlidir. Bu nedenle titreşim sensörünün yerleştirildiği yer de önem kazanmaktadır [122].

Son yıllarda kullanılan matematiksel algoritmalar, filtreleme teknikleri, matematiksel dönüşümler ve bilgisayar programlarındaki gelişimlerle çok

sayıda değişik teknik kullanılmaya başlanmıştır. Bu teknikler temel olarak titreşim verilerini bir ön işlemden geçirmek, geleneksel yöntemlerin etkinliğini artırmak, daha önce denenmemiş matematiksel dönüşümleri uygulamak gibi başlıklar altında toplanabilir [123-129]. Bütün bu gelişmiş hata belirleme teknikleri üzerinde çalışılmakla birlikte, bu teknikleri kullanarak hataları otomatik olarak bildiren hata ayıklama sistemleri üzerindeki çalışmalar da devam etmektedir [130].

2.2. Zaman/Frekans Tanım Bölgesi Analiz Yöntemleri

Son yıllarda bilgisayarlardaki hızlı gelişim kullanılan yazılım ve algoritmalara da yansımıştır. İşlemcilerin gücü daha çok verinin işlenebilmesine ve daha karışık algoritmalar kurulmasına imkân sağlamıştır. Böylece spektral yöntemlerin için kullanılan veri uzunlukları artmış ve daha yüksek çözünürlüklerde elde edilen grafiklerle daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Bu hızlı gelişme dinamik sinyallerin zaman/frekans tanım bölgesinde analizi için algoritmaların gelişmesini ve uygulanabilir hale gelmesini de sağlamıştır.

Dalgacık tekniği 1910 yılında Haar [131] tarafından ortaya atılmış ve fonkiyonların zaman/frekans tanım bölgesinde incelenmesi için kullanılmıştır. Fakat bu konunun ilgi çekmesi ve daha geniş kitleler tarafından kullanılması Daubechies [132-133]'in ortagonal dalgacık teorisini ortaya atması ile başlamıştır. Zaman/frekans tanım bölgesinde sinyallerin gösterilmesine olanak sağlayan bu yöntem birçok alanda kullanıldığı gibi özellikle gelişigüzel ve durağan olmayan titreşim sinyallerinin analizinde de iyi sonuçlar vermektedir. Bu yeni yöntem ve titreşim verilerine uygulanışı konusundaki temel bilgiler Newland [134-136] tarafından özetlenmiş ve pratik uygulamaları da Torrence ve Compo [137] tarafından bir çalışmayla gösterilmiştir.

Rulmanlardaki hasarların titreşimlerin dalgacık yöntemiyle analiz edilerek tespiti konusundaki ilk çalışmalardan biri Mori ve ark. [138] tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada deneysel yolla elde edilmiş titreşim verilerine

ayrık dalgacık dönüşümü uygulanmış ve dalgacık katsayılarındaki artış eğiliminin rulmanda hataların oluşmasıyla doğru orantılı olduğu görülmüştür. Li ve Ma [139] tarafından yapılan çalışmada ise sürekli dalgacık dönüşümü kullanılarak analizler yapılmıştır. Deney düzeneği üzerinden çeşitli çalışma parametreleri ayarlanarak alınan titreşim sinyalleri üzerinde yapılan analizlerde katsayıların eğilimi yerine belirli frekans bantlarındaki katsayıların artışı izlenmiş ve bu artışa göre rulmanın hangi bölgesinde hata olduğu da tespit edilmiştir. Bu çalışmadaki yöntem dalgacık dönüşümünün kısa-zamanlı Fourier transformuna göre üstünlüklerini göstermekle birlikte sürekli dalgacık dönüşümünü kullandığı için daha fazla işlemci zamanı gerektirdiği konusunda eleştirilmektedir, ayrıca yöntemin gerçek zamanlı takip için de uygun olmadığı, titreşim sinyalleri alındıktan sonra incelenmesi için daha uygun olduğu belirtilmektedir.

Rubini ve Meneghetti [140]'nin çalışması dalgacık metodunun rulmanlarda oluşan bölgesel hataları tespit etmedeki yeterliğinin sınırlarını araştırmaktadır. Çalışmada bir deney düzeneğindeki rulmanlar üzerinde çeşitli hatalar oluşturarak titreşim sinyalleri toplanmış ve bu sinyaller klasik spektral ve zarf analizi yöntemlerinin yanı sıra dalgacık dönüşümü yöntemiyle de incelenmiştir. Araştırmada rulmanlarla yataklanmış şaft üzerine uygulanan radyal yük az olduğu için spektral yöntemin hatayı çoğu durumda yeterli doğrulukta tespit edemediği, zarf analizi yönteminin ise hatanın gelişimi sürecinde oluşan düzleşmeden dolayı hassasiyeti kaybettiği buna karşın dalgacık dönüşümü yönteminin çok daha önce hatayı tespit edebildiği sonuçlarla gösterilmiştir.

Rulmanlı sistemlerin titreşim sinyallerini incelemedeki büyük problemlerden birisi de hata oluşumunun erken safhalarında sinyallerin gürültü bandı içerisine gömülmesi ve tespit edilememesidir. Sun ve Tang [141] bu problemin üstesinden gelerek hata sinyallerinin zamanda gösterdikleri şekli ortaya çıkarmak için dalgacık dönüşümünü kullanmışlardır. Çalışmada titreşim sinyallerine dalgacık dönüşümü uygulanmış ve dalgacık katsayılarına

belirli eşik değerleri uygulanarak ters dalgacık dönüşümüyle titreşim sinyali yeniden elde edilmiştir. Bu sinyaller gürültüden arındırılmış olduğundan hataların oluşturduğu darbeleri açıkça göstermekte ve bu sinyallere tekrar uygulanan klasik spektral yöntemler hataların daha kesin olarak incelenmesine imkân sağlamaktadır. Bu yöntemin otomatik hata tespiti için istenen özelliklere sahip olduğu da iddia edilmiştir [141].

Rulmanlarda oluşan bölgesel hatalar küçük şoklar oluşturduğundan bu karakteristik davranışın belirlenmesi de rulman hatalarının tespitini kolaylaştırır. Nikolaou ve Antoniadis [142] bu davranışı ortaya çıkarmak için dalgacık paketlerini kullanmışlardır. Bu metodu kullanırken de seçilmesi gereken kritik parametrelerini fiziksel sistemin parametrelerine göre seçecek bir yöntem geliştirerek otomatik olarak kullanılabilmesini sağlamışlardır. Yazarlar aynı karakteristiği ortaya çıkarmak için başka bir çalışmada [143] karmaşık Morlet dalgacıklarını da kullanmışlardır. Li ve ark. [144]'da elektromekanik sistemlerdeki hataların tespiti amacıyla dalgacık paketlerini kullanmışlardır, fakat bu yöntemi radyal yönde alınmış titreşim verileri yerine temassız bir ölçme metodu ile şaft üzerinden alınan burulma titreşimlerine uygulamışlar ve hataların tespitinde başarı sağlamışlardır.

Rulmanlarda oluşan *bölgesel* hatalar birden fazla konumda oluştuğunda tespiti ve ortaya çıkan titreşim sinyalinin yorumlanması zorlaşmaktadır. Dalgacık dönüşümü hatanın frekansı ile birlikte zaman tanım bölgesindeki yerini de verdiği için bu tip problemlerde avantaj sağlayabilmektedir. Prabhakar ve ark. [145]'nin yaptığı çalışmada hataların aralarındaki açı 180 derece olsa bile ayırık dalgacık dönüşümüyle tespit edilebildiği gösterilmiştir.

Dalgacık dönüşümleri yapıların doğrusal ve durağan olmayan karakteristiklerinin ortaya çıkartılmasında çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [146]. Uygulamalar sadece laboratuvar ortamında değil endüstriyel alanlarda da görülmektedir ve doğru uygulandığında oldukça tatmin edici sonuçlar vermektedir [147]. Şeker ve Ayaz [148] dalgacık analizi

ile elektrik motorlarındaki arktan dolayı rulmanlarda oluşan hataları ve yaşlanmayı takip etmiş ve değişik frekans bantlarındaki davranışı tespit etmişlerdir. Sheen ve Hung [149] da dalgacık tabanlı bir zarf fonksiyonu oluşturarak rulmanlardaki hataları alçak ve yüksek frekans bantlarında izlemişlerdir. Geliştirilen algoritma bir sayısal sinyal işleyici aracılığıyla arızayı gerçek zamanlı olarak takip etmek için kullanılmış ve titreşim sinyalinin zarfını çıkartmakta etkin bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir.

Dalgacık dönüşümleri rulmanlardaki hataların tespiti için doğrudan kullanılabildiği gibi yapay zeka veya uzman sistemler için ön işlem aracı olarak da kullanılabilmektedir. Lou ve Loparo [150] dalgacık dönüşümünü ivmeölçerlerden gelen sinyalleri işlemek ve bir sınıflandırıcı yapay sinir ağının özellik vektörlerini oluşturmada kullanmıştır. Dalgacık dönüşümlerinin makinaların durum kontrolü ve hata teşhislerinde kullanım uygulamaları Peng ve Chu [151] tarafından yayınlanan geniş bibliyografya bulunabilir. Bu konudaki çalışmalar tüm hızıyla devam etmekte ve zaman/frekans tanım bölgesinde analiz yapan diğer algoritmalar da rulmanlardaki hataların tespiti için kullanılmaktadır [152].

2.3. Yapay Zekâ Uygulamaları

Elektronik ve bilgisayar teknolojilerindeki hızlı gelişim rulmanlardaki hata tespiti için yapılan çalışmaların yönünü de oldukça değiştirmiştir. Algılayıcılardaki gelişmeler titreşim sinyallerinin daha üst frekanslarda alınmalarına imkân sağlarken işlemci performansı ve kapasitenin artımı yeni bilgisayar algoritmalarının da gelişimine dolayısıyla bilgisayarların daha etkin kullanımına sebep olmuştur. Liu ve ark. [153] radyal yönde ölçülmüş titreşim sinyallerini inceleyerek hata oluşumundan önce ve hatalı durumu gösterebilen bir uzman sistem geliştirmişlerdir. Bu program kurtosis gibi çeşitli zaman tanım bölgesi özelliklerinin yanı sıra bulanık mantıkla modelleme de yaparak hataları sınıflandırabilmektedir. Yazarlar muayene metotlarının başarısını da ölçmüşler ve bulanık mantık metodunun %100

oranında başarı ile hata tespitini yapabildiğini iddia etmektedirler. Yapay zekâ ile hata teşhisi konusundaki gelişmeler ve bulanık mantık uygulama stratejileri Frank ve Köppen-Seliger [154] tarafından özetlenmiş, hata teşhisinin kontrolünde analitik yöntemlerle birlikte önemli rol oynadığını belirtmiştir.

Yapay sinir ağları kullanılarak bölgesel hataların tespiti amacıyla yaptıkları çalışmada Subrahmanyam ve Sujatha [155] iki farklı algoritmaya yapay sinir ağı kullanmıştır. Çalışmada kullanılmak üzere bir deney düzeneği tasarlanmış ve öncelikle hatasız rulmanlar farklı çalışma parametrelerinde denenerek elde edilen titreşim sinyalleri yapay sinir ağının eğitilmesinde kullanılmıştır. Daha sonra hatalı rulmanlar deney düzeneğinde çalıştırılarak tasarlanmış yapay sinir ağı ile gözlemlenmiştir. Sonuçlara göre tasarlanan yapay zeka mevcut takip yöntemlerinin çoğundan daha iyi sonuçlar vererek %100 güvenilirlikte ayırım yapmıştır. Benzer bir çalışmada Li ve ark. [156] YSA'yı eğitmek için bir rulman modeli kullanmış ve bu YSA'yı yine bir deney düzeneğine bağlı hatalı rulmanları ayırt etmede kullanmışlardır. YSA eğitilirken titreşim sinyallerinin hem zaman tanım bölgesi özelliklerinden hem de spektral özelliklerinden faydalanılmış ve daha önceki çalışmada olduğu gibi oldukça yüksek bir oranda başarı sağlanmıştır. Samanta ve Al-Balushi [157] çalışması ise hataları sadece zaman tanım bölgesi özelliklerini kullanarak YSA'larla hata teşhisi yapmak üzerinedir. Titreşim sinyallerinin zaman tanım bölgesinde analizleri ağır işlemci yükü getirmediğinden tasarlanan YSA'nın eğitilmesinin oldukça kolay olduğu ve gerçek zamanlı uygulamalar için daha uygun olabileceği de yazarlar tarafından belirtilmiştir. Çalışmada sadece zaman tanım bölgesi analiz yöntemleri kullanılmasına rağmen YSA ayırımı büyük bir başarı ile gerçekleştirmiştir.

Rulmanlardaki hataların zeki sistemlerle tespiti için sadece zaman ve frekans tanım bölgesi özelliklerinin yanı sıra daha karmaşık yöntemlerde kullanılmıştır. Li ve ark. [158] rulmanların durum takibi için *bikohersen* analizine dayalı bir desen tanımlama tasarlamış ve deneysel bir çalışmayla

da yöntemin başarısını kanıtlamıştır. Bikoherense analizi sinyalin anlaşılabilir olması için mekanik rezonans özelliğine bağlı olmadığı için rulmanın yapısal rezonansları hakkında bilgiye gerek yoktur, bu da yöntemin her türlü rulmana uygulanabilirliğini sağlamaktadır. Ayrıca bu yöntemle rulmandaki hatanın konumu da tespit edilebilmektedir. Yang ve ark. [159] benzer bir yaklaşımla hataların tespiti için üçüncü mertbe spektral yöntemleri bir YSA'yı eğitmek için ön işleyici olarak kullanmışlardır. Sonuçlar özellikle toplam bispektrum kullanıldığında oldukça yüksek başarı oranına sahip olduğunu göstermektedir.

Son yıllarda hata tespiti için zaman-frekans dağılımlarının sıklıkla kullanılması zeki sistemlere de yansımıştır. Ypma ve ark. [160] pompa üzerinden alınan ölçümlerle rulmanlarda oluşan hataların tespiti amacıyla bir deney düzeneği oluşturup çeşitli eksenlerde titreşim sinyalleri toplamışlardır. Bu titreşim sinyalleri dalgacıklar kullanılarak ön işlemeden geçirildikten sonra tasarlanan bir YSA ile hata ayrımı yaptırılmıştır. Deneysel çalışma bu yöntemle değişik çalışma hızları için bile hataların fark edilebileceğini göstermiştir [161]. Paya ve ark. [162]'nin çalışması ise aynı yöntemi kullanmasına karşın daha geneldir ve bütün dönel parçalardaki hataları tespit etmeye yöneliktir. Bu çalışmada da dalgacıkların sinyalleri işlemede bir araç olarak kullanılması ve YSA ile sınıflandırma yapmanın oldukça iyi sonuçlar verdiği vurgulanmıştır.

Rulmanlı sistemler konusunda çok sayıda çalışma yapılmış olmasına rağmen bu sistemlerin dinamiğini tam olarak ifade edebilen bir model geliştirilememiştir. Kusursuz rulman için yapılan modellemelerden bazıları deneysel çalışmalarda karşılaşılan BGF'nin üst harmoniklerini ifade edememektedir. Hatta bazı modeller BGF'nı bile sadece ağır şaft yüklemeleri, yüksek ön yükleme değerleri ve düşük bilya sayısında verebilmektedir. Kusurlu rulmanlar için yapılan çalışmalarda oluşan karakteristik titreşimlerin frekansları tespit edilmiş ve temel titreşim frekansları deneysel çalışmalarda da gözlemlenmiştir, fakat kusurlu rulmanların düşük

şaft hızlarında bile göreceli olarak yüksek genlikli titreşimler üretmesi konusundaki yorumlar tatmin edici değildir. Özellikle hata frekanslarının üst harmonikleri ile sistemin doğal frekanslarının çakışması sırasında oluşan rezonans durumunu ifade eden teorik çalışmaların sayısı azdır.

Rulmanların titreşimleri ve rulman hatalarının titreşim ölçümlerinin analiziyle tespiti konusunda birçok sinyal analiz ve çözümleme tekniği kullanılmaktadır. Deneysel çalışmaların çoğunluğunda kullanılan yöntemin başarısında ve pratik uygulamalar sırasındaki üstünlüklerinden bahsedilmektedir. Fakat bu çalışmaların çoğunluğunda rulmandaki hatalar dışarıdan oluşturulmuş belirli hatalardır, ayrıca bu hatayı tespit edebilmek için diğer titreşim oluşturan kaynakların etkisi en aza indirilecek şekilde deney düzeneği tasarımları yapılmıştır. Dolayısıyla hatalar hem büyüklük hem de diğer titreşim sinyallerinden izole olduğu için tespiti kolaydır. Rulmanın çalışma ömrü süresince meydana gelen titreşimler ve bozulma sürecinin bu titreşimlere etkisi konusundaki çalışmalar oldukça azdır. Bu sebeple rulmanda bozulmanın oluşumu konusunda da yeterli bilgi bulunmamaktadır.

Literatürde rulmanlardaki hataların tespiti için çok sayıda sinyal analiz tekniği önerilmektedir. Bu tekniklerin birbirlerine göre bazı zayıf ve üstün yanları bulunmaktadır. Bazı çalışmalarda bu teknikler karşılaştırmalı olarak kullanılmış ve analizlerin nasıl uygulanması gerektiği tarif edilmiş olmasına karşın bu tekniklerin iç içe kullanıldığı çalışma sayısı, yapılan yoğun çalışmalar göz önüne alındığında, azdır.

3. RULMAN DİNAMİĞİ

Rulmanlarla yataklanmış sistemlerde yükün yuvarlanma elemanları üzerinden bilezikler arasındaki iletimi rulmanların dinamik davranışını ortaya çıkartmaktadır. Bu dinamik davranış rulmanların geometrisine, yuvarlanma elemanı sayısına, dönüş hızlarına ve sistem çalışma parametrelerine bağlıdır.

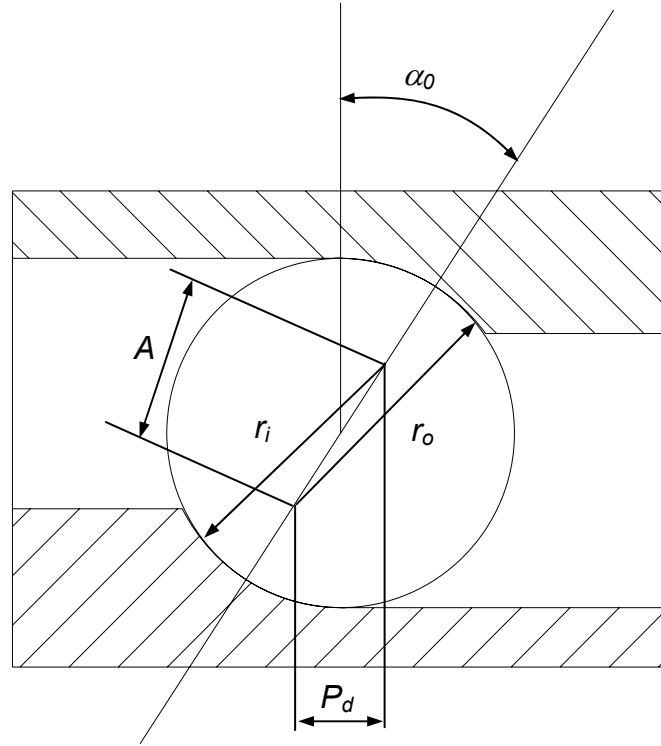
Rulmanda bilyalar ve bileziklerdeki ezilme ile yük arasındaki ilişki doğrusal değildir. Bu davranışın kaynağı eğrisel yüzeylerden dolayı oluşan Hertz tipi temas, oluşan EHY filmi ve temas açısındaki değişikliklerdir [72, 163-164]. Doğrusal olmayan sistemlerin davranışları doğrusal sistemler gibi incelenemez, yani süperpozisyon teknikleri geçerli değildir. Bu sebeple sistemin dinamik davranışını belirlemek için değişik çalışma parametrelerinde sistemin zaman çözümü elde edilerek sistemin dinamik davranışı belirlenir.

Doğrusal olmayan yük iletimi ilişkisini kurmak için rulmanın bilyelerinin iç ve dış bilezikle olan elastik davranışın bilinmesi gereklidir. Bu elastik davranışın yanı sıra yuvarlanma elemanının konumu ve temas açısındaki değişme sonucu rulmanın katılığında oluşan değişimin de incelenecek matematiksel modele katılması gereklidir. Rulmanın dinamik davranışı elde edildikten sonra rulmanlarla yataklanmış sistemin hareket denklemi elde edilebilir ve bu denklem nümerik yöntemlerle çözülebilir.

3.1. Elastik Temas Modeli

3.1.1. Temas açısı

Açısal temaslı rulmanlar radyal yüklerin yanı sıra eksenel yükler altında çalışmak için tasarlanmışlardır. Yüksüz rulmandaki boşluk ve yuvarlanma yolu eğriliği rulmanın serbest (nominal) temas açısını oluşturur (Şekil 3.1). Şekilde açısal temaslı bir rulmanın geometrisi ve temas açısı görülmektedir.



Şekil 3.1. Bileziklerin yuvarlanma elemanlarıyla olan teması.

Eğrilik merkezleri arasındaki mesafe (Bkz. Şekil 3.1)

$$A = r_o + r_i - d_b \quad (3.1)$$

Burada $r = f d_b$ olduğu dikkate alınarak;

$$A = (f_o + f_i - 1) d_b = B d_b \quad (3.2)$$

elde edilir. Burada $B = f_o + f_i - 1$ rulmanın toplam eğrili olarak adlandırılır [164]. Şekil 3.1'den serbest (nominal) temas açısı yuvarlanma elemanının bileziklere temas ettiği noktalardan geçen doğru ile rulman dönme eksenine dik düzlem arasındaki açı olduğu görülebilir. Serbest temas açısının değeri Eş. 3.3 veya Eş. 3.4 yardımıyla hesaplanabilir.

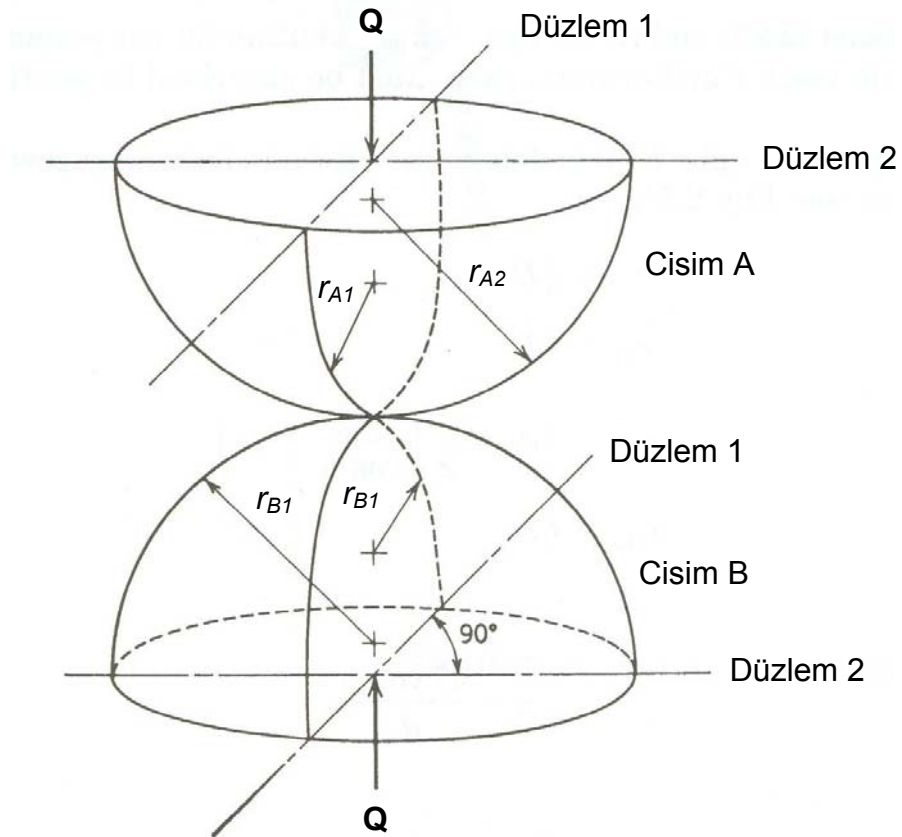
$$\cos \alpha_0 = \frac{\frac{1}{2}A - \frac{1}{4}P_d}{\frac{1}{2}A} \quad (3.3)$$

veya

$$\alpha_0 = \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_d}{2A} \right) \quad (3.4)$$

3.1.2. Eğrilik ve bağıl eğrilik

Değişik eğrilik yarıçaplarına sahip bir çift asal eksene sahip iki cismin yüksüz durumda oluşturduğu temas nokta temas olarak isimlendirilir ve bu tip temasın ortaya çıkardığı elastik problem Hertz tarafından çözümlenmiştir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Cisimlerin temas geometrisi [164].

Eğrilik yarıçapı r ile ifade edilecek olursa, eğrilik;

$$\rho = \frac{1}{r} \quad (3.5)$$

olarak tanımlanır. Eğrilik yarıçapı her zaman pozitif olmasına karşın eğrilik konveks yüzeyler için pozitif, konkav yüzeyler için negatiftir. Karşılıklı yüzeylerin temasını tanımlamak için aşağıdaki tanımlamalar yapılabilir [164]:

i. Eğrilik toplamı:

$$\sum \rho = \frac{1}{r_{A1}} + \frac{1}{r_{A2}} + \frac{1}{r_{B1}} + \frac{1}{r_{B2}} \quad (3.6)$$

ii. Eğrilik farkı:

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{A1} - \rho_{A2}) + (\rho_{B1} - \rho_{B2})}{\sum \rho} \quad (3.7)$$

Rulman için yuvarlanma elemanının sırasıyla iç ve dış bilezikle olan teması için eğrilik toplamı ve farkı (Bkz. Şekil 3.3):

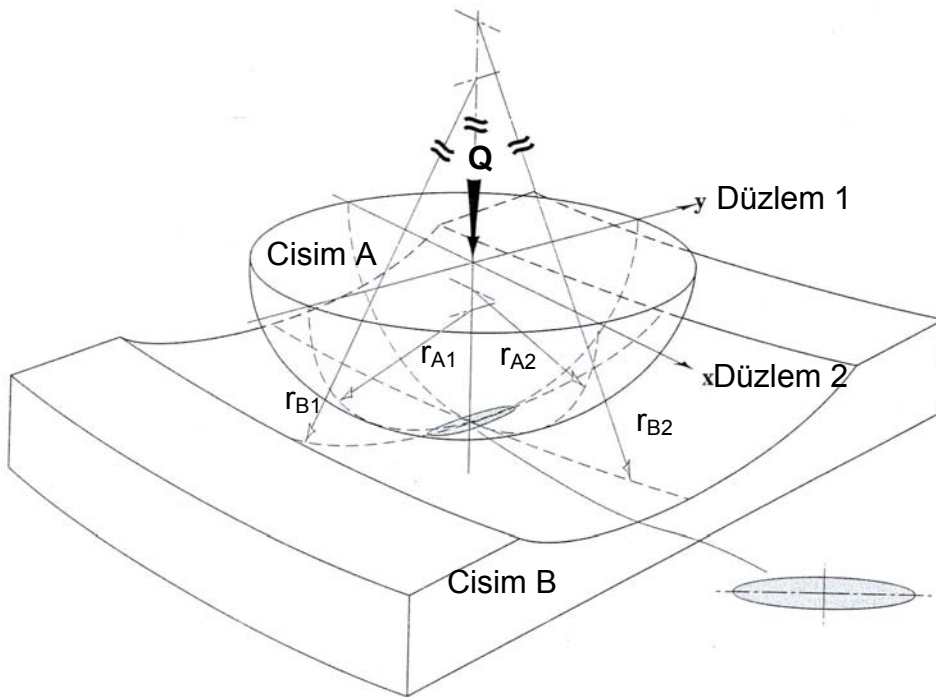
$$\sum \rho_i = \frac{4}{D} - \frac{1}{f_i D} + \frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right) \quad (3.8)$$

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) - \left(-\frac{1}{f_i D} \right)}{\sum \rho} = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}} \quad (3.9)$$

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right) \quad (3.10)$$

$$F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}} \quad (3.11)$$

Burada $\gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_m}$ dir ve eğrilik farkı $F(\rho)$ her zaman 0 ile 1 arasında bir değer alır.



Şekil 3.3. Konveks ve konkav iki cismin temas geometrisi [165].

3.1.3. Ezilmeler

Hertz türü bir temas için eğrilik farkı aynı zamanda aşağıdaki gibi eliptik parametrelerle ifade edilebilir [164]

$$F(\rho) = \frac{(\kappa^2 + 1)\mathfrak{I} - 2\aleph}{(\kappa^2 - 1)\mathfrak{I}} \quad (3.12)$$

Burada κ eliptik eksantriklik parametresi, $\aleph$ ve $\Im$ sırasıyla birinci ve ikinci tam eliptik integrallerdir. Eliptik eksantriklik parametresinin değerlerini kabul ederek karşılık gelen eğrilik farkı değerlerini hesaplamak ve κ ya karşı $F(\rho)$ değerlerini içeren bir tablo elde etmek mümkündür. Buradan da noktasal kuvvet ile deformasyon arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde bulunabilir [164].

$$\delta = \delta^* \left(\frac{3}{2} \frac{W}{\sum \rho} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right)^{\frac{2}{3}} \frac{\sum \rho}{2} \quad (3.13)$$

Burada δ^* boyutsuz elastik yerdeğiştirmelerdir ve Harris tarafından $F(\rho)$ fonksiyonu olarak verilmiş ve grafiklerle gösterilmiştir [164]. Bilgisayar çözümlerinde kolaylık olması için bu eğriler Aktürk tarafından tanımlanmış iki ardışık bölgede aşağıdaki şekilde eğrilere uydurmuştur [46].

$$\delta^* = \begin{cases} 0,99878 + 0,097536(F(\delta)) - 0,94627(F(\delta))^2 \\ + 1,6462(F(\delta))^3 - 1,2784(F(\delta))^4 & 0 \leq \delta^* < 0,89 \\ 397890 - 1205000(F(\delta)) + 1216500(F(\delta))^2 \\ - 409370(F(\delta))^3 & 0,89 \leq \delta^* \leq 1 \end{cases} \quad (3.14)$$

3.1.4. Yük-ezilme ilişkisi ve temas katılığının hesaplanması

Eş. 3.13'den bilye ile bilezik arasındaki noktasal temasta yük ile ezilme arasında bir ilişki olduğu görülmektedir. Bu ilişki

$$\delta \sim W^{\frac{2}{3}} \quad (3.15)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eş. 3.15 ters çevrilip eşitlik formuna getirilirse;

$$W = K \delta^{\frac{3}{2}} \quad (3.16)$$

şekline dönüşür [164]. Eş. 3.13, Eş. 3.16 formunda aynı malzeme çifti için yeniden yazılırsa;

$$W = \left[\frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\left(\frac{E}{1-\nu^2} \right)}{(\sum \rho)^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{1}{\delta^*} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \delta^{\frac{3}{2}} \quad (3.17)$$

elde edilir. Bu eşitliğin Eş. 3.16 ile olan benzerliği dikkate alındığında elastikiyet katsayısı

$$K = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\left(\frac{E}{1-\nu^2} \right)}{(\sum \rho)^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{1}{\delta^*} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.18)$$

olarak verilebilir [46]. Burada ν rulman malzemesinin Poission oranını ifade etmektedir.

Her bilye için hem iç hem de dış bilezikle olan temastan dolayı ezilme oluşmaktadır. Bir bilye için toplam ezilme;

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \quad (3.19)$$

ve dolayısıyla

$$K = \left[\frac{1}{(1/K_i)^{2/3} + (1/K_o)^{2/3}} \right]^{3/2} \quad (3.20)$$

olarak tanımlanabilir.

Bazı çalışmalarda hareket sırasında temas açısındaki değişim küçük olduğu için elastikiyet katsayısı sabit alınmış olmasına karşın Aktürk bu değişimin

bazı temas açıları için oldukça etkili olduğunu göstermiş ve çözümlerinde her zaman adımı için katılığı yeniden hesaplayan bir alt program geliştirmiştir [46]. Bu çalışmada da katılığın değişimi göz önüne alınmış ve her adımda değişen temas açısına göre yeniden hesaplanmıştır.

3.1.5. Ön yükleme

Rulmana eksnel bir yükleme yapıldığında her yuvarlanma elemanında eşit miktarda olmak üzere ezilme oluşur ve temas açısı büyür. Bu durumda Hertz tipi temas ilişkisinden (Eş. 3.12) rulmana uygulanan eksenel kuvvet;

$$P_{\delta y} = mK_i (\delta_0)^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_p) \quad (3.21)$$

burada δ_0 ön yükleme sonucu oluşan ezilmedir.

$$\delta_0 = Bd_b \left(\frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} - 1 \right) \quad (3.22)$$

Eş. 3.22, Eş. 3.21'de yerine konulacak olursa;

$$P_{\delta y} = mK_i \left[Bd_b \left(\frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} - 1 \right) \right]^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_p) \quad (3.23)$$

şeklinde elde edilir. Eş. 3.23'de ön yükleme açısının hem sinüsü hem de kosinüsü bulunmaktadır, dolayısıyla çözümü elde etmek için deneme-yanılma yöntemleri kullanmak gereklidir. Ön yükleme sonucunda eksenel yönde meydana gelen yerdeğiştirme;

$$z_0 = (Bd_b + \delta_0) \sin(\alpha_p) - Bd_b \sin(\alpha_0) \quad (3.24)$$

dir. Eş.3.22'den δ_0 yerine konulursa

$$z_0 = Bd_b \left(\frac{\sin(\alpha_p - \alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} \right) \quad (3.25)$$

3.1.6. Ezilmelerin hesaplanması

Rulman tarafından taşınan toplam yük her bir bilye tarafından taşınan yüklerin bileşkesidir. Bu sebeple her bir bilyedeki ezilme hesaplanarak bileşke kuvveti bulmakta kullanılmaktadır. Rulman üzerinde herhangi bir yük yok iken yuvarlanma yolu eğrilik merkezleri Şekil 3.4'de görüldüğü gibidir.

Şekil 3.1'den iç bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı

$$\mathfrak{R}_i = \frac{1}{2}d_m + \left(r_{gi} - \frac{d_b}{2} \right) \cos(\alpha_0) \quad (3.26)$$

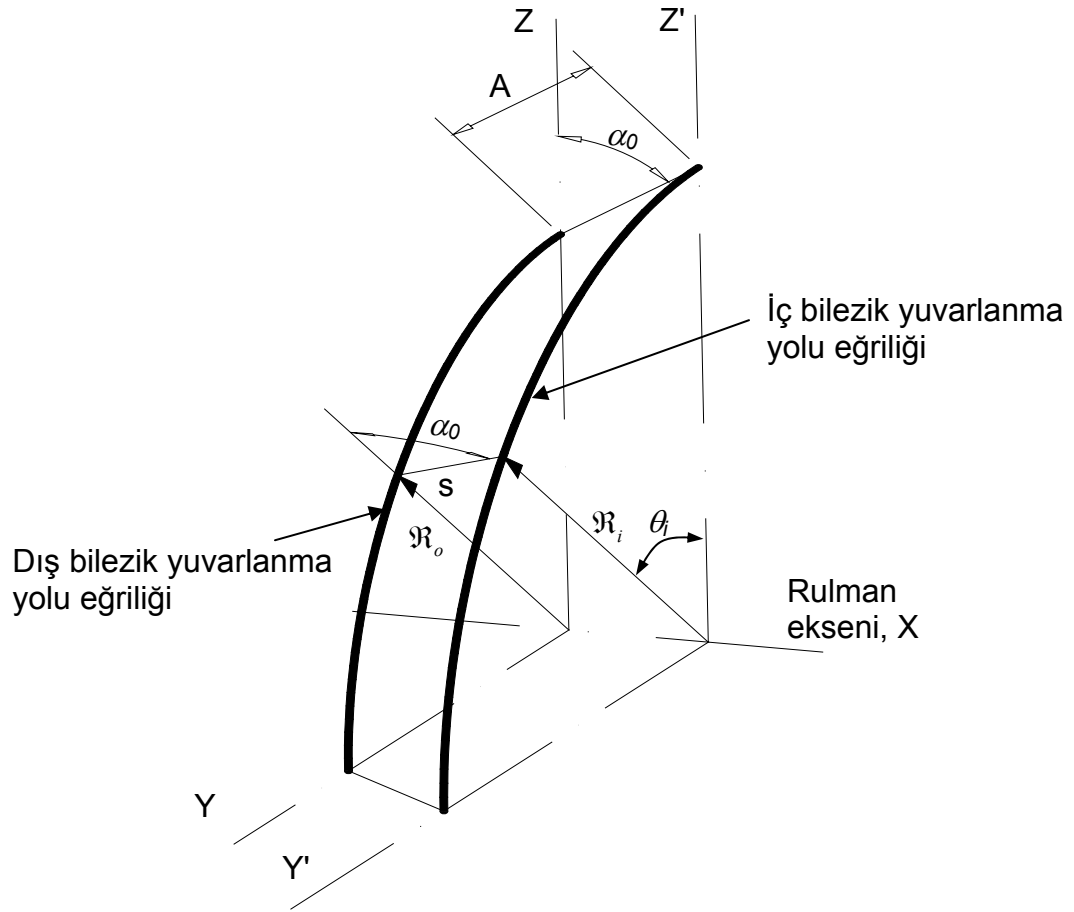
ile ifade edilebilir ve Şekil 3.4'den dış bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı

$$\mathfrak{R}_o = \mathfrak{R}_i - Bd_b \cos(\alpha_0) \quad (3.27)$$

Veya

$$\mathfrak{R}_o = \frac{d_m}{2} + \left(-r_{gi} + \frac{d_b}{2} \right) \cos(\alpha_0) \quad (3.28)$$

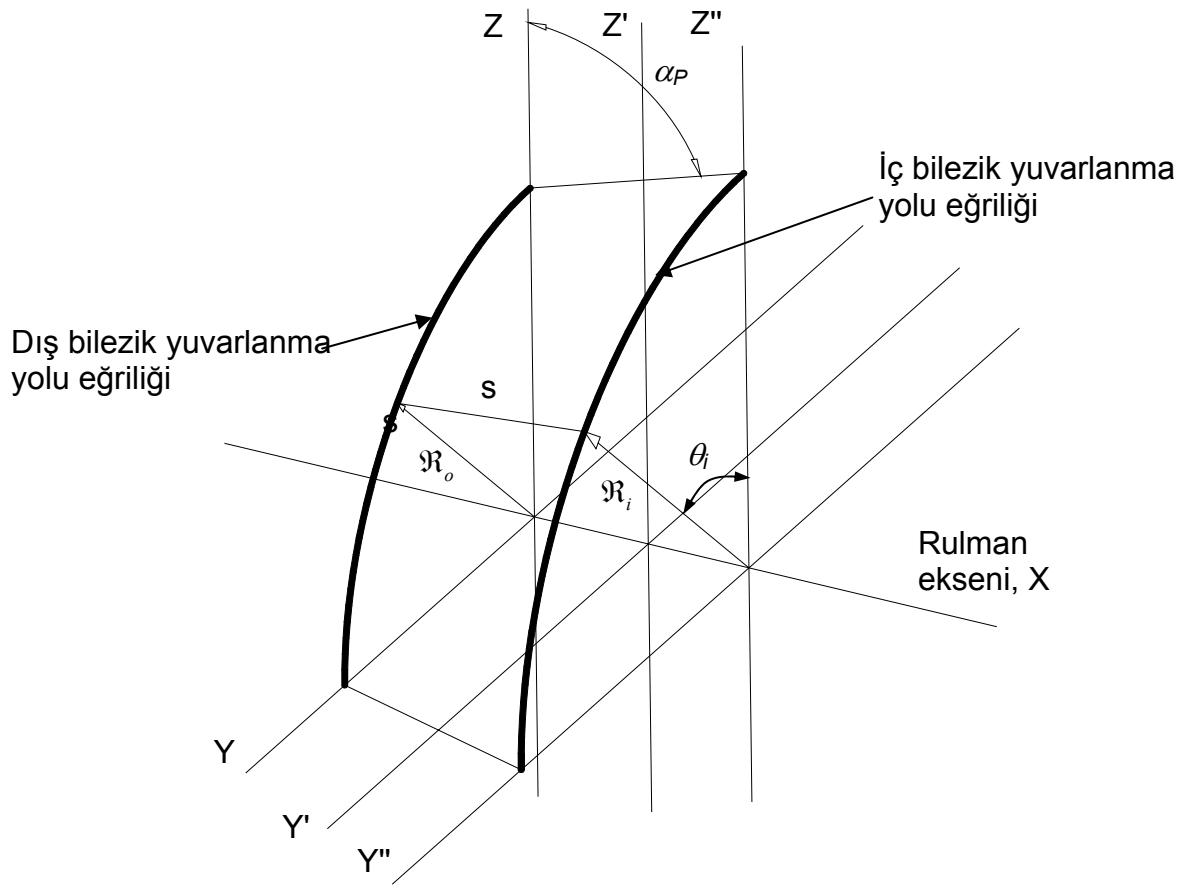
şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 3.4. Yükleme öncesi yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapları [164].

Eğer rulman dış bileziği sabit kabul edilirse yükleme sonucu iç bilezik hareket edecektir. Rulmana ön yükleme yapıldığında *i*. bilyede meydana gelen yerdeğiştirme ve ezilme Şekil 3.5 üzerinde gösterilmiştir. Şekil 3.5'den de görülebileceği gibi ön yüklemeli temas açısı

$$\alpha_p = \tan^{-1} \left(\frac{Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0}{Bd_b \cos(\alpha_0)} \right) \quad (3.29)$$



Şekil 3.5. Yükleme sonrası yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapları [164].

Ön yükleme uygulandıktan sonra şaft ağırlık merkezinin kartezyen koordinatlardaki hareketi bu eğriler ve eksen takımı hareket ettirilerek hesaplanabilir. x ve y eksenlerindeki yerdeğiştirmeler tek bir radyal yerdeğiştirme ile ifade edilebilir. Bu durumda i . bilyedeki radyal ezilme;

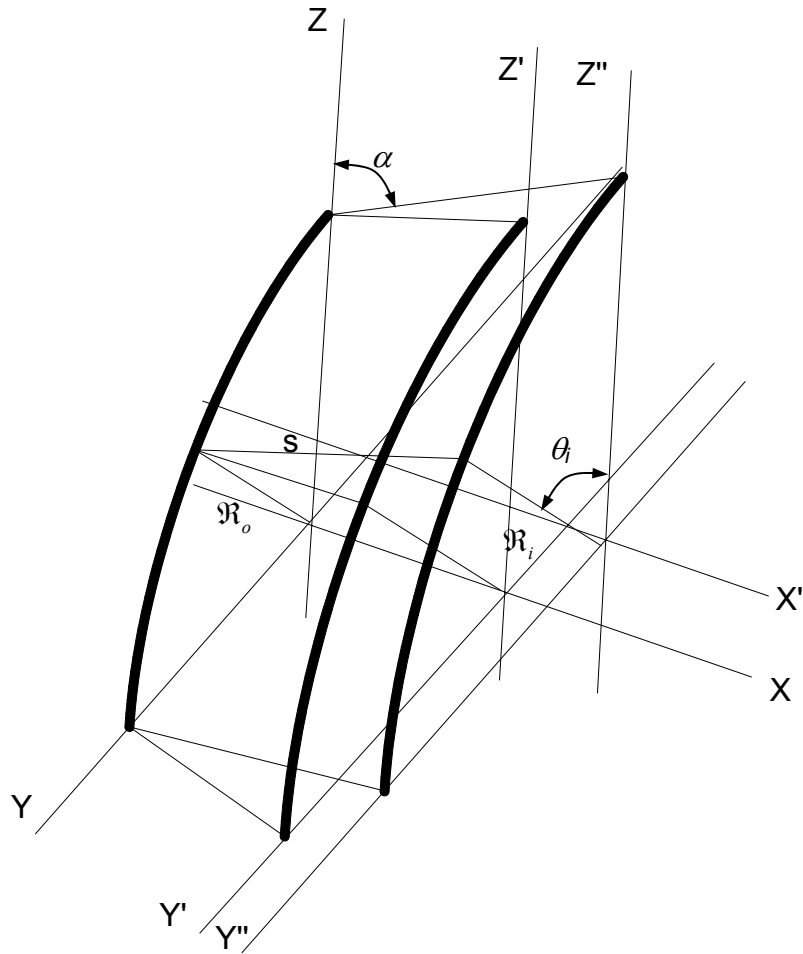
$$\delta_r = x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i) \quad (3.30)$$

Şekil 3.6'da ön yükleme sonrası iç bilezikteki üç boyutlu yerdeğiştirme sonucu iç ve dış bilezik yuvarlanma yolu eğrileri görülmektedir. Bu konumda ezilme;

$$\delta'_i = \left[(Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0 + z)^2 + (Bd_b \cos(\alpha_0) + \delta_r)^2 \right]^{\frac{1}{2}} - Bd_b \quad (3.31)$$

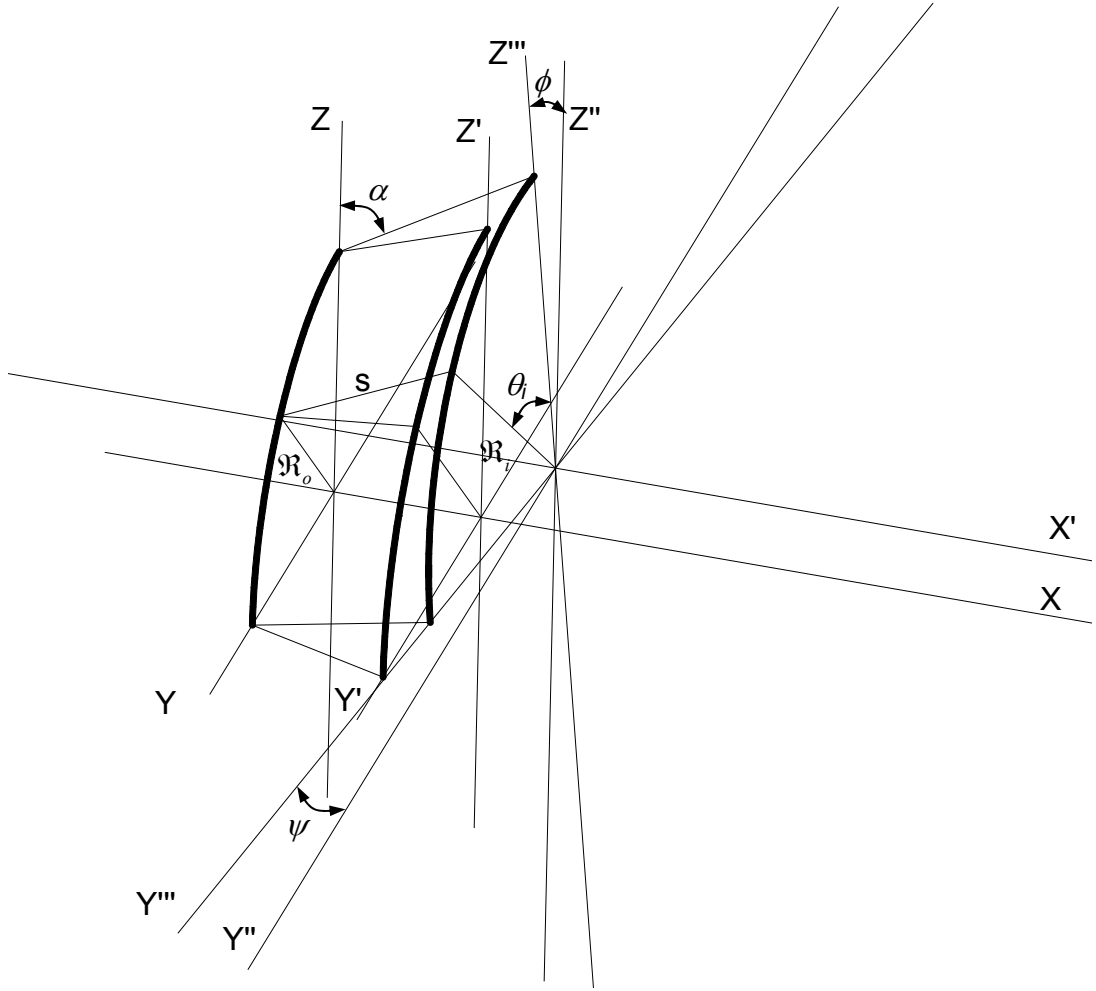
ve temas açısı

$$\alpha'_i = \tan^{-1} \left(\frac{Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0 + z}{Bd_b \cos(\alpha_0) + \delta_r} \right) \quad (3.32)$$



Şekil 3.6. İç bilezikteki üç boyutlu hareket sonrası yuvarlanma yolu eğrilikleri [164].

Şaftın ağırlık merkezine göre yaptığı iki yöndeki açısal hareketler sonucu meydana gelen ezilmeler ve temas açısındaki değişim elde edilebilir. Sol taraftaki rulman için bu ifadeler (Bkz. Şekil 3.7):



Şekil 3.7. Şaft açısai hareketlerinin etkisi [164].

$$(\delta_i)_L = \left[\begin{aligned} & \left(Bd_b \cos(\alpha_0) + x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i) + a_1(\phi_i) \cos(\theta_i) \right)^2 \\ & + a_1(\psi_i) \cos(\phi_i) \sin(\theta_i) \\ & - R(1 - \cos(\phi_i)) \cos(\theta_i) - R(1 - \cos(\psi_i)) \sin(\theta_i) \end{aligned} \right]^{\frac{1}{2}} - Bd_b \quad (3.33)$$

$$+ \left[\begin{aligned} & \left(Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0 - z + a_1(1 - \cos(\phi_i)) \cos(\theta_i) \right)^2 \\ & + a_1(1 - \cos(\psi_i)) \cos(\phi_i) \sin(\theta_i) \\ & + (\phi_i)R \cos(\theta_i) - (\psi_i)R \sin(\theta_i) \end{aligned} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$(\alpha_i)_L = \tan^{-1} \left[\frac{\begin{pmatrix} Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0 - z + a_1(1 - \cos(\phi_i))\cos(\theta_i) \\ + a_1(1 - \cos(\psi_i))\cos(\phi_i)\sin(\theta_i) \\ + (\phi_i)R\cos(\theta_i) - (\psi_i)R\sin(\theta_i) \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} Bd_b \cos(\alpha_0) + x\cos(\theta_i) + y\sin(\theta_i) + a_1(\phi_i)\cos(\theta_i) \\ + a_1(\psi_i)\cos(\phi_i)\sin(\theta_i) \\ - R(1 - \cos(\phi_i))\cos(\theta_i) - R(1 - \cos(\psi_i))\sin(\theta_i) \end{pmatrix}} \right] \quad (3.34)$$

ve sağ taraftaki rulman için;

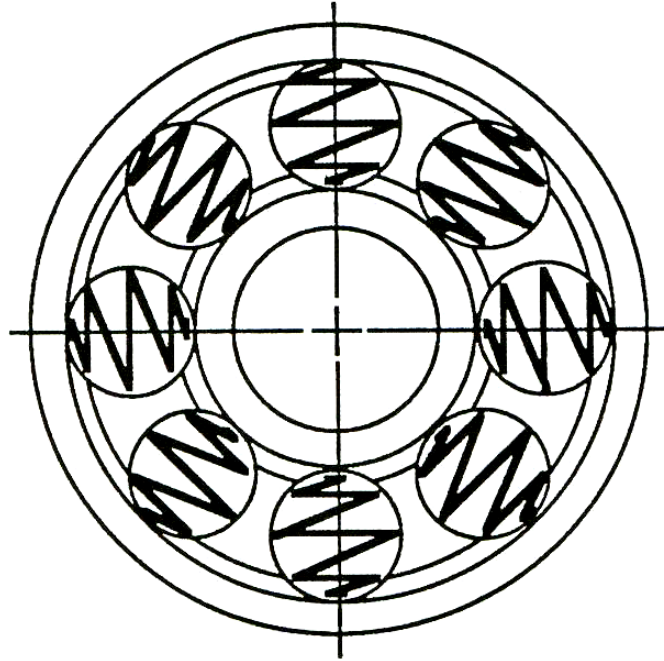
$$(\delta_i)_R = \left[\begin{pmatrix} \left(Bd_b \cos(\alpha_0) + x\cos(\theta_i) + y\sin(\theta_i) - b_1(\phi_i)\cos(\theta_i) \right)^2 \\ + b_1(\psi_i)\cos(\phi_i)\sin(\theta_i) \\ + R(1 - \cos(\phi_i))\cos(\theta_i) + R(1 - \cos(\psi_i))\sin(\theta_i) \end{pmatrix}^{\frac{1}{2}} \right] - Bd_b \quad (3.35)$$

$$+ \left[\begin{pmatrix} Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0 + z + b_1(1 - \cos(\phi_i))\cos(\theta_i) \\ + b_1(1 - \cos(\psi_i))\cos(\phi_i)\sin(\theta_i) \\ - (\phi_i)R\cos(\theta_i) + (\psi_i)R\sin(\theta_i) \end{pmatrix}^2 \right]$$

$$(\alpha_i)_R = \tan^{-1} \left[\frac{\begin{pmatrix} Bd_b \sin(\alpha_0) + z_0 + z + b_1(1 - \cos(\phi_i))\cos(\theta_i) \\ + b_1(1 - \cos(\psi_i))\cos(\phi_i)\sin(\theta_i) \\ - (\phi_i)R\cos(\theta_i) + (\psi_i)R\sin(\theta_i) \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} Bd_b \cos(\alpha_0) + x\cos(\theta_i) + y\sin(\theta_i) - b_1(\phi_i)\cos(\theta_i) \\ + b_1(\psi_i)\cos(\phi_i)\sin(\theta_i) \\ + R(1 - \cos(\phi_i))\cos(\theta_i) + R(1 - \cos(\psi_i))\sin(\theta_i) \end{pmatrix}} \right] \quad (3.36)$$

3.1.7. Toplam temas kuvvetlerinin bulunması

Bu çalışmada rulman yuvarlanma elemanları iç ve dış bilezik arasında bulunan kütsüz, doğrusal olmayan saf yaylar olarak kabul edilmektedir (Şekil 3.8). Rulmanda yük iletiminden kaynaklanan toplam kuvvet her bir bilyedeki kuvvetin bileşkesiyle bulunabilir. Her bir bilyede meydana gelen kuvvet ise önceki bölümde elde edilen ezilme bağıntılarıyla bulunabilir.



Şekil 3.8. Rulmanın doğrusal olmayan elastik modeli [46]

Rulman çalışırken sırasıyla bilyelerin konumları değiştiği için kuvvetin yönü de sürekli olarak değişmektedir. Çözüm için kolaylık sağlaması amacıyla rulman üzerinde Şekil 3.9 üzerinde görüldüğü gibi eksen takımları tanımlanmıştır. Burada (X,Y,Z) eksen takımı orijini rulman merkezinde olacak şekilde uzayda sabittir. (u,v,w) eksen takımı seçilmiş bir konumda kafesle hareket etmektedir. (x,y,z) eksen takımı ise bilyeler ile beraber dönmektedir. Bilyeler bilezikler arasında kafes ile birbirlerinden ayrıldığı için (x,y,z) eksen takımının dönme hızı kafes hızı olarak belirlenebilir. Bu eksen takımı kullanılarak i . bilyada oluşan kuvvet aşağıdaki bağıntıyla radyal ve eksenel bileşenlere ayrılabilir.

$$F_{x_i} = F_{r_i} \cos(\theta_i) \quad (3.37)$$

Ana eksen takımına göre herhangi bir bilyenin açısı

$$\theta_i = \vartheta + \omega_c t + i\gamma \quad (3.38)$$

$$W_{Y_i} = \sum_{i=1}^m W_{r_i} \sin(\vartheta + \omega_c t + i\gamma) \quad (3.44)$$

$$W_{Z_i} = \sum_{i=1}^m W_{a_i} \quad (3.45)$$

olarak elde edilebilir.

3.2. Rulmanlarla Yataklanmış Şaft Modeli ve Hareket Denklemi

İki ucundan açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış sistemin dinamik davranışı doğrusal olmayan diferansiyel denklemlerle ifade edilebilir. Modellenen sistem için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- i. Yuvarlanma elemanları ve bilezikler arasındaki sürtünme kuvveti ihmal edilmiştir, dolayısıyla Z ekseninde moment oluşmamaktadır.
- ii. Yuvarlanma elemanları kütsüz kabul edilmiştir.
- iii. Bilezikler yapısal olarak rijit kabul edilmiştir ve sadece lokal deformasyonlar meydana gelmektedir.
- iv. Deformasyonlar Hertz elastik teorisine uymaktadır.
- v. Yuvarlanma elemanları kafes sayesinde birbirinden eşit aralıklarla ayrılmışlardır.
- vi. Elastohidrodinamik yağlama ve diğer etkilerden kaynaklanan sönümler ihmal edilebilir seviyededir.
- vii. Dış bilezik rulman yatağına, iç bilezik şafta sıkı geçme ile bağlıdır ve bağlantılar arasında bağıl hareket yoktur.
- viii. Şaft titreşim modları etkisini ortadan kaldırmak için rijit kabul edilmiştir.
- ix. Her iki yöndeki yuvarlanma açıları (ϕ ve ψ) küçüktür.
- x. Her iki rulman da simetrik olarak yerleştirilmiştir. Diğer bir deyişle rulmanlar aynı fazda çalışmaktadır.

Bu kabuller doğrultusunda rulman-şaft sistemine Newton'un ikinci kanunu uygulanırsa beş serbestlik derecesi için hareket denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir (Şekil 3.10–3.12). Şaft sistemine yuvarlanma elemanlarındaki ezilmelerden dolayı oluşan iç kuvvetlerin yanı sıra şaftta uç noktadan etki eden dış kuvvetler de etki ettirilmiştir.

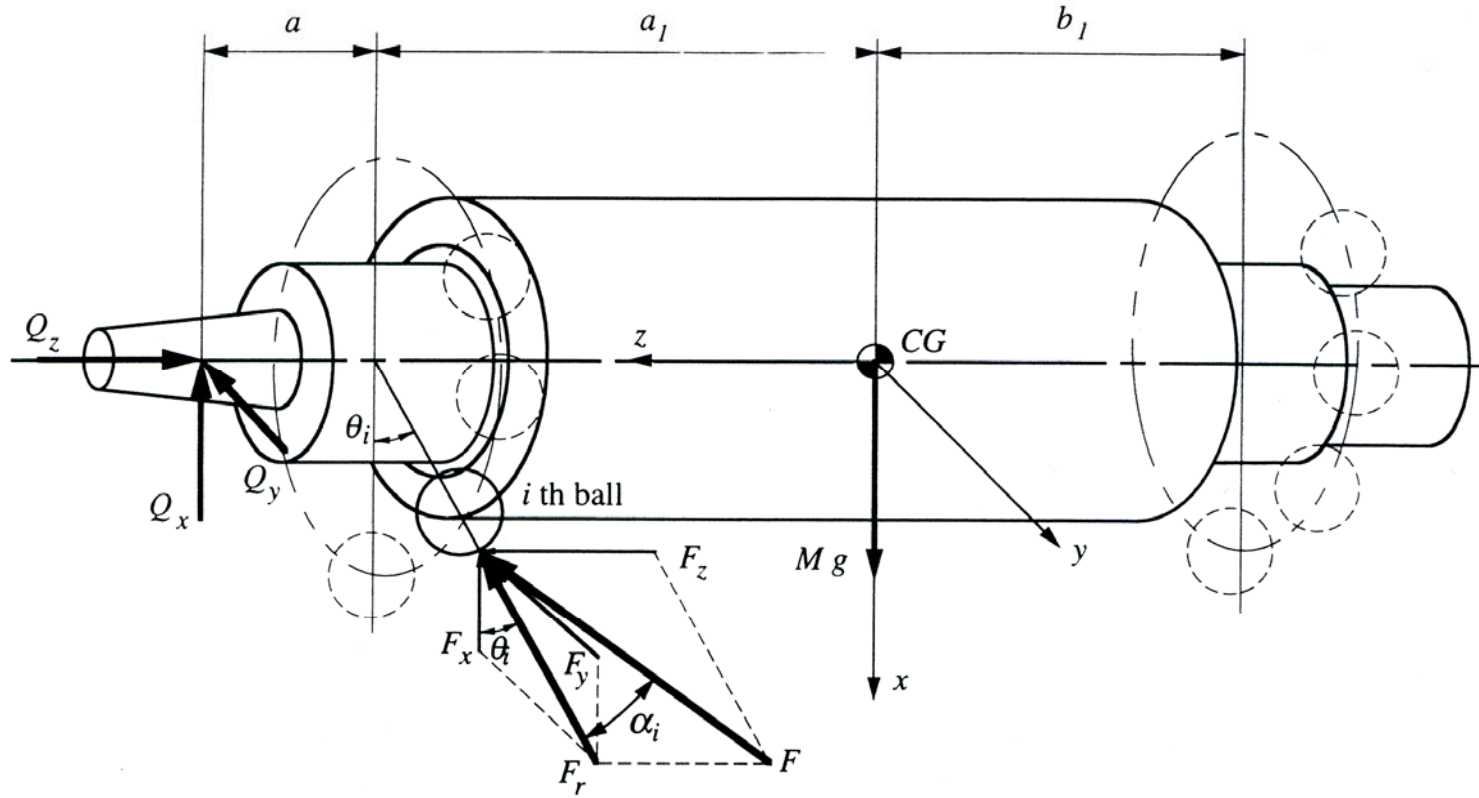
$$M\ddot{x} + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_L \cos(\theta_i)_L \right) + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_R \cos(\theta_i)_R \right) + Q_x - Mg = 0 \quad (3.46)$$

$$M\ddot{y} + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_L \sin(\theta_i)_L \right) + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_R \sin(\theta_i)_R \right) + Q_y = 0 \quad (3.47)$$

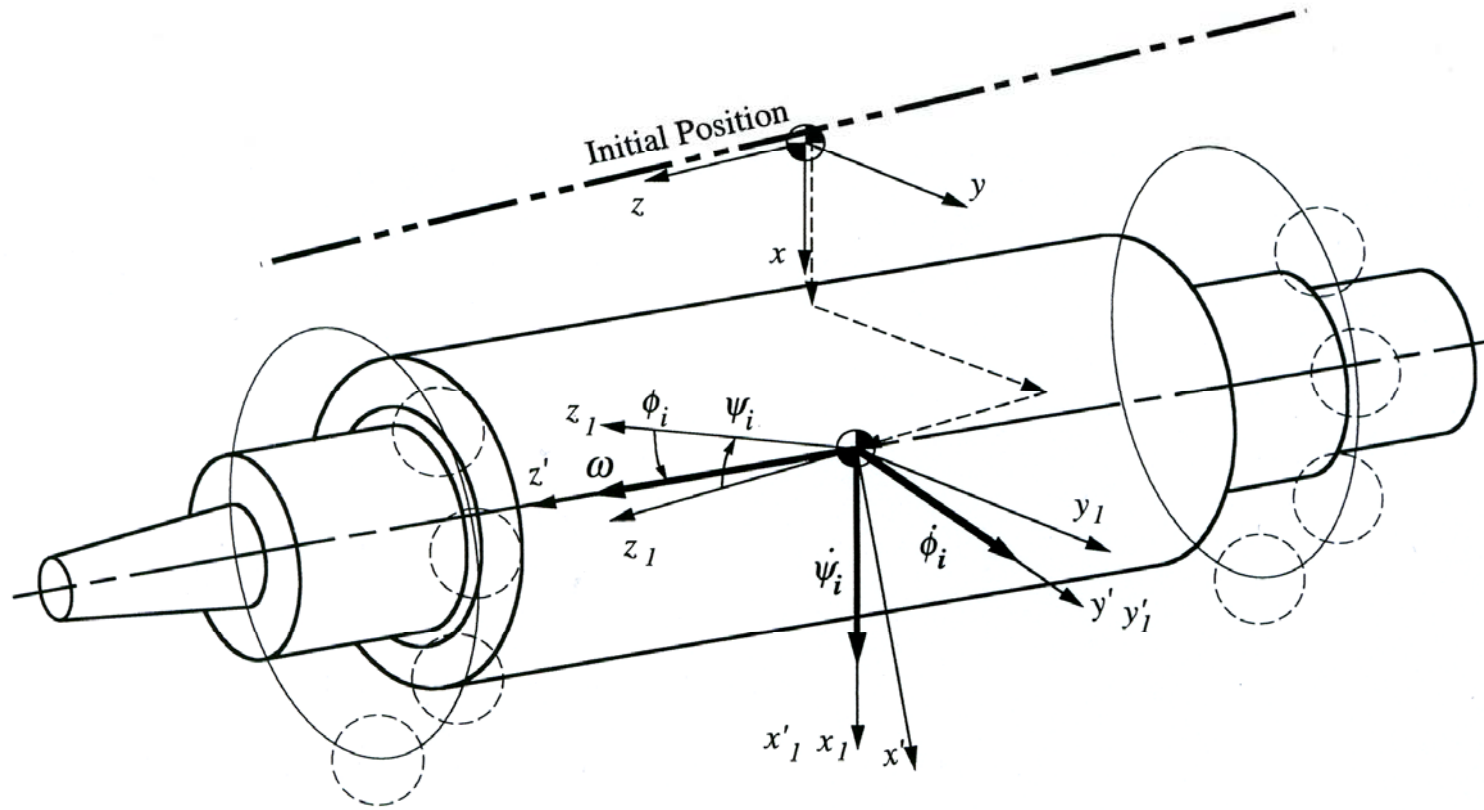
$$M\ddot{z} + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_i)_L \right) + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_i)_R \right) + Q_z = 0 \quad (3.48)$$

$$I_{yy}\ddot{\phi} + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_L \cos(\theta_i)_L \right) a_1 - \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_R \cos(\theta_i)_R \right) b_1 + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_i)_L \cos(\theta_i)_L \right) R - \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_i)_R \cos(\theta_i)_R \right) R + Q_x(a_1 + a) - I_{zz}\dot{\psi}\omega = 0 \quad (3.49)$$

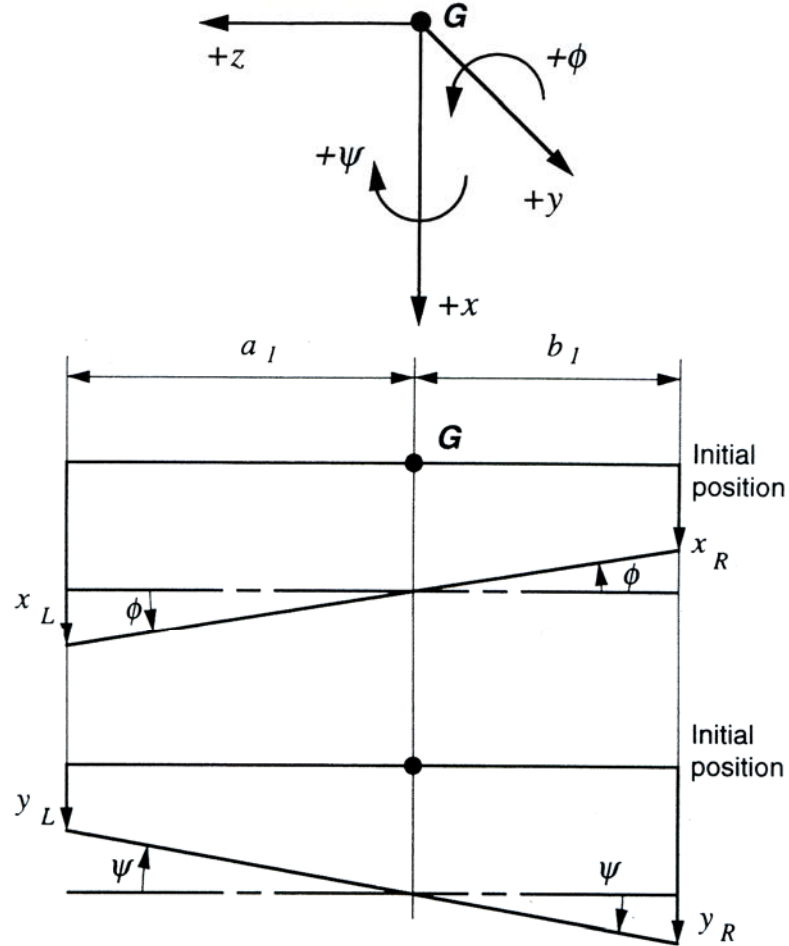
$$\begin{aligned}
& I_{xx}\ddot{\psi} + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_L \sin(\theta_i)_L \right) a_1 \\
& - \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \cos(\alpha_i)_R \sin(\theta_i)_R \right) b_1 \\
& + \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_L^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_i)_L \sin(\theta_i)_L \right) R \\
& - \sum_{i=1}^n \left(K_i \left(\delta_i \right)_R^{\frac{3}{2}} \sin(\alpha_i)_R \sin(\theta_i)_R \right) R - Q_y(a_1 + a) - I_{zz}\dot{\phi}\omega = 0
\end{aligned} \tag{3.50}$$



Şekil 3.10. Şaft-rulman sisteminde oluşan kuvvetler [46]



Şekil 3.11. Şaft merkezinin hareketinden kaynaklanan hızların vektörel gösterimi [46]



Şekil 3.12. Yuvarlanma açıları ve eksen takımı [46]

3.3. Hareket Denklemlerinin Çözümü ve Sonuçlar

Eş. 3.38’de de görülebileceği gibi doğrusal olmayan hareket denklemleri zamana bağlıdır. Diferansiyel denklemleri çözmek için 4. derece sabit zaman adımli Runge-Kutta algoritması kullanılmış ve çözüm MATLAB ortamında programlanmıştır [166]. Kullanılan program ve alt programlarının akış diyagramları EK-1’de verilmiştir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Titreşim analiziyle rulamanlardaki hataları tespit etmek için tasarlanan deney düzeneğinin fotoğrafı Resim 4.1’de verilmiştir. Deneysel çalışma titreşim ölçümleri ve analizi yapılarak rulmanda hata oluşum mekanizmasını incelemek amacıyla hazırlanmıştır. Bu sebeple 3. Bölümde modellenen sistemin aynısını oluşturmak yerine daha genel kullanımda olan tek sıralı tip rulmanlar kullanılmıştır.

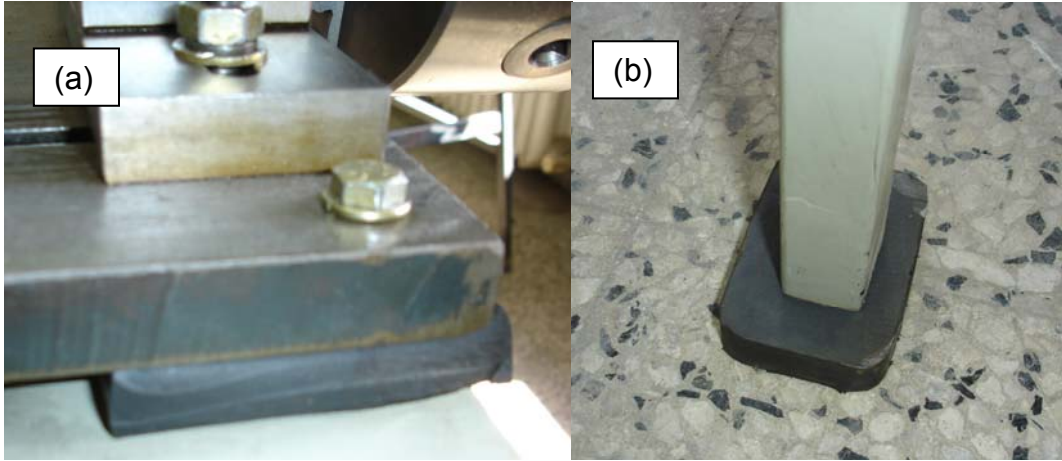


Resim 4.1 Deney düzeneğinin genel görünüşü

Deney düzeneği iki ucundan rulmanlarla yataklanmış bir şafttan oluşmaktadır. Rulmanları yerleştirmek için iki adet rulman yatağı imal edilmiştir. Rulmanlar bu yatağa dış bilezik tarafından sıkı geçecek şekilde tasarlanmıştır, böylece çalışma sırasında rulman dış bileziğinin sabit kalması sağlanmıştır. Diğer taraftan şaft ta rulman iç bileziğine sıkı geçecek şekilde tasarlanmıştır. Kullanılan rulmanlar SKF 6205 tipi tek sıralı gres yağlamalıdır.

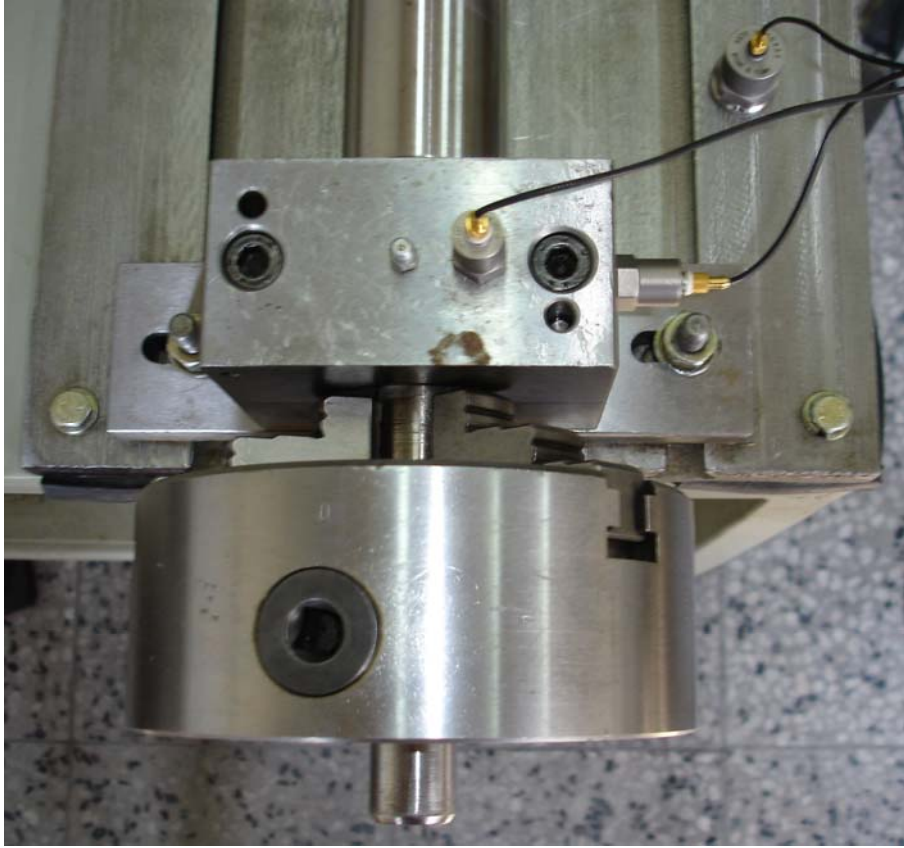
Her iki rulman yatağı iki adet kırlangıç kuyruğu kanal açılmış bir tabla üzerine civatalı olarak bağlanabilmektedir. Böylece rulman yatakları arasındaki mesafe ve bu yatakların birbirine göre eksen kaçıklığı ayarlanabilmektedir. Bu tabla daha sonra elastomerik pabuçlar üzerine oturtularak dör köşesinden metal bir masa üzerine civata ile bağlanmıştır (Resim 4.2.a). Bağlantının yapıldığı metal masa da zemin titreşimlerini engellemek için elastomerik pabuçlar üzerine oturtulmuştur (Resim 4.2.b).

Dönüşü sağlamak için şaftın bir tarafında kamalı kanalla sabitlenmiş çok kanallı bir kasnak bulunmaktadır. Hareket 0,5 KW gücünde bir alternatif akım motoru ile verilmektedir. Motor Altaviar 3456245 modeli bir frekans dönüştürücülü hız kontrolcüsü ile çalıştırılmakta ve şaft 0-3500 d/d hız aralığında döndürülebilmektedir.



Resim 4.2 Elastomerik bağlantı elemanları a) yatak tablası bağlantısı, b) masa-zemin bağlantısı

Çalışma sırasında rulman üzerinde yükleme yapmak için kasnak olmayan tarafa 7,5 kg ağırlığında bir torna aynası bağlanmıştır. Bu ayna rulman üzerinde ağırlık oluşturmakla birlikte, şaft hızındaki küçük değişimleri önleyecek bir volan görevi de görmektedir (Resim 4.3) .



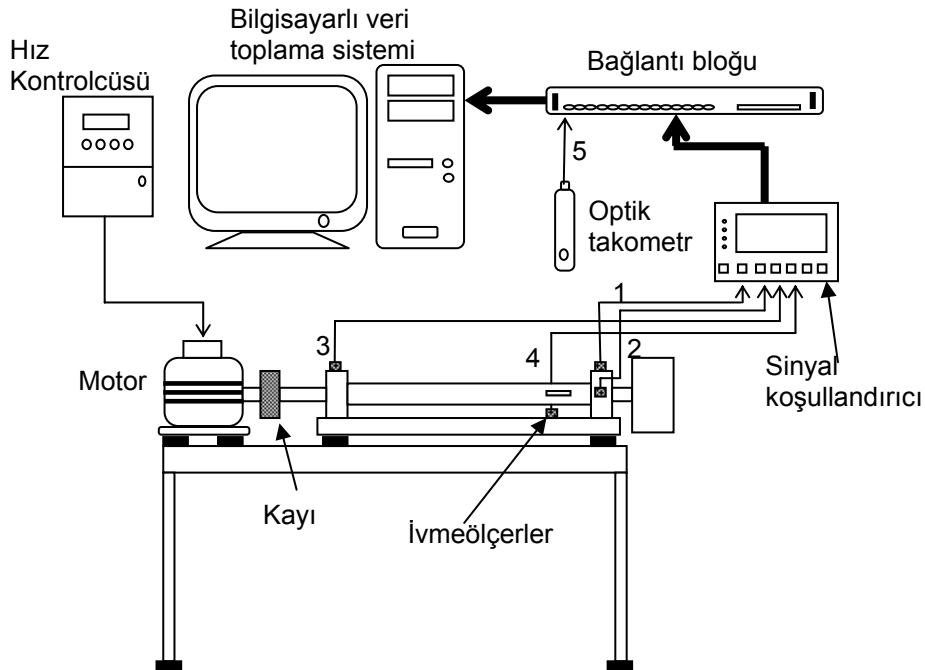
Resim 4.3 Şaft üzerindeki volan bağlantısı

Titreşim ölçümlerini almak için 4 adet yük tipi ivmeölçer kullanılmıştır. 3 adet B&K 4384 tipi genel amaçlı ivmeölçerden iki tanesi yükleme yapılan taraftaki rulman yatağına saplama ile düşey ve yatay olarak bağlanmıştır. Üçüncü ivmeölçer kasnak tarafındaki rulman yatağına saplama ile düşey yönde bağlanmıştır. Bir adet B&K 4371 tipi yüksek hassasiyetli ivmeölçer ise yatakların bağlandığı tabla üzerine manyetik bir tutturucu ile bağlanmıştır. Kullanılan ivmeölçerlerin karakteristikleri EK-2’de verilmiştir.

İvmeölçerler 4 kanallı B&K Nexus 291345 model bir yük tipi koşullandırıcıya bağlıdır. 3 adet B&K 4384 ivmeölçerlerden gelen sinyaller zeminden gelmesi muhtemel çok düşük frekanslı titreşimleri önlemek için 1 Hz yüksek geçirgen filtreden, sinyal içerisinde iletilebilen çok yüksek frekanslı bileşenlerden dolayı ortaya çıkabilecek aliası önlemek için 10 KHz düşük geçirimli filtreden geçirilmektedir. Tablaya bağlı B&K 4371 ivmeölçerden gelen sinyallerde yine

aynı sebeplerle 1 Hz yüksek geçirgen ve 3 KHz düşük geçirimli filtreden geçirilmektedir. Bazı analizleri gerçekleştirebilmek için şaft hızı da sürekli olarak B&K 241346 model bir optik takometre ile sürekli olarak ölçülmüştür.

Sinyal koşullandırıcıdan gelen sinyaller bilgisayarlı bir veri toplama sistemi ile toplanmıştır. Veri toplama sistemi National Instrument (NI) 6052 tipi bir veri toplama kartı, NI 2090 tipi bir BNC bağlantı bloğu ve kart ile bloğu birbirine bağlayan NI SH 6848345 tipi kalkanlı kablodan oluşmaktadır. Geliştirilen yazılım ile deney düzeneğinin çalışması süresince her 15 dakikada bir, 1 s süreli titreşim ve takometre verileri toplanmıştır. Zaman takibi yapılabilmesi için dosyalar tarih ve saat bilgisi dosya ismi olacak şekilde kaydedilmiştir. Kullanılan ivmeölçerlerin çalışma frekansı da göz önüne alınarak örnekleme frekansını Nyquist kriteri içerisinde tutmak için her bir kanaldan saniyede 25 KHz örnekleme frekansında veri toplanmıştır. Böylece Nyquist kriterine göre sinyal içerisinde ifade edilebilecek en büyük frekans 12,5 KHz'dir. Şaft-rulman sistemi, ivmeölçerler, sinyal koşullandırıcı, optik takometre ve veri toplama sisteminin bağlantıları Şekil 4.1'de şematik olarak görülmektedir.



Şekil 4.1 Deney düzeneği şematik görüntüsü

Deney düzeneği bağlantıları yapıldıktan sonra herhangi özel bir durumu ifade edecek suni arızalar oluşturmak yerine rastgele bir yerleştirme için rulmanın bozulma sürecini takip ederek bozulmanın tipini ve seviyesini tespit etmek amacıyla çalıştırılmıştır. Her iki taraftaki rulman da piyasadan yeni alınmış ve üzerinde hiçbir değişiklik yapılmadan yerine takılmıştır. Sistem ilk çalıştırıldığı andan itibaren aralıksız olarak 1420 saat çalıştırılmıştır. Meydana gelen titreşim seviyeleri arttığından ve yapılan ara analiz sonuçlarına dayanarak rulmanlardaki bozulmanın yeterli olduğu düşünülerek sistem durdurulmuştur.

Campell diyagramını çıkartabilmek için sistem durdurulduktan sonra bir dizi çalıştırma daha yapılmıştır. Bu amaçla sistem üzerinde ilk çalışma ve durdurma sırasında yüksek örnekleme frekansı kullanılarak ölçümler alınmıştır. Ölçümler sırasında kullanılan örnekleme frekansı 56320 Hz'dir. Bu frekans en fazla 3300 d/d hızda dönen bir şaftta bir turda 1024 adet veriyi sağlamaktadır. Ayrıca sisteme bağlı bir hız kontrolcüsü bulunduğu için daha hassas Campell diyagramı çıkartmak için sistem 100 d/d ile 3300 d/d arasında 50 d/d hız artışlarıyla ayrı ayrı çalıştırılarak titreşim ölçümleri toplanmıştır. Böylece mevcut sistemin doğal frekansları ve hıza bağlı frekansları net olarak görülebilmektedir.

Bilgisayar ortamına alınan titreşim ölçümleri daha sonra MATLAB yazılımı kullanılarak zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesi analizlerinde kullanılmıştır.

5. ŞAFT-RULMAN SİSTEMİ TİTREŞİM FREKANSLARI

Üçüncü bölümde hareket denklemleri elde edilen şaft-rulman sistemi farklı karakteristik frekanslarda salınır. Bu frekansların bazıları sistemin yapısal özelliklerinden kaynaklanırken bir kısmı da rulmanda oluşan geometrik bozukluklardan kaynaklanır. Bu frekansların bilinmesi sistemin çalışma şartlarının seçilmesinde ve meydana gelen rulman kusurlarının tespitinde önemli rol oynar.

5.1. Sistem Yapısal Frekansları

5.1.1. Doğal frekans

Bir şaftın temel davranışlarını anlayabilmek için sistemin doğal frekanslarının belirlenmesi şarttır. Sistemin doğal frekansları şaftın kütlesi ve yatakların katılığıyla ilintilidir. Yataklardaki elastik davranış doğrusal olarak modellendiğinde elastikiyette doğrusaldır ve doğal frekanslar doğrusal sistemler için sabittir. Böyle bir sistemin kritik hızları kolaylıkla elde edilebilir.

Rulmanlarda yuvarlanma elemanlarındaki ezilme ilişkisi Eş. 3.15'te verildiği gibi doğrusal olmadığından yük-ezilme ilişkisi doğrusal olan saf yaylar gibi davranmazlar. Sistem modellenirken şaft rijit ve yuvarlanma elemanları kütsüz olarak kabul edildiği için doğal frekanslar dönüş hızından ve şaft elastikliğinden bağımsızdır. Fakat açısallı temaslı rulmanların katılığı ön yükleme ve bilyaların bulunduğu konuma göre de değişiklik göstermektedir.

Sistem elastikiyeti belirli bir çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılabilir [167], fakat bu durumda doğrusal olmayan sistem titreşimlerinin en önemli özelliklerinden olan alt ve üst harmonikler gözlenemez. Ayrıca bazı çalışma şartlarında gözlenen frekans katlanması ve kaotik davranışların oluşması da mümkün değildir.

Yüklenmiş rulmanlarda doğrusal olmayan temas ilişkisinden dolayı yük doğrultusundaki elastikiyet ile bu doğrultuya dik koordinatlardaki elastikiyetler eşit değildir. Dolayısıyla her serbestlik derecesi için ayrı bir elastikiyet değeri ve kritik hızları vardır. Sisteminin bütün kritik hızlarının bilinmesi çalışma parametrelerinin belirlenmesinde oldukça önemlidir.

5.1.2. Rulman kinematiği

Rulmanlar temel olarak birden fazla parça ve bu parçaları birbirine bağlayan sistemden oluştuğu için belirli kabuller çerçevesinde elemanların kinematik analizleri yapılabilir. Şaft belirli bir hızla dönerken rulman parçaları farklı bağlı hızlarla hareket ederler. Bu kısımda rulman kinematik analizi yapılarak elemanlarının hızları elde edilecektir.

Kafes hızı

Yavaş dönüş hızlarında ve/veya büyük yükler altında rulmanlar kinetik etkileri ihmal edilerek incelenebilirler. Ayrıca genel olarak rulmanın iç ve dış bileziğinin aynı temas açısına sahip olduğu ve yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasında kayma olmadığı kabulleri de yapılır (Bkz. Şekil 5.1). Bu durumda sistemin kinematik davranışı aşağıdaki şekilde çıkartılabilir. Bir eksen etrafında dönen cisim için çizgisel hız

$$v = \omega r \quad (5.1)$$

burada ω 'nın birimi rad/s'dir. Dolayısıyla iç ve dış bilezik yuvarlanma yolu temas noktalarındaki hızlar sırasıyla;

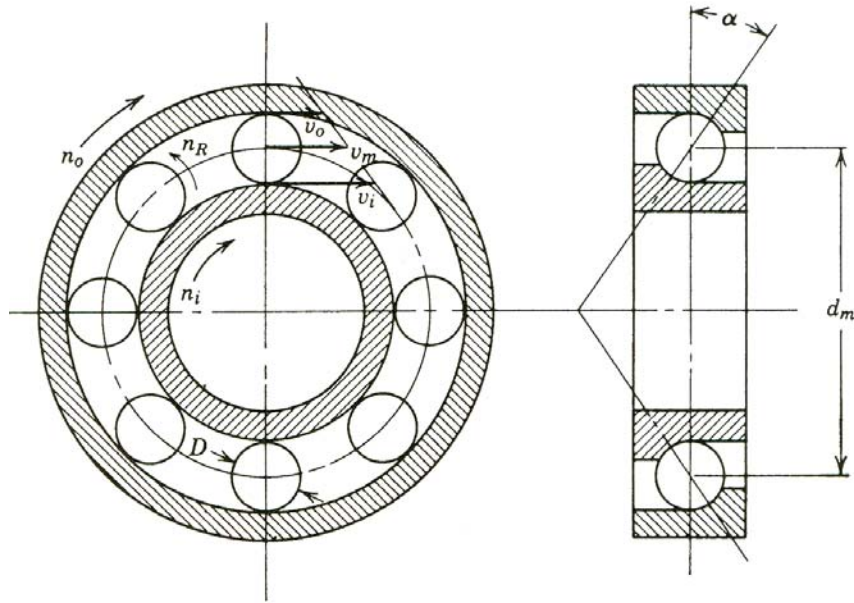
$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i (d_m - d_b \cos \alpha) \quad (5.2)$$

veya

$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i d_m (1 - \gamma) \quad (5.3)$$

$$v_o = \frac{1}{2} \omega_o d_m (1 + \gamma) \quad (5.4)$$

burada $\gamma = \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha$ dır.



Şekil 5.1. Rulman iç hızları [164].

Yuvarlanma yolu ile olan temasta kayma olmadığı kabul edildiğinden kafes hızı ve bilya setinin hızı iç ve dış yuvarlanma yollarının aritmetik ortalamasıdır.

$$v_m = \frac{1}{2} (v_i + v_o) \quad (5.5)$$

Eş. 5.3 ve Eş. 5.4, Eş. 5.5'te yerlerine konulursa

$$v_m = \frac{d_m}{2} \left[\frac{1}{2} \omega_i (1 - \gamma) + \frac{1}{2} \omega_o (1 + \gamma) \right] \quad (5.6)$$

$$v_m = \frac{1}{2} \omega_m d_m \quad (5.7)$$

dolayısıyla kafesin açısal hızı;

$$\omega_m = \frac{1}{2} (\omega_i (1 - \gamma) + \omega_o (1 + \gamma)) \quad (5.8)$$

olur. Burada

$$\omega_i = \frac{2\pi n_i}{60} \text{ ve } \omega_o = \frac{2\pi n_o}{60} \text{ olarak tanımlanmıştır.}$$

Yuvarlanma elemanı hızı

İç bilezik ile bilya arasında kayma olmadığı kabulü yapıldığından temas noktasında hızlar aynı olacaktır.

$$\frac{1}{2} \omega_{mi} d_m (1 - \gamma) = \frac{1}{2} \omega_b d_b \quad (5.9)$$

Burada ω_i kafesin iç bileziğe göre bağıl hızıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\omega_{mi} = \omega_m - \omega_i \quad (5.10)$$

Eş. 5.8, Eş. 5.10 dikkate alınarak Eş. 5.9'da yerine konulur ve bilya hızı için yeniden düzenlenirse:

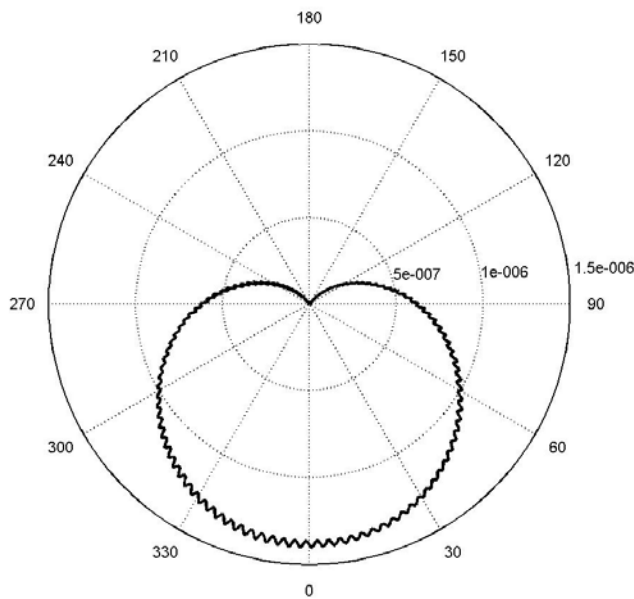
$$\omega_b = \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_b} (1 - \gamma) (1 + \gamma) (\omega_o - \omega_i) \quad (5.11)$$

Dış bileziğin sabitlendiği ve sadece iç bileziğin döndüğü durum için bilya dönüş hızı:

$$\omega_b = \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_b} \omega_i (1 - \gamma^2) \quad (5.12)$$

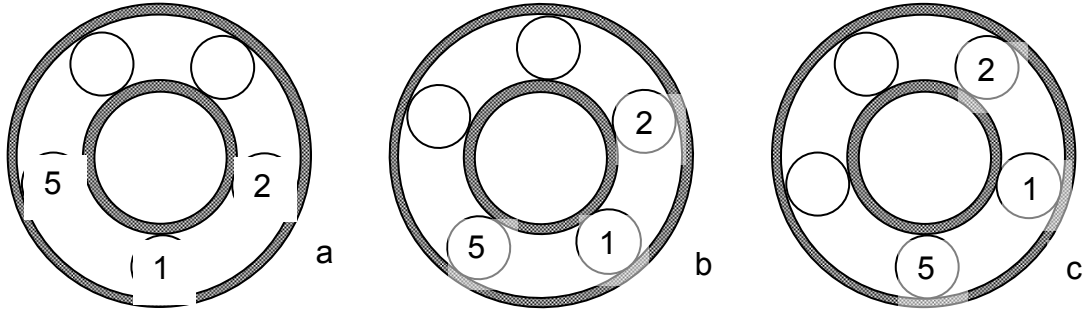
5.1.3. Bilya Geçiş Frekansı

Şaft üzerindeki yük rulmanda yük yönündeki bilyaların ezilmesiyle dengelenir. Şekil 5.2'de bir bilyanın rulman içerisinde bir tam turu sırasında maruz kaldığı ezilme görülmektedir. Burada yük (sadece şaft ağırlığı) merkezden 0° yönünde etki etmektedir. Görüldüğü gibi bilyalar yaklaşık 120° ile 240° arasında hiç ezilmeye maruz kalmamaktadır. Şaft döndüğünde bu ezilme bölgesindeki bilyalar da yer değiştirir. Yük vektörüne göre bilyaların yer değiştirmesi şaft üzerindeki kuvvetin de sürekli olarak değişmesine neden olur. Dolayısıyla rulmanın iç bileziği ile dış bileziğinin bağlı konumları periyodik olarak değişir.



Şekil 5.2 Bilya ezilmesi ve rulman yük bölgesi ($m=8$, $P_{\text{öy}}=10$ N, $\omega_s=1000$ d/d)

Şekil 5.3.a'da rulman üzerindeki yük üç bilya ile taşınırken Şekil 5.3.b'deki konumda sadece 2 bilya ile taşınmaktadır. Dolayısıyla şaft merkezi aşağı doğru hareket edecektir. Bu yerdeğiştirmeyi oluşturmak için şaft ağırlık merkezi ivmelenecektir ve titreşim oluşacaktır.



Şekil 5.3. Rulmanın değişik durumları [46'dan yeniden].

Bilyaların Şekil 5.3.a'daki konumunu (Şekil 5.3.c) tekrar alması için geçen süre:

$$t = \frac{\text{kafesin bir tam turu için geçen süre}}{m}$$

olacaktır. Burada m rulmandaki bilya sayısını göstermektedir. Dolayısıyla bir tam tur için elde edilecek frekans:

$$f = \frac{1}{t} = \frac{1}{\frac{t}{m}} = \frac{m}{t} \text{ ve } \omega_c = \frac{1}{t} \text{ olduğundan}$$

$$\omega_{bg} = m\omega_c \quad (5.13)$$

Görüldüğü gibi şaft sistemi $m\omega_c$ frekansında zorlanacaktır. Bu frekans Bilya Geçiş Frekansı (BGF) olarak adlandırılır.

Aynı tanımlama iç bilezik içinde yapılabilir ve bu frekans da İç Bilezik Bilya Geçiş Frekansı (İBBGF) olarak tanımlanır.

$$\omega_{ibg} = m(\omega_i - \omega_c) \quad (5.14)$$

Bilya geçiş frekansına ilişkin titreşimlere Bilya Geçiş Titreşimleri (BGT) adı verilir ve bilyaların ezilme ilişkisinden dolayı doğrusal değildir. Matematiksel ifadelerden görüldüğü gibi bilya geçiş titreşimleri rulman geometrik olarak mükemmel olsa bile meydana gelmektedir. Bu titreşimler çoğu zaman düşük genliklerde olmasına karşın doğal frekans ile çakıştığında sistem rezonansa girecektir.

5.2. Hata Frekansları

Rulmanların yapısal titreşimlerinin yanı sıra rulmanlardaki arıza durumlarında da önemli titreşimler gerçekleşir. Rulman hataları dağınık ve bölgesel hatalar olmak üzere ikiye ayrılır. Dağınık hatalar özellikle rulmanların montajı sırasında meydana gelen dalgalılık, eksen kaçıklığı, dengesizlik ve farklı bilya büyüklükleri gibi hataları kapsarken bölgesel hatalar iç bilezik, dış bilezik, yuvarlanma elemanı veya kafeste meydana gelen bozulma ile ilgili hatalardır. Bu tezde bölgesel hatalardan iç bilezik, dış bilezik ve bilyada meydana gelen hatalar ile dağınık hatalardan bilya boyutunun farklılığı ve dengesizlik incelenecektir.

5.2.1. Bölgesel hatalar

Son yıllarda özellikle algılayıcıların ve veri toplama sistemlerinin hassasiyetinin artması ve ucuzlamalarından dolayı titreşim sinyalleri incelenerek makinaların durum kontrolünün yapılması yaygınlaşmıştır. Bu konuda yapılan deneysel çalışmalar rulman parçalarından her birindeki hatanın kendine has titreşim karakteristikleri olduğu görülmüştür [6,10]. Bu

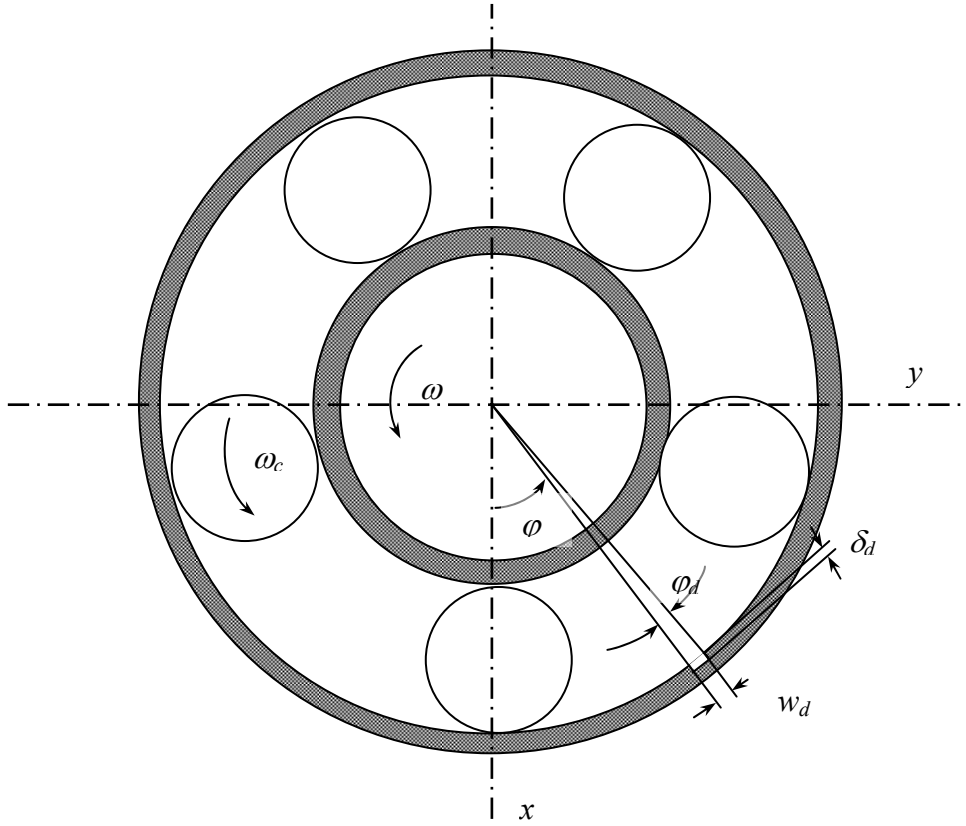
nedenle bu çalışmada rulman parçalarındaki *bölgesel* hatalar modellenerek oluşturduğu karakteristik frekanslar ve şaft-rulman sisteminin bu durumdaki davranışları incelenecektir.

Dış bilezik hatası

Rulman dış bileziğindeki hatayı modellemek için dış bilezik yuvarlanma yüzeyi üzerinde dikey x ekseninden φ kadar açıda w_d genişliğinde ve δ_d derinliğinde bir bozulma meydana geldiğini kabul edelim. Eğer $\omega_c t + i\gamma$ ($i=1, m$) hata açısı φ açısı ile $\varphi + \varphi_d$ arasında kalıyorsa bu durumda bilya teması δ_d kadar azalacaktır. Diğer bir ifadeyle;

$$\delta_i = \begin{cases} \delta_i - \delta_d, & \varphi < \omega_c t + i\gamma < \varphi + \varphi_d \\ \delta_i, & \text{diğer} \end{cases} : i=1, m \quad (5.15)$$

Bilgisayar programlaması açısından düşünüldüğünde $\omega_c t + i\gamma$ ($i=1, m$) açısı sürekli olarak arttığı için 2π 'ye göre modu alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Bu açının hata açısıyla karşılaştırılması için de mantıksal bir karşılaştırma ifadesi kullanılmıştır.

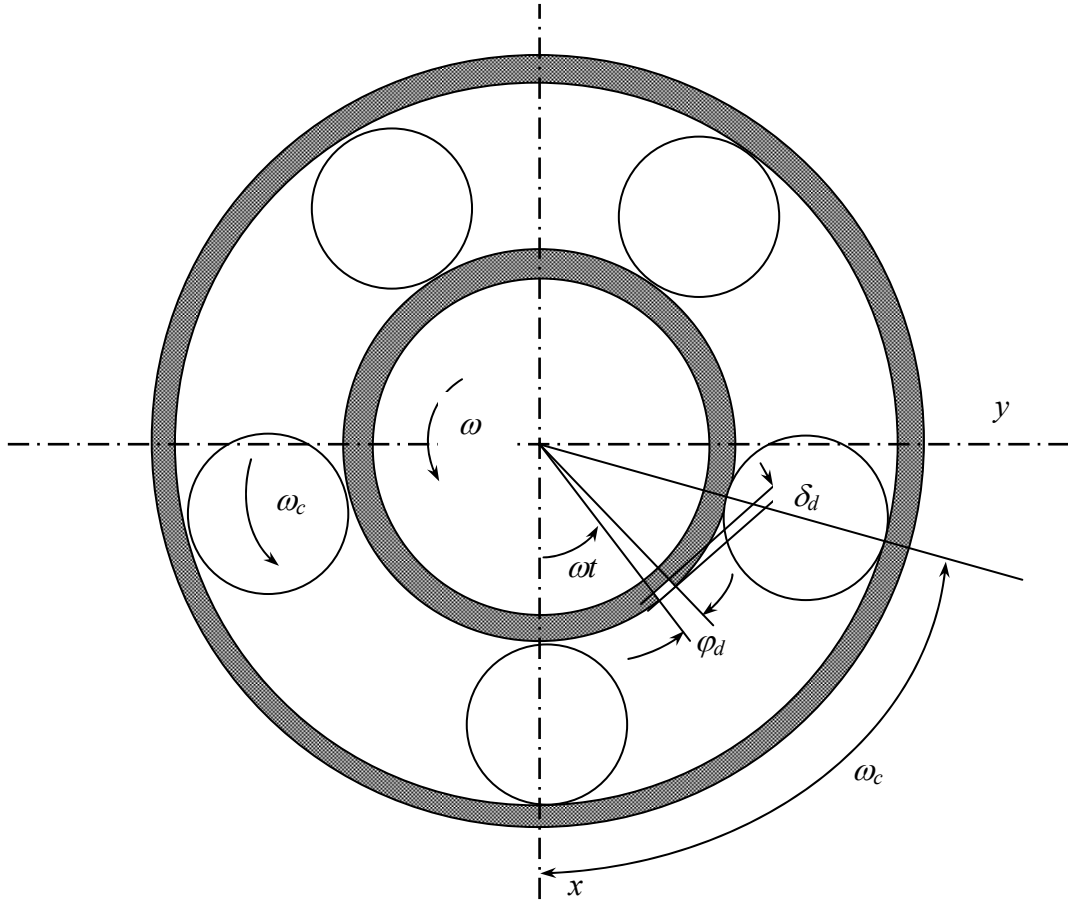


Şekil 5.4. Dış bilezik hatası.

İç bilezik hatası

İç bilezik şafta sıkı geçme ile bağlı kabul edildiğinden iç bilezik yuvarlanma yolu üzerinde hata olması durumunda bu hata şaft hızında, ω , dönecektir. Yuvarlanma elemanlarından biri bu hata ile çakışırsa, o elemandaki ezilme hatanın derinliği kadar azalacaktır. Bu durum matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\delta_i = \begin{cases} \delta_i - \delta_d, & \omega t < \omega_c t + i\gamma < \omega t + \varphi_d \\ \delta_i, & \text{diğer} \end{cases} : i = 1, m \quad (5.16)$$

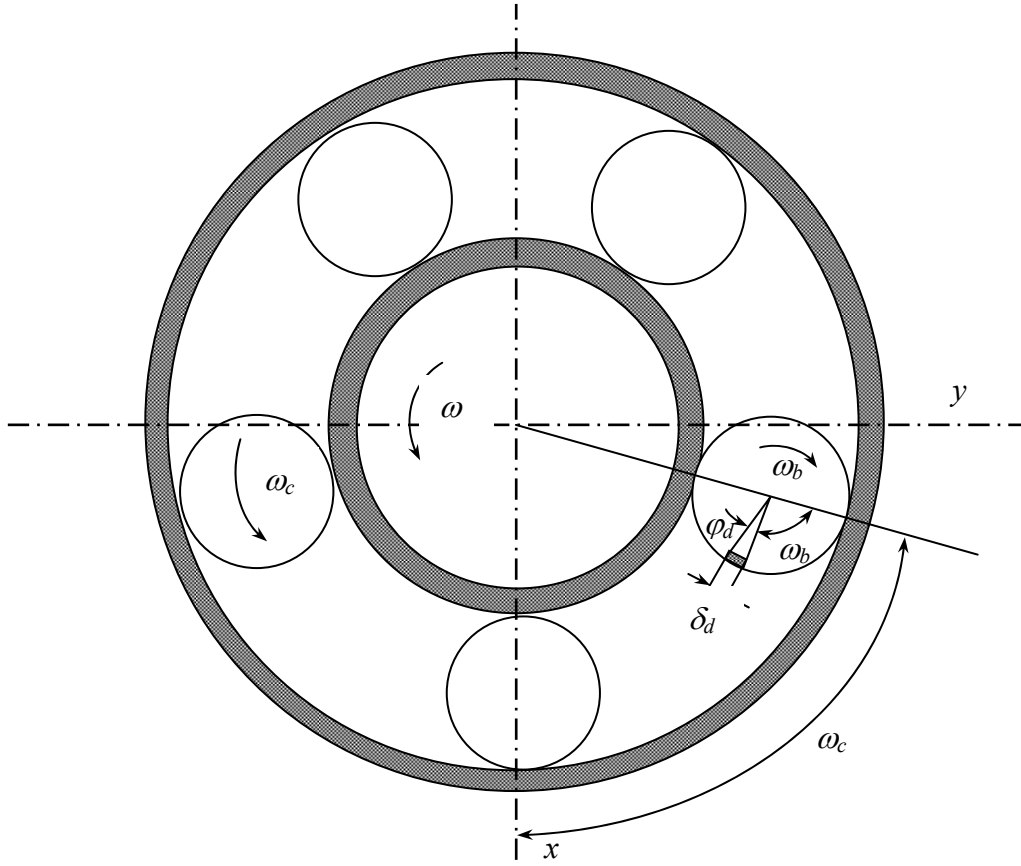


Şekil 5.5. İç bilezik hatası.

Yuvarlanma elemanı hatası

Yuvarlanma elemanı üzerinde bir hata olması durumunda eleman iç bilezik veya dış bilezik yuvarlanma yoluna temas ettiğinde ezilme miktarı hatanın derinliği kadar azalacaktır. Şekil 5.6'da görüldüğü gibi $\omega_b t$ açısının sinüsü sıfıra eşit olduğunda hata iç veya dış bilezik ile temas edecektir. Bu yuvarlanma elemanı için ezilme;

$$\delta_i = \begin{cases} \delta_i - \delta_d, & \sin(\omega_b t) = 0 \\ \delta_i, & \text{diğer} \end{cases} \quad (5.17)$$



Şekil 5.6. Yuvarlanma elemanı hatası.

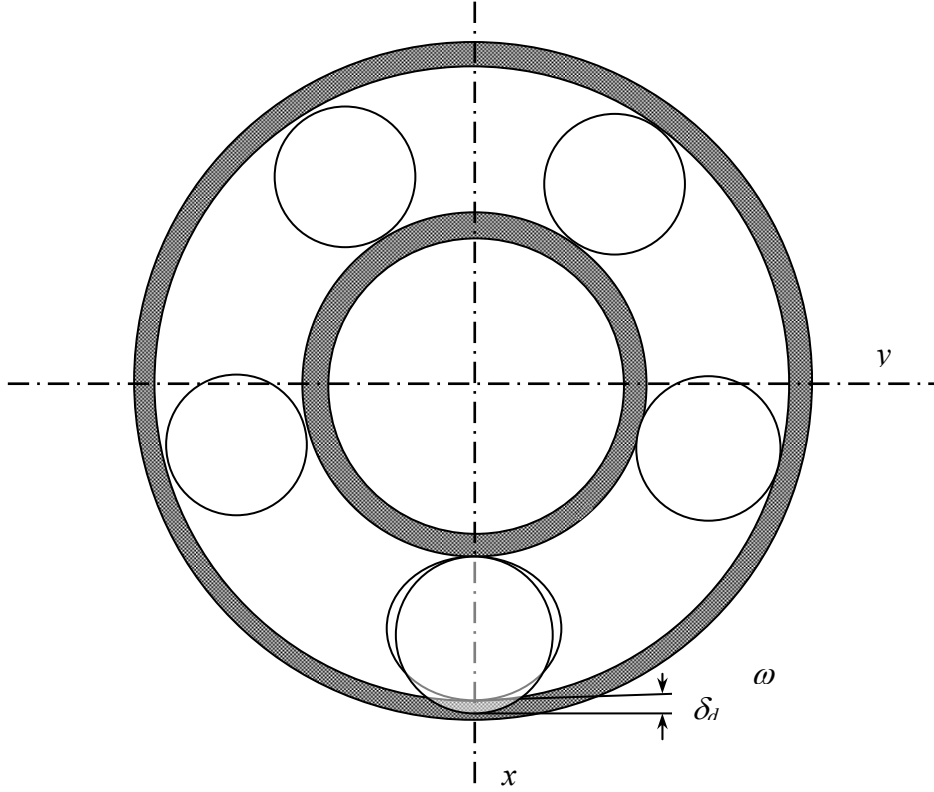
5.2.2. Dağınık hatalar

Dağınık hatalar rulman üretimi veya montajı sırasında meydana gelir. Bu tip arızaların oluşturduğu titreşim sinyallerini ayırt etmek bölgesel hatalara göre daha zordur. Bölgesel hatalar belirli çalışma parametrelerinde ciddi problemlere yol açabilirler, buna karşın dağınık hatalar hatanın tipine ve büyüklüğüne bağlı olarak hemen hemen her çalışma parametresinde titreşimlere yol açabilirler.

Bilya boyutu farklılıkları

Rulman üzerindeki yük her bir yuvarlanma elemanı tarafından üretilen kuvvetlerin bileşkesiyle dengelenmektedir. Bu yuvarlanma elemanlarından

biri veya birkaçı diğerlerinden büyük ya da küçük ise o eleman tarafından üretilen kuvvet diğerlerinden büyük ya da küçük olacaktır.



Şekil 5.7. Farklı boyuttaki yuvarlanma elemanı.

Farklı boyuttaki bilyanın oluşturduğu dış kuvvet (Bkz. Şekil 5.7):

$$W = K(\delta + \delta_d)^{3/2} \quad (5.18)$$

olacaktır. Simülasyon yapılırken farklı boyuttaki bilyalar numaralandırılarak ilgili bilyanın oluşturduğu kuvvet Eş. 5.18 yardımıyla hesaplanır. Farklı boyuttaki yuvarlanma elemanı sayısına ve bulunduğu pozisyona göre farklı titreşimler meydana gelecektir.

Dengesizlik

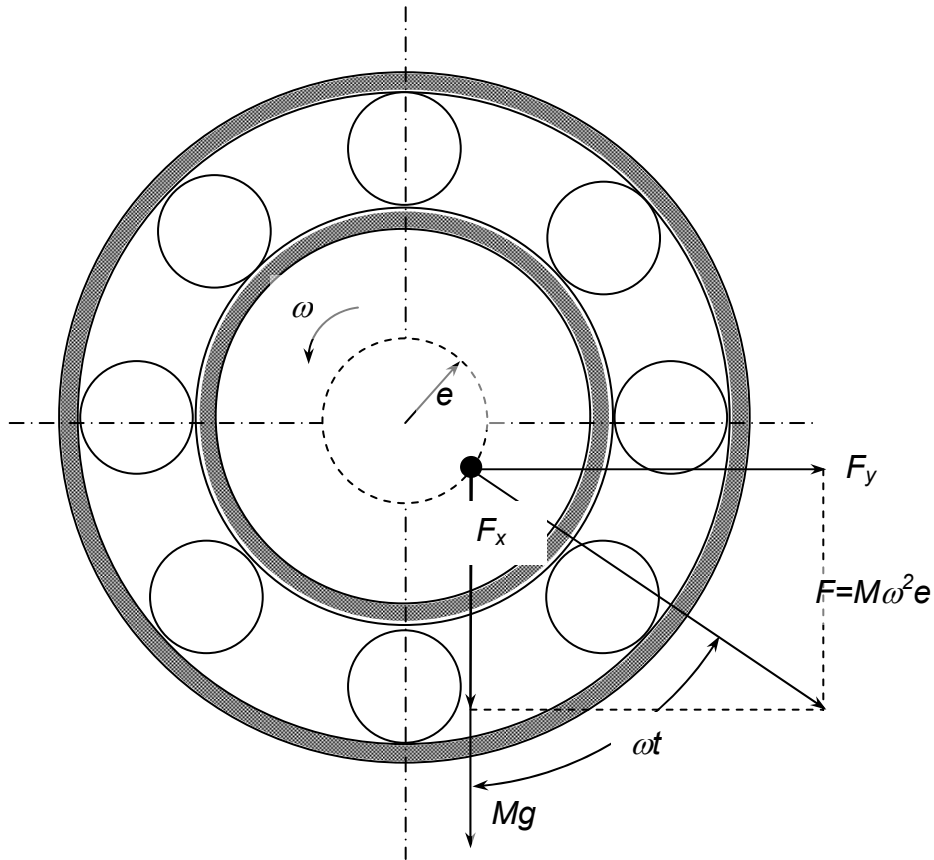
Şaft ağırlık merkezi şaftın geometrik merkezi ile çakışık olmadığı zaman dengesizlik oluşur. Dengesizlik dönel makinalarda en çok karşılaşılan

kusurlardandır. Rulmanlı sistemlerde yük vektörünün yönü sürekli değiştiği için meydana gelen titreşimlerin karakteristiği de değişecektir.

Dengesiz kütlelerin rulman iç bileziğinin geometrik merkezinden e kadar bir eksantrikliğin bulunduğu durum Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Dengesizlikten dolayı oluşan kuvvet $Me\omega^2$ nin $o-o'$ yönünde ve ağırlığın düşey x ekseninde olduğu kabul edilmiştir. x ekseninde oluşan dengesizlik kuvveti arasındaki açı ωt hızı ve zamanın fonksiyonudur. Dolayısıyla x ve y eksenlerinde oluşan dengesizlik kuvveti:

$$(F_x)_T = F_x + Mg = M(g + \omega^2 e \cos(\omega t)) \quad (5.19)$$

$$(F_y)_T = F_y = M\omega^2 e \sin(\omega t) \quad (5.20)$$



Şekil 5.8 Şafttaki dengesizlik ve oluşan kuvvetler

6. TİTREŞİM ANALİZİ İLE HATA TESPİTİ

Bu bölümde titreşim sinyalleri kullanılarak rulmandaki hataların tespit edilmesinde kullanılan temel tekniklerden bazıları açıklanmıştır. Bu tekniklerinin her birinin iyi ve kötü yanları bulunmaktadır, diğer bir deyişle titreşim sinyali ile hata tespitinde kullanılan tek bir yöntem yoktur. Farklı çalışma şartlarında ve farklı rulman bozulma aşamalarında kullanılan tekniklerin etkinliği artar veya azalır. Hata tespiti için kullanılan sinyal analiz yöntemleri temel olarak üç alanda incelenebilir, bunlar; zaman tanım bölgesi analizleri, frekans tanım bölgesi analizleri ve zaman/frekans tanım bölgesi analizleridir.

6.1. Zaman Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri

Zaman tanım bölgesi analizleri titreşim sinyaline temel istatistiksel çözümleme tekniklerinin uygulamasını içerir. Rulmanda hata oluşumuyla birlikte titreşim sinyalinin yapısı ve genlikleri değiştiği için zaman tanım bölgesi teknikleri genellikle çalışma ömrü boyunca sürekli takip edildiğinde anlam kazanır. Bu yöntemlerin sonucunda genellikle tek bir sayısal değer elde edildiğinden bu yöntemlere skaler göstergeler adı verilir.

6.1.1. Titreşim genliği

Titreşim sinyalinin zirveleri arasındaki (en yüksek ve en düşük arasındaki değer) genliğin ölçülmesi ile dönel makinaların sağlık kontrolü yapılabilir (Bkz. Şekil 6.1). Bu değer belirlenir bir anda ölçülerek rulmanın bozuk olduğuna dair bir bilgi edinilemez, çünkü her farklı makinadaki titreşim seviyeleri farklıdır. Ayrıca titreşim genliğindeki artışın sadece rulmandan kaynaklanması gibi bir durumda söz konusu değildir. Bu sebeple zirveler arası genliğin her bir makinada ölçülmesi ve bu ölçümlerin rulmanın çalışma ömrü boyunca sürekli takibi gereklidir.

Rulmanlarda hata oluşumu sonucunda titreşim genliklerinin artması mümkündür, fakat rulmanların ilk çalışma titreşimlerinin makina parçalarındaki alışmadan dolayı önce düşeceği, daha sonra arıza durumunun oluşmasına göre artacağı da akıldan çıkartılmamalıdır. Makinanın karmaşıklığına bağlı olmakla birlikte Bu yöntemin tek başına kullanılması genellikle rulmandaki hasar konusunda yeterli bilgi vermez.

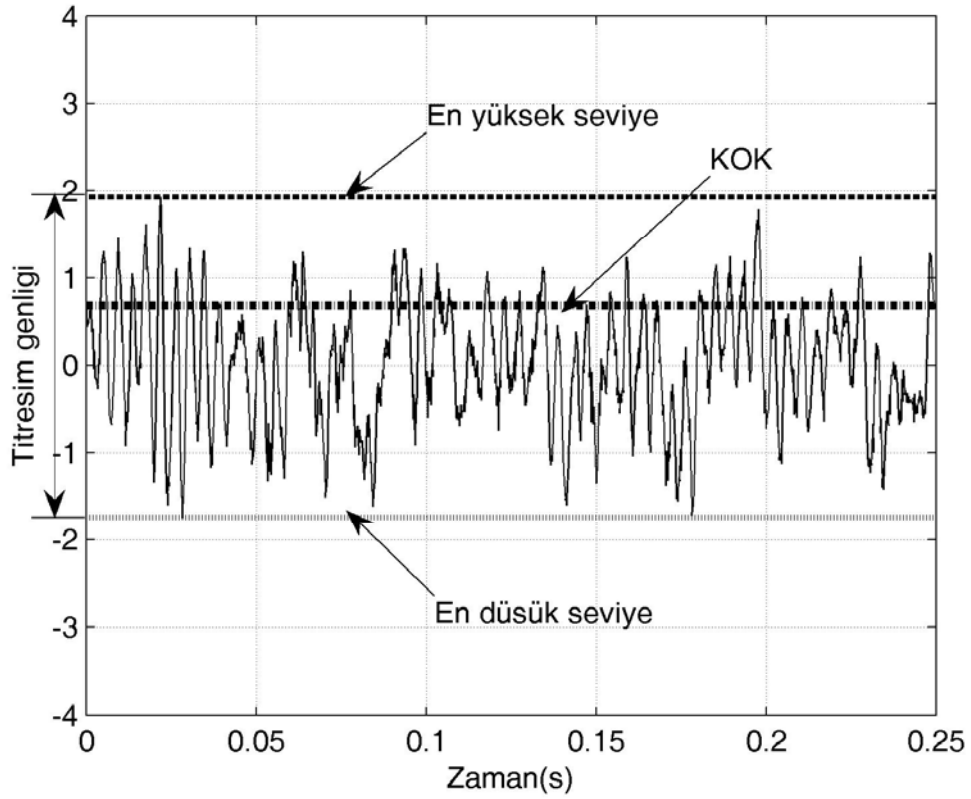
6.1.2. Karelerin ortalamasının karekökü

Karelerin Ortalamasının Karekökü (KOK) ortalaması sıfır olan bir salınımin standart sapması anlamına gelmektedir (Bkz. Şekil 6.1). Tam bir sinüs fonksiyonu için KOK değeri en büyük genliğin $\sqrt{2}/2 = 0,707$ katıdır, fakat gelişigüzel sinyaller için bu oran geçerli değildir.

Titreşim sinyalleri incelenirken titreşim seviyesini takip etmek yerine KOK değerini takip etmek birçok durumda daha iyi sonuçlar verecektir. Örneğin toplanmış sinyal içerisinde bir tane yüksek seviyeli darbeler oluşabilir, bu durumda sinyalin titreşim genliği büyük olmasına karşın KOK değeri çok fazla değişmeyecektir. Aynı darbe ardışık titreşim sinyallerinde gözlenmediğinde titreşim genliğinde oluşan bu farklılık hatanın tespitinde gecikmeye ve/veya tespit edilememesine yol açabilir.

6.1.3. Crest faktörü

Crest faktörü zaman sinyalindeki en büyük genliğin KOK'ya oranıdır (Bkz. Şekil 6.1). Crest faktörünün amacı zaman sinyalinde ne kadar darbe içeriği olduğunu tespit etmektir. Özellikle rulmanlarda oluşan noktasal hatalar periyodik sinyal içerisinde farklı periyotlarda oluşan darbeler şeklinde olduğundan crest faktörü değeri zaman sinyalinin analizinde hızlı ve basit bir çözümleme tekniği olarak görülebilir.



Şekil 6.1. Zaman tanım bölgesinde titreşim sinyali.

Crest faktörü periyodik davranış içerisindeki darbelerin fazlalığını temsil ettiği için rulman hatalarının dengesizlik gibi hıza bağlı periyodik davranışlarından ayırt edilmesinde kullanılabilir. Örneğin Şekil 6.1’de görülen titreşim sinyalinin KOK değeri 0,68 ve crest faktörü değeri 2,84’tür. KOK değeri yaklaşık olarak bu sinyalle aynı olan bir sinüs fonksiyonunun crest değeri ise 1.41’dir.

6.1.4. Kurtosis

Kurtosis de crest faktör gibi sinyalin darbe içeriğini tespit eder, fakat kurtosis $(\text{genlik})^4 / (\text{KOK})^4$ olarak tanımlandığından darbe içeriğine daha hassastır. Normal dağılımın kurtosis değeri 3 olduğu için hatalı rulmana ait sinyallerin kurtosis değerinin bu değerden büyük olması beklenir. Kurtosisde crest faktör gibi çalışma süresince takip edildiğinde, yani kurtosis değerindeki değişim

gözlendiğinde daha etkilidir. Kurtosis gibi skaler göstergelerin çalışma süresince gösterdiği eğilim rulmanın ömrünün kestirilmesinde de kullanılabilir.

6.2. Frekans Tanım Bölgesi Analiz Teknikleri

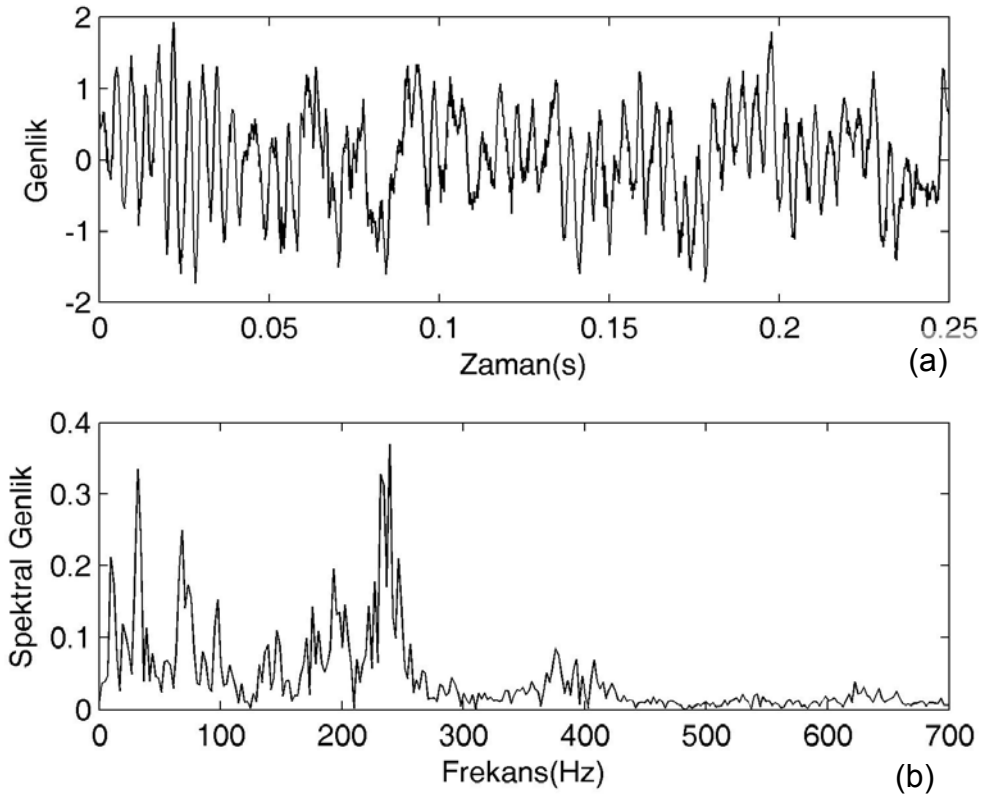
Frekans tanım bölgesi titreşim sinyallerinin frekans içeriğini incelemek için kullanılır. Temel olarak zaman sinyalinin Hızlı Fourier Dönüşümü (HFD) analizi ile frekans bileşenlerine ayrılmasını ve rulmanların oluşturduğu karakteristik titreşim frekanslarındaki bileşenlerin incelenmesidir. HFD ile yapılan frekans dönüşümüne frekans spektrumu da denir.

6.2.1. Spektrum analizi

Her tür sinyal farklı frekans, genlik ve faz açılarına sahip sinüsoidler toplamı şeklinde ifade edilebilir. Orijinal sinyali oluşturmak için kullanılan bu sinusoidlerin genliklerini hesaplamak için kullanılan matematiksel dönüşüme Fourier Dönüşümü (FD) adı verilir. Fourier dönüşümüyle zaman tanım bölgesindeki sinyal frekans bileşenlerine ayrılmış olur (Şekil 6.2). Ayrık Fourier dönüşümünün dijital bilgisayarlarda daha hızlı çalışan algoritmasına da Hızlı Fourier Dönüşümü adı verilir.

Spektrum içerisindeki her frekans bileşeni rulman ve/veya makina ile ilgili titreşim bileşenlerine eşlenebileceği için hem anlık analiz yapmada hem de titreşimlerin zaman içerisindeki davranışını görmede oldukça faydalıdır. Dönel makinaların arıza tespitinde en çok kullanılan yöntemlerden biridir. Diğer taraftan spektrum fazla miktarda bilgi içerdiğinden tecrübeli olmayan kişiler tarafından değerlendirilmesi mümkün değildir. Ayrıca titreşim verilerinin ölçülmesi sırasındaki parametreler ve sinyal kalitesi spektruma oldukça etki eder. Özellikle sensörün yerleştirildiği pozisyon ve veri alımı sırasında oluşan gürültü spektrumun kalitesine ve içeriğine oldukça etki eder.

Rulmanların spektral analiz tekniği ile incelenmesi sırasında dikkat edilecek diğer bir husus da oluşan titreşimlerin doğrusal olmayan karakteristiğidir. Bu karakteristikten dolayı karakteristik frekanslarda zirveler oluşmasının yanı sıra bu zirvelerin farklı alt ve üst harmoniklerinin de olabileceğidir. Bazı rulman hatalarında öncelikli olarak karakteristik frekansların harmoniklerinin seviyesinde bir artış gözlenebilir. Hatta oluşmanın ilk aşamalarında oldukça üst basamaklardaki harmonikler (40-70. harmonikler) seviyelerinde artış gözlemlendiği bilinmektedir.



Şekil 6.2. Fourier dönüşümü a) zaman tanım bölgesi b) frekans tanım bölgesi

6.3. Zaman/Frekans Analizi Teknikleri

Frekans tanım bölgesi teknikleri rulman hatalarının tespitinde oldukça etkin ve yoğun bir şekilde kullanılmasına rağmen sadece spektrumların incelenmesi zaman tanım bölgesinde sinyalin davranışı hakkında bilgi vermemektedir. Zaman/frekans analizi teknikleri sinyalin frekans dağılımının

zamana bağılı olarak gösterilmesi, dolayısıyla zaman tanım bölgesindeki bilgilerin de kaybolmamasını sağlar.

6.3.1. Campell Diyagramı

Dönel makinaların titreşim sinyalleri incelendiğinde spektrumun makinanın dönüş hızı ile değiştiği görülebilir. Bunun sebebi sinyal içerisinde doğal frekanslar gibi makina dönüş hızından bağımsız bileşenlerin yanı sıra rulman karakteristik frekansları gibi makina dönüş hızına bağılı frekans bileşenlerinin bulunmasıdır. Bu değişimi gözlemenin en iyi yolu 3 boyutlu spektral harita oluşturulmasıdır. Bu tip haritalara şelale diyagramı veya ardışık grafikleme adı verilir. Böyle bir grafikte üçüncü eksen şaft dönüş hızı veya zaman olabilir.

Üçüncü eksen devir/dakika biriminde şaft dönüş hızı olduğunda bu tip grafikler bazen Campell Diyagramı olarak adlandırılırlar. Campell diyagramının tam tanımı dikey eksen frekans (Hz), şaft dönüş hızı (d/d) ve spektral genlikler ilgili koordinatlarda çizilmiş orantılı daireler (veya kareler) şeklindedir. Böylece hıza bağımlı ve frekansla değişen bileşenler ve harmonikler bir arada görülebilir. Ayrıca bu diyagramların incelenmesiyle makina bileşenlerinin oluşturduğu titreşimlerin hangi çalışma hızlarında rezonansa sebep olacağı da görülebilir.

Bu tip bir diyagramdaki her bir spektrum şaft hızına bağılı olarak üç farklı şekilde elde edilebilir:

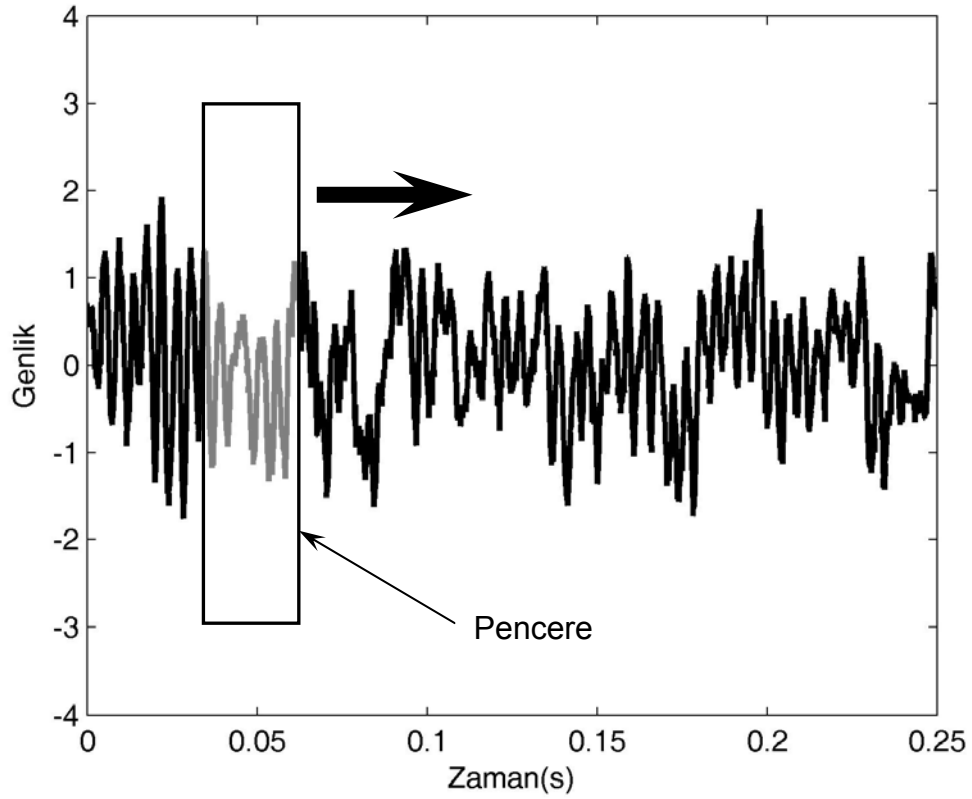
- 1) İdeal olarak şaft hızı her spektrum hesaplanması sırasında sabit olmalıdır ve şaft hızı ardışık olarak artırılıp veri alınmalıdır. Birçok makinada bu durumu sağlamak olanaksızdır, fakat oldukça yavaş hızlanan şaftlarda bu durum yaklaşık olarak sağlanabilir.
- 2) Daha büyük ivmeye sahip şaftlarda ardışık spektrumları elde etmek için titreşim verileri yüksek örnekleme frekanslarında toplanır. Bu titreşim

sinyaliyle eş zamanlı olarak şaft hızı da bir takometre yardımıyla tespit edilir. Toplanan titreşim verileri kısa aralıklarla ardışık olarak alınarak takometre sinyaliyle eşlenir ve bu kısımların spektrumları hesaplanarak ardışık olarak dizilir. Diyagramın hassasiyeti alınan verilerin örnekleme frekansı ile orantılıdır.

3) Yüksek şaft dönüş ivmesine sahip makinalarda bu analizi yapmak için titreşim verileri 2. maddede açıklandığı gibi mümkün olan en yüksek örnekleme frekansında toplanır. Özellikle makina için daha kiritik görülen hız aralığında veriler toplanır ve mümkün olan en fazla miktarda veri ile analiz yapılır. Bu analiz yapılırken spektral analizde çokça karşılaşılan alias olup olmadığı kontrol edilmelidir. Yani örnekleme frekansı en az toplanan titreşim sinyali içerisindeki en yüksek frekansın iki katı olmalıdır. Bunu sağlamak için özel alt geçirgen filtreler kullanılabilir.

6.3.2. Kısa Zaman Fourier Dönüşümü

Kısa Zaman Fourier Dönüşümü (KZFD) sinyalin zamana bağlı spektrumunu verir. KZFD hesaplanırken zaman sinyali üzerindeki bir kısım sinyal penceresinden geçirilerek HFD alınır ve bu pencere zaman boyunca ilerletilerek işlem tekrarlanır (Bkz. Şekil 6.3). Böylece frekans içeriğinin değişimi zamana bağlı olarak elde edilmiş olur. KZFD etkili bir teknik olmasına rağmen kullanımı oldukça zordur. Kullanılan zaman penceresinin büyüklüğü elde edilen sonucun zaman ve frekans eksenlerindeki çözünürlüğünü oldukça etkiler. Uygun seçilmeyen bir pencere ile düşük veya yüksek olan frekanslar tespit edilemeyebilir veya bu frekansların hangi zaman diliminde gerçekleştiği gözlemlenemeyebilir.



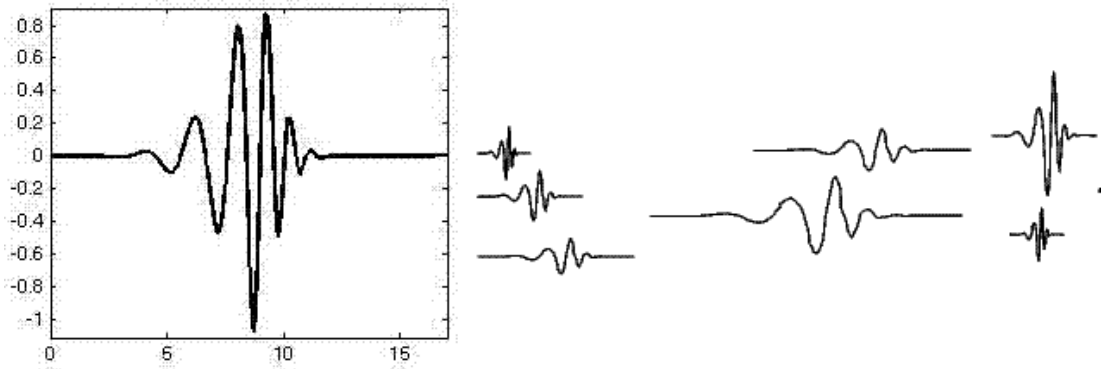
Şekil 6.3 Kısa Zaman Fourier Dönüşümü.

Rulmanlardaki hataların tespitinde birçok frekans bileşeni inceleneceği için bu teknik kullanılırken hangi frekansın daha dikkatli takip edileceğine karar verilmeli veya farklı boyutlarda pencere kullanılarak aynı sinyale birden fazla KZFD dönüşümü uygulamak gerekir. KZFD sinyal içerisindeki darbe ve süreksizliklerin tespitinde daha etkin bir teknik olduğu için özellikle rulmanlarda oluşan noktasal hataların tespitinde kullanımı daha yaygındır. KZFD’de spektrum gibi hem anlık olarak inceleme hem de süreç olarak incelemek için kullanılabilir.

6.3.3. Dalgacık (Wavelet) analizi

Dalgacık analizinde belirli bir zaman diliminde ortalaması sıfır olan daha önce tasarlanmış bir dalgacık kullanılır. Bu dalgacık Fourier analizindeki sinüs dalgası gibi düşünülebilir, fakat dalgacık sinüsün aksine belirli bir zaman

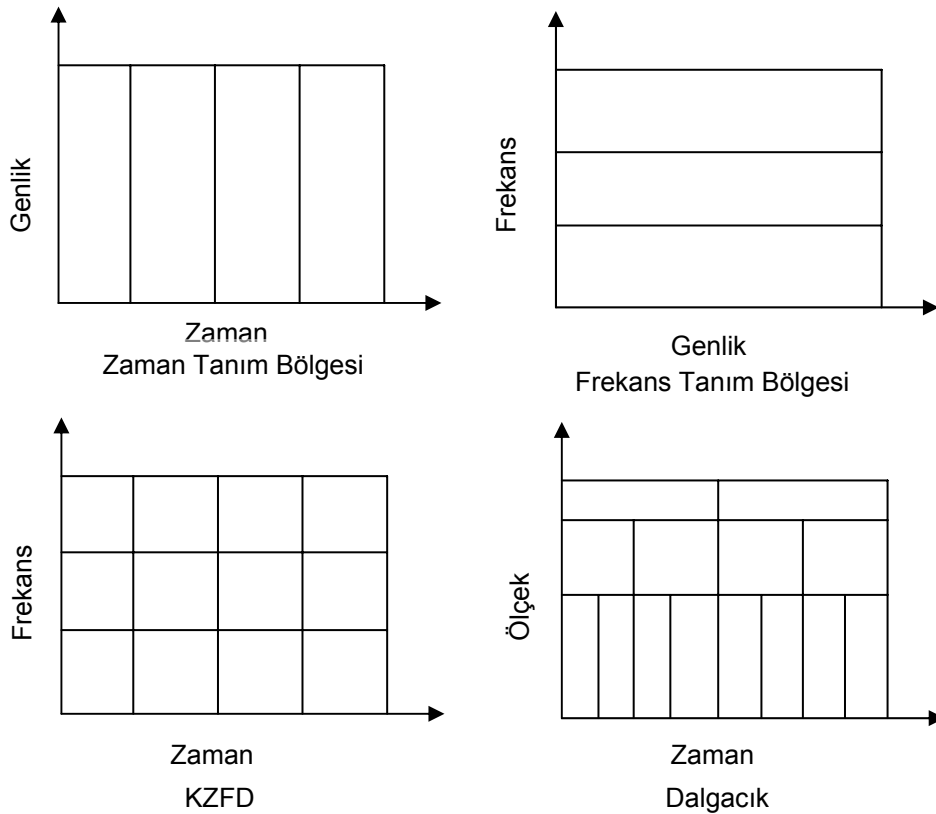
aralığında gerçekleşir (Bkz. Şekil 6.4). Fourier analizi zaman sinyalinin çeşitli frekanslardaki sinüslere ayrılması şeklindedir. Benzer şekilde dalgacık analizi de sinyalin seçilen orijinal dalgacığının ötelenmiş ve ölçeklenmiş şekillerine ayrıştırılması anlamına gelir (Bkz. EK-3). Şekil 6.5'te zaman, frekan ve zaman/frekans analiz tekniklerinin zaman ve frekans eksenlerindeki çözünürlüğü görülmektedir. KZFD'de zaman ve frekans eksenlerindeki pencere boyutu aynı kalmaktadır, buna karşın dalgacık analizinde zaman ve ölçek eksenlerindeki pencere boyutları değişmektedir. Dalgacık analizinde frekans eksenini yerine ölçek eksenini kullanılmaktadır. Bu ölçek kullanılan orijinal dalgacığının değiştirilen boyutunu ifade etmektedir ve karşılık gelen frekanslar hesaplanabilir.



Şekil 6.4 Dalgacık a) Daubechies db9 dalgacığı b) ötelenmiş ve ölçeklenmiş birkaç dalgacık

Dalgacık tüm zaman serisi üzerinde mümkün olan tüm ölçeklerde gezdirilerek oldukça detaylı bir analiz yapılabilir, fakat bu analiz şekli oldukça fazla hesaplama yükü getireceğinden çözümlemeyi yapan bilgisayarın kapasitesine bağlı kalacaktır. Bu şekilde yapılan dalgacık analizine Sürekli Dalgacık Dönüşümü (SDD) adı verilir. Bunun yerine bazı seçilmiş ölçeklerde ve pozisyonlarda dalgacık analizi yapmaya ise Ayrık Dalgacık Dönüşümü (ADD) adı verilir. Bu şekilde analiz daha az bilgisayar hesaplama yükü ve daha hızlı sonuç anlamına gelmektedir. Ayrıca ADD algoritmaları dijital bilgisayarlar için daha elverişlidir.

Dalgacık dönüşümünde sinyal yaklaşık ve detay değerler şeklinde ayrıştırılır. Her bir seviyede yaklaşık kısım tekrar bir alt yaklaşık ve detay kısımlara ayrılır. Seviye sayısı isteğe bağlıdır. Sinyali bu şekilde tek yönde ayırmak yerine mümkün olan diğer kombinasyonları içerecek şekilde bir ayrıştırma da yapılabilir. Diğer bir deyişle her seviyede sadece yaklaşık kısmı yeniden ayrıştırmak yerine hem yaklaşık kısmı hem de detay kısmı alt seviyelere ayrıştırma işlemi yapılabilir. Bu şekilde gerçekleştirilen dalgacık analizine Dalgacık Paket Analizi (DPA) adı verilir.



Şekil 6.5. Zaman, frekans ve zaman/frekans tekniklerinin karşılaştırılması

Dalgacık tekniğinin zaman ve frekans eksenlerindeki bu çözünürlük avantajı her türlü sinyal analizi için kullanımını artırmıştır. Rulman hatalarının tespitinde de hem genel olarak titreşimlerin durumunu takip etmek için hem de istenilen karakteristik frekanslarının daha iyi takip edilebilmesi için sıklıkla kullanılmaktadır.

Bu sinyal işleme teknikleri toplanan titreşim verilerine ayrı ayrı uygulanabileceği gibi farklı teknikler ardışık olarak ta uygulanabilir. Örneğin bir titreşim sinyaline dalgacık dönüşümü uygulandıktan sonra istenilen bir yaklaşık veya detay seviyesine zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanabilir veya her bir seviyenin spektrumu hesaplanabilir.

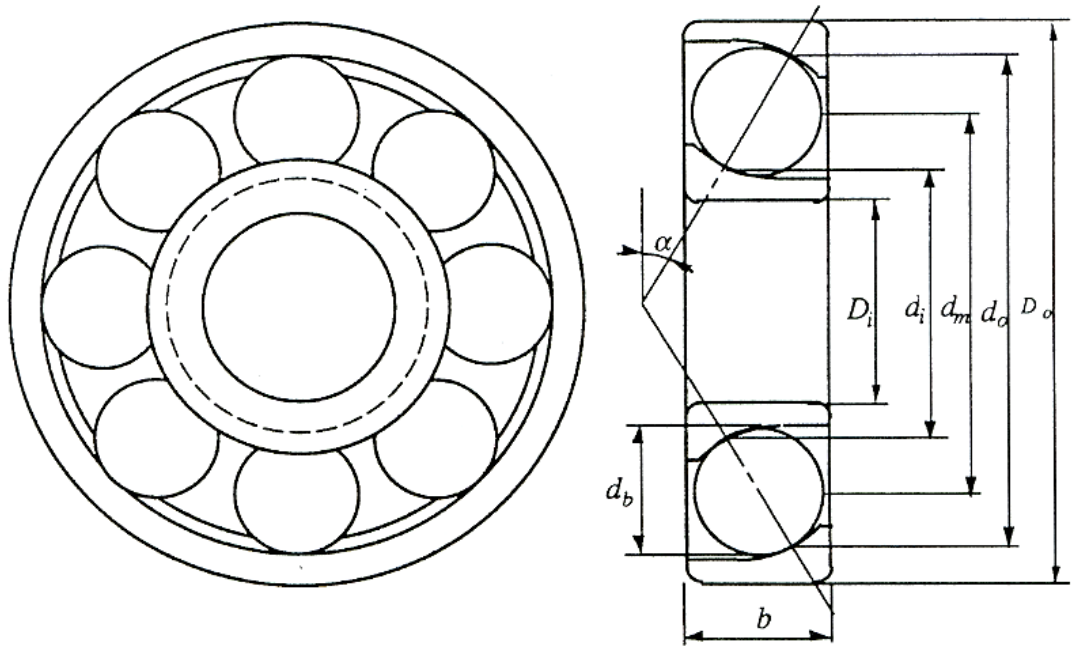
Anlatılan tekniklerden bazılarının anlık değerlerini değerlendirmek yanlış veya abartılı değerlendirmeler yapılmasına sebep olacaktır. Zaman tanım bölgesi tekniklerin çalışma süresince takibi her hangi bir zamanda yapılmış olan hesaplamadan çok daha fazla bilgi içerecektir. Parametrelerin zamanla takibi ardışık analizler gerçekleştirildikten sonra da yapılabilir. Örneğin çalışma süresince ardışık olarak toplanmış titreşim sinyallerinin her birine dalgacık dönüşümü uygulandıktan sonra her bir dönüşüm seviyesine zaman tanım bölgesi analizlerinin uygulanarak takip edilmesi farklı frekans bantlarında sistemin davranışını daha iyi gösterecektir.

7. BULGULAR, YORUMLAR VE TARTIŞMA

Bu bölüm iki ana başlık altında incelenecektir, teorik modelleme ve deneysel çalışma. Teorik çalışmada önce kusursuz rulmanlar ile yataklanmış şaftların dinamik davranışları ve daha sonra bölgesel ve dağınık kusurlara sahip rulmanlarla yataklanmış şaftların titreşimleri 5. Bölümde anlatıldığı sıra ile verilecektir. Deneysel çalışmada 4. Bölümde anlatılan deney düzeneği üzerinden toplanan titreşim verilerine 6. Bölümde anlatılan sinyal işleme teknikleri uygulanacaktır. Her bir tekniğin rulmanların durumunu belirlemedeki yetenekleri tartışılacak ve deney süresince rulmanın bozulma mekanizması belirlenecektir.

7.1. Modelleme Bulguları, Yorumlar ve Tartışma

Şaft rulman sisteminin dinamik davranışlarını elde etmek için 3. ve 5. bölümde elde edilen matematiksel modeller değişik çalışma parametreleri ve hata durumları için simülasyon yöntemiyle çalıştırılmıştır. Karşılaştırma kolaylığı için bütün simülasyonlarda aynı özellikleri taşıyan rulman-şaft sistemi kullanılmıştır ve bazı çalışma parametreleri bütün simülasyonlar için aynıdır. Sağ ve sol taraftaki iki rulman da aynıdır. Kullanılan rulman detayları Şekil 7.1'de ve rulman ile şaft-rulman sistemi özellikleri ve boyutları Çizelge 7.1 ve 7.2'de verilmiştir.



Şekil 7.1.Rulman Boyutları.

Çizelge 7.1 Şaft boyutları

Tanım	Boyut
Çap	0,04 m
Boy	0,55 m
Ağırlık	5,5 kg
Rulmanlar arası mesafe	
Ağırlık Merkezinin Sol rulmana olan mesafesi	
Ağırlık Merkezinin Sağ rulmana olan mesafesi	
X(veya y) eksenine göre atalet momenti	
Z eksenine göre atalet momenti	

Çizelge 7.2 Rulman özellikleri ve boyutları

Tanım	Boyut
Tip	Açısal temaslı
İç bilezik iç çapı	0,04 m
İç bilezik yuvarlanma çapı	0.046038 m
Ortalama çap	0,0539855 m
Dış bilezik yuvarlanma çapı	0,061933 m
Dış bilezik dış çapı	0,068 m
Rulman genişliği	0.015 m
Bilya çapı	0.0079375 m
İç bilezik eğrilik yarıçapı	0.004082 m
Dış bilezik eğrilik yarıçapı	0.004161 m
Yüksüz temas açısı	15°
Elastik modülü	200 GPa
Poisson's ratio	0,3

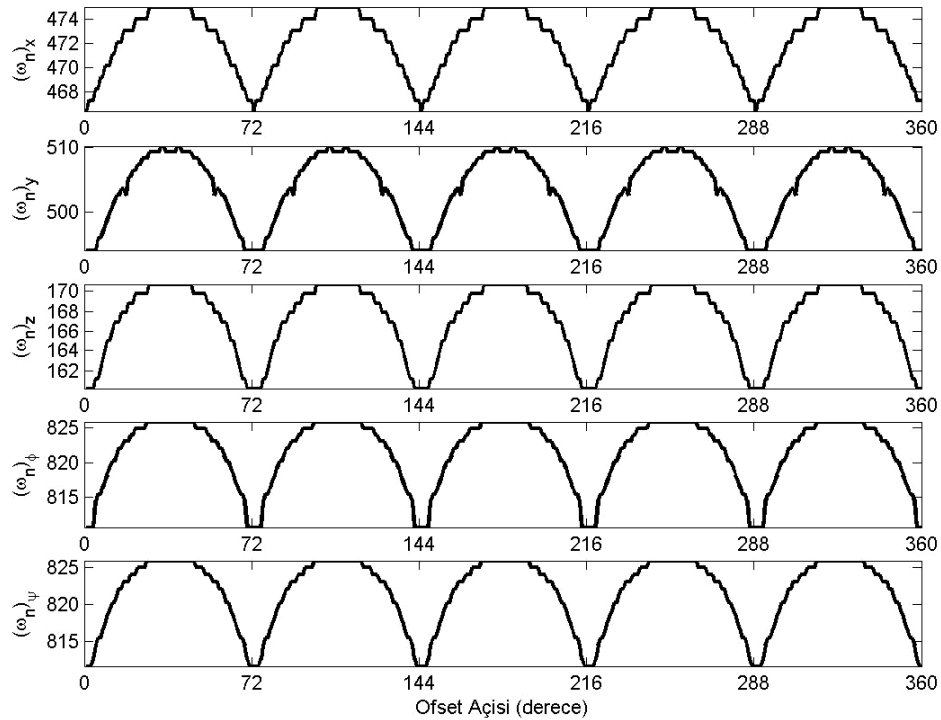
7.1.1. Doğal frekanslar

Sistem 5 serbestlik dereceli (SD) olarak modellendiği için her bir serbestlik derecesinde doğal frekanslar mevcuttur. Şaft x , y ve z yönündeki öteleme hareketi yaparken ϕ ve ψ sırasıyla y eksenine ve z eksenine göre dönme hareketlerini ifade etmektedir.

Yuvarlanma elemanlarının pozisyonlarına göre rulmanın toplam elastikiyetinin değiştiği 5. bölümde bahsedilmiştir (Bkz. Şekil 5.2). Sistemin doğal frekansı kütle ve elastikiyetin bir fonksiyonu olduğundan rulman-şaft sisteminin doğal frekansları da yuvarlanma elemanlarının konumlarına göre değişecektir. Bu durumu göstermek için sistem sönümsüz olarak modellenmiş ve ilk değerler verilerek şaft hızı sıfır alınarak çözülmüştür. Sönümsüz serbest titreşen bir cisim doğal frekansında salınacağı için bu sonuçlardan sistemin doğal frekansları direkt olarak elde edilebilir. Doğal

frekansın bilya konumu ile değişimini göstermek için bu çözüm $0-360^\circ$ arasında off-set açısı her defasında bir derece artırılarak tekrarlanmıştır. Şekil 7.2'de sistemin doğal frekanslarının tam bir turdaki değişimi görülmektedir. Şekil incelendiğinde doğal frekanstaki salınımın bilya sayısı ile eşit olduğu görülmektedir. Daha fazla sayıda bilya ile yapılan incelemelerde rulman elastikiyeti arttığı için doğal frekanstaki değişimin genliği oldukça azalmıştır. Örneğin 8 bilya için x yönündeki doğal frekanstaki değişim 1 Hz civarındadır. Bilya sayısı fazla olan rulmanlar için bilya konumu ile doğal frekansın değişimi ihmal edilebilecek seviyededir.

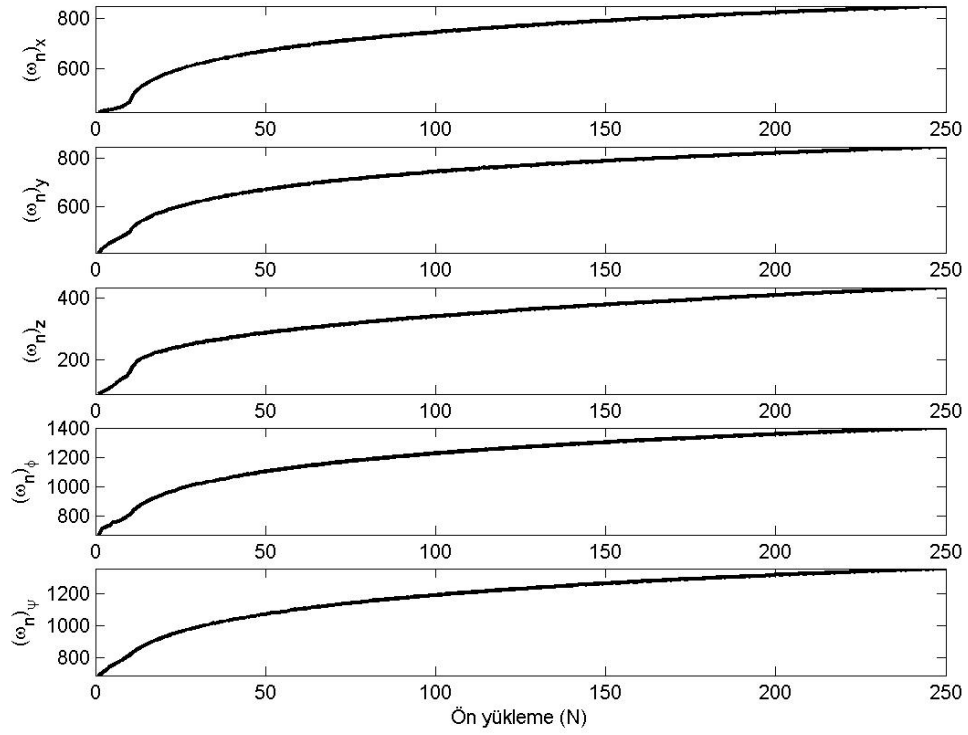
Temel salınımı elde etmek için kullanılan 1 derece aralık yeterli olmasına karşın hızlı değişimin olduğu noktalar tam olarak ifade edilememiştir. Ayrıca titreşim modları birbirlerini etkilemektedir. Bu sebeple Şekil 7.2'de süreksizlikler görülmektedir. Ayrıca yuvarlanma elemanlarındaki ezilme bağıntısı doğrusal olmadığından x ve y yönündeki doğal frekanslar da birbirinden farklıdır, çünkü x yönünde şaft ağırlığı etki etmektedir.



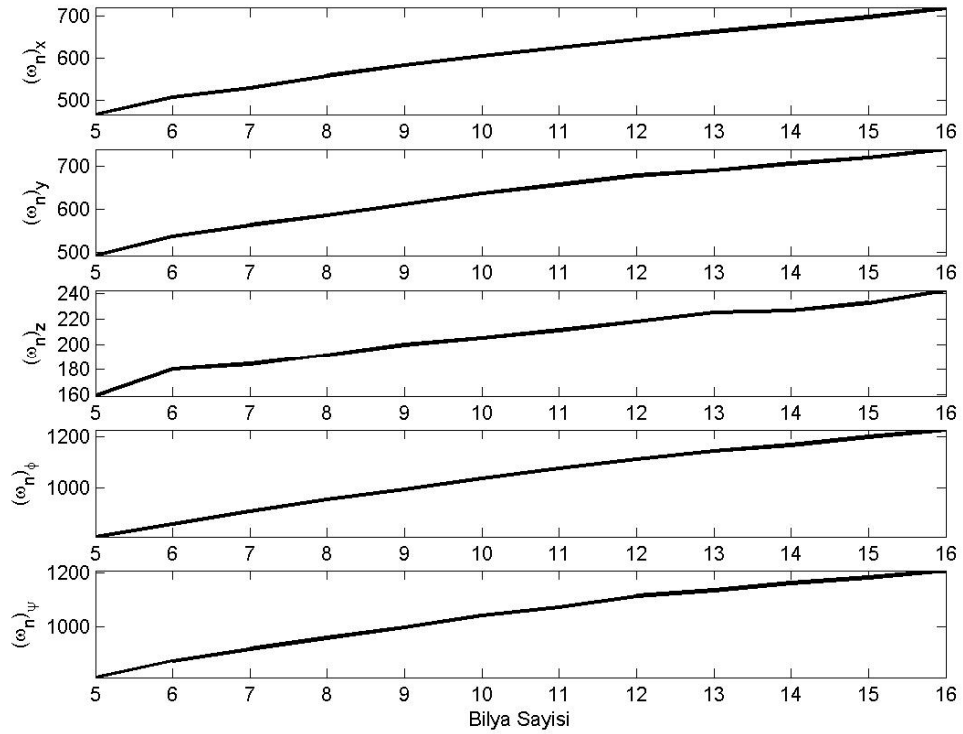
Şekil 7.2. Bilya konumunun doğal frekanslara olan etkisi ($m=5, P_{\phi y}=10$ N).

Doğal frekans üzerindeki diğer önemli bir etki de önyüklemedir. Rulman üzerindeki ön yükleme artırıldığında rulmanın elastikiyeti arttığı için doğal frekanslar da artmaktadır. Şekil 7.3'te görüldüğü gibi ön yükleme artışıyla doğal frekanstaki artış doğrusal değildir. Şekil 7.3'te y , ϕ ve ψ yönlerindeki davranış dikkatle incelendiğinde düşük ön yükleme değerleri (0-5 N) için doğal frekanslarda süreksiz bir davranış görünmektedir. Bu davranışın sebebi yuvarlanma elemanlarıyla bilezikler arasındaki sürekli temasın sağlanamamasıdır. x yönünde şaftın ağırlığı bu temasın korunmasını sağladığı için, bu yönde aynı süreksiz davranış gözlemlenmektedir. Modellenen rulmanların benzerleri için üretici firmalarda bu kadar düşük ön yükleme değerlerinde kararsız bir davranış olacağını belirtmektedirler.

Rulmandaki yuvarlanma elemanı sayısının değişmesi de sistemin doğal frekanslarını değiştirir, çünkü şaft göreceli olarak daha fazla sayıda bilya ile desteklenecektir, yani sistemin katılığı artacaktır. Bu durumu göstermek için sistem modeli farklı bilya sayıları için çalıştırılmıştır. Her simülasyon için şaft devri sıfır olarak alınmış ve her iki taraftaki rulman aynı fazda (1. bilya 0°) konumlandırılmıştır. Şekil 7.4'te görüldüğü gibi yuvarlanma elemanı sayısı arttıkça bütün serbestlik derecelerindeki doğal frekanslar artmaktadır.



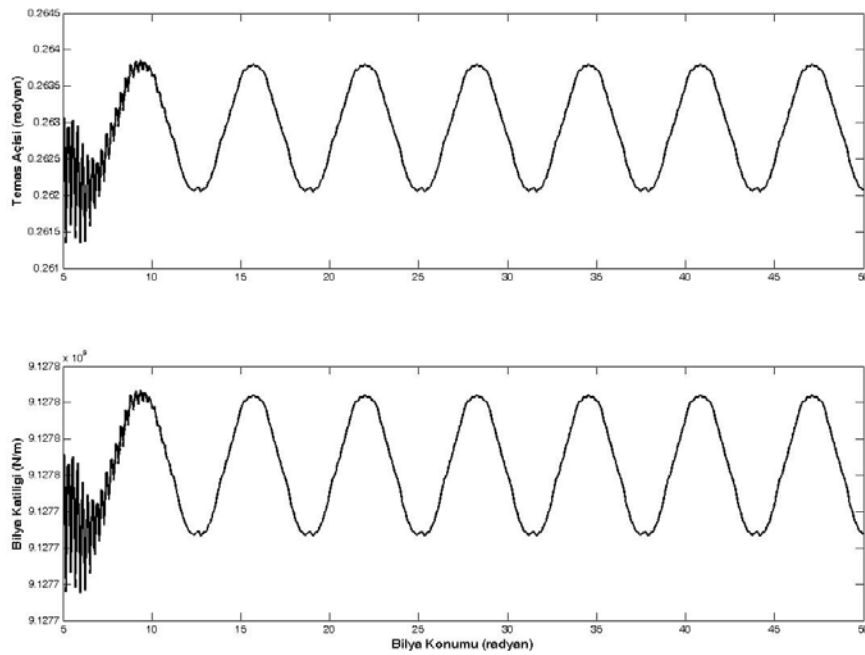
Şekil 7.3. Ön yüklemenin doğal frekanslara etkisi ($m=5$)



Şekil 7.4. Bilya sayısı ile doğal frekansların değişimi ($n=5000$ d/d, $P_{oy}=10$ N).

7.1.2. Temas açısı

Bilyaların rulman içerisindeki konumlarına göre üzerlerine gelen yük değiştiğinden temas açıları da değişmektedir. Bilya elastikiyetide temas açısının bir fonksiyonu olduğundan değişmektedir. Bazı rulman-şaft sistemi modellerinde bu temas açısı sabit kabul edilerek çözüme ulaşılmaya çalışılmıştır, fakat Aktürk [46] temas açısındaki değişimin elastikiyet katsayısında %8'lere varan değişimler oluşturduğunu göstermiştir. Bu tez çalışmasında da rulman dönüşü sırasında temas açısının değişimi dikkate alınmıştır. Şekil 7.5'te rulman dönerken bir set içinde 5. bilyanın temas açısındaki değişim ve aynı anda o bilyanın katılığındaki değişim görülmektedir.

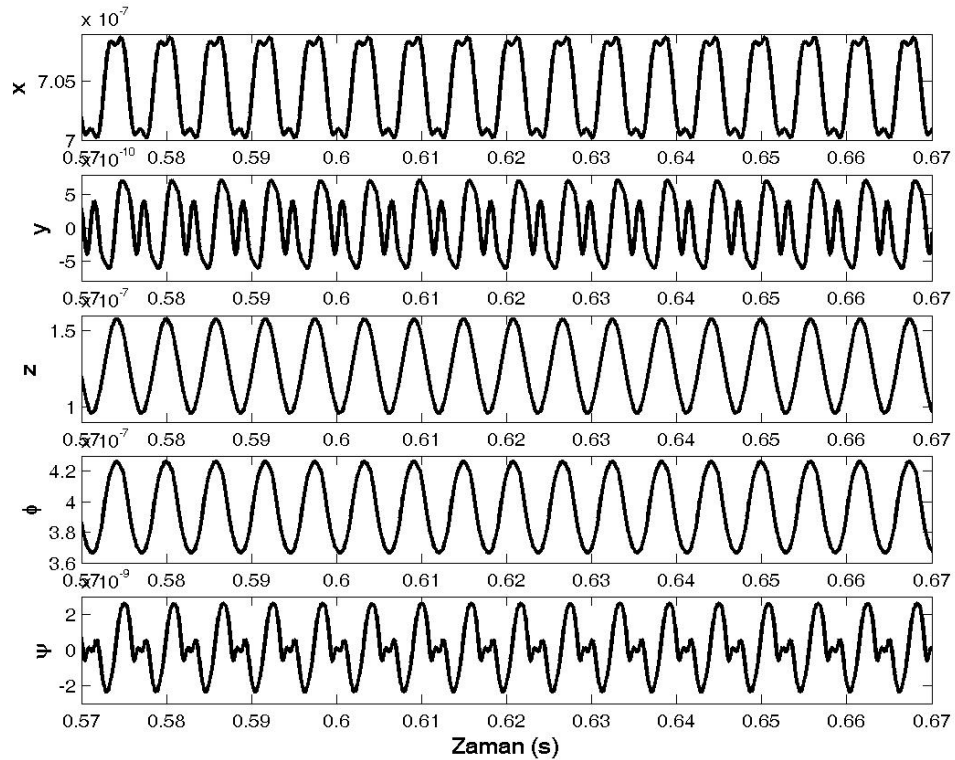


Şekil 7.5. Temas açısı ve bilya katılığının bilya konumu ile değişimi.

7.1.3. Bilya geçiş frekansı

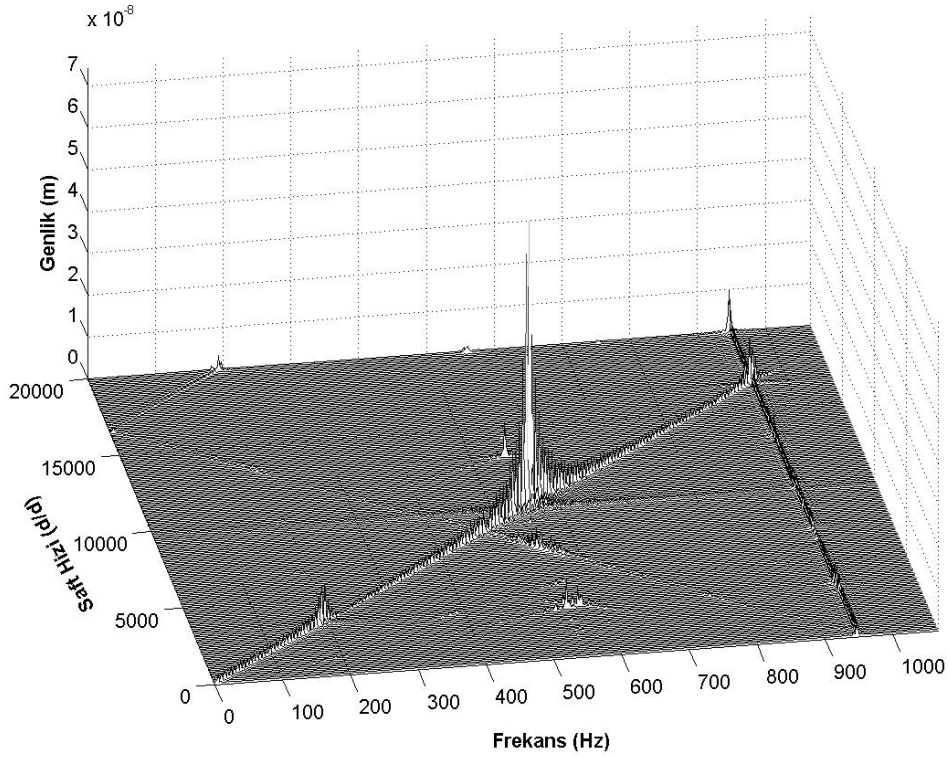
Bölüm 5'te rulmanda geometrik olarak bir bozukluk olmasa bile Bilya Geçiş Titreşimlerinin olduğu ifade edilmişti. Bilya geçiş titreşimlerini incelemek için

elde edilen geometrik olarak kusursuz 5 serbestlik dereceli model 5-16 bilya ve 100-20000 d/d hız aralığında 100 d/d artışlarla çalıştırılmıştır. Şekil 7.6'da seçilmiş bir durum için zaman tanım bölgesi sonuçları ve Şekil 7.7-7.11'de de bütün serbestlik dereceleri için belirli bir bilya sayısında oluşan titreşimlerin spektrumlarının şaft devri ile değişimi verilmiştir.



Şekil 7.6. Şaft titreşimleri zamana göre değişimi ($n=3000$ d/d, $m=8$, $P_{öy}=10$ N)

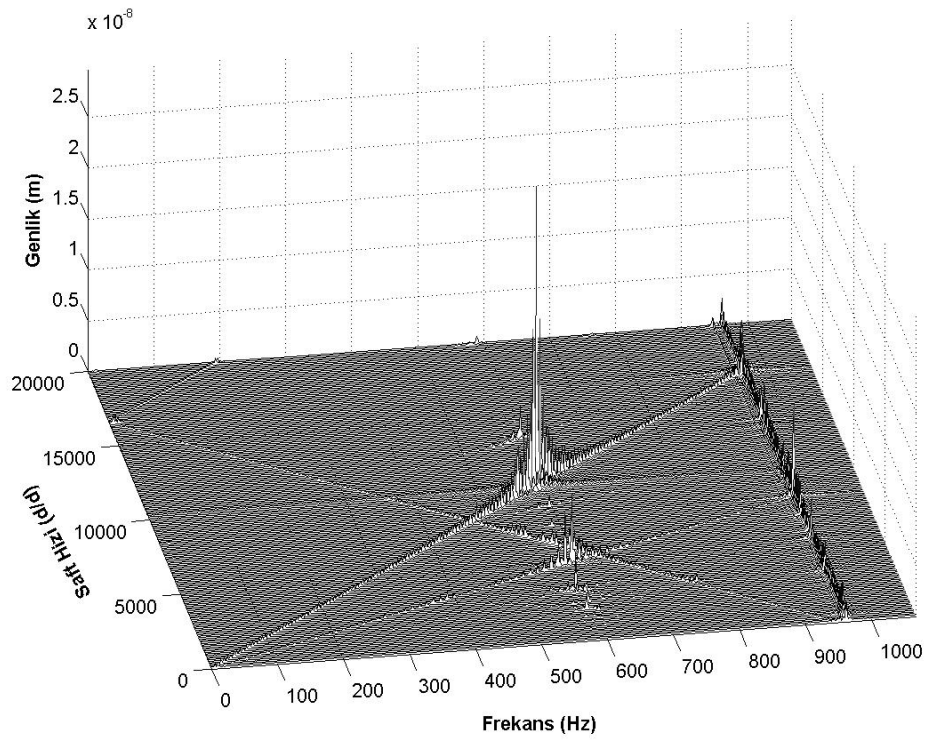
Bilya geçiş frekansı bilya sayısının kafes hızıyla çarpımı şeklinde tanımlandığından şaft hızıyla birlikte doğrusal olarak artmaktadır. Bilya ezilme karakteristiği doğrusal olmadığı için bilya geçiş titreşimlerinin üst harmonikleri de Şekil 7.7-7.11'de görülmektedir. Şekillerde şaft hızına göre değişmeyen frekanslar sistemin doğal frekanslarıdır. Şekil 7.7'de BGT 200 Hz'te z yönündeki, 573 Hz'te x yönündeki doğal frekansları zorlamakta ve rezonans oluşmaktadır. Ayrıca BGT birinci ve ikinci harmoniklerinin oluşturduğu rezonanslarda şekilde açıkça görünmektedir.



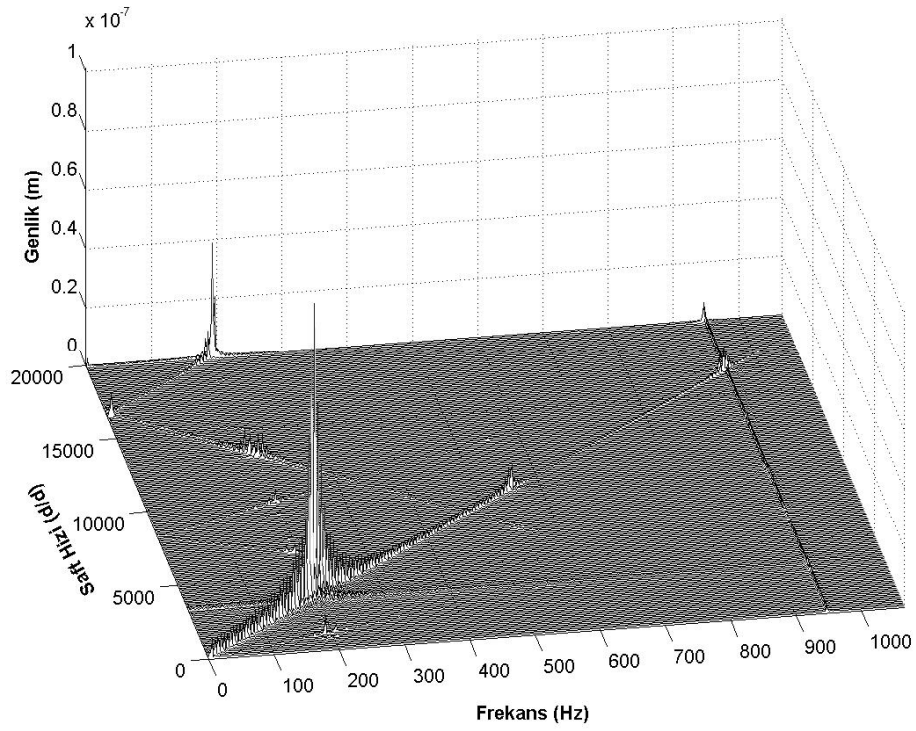
Şekil 7.7. x ekseninde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\partial y}=10$ N).

y yönündeki salınımlar incelendiğinde 611 Hz civarında BGF ile bu yöndeki doğal frekans çakışmaktadır (Şekil 7.8). Bu ekseninde diğer serbestlik derecelerinin etkileri görülmemektedir. z yönündeki titreşimler görünüş olarak x yönündekine benzemektedir, fakat burada z yönündeki doğal frekansın olduğu 200 Hz'teki zirve daha büyüktür. Şekilde BGF'nın birinci ve ikinci harmonikleri de z yönündeki doğal frekansla çakışmıştır.

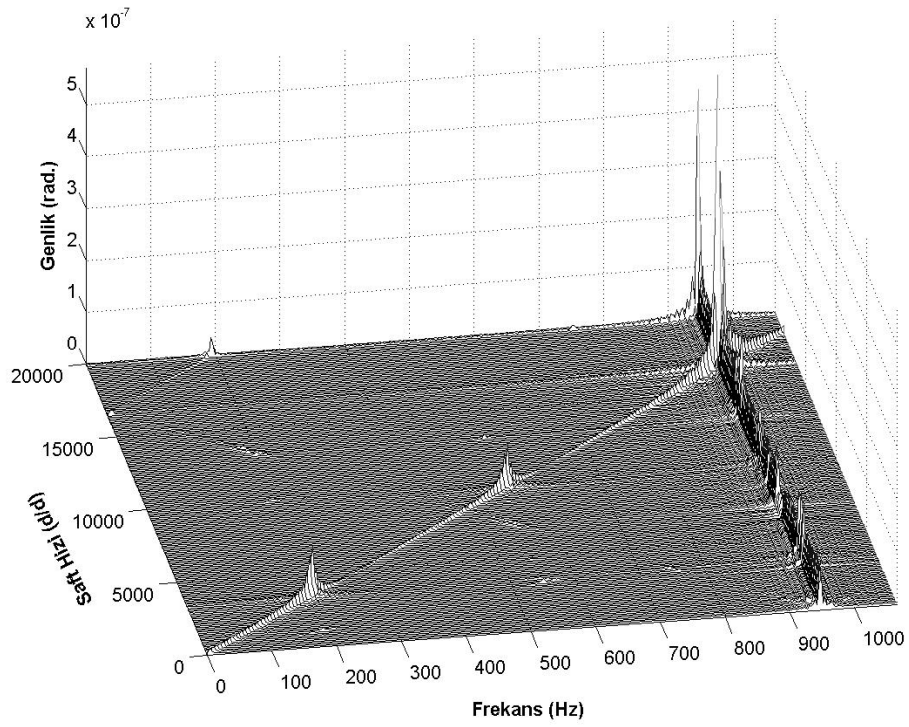
Yuvarlanma ϕ ve yalpa ψ yönündeki titreşim spektrumları incelendiğinde sırasıyla x ve y yönündeki titreşimlere benzemektedir. BGT bu iki yöndeki doğal frekansları da ($\omega_{n\phi}=985\text{Hz}$ ve $\omega_{n\psi}=1004\text{Hz}$) zorlamakta ve rezonansa sokmaktadır. Ayrıca bu iki yönde BGF'nın üçüncü ve dördüncü harmonikleri de belirgin bir şekilde görülmektedir.



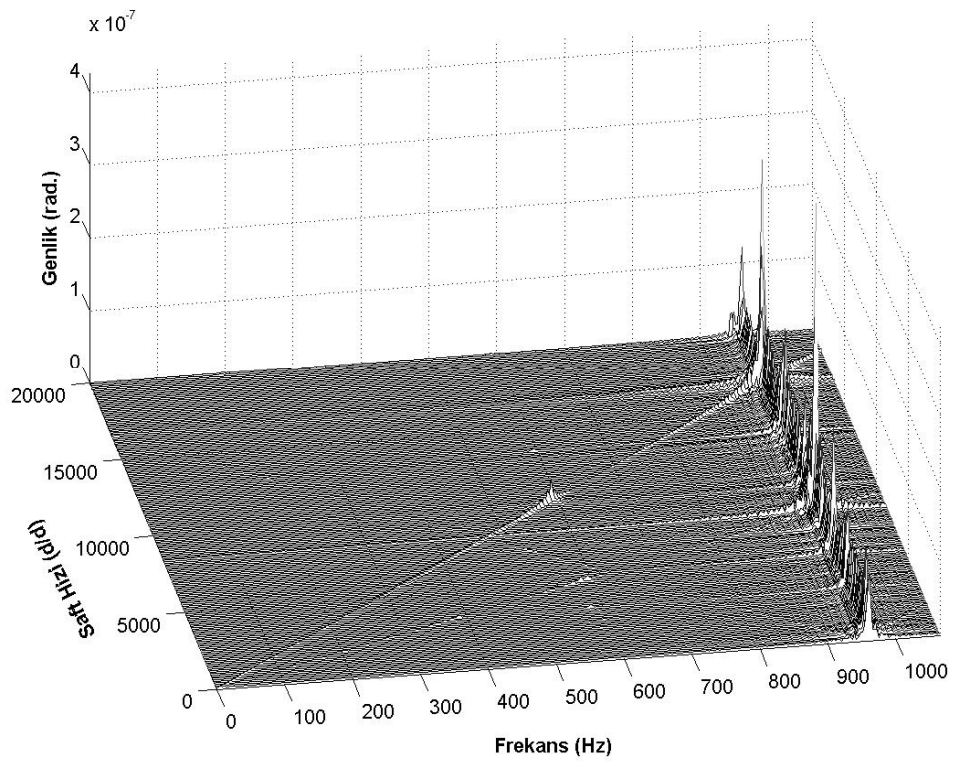
Şekil 7.8. y eksenî yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\dot{\theta}_y}=10$ N).



Şekil 7.9. z eksenî yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\dot{\theta}_y}=10$ N).

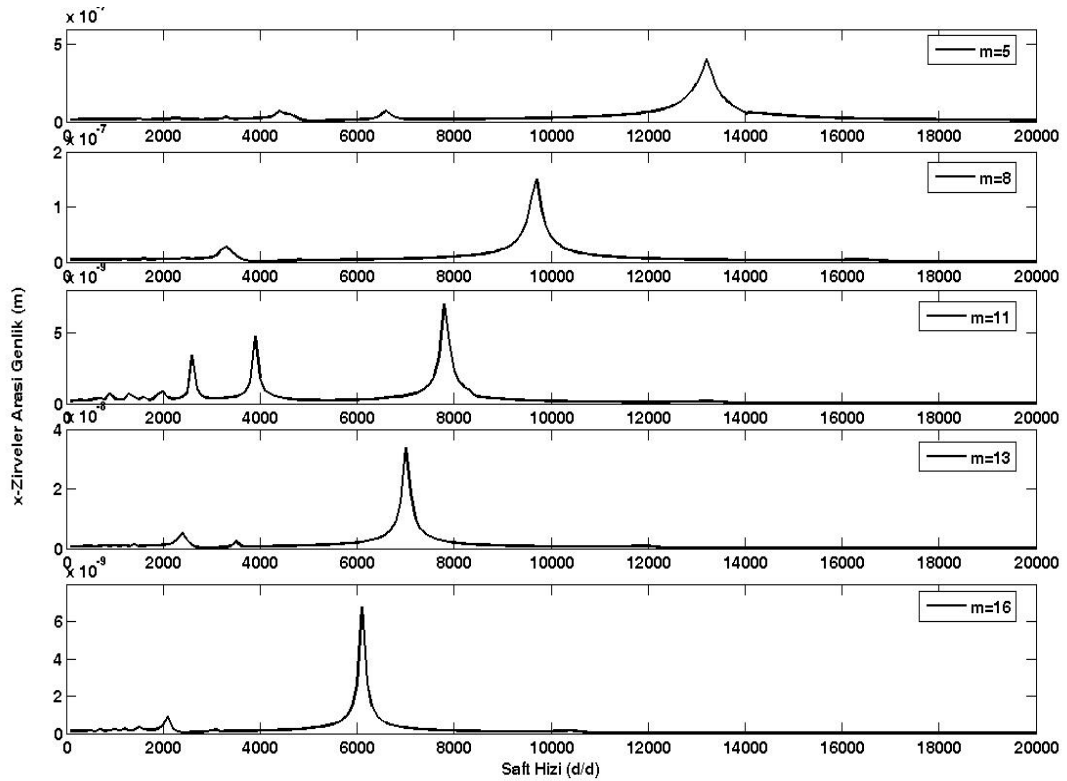


Şekil 7.10. ϕ ekseninde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P=10$ N).



Şekil 7.11. ψ yönünde şaft titreşimlerinin spektrumları ($m=8$, $P_{\phi y}=10$ N).

Bilya sayısı arttıkça rulman katılığı arttığı için titreşim genlikleri daha düşük olacaktır. Bu durum Şekil 7.12'de açıkça görülmektedir. Şekil 7.13'de en büyük genlikler BGF ile x yönündeki doğal frekansın çakıştığı devirlerde, yani rezonans durumunda oluşmaktadır. BGF rulman sayısı ile kafes hızının çarpımı olarak tanımlandığından (bkz. Eş. 5.13) bilya sayısı arttıkça rezonans daha düşük devirlerde gerçekleşmektedir. Daha düşük devirlerde oluşan zirveler BGT'nin z eksenine ile rezonansı ve BGF'nin üst harmoniklerinin x ve z yönü doğal frekanslarıyla çakışmasıyla oluşmaktadır.

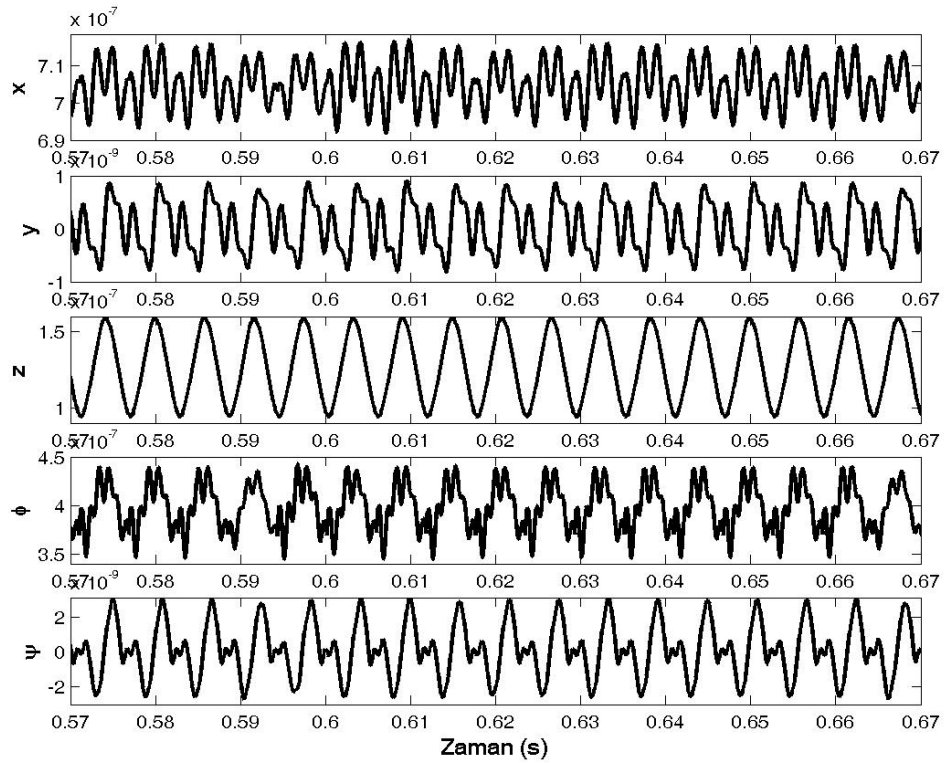


Şekil 7.12. Bilya sayısının BGF'na etkisi ($P_{\ddot{y}}=10N$).

7.1.4. Dış bilezik hatası

Dış bilezikte *bölgesel* bir hatanın olduğu durumdaki titreşim davranışını incelemek için sol taraftaki rulmanın dış bileziğinde 0° konumda, yani rulmanın en çok yüklenmiş alt kısmında, 0.25 mm genişliğinde ve 1 μm derinliğinde bir hata oluşturulmuştur. Gerçek hata oluşumunda kare şeklinde

bir hata oluşmamaktadır, fakat modelleme açısından bu şekilde seçilmiş bir hata gerçekte oluşan darbe şeklindeki şokları ifade edebilmektedir. Şekil 7.13'te seçilmiş bir kombinasyon için zaman tanım bölgesi sonuçları görülmektedir.



Şekil 7.13. Dış bileziği hatalı rulmanın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$ d/d, $P_{\phi y}=10$ N).

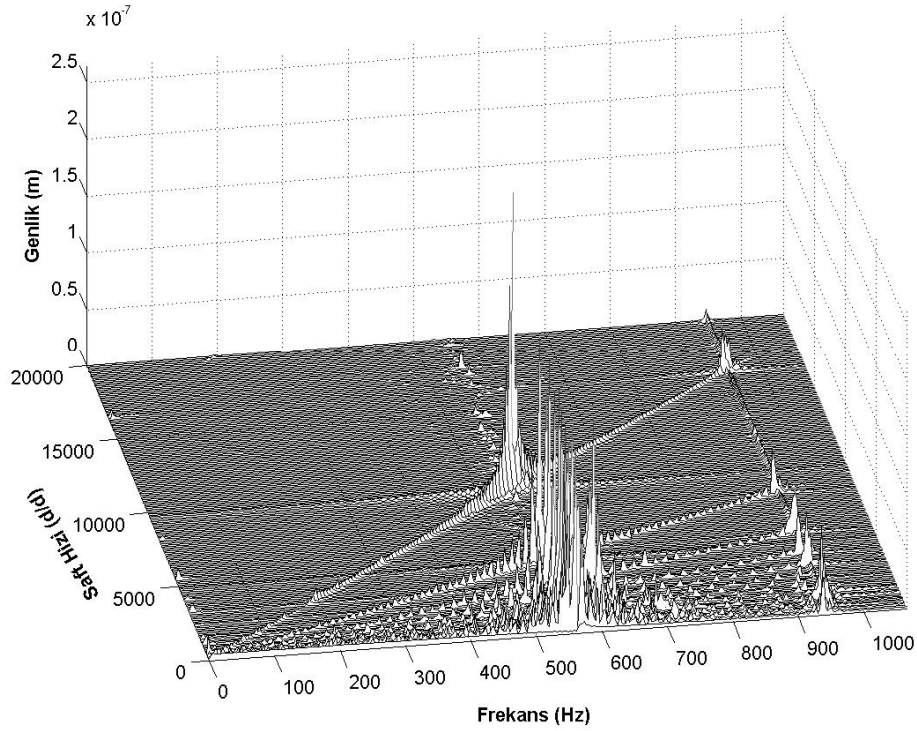
Dış bilezik hata frekansı ile BGF birbirine eşittir. Dış bileziği hatalı rulmanın spektrumu ile sağlam rulmanın spektrumu birbirine benzemekle birlikte, hatalı durumda BGF'nin üst harmonikleri düşük şaft hızlarında bile doğal frekanslarla çakışmakta ve büyük titreşim genlikleri ortaya çıkmaktadır.

Şekil 7.14'te x yönündeki titreşimleri göstermektedir. Titreşim spektrumu $i(m\omega_c)$ ($i=1,2,3,\dots$) frekanslarında bileşenlere sahiptir. Bu frekans diğer araştırmacıların da gözlemlediği dış bilezik hata frekansı ve üst harmonikleridir (10,71). Görüldüğü gibi BGF'nin üst harmonikleri düşük şaft

hızlarında şaft-rulman sisteminin x yönündeki doğal frekansını zorlamakta ve 573 Hz'de rezonans durumu oluşmaktadır. Şekil 7.14'teki diyagramda BGF'nin 10. harmoniğine kadar seçilebilmektedir. Sağlam rulmanın aynı yöndeki titreşimlerinde (Bkz. 7.7) 200 Hz civarında z yönündeki doğal frekans ile BGF'nin çakıştığı yerde zirve görünmesine rağmen dış bilezikte hata olması durumunda bu etki pek belli olmamaktadır, buna karşın sadece sol taraftaki rulmanda hata oluşturulduğu için şaft açısal olarak zorlanmakta ve BGF ve üst harmonikleri ϕ yönündeki doğal frekansla rezonansa girmektedir.

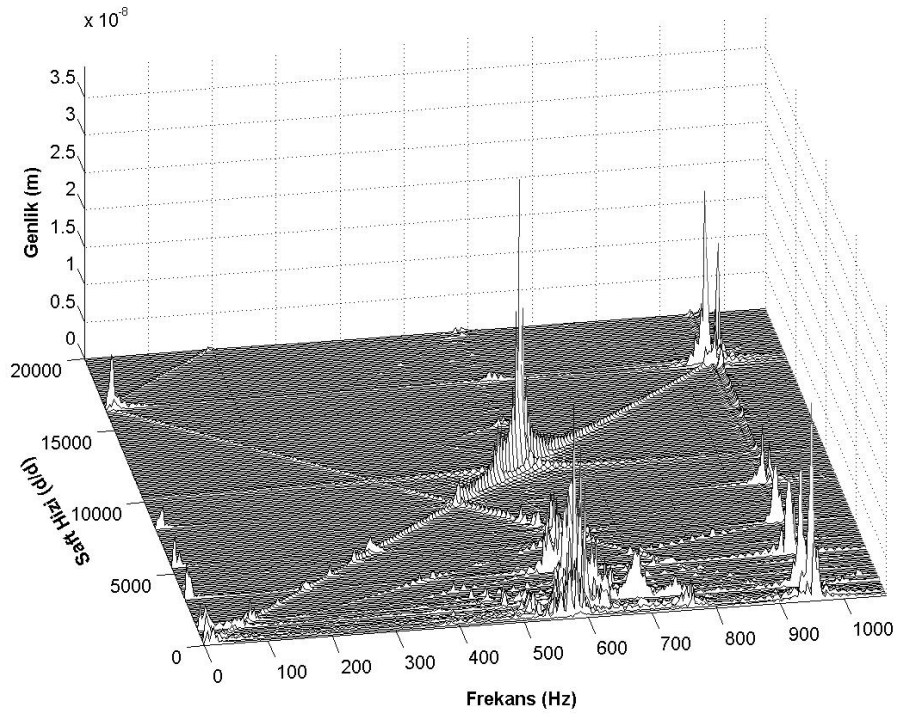
Şekil 7.15'te y yönündeki titreşimler görülmektedir. Dış bilezikte oluşturulan hata 0° konumunda olduğu için hatanın y yönüne etkisi oldukça azdır. BGF bu yöndeki doğal frekans ile 600 Hz'de çakışmakta ve rezonans oluşmaktadır. Spektrumda hem ϕ hem de ψ yönündeki doğal frekanslarda görülmektedir. Hatanın bulunduğu konum sebebiyle BGF ϕ yönündeki doğal frekansı zorlamakta ve y yönündeki diyagramda bu etki de görülmektedir. Diyagramda ayrıca $\omega_\psi - BGF$ dallanması da net olarak görülebilmektedir. $\omega_y - iBPF(i=1,2,3,...)$ dallanması ise sadece bu frekansın BGF ile çakıştığı noktalarda seçilebilmektedir.

z yönündeki titreşim davranışı da Şekil 7.16'da görülmektedir. Diyagramda BGF ve üst harmonikleri z , x ve ϕ yönündeki doğal frekanslarla çakışmakta ve zirveler oluşturmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi dış bilezikte hata olması durumunda oldukça düşük frekanslarda bile rezonans durumu oluşmakta ve genlikler büyümektedir.

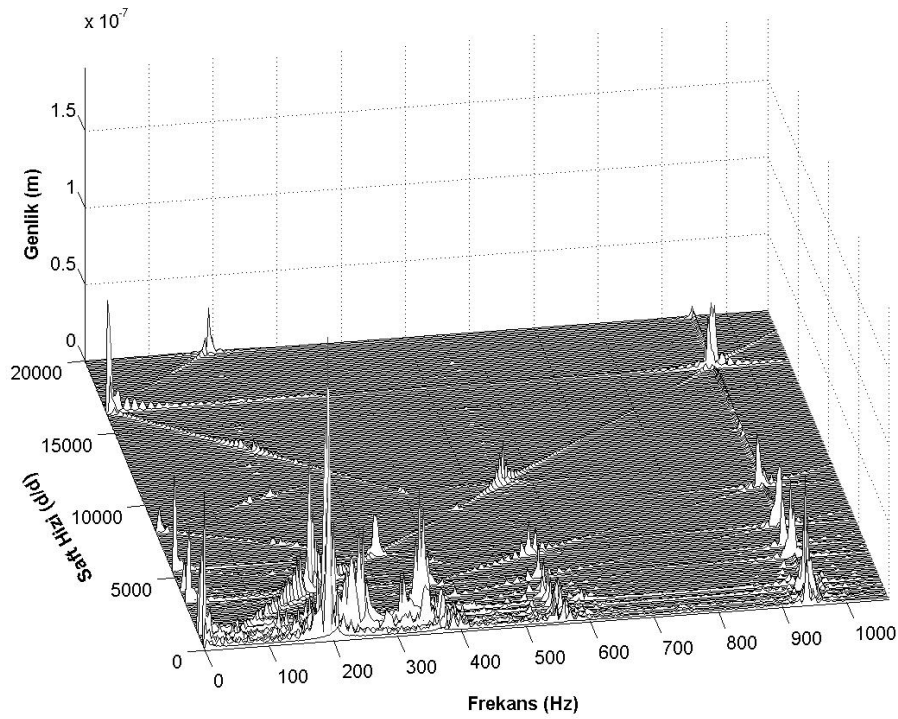


Şekil 7.14.Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin x eksenî yönünde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).

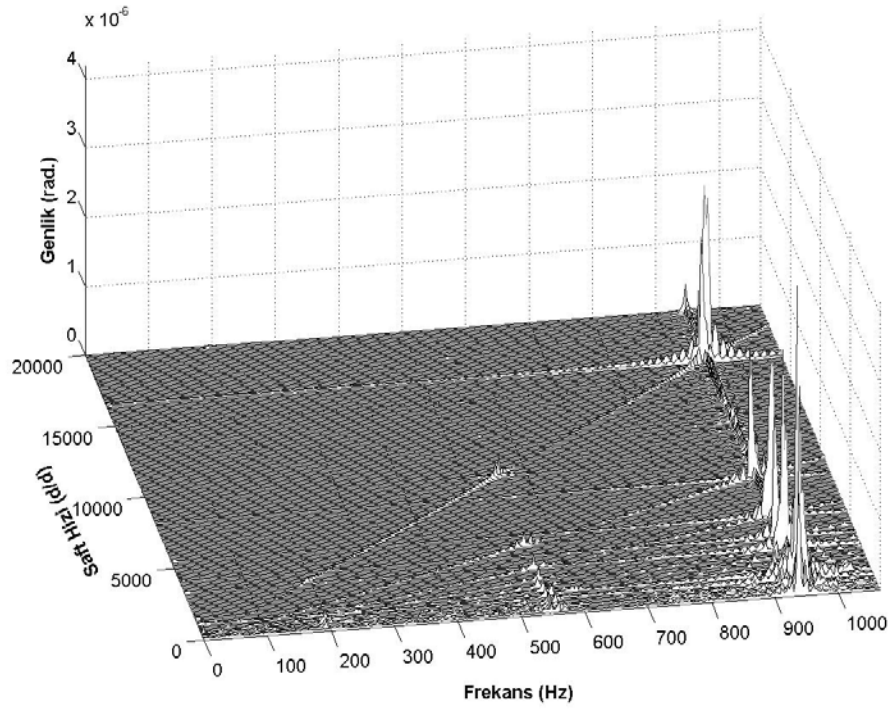
Sadece sol rulmanın dış bileziğinde hata olduğu durum incelendiğinden hata ϕ yönünde yuvarlanma hareketi zorlanmakta ve BGF ile üst harmoniklerinin bu yöndeki doğal frekansla 985 Hz'de çakıştığı konumlarda rezonans oluşmaktadır (Şekil 7.17). ψ yönündeki titreşimler ϕ yönündeki titreşimlere benzemekle birlikte genlikleri düşüktür ve BGF hatanın 0° konumunda olması sebebiyle ϕ yönündeki doğal frekansı zorlamakta ve bu durumda Şekil 7.18'de görülmektedir. Yuvarlanma hareketlerinin birbirine bağlı olması sebebiyle ψ yönündeki doğal frekans 990 Hz çevresinde geniş bantlı spektrumlar oluşmaktadır.



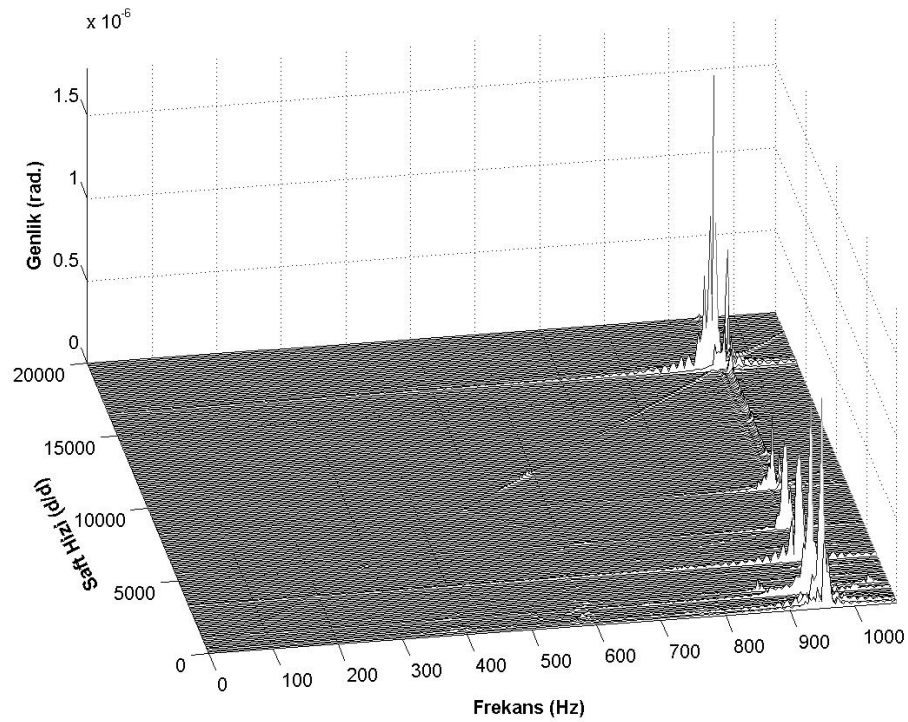
Şekil 7.15. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin y eksenî yönünde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).



Şekil 7.16. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin z eksenî yönünde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).



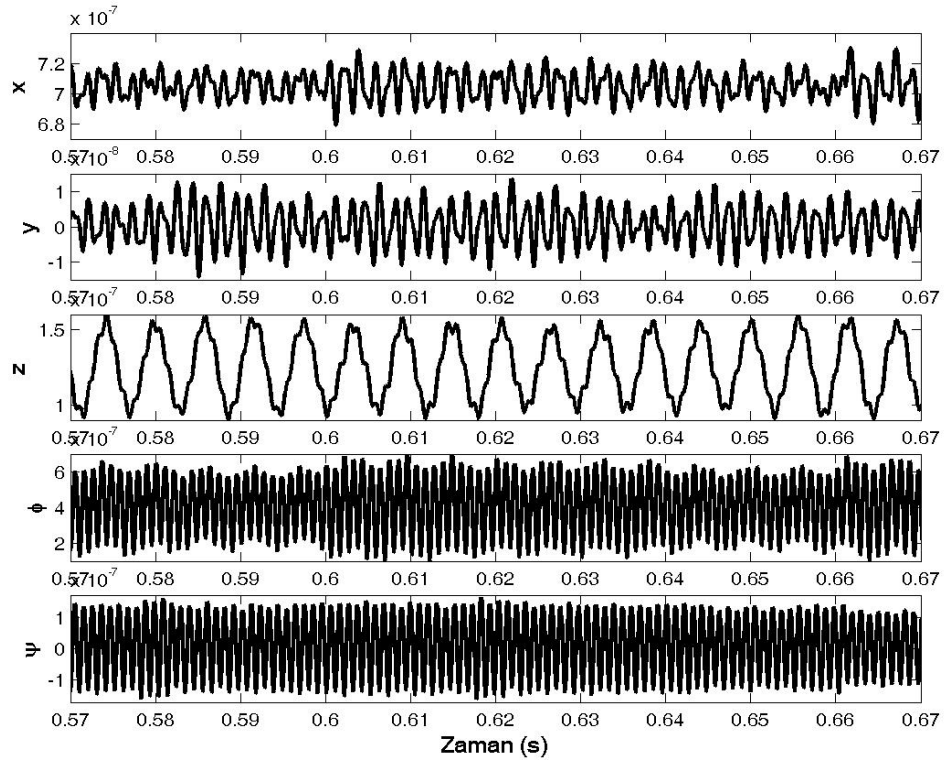
Şekil 7.17. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).



Şekil 7.18. Sol rulman dış bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).

7.1.5. İç bilezik hatası

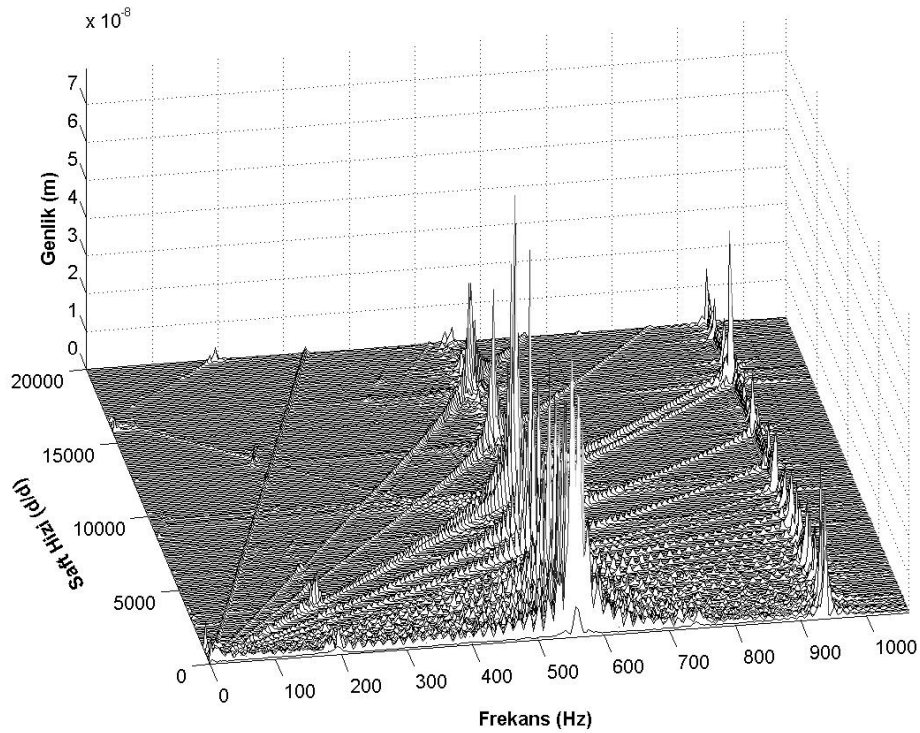
İç bilezikte *bölgesel* bir hatanın olduğu durumdaki titreşim davranışını incelemek için sol taraftaki rulmanın iç bileziğinde 0.25 mm genişliğinde ve 1 μm derinliğinde bir hata oluşturulmuştur. Şekil 7.19'da seçilmiş bir kombinasyon için zaman tanım bölgesi sonuçları verilmiştir.



Şekil 7.19. İç bileziği hatalı rulmanın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$, $P_{\text{öy}}=10$).

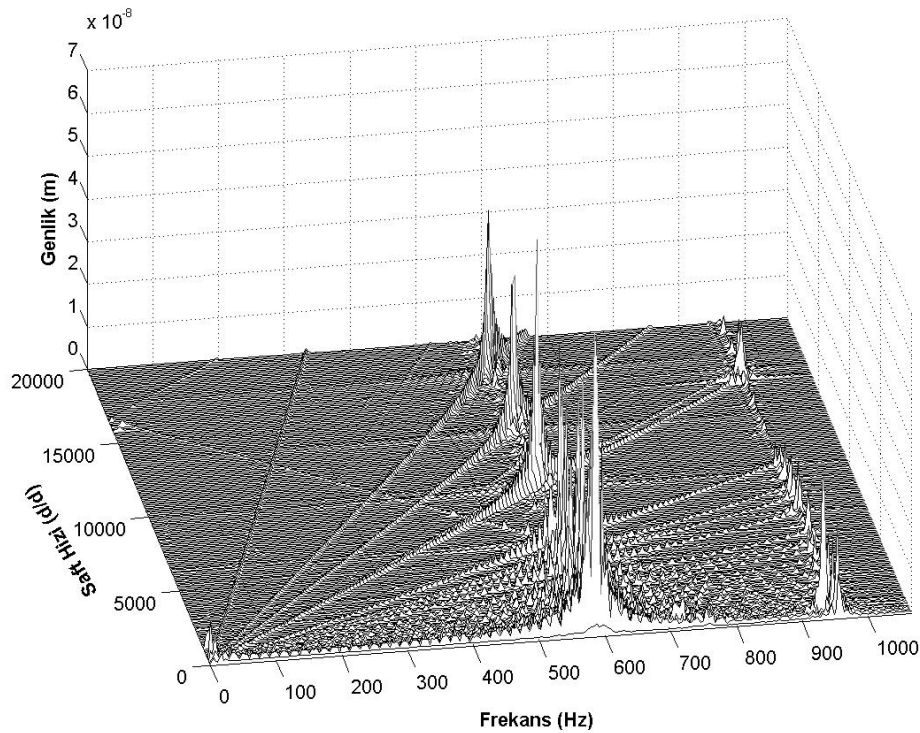
Şekil 7.20 x yönünde oluşan titreşimlerin spektrumlarını göstermektedir. Diyagramda şaft hızı ve şaft hızının iki katında (ω_s ve $2\omega_s$) frekans bileşenleri görülmektedir. İncelenen hız aralığında şaft hızının iki katı x yönündeki doğal frekansla çakışmakta ve rezonansa girmektedir. İncelenen şaft-rulman sisteminde rulman dış bileziği sabit ve iç bilezik şafta sıkı geçme şeklinde yerleştirildiği kabulü yapıldığı için iç bilezikteki hata şaft ile beraber dönmektedir. Gözlemlenen bu frekans bileşenleri diğer araştırmacılar tarafındanda tespit edilmiş ve incelenmiştir [10,72]. Spektrumlarda görülen

diğer bileşenler ise BGF, iç bilezik hata frekansı ile bu frekansın üst harmonikleri $(i(IBHF), i=1,2,3,...)$, hata frekansı ve üst harmoniklerinin şaft hızı ile modülasyon frekansları $(i(IBHF \pm \omega_s), i=1,2,3,...)$ ve hata frekansı ile üst harmoniklerinin şaft hızının iki katı ile oluşturduğu modülasyon frekanslarıdır $(i(IBHF \pm 2\omega_s), i=1,2,3,...)$. Bu frekans bileşenleri x yönündeki ve ϕ yönündeki doğal frekanslar $(\omega_x = 555 \text{ Hz}, \omega_\phi = 944 \text{ Hz})$ ile çakıştıklarında rezonans durumu oluşmaktadır ve düşük hızlarda bile yüksek titreşim genliklerine sebep olmaktadır. BGF ile z yönündeki doğal frekans $(\omega_z = 195 \text{ Hz})$ çakıştığında da küçük bir zirve oluşmaktadır. BGF dışındaki frekans bileşenleri z yönündeki doğal frekansla fazla etkileşim göstermemektedir. Spektrumlarda ayrıca $(\omega_\phi - BGF)$ dallanması da belli belirsiz görünmektedir.

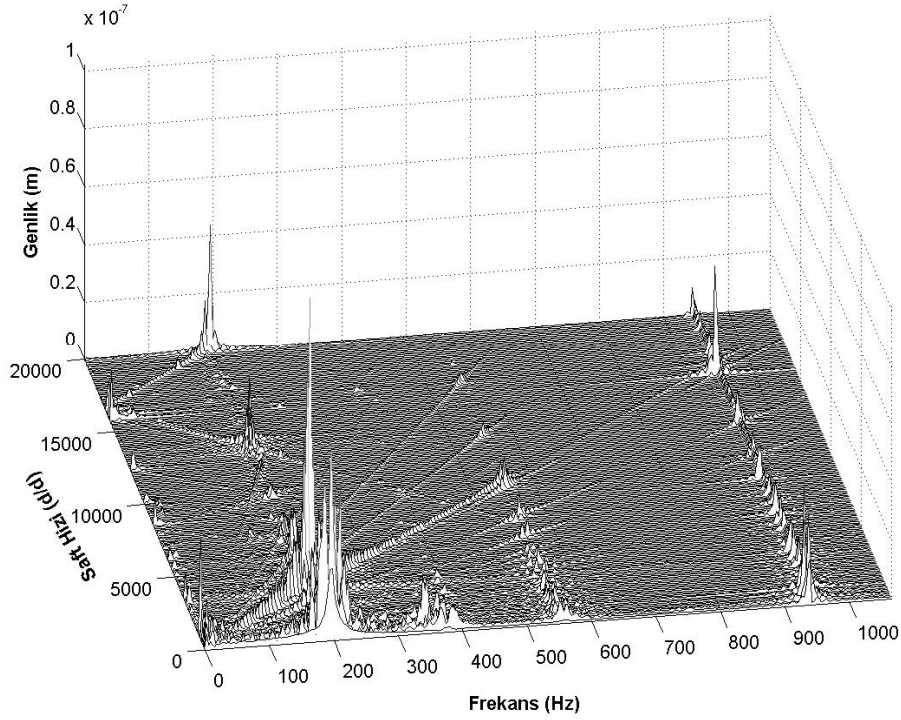


Şekil 7.20. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin x eksen yönünde spektrumları $m=8, P_{öy}=10 \text{ N}$).

y yönündeki spektrum diyagramı x yönündeki diyagrama oldukça benzemekte ve aynı frekans bileşenlerini içermektedir (Şekil 7.21). Fakat bu yöndeki spektrumlarda BGF'nin etkisi gözlemlenmemiştir. Ayrıca z yönündeki hareketle de bir etkileşim yoktur. Şekil 7.22'de z yönündeki titreşimin spektrumları görülmektedir. Bu yöndeki titreşimlere x yönündeki titreşim bileşenleri içermektedir. En büyük genlik BGF ile bu yöndeki doğal frekansın çakıştığı 195 Hz'te görülmektedir. Bu yöndeki titreşimlerde $(\omega_\phi - BGF)$ dallanması z yönündeki doğal frekansla 13000 d/d civarında ve bu dallanmanın yansıması 20000 d/d civarında çakışmakta ve rezonans oluşturmaktadır. z yönündeki hareket ile ϕ yönündeki hareketin birbirine bağıllığı düşünüldüğünde bu davranış daha iyi anlaşılabilir.

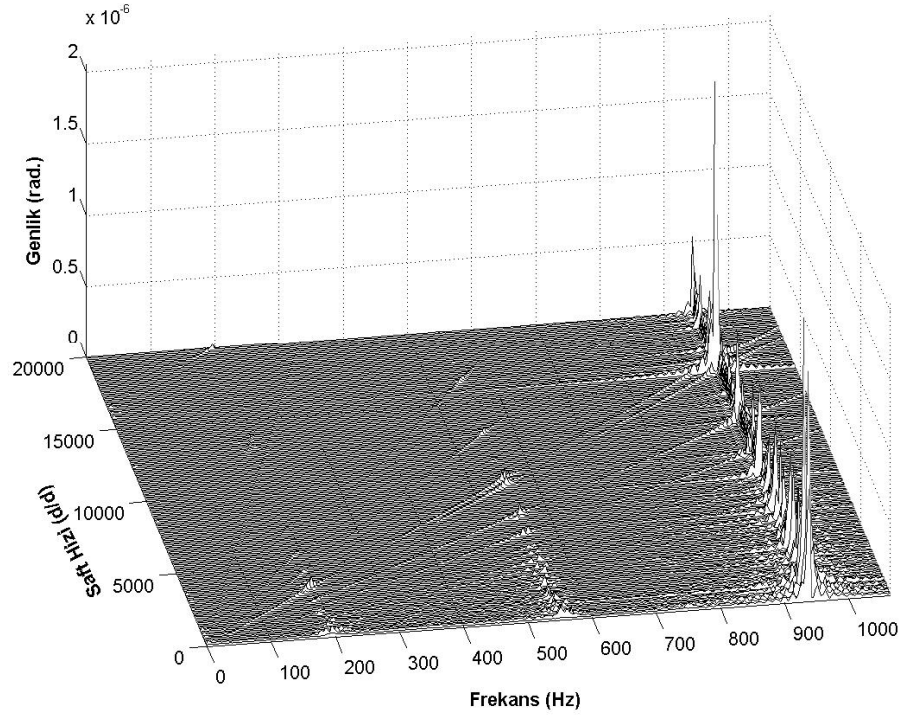


Şekil 7.21. Sol rulman iç bileziği hatalı shaft titreşimlerinin y eksen yönünde spektrumları $m=8$, $P_{\phi y}=10$ N).

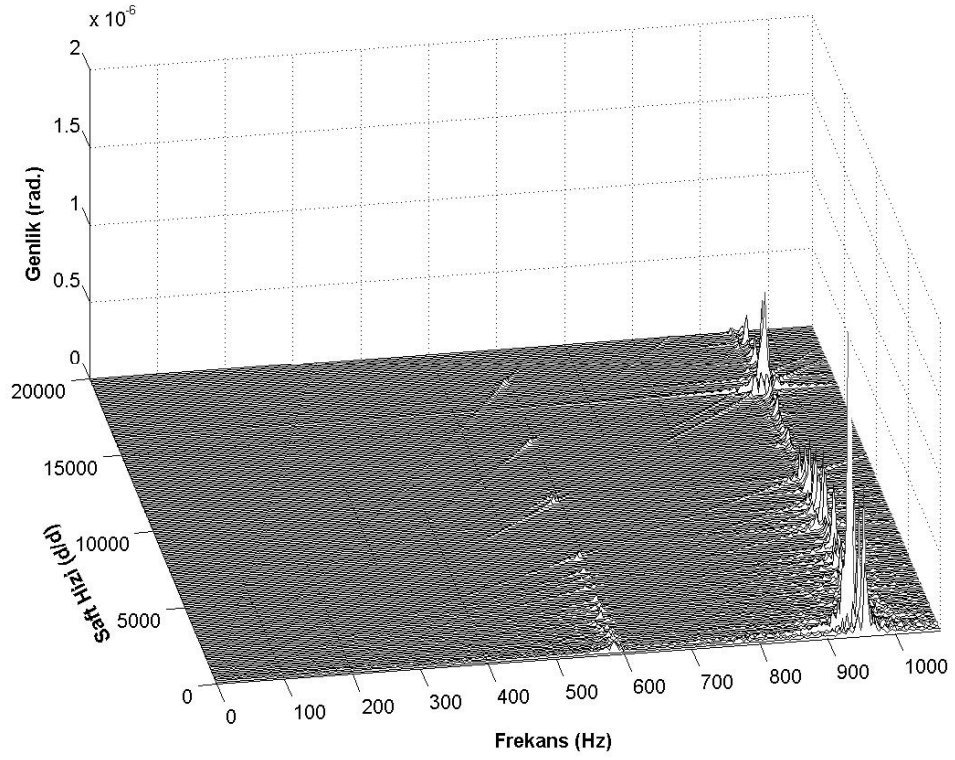


Şekil 7.22. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin z eksenî yönünde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).

İç bilezik hatası modellenirken de sadece sol taraftaki rulmanda hata oluşturulduğu için şaft dönüşü sırasında ϕ ve ψ yönündeki hareket zorlanmaktadır. İç bilezikteki hata şaft ile beraber sürekli döndüğünden dolayı, dış bilezik hatası olduğu durumun aksine, her iki yuvarlanma yönündeki spektrumlarda birbirlerine oldukça benzemektedir (Şekil 7.23 ve Şekil 7.24). Şaft ve hata frekansları bu spektrumlarda da görünmekte ve bu yöndeki doğal frekanslarla çakıştığında yüksek genlikler oluşturmaktadır. Ayrıca spektrumlarda çok düşük hızlarda bile üst harmoniklerle doğal frekansların çakışması sonucu rezonans olduğu görülmektedir.



Şekil 7.23. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ϕ eksenini yönünde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).

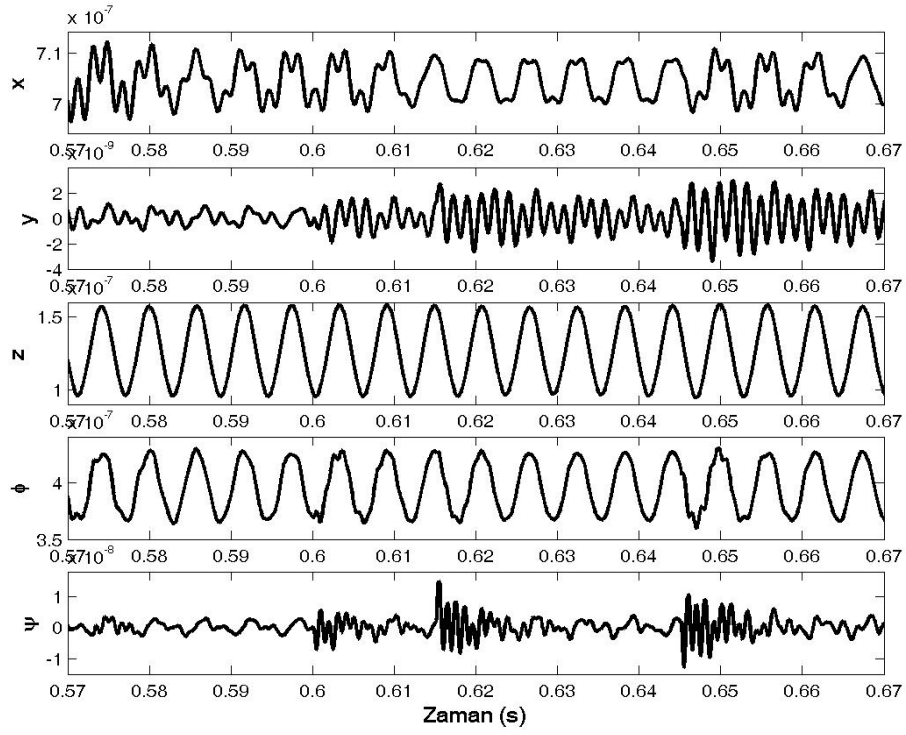


Şekil 7.24. Sol rulman iç bileziği hatalı şaft titreşimlerinin ψ eksenini yönünde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).

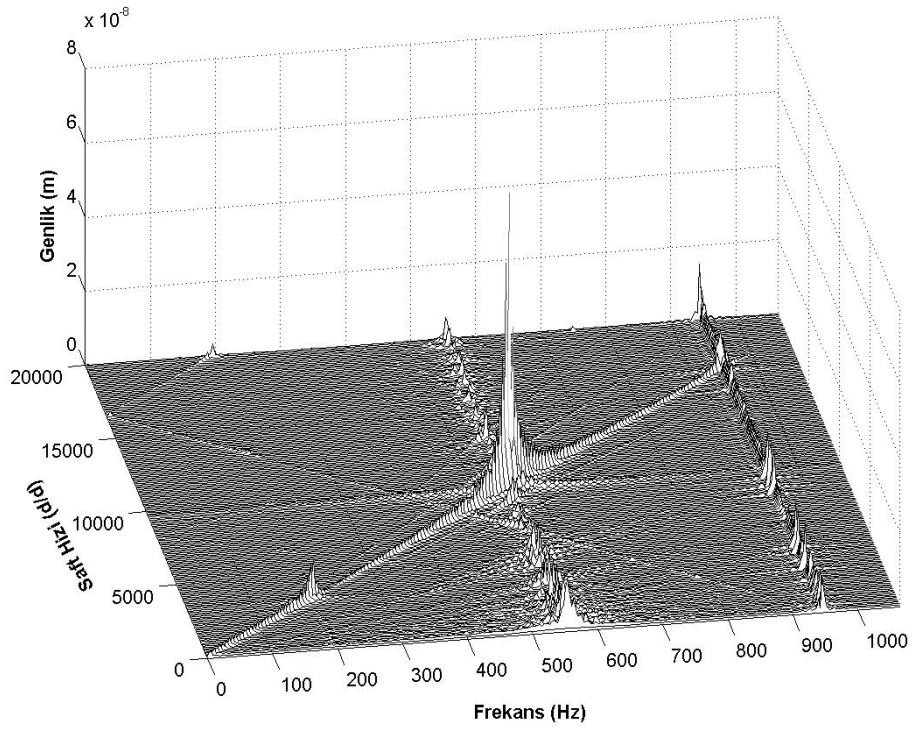
7.1.6. Yuvarlanma elemanı hatası

Yuvarlanma elemanında *bölgesel* bir hatanın olduğu durumdaki titreşim davranışını incelemek için sol taraftaki rulmanın 1 numaralı yuvarlanma elemanında 0.5° merkez açısı genişliğinde ve $1\ \mu\text{m}$ derinliğinde bir hata oluşturulmuştur. Şekil 7.25'te seçilmiş bir kombinasyon için zaman tanım bölgesi sonuçları verilmiştir.

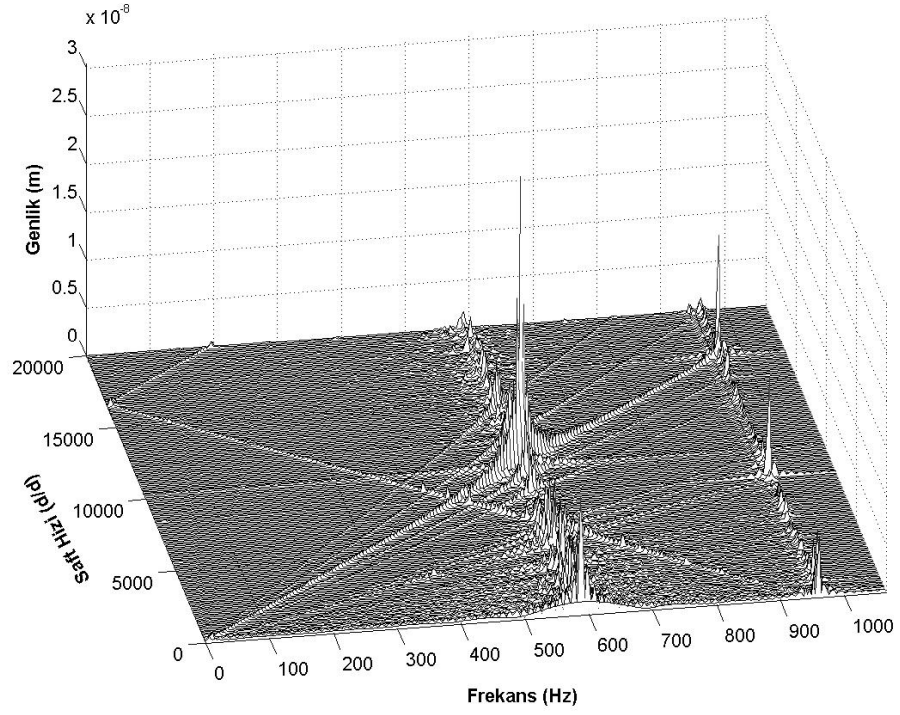
Yuvarlanma elemanındaki hatanın etkisi oldukça azdır. Oluşan titreşimlerin spektrumları sağlam rulmanın titreşimlerine oldukça benzemektedir (Şekil 7.26-Şekil 7.30). En baskın frekans bileşeni yine BGF olmakla birlikte yuvarlanma elemanındaki hata şaft-rulman sistemi üzerinde sürekli bir zorlama oluşturduğundan hemen hemen bütün şaft devirlerinde doğal frekans bileşenleri görülebilmektedir. Hata ile ilgili frekanslar yuvarlanma elemanlarının beraber hareket ettiği kafes hızı ve kafes hızının iki katında (ω_c ve $2\omega_c$), iç bilezik hata frekansı ile üst harmoniklerinde ($i(BHF), i=1,2,3,\dots$), hata frekansı üst harmoniklerinin kafes frekansı ile modülasyon frekanslarında ($i(BHF) \pm \omega_k, i=1,2,3,\dots$) ve hata frekansı ile üst harmoniklerinin kafes frekansının iki katı ile modülasyon frekanslarında ($i(BHF) \pm 2\omega_k, i=1,2,3,\dots$) görülmektedir. Bu hata frekansları spektrumlarda zorlukla seçilebilmektedir, bunun sebebi sadece sol taraftaki bir yuvarlanma elemanında hata oluşturulmasının sistemi yeterince zorlamamasıdır. Daha az sayıda yuvarlanma elemanına sahip rulman ile yapılan simülasyon sonuçlarında etkinin daha fazla görülebileceği kolaylıkla kestirilebilir.



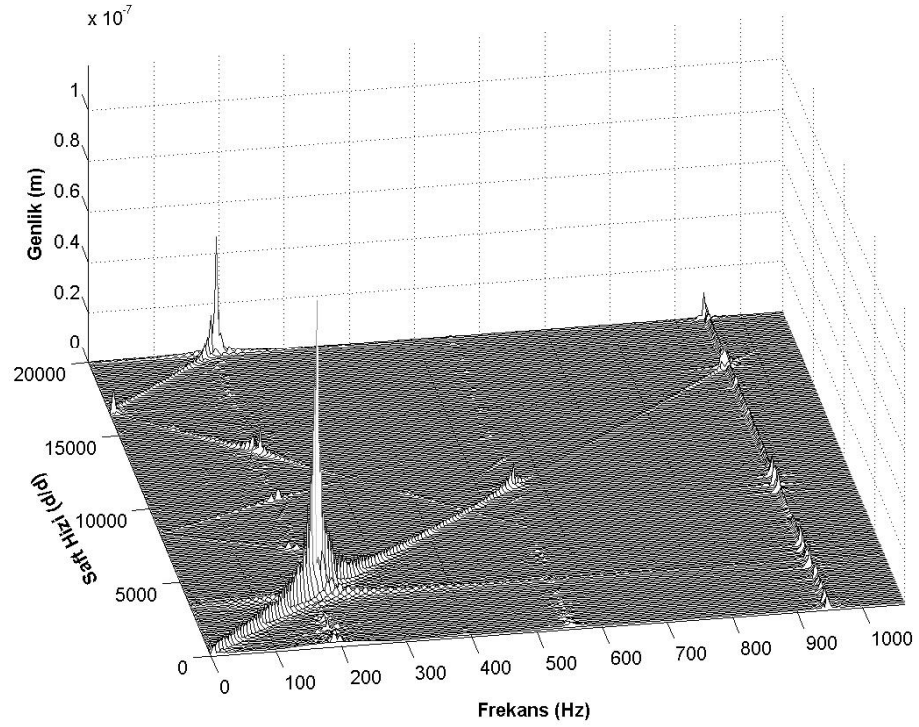
Şekil 7.25. Bilya hatalı rulmanın titreşimleri ($m=8, n=3000, P_{\dot{\phi}}=10$).



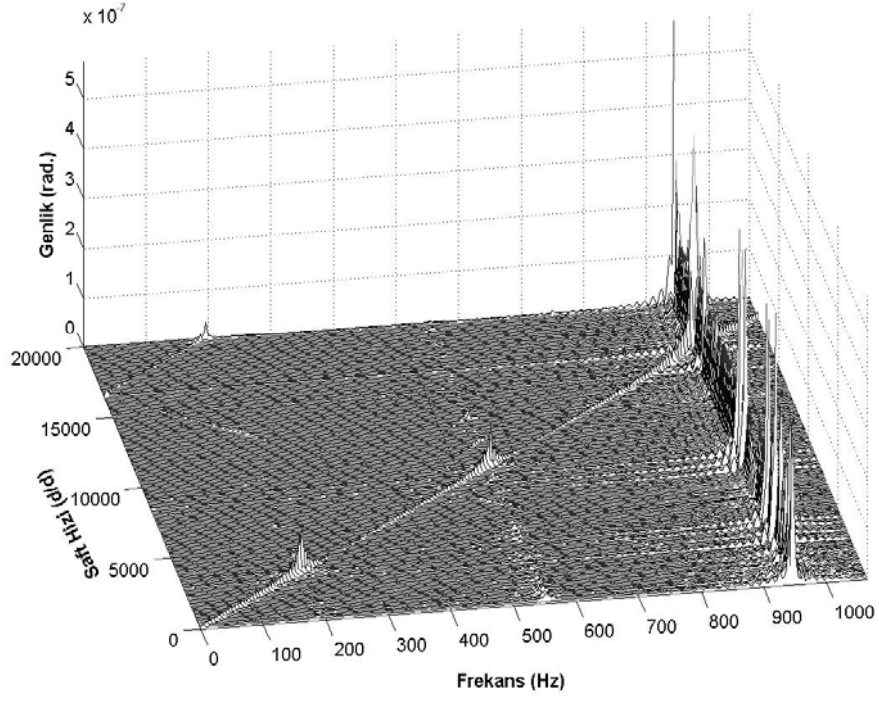
Şekil 7.26. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin x eksenı yönünde spektrumları $m=8, P_{\dot{\phi}}=10$ N).



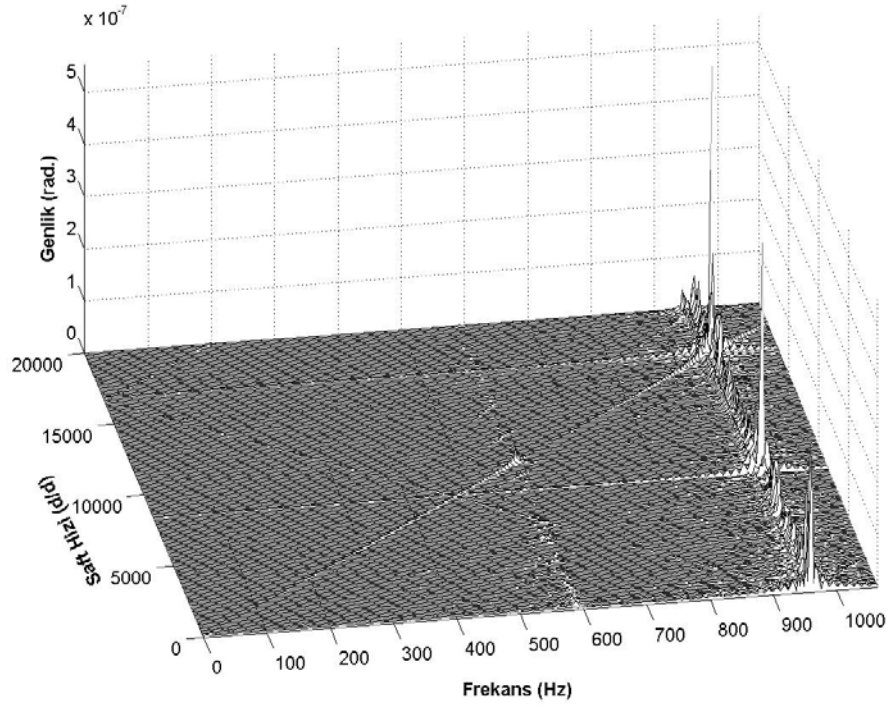
Şekil 7.27. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin y ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).



Şekil 7.28. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin z ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{öy}=10$ N).



Şekil 7.29 Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin ϕ ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{\phi y}=10$ N).

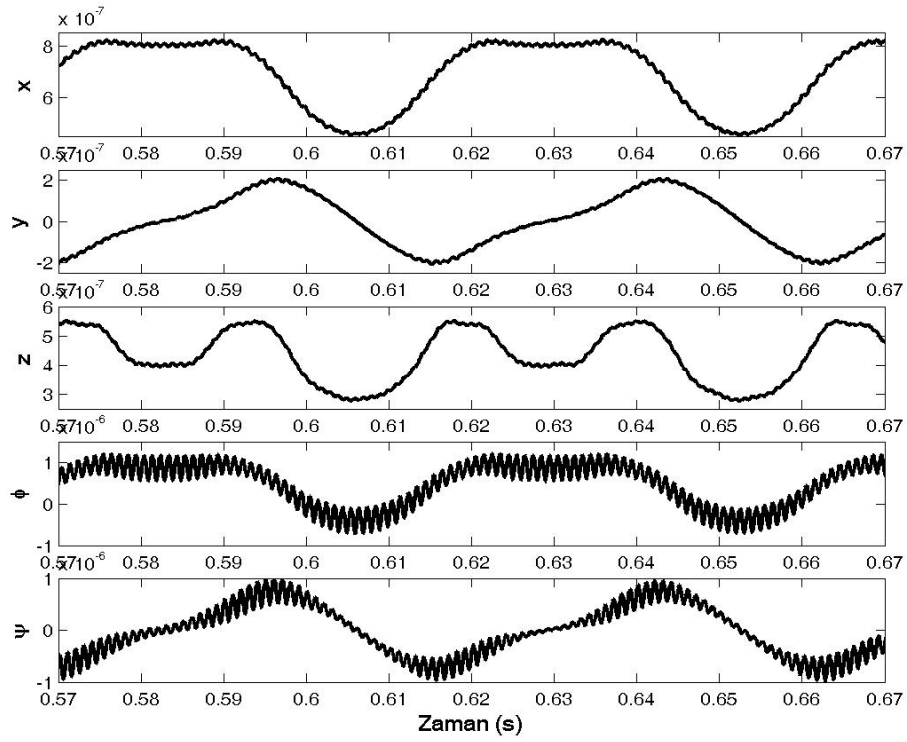


Şekil 7.30. Sol rulman 1. bilya hatalı şaft titreşimlerinin ψ ekseninde spektrumları $m=8$, $P_{\phi y}=10$ N).

7.1.7. Bilya boyutu farklılığı

Bütün bilyaları aynı boyutlarda üretmek imkânsızdır. Rulman iç boşluğu hesaplanarak belirli toleranslarla birbirinden farklı bilyeler ile doldurulur. Farklı boyutlardaki bilyaların şaft-rulman sisteminin dinamiğine etkisini incelemek için sol taraftaki rulmanda 1 numaralı bilyanın diğerlerinden 1 mikron daha büyük modellenerek simülasyonlar yapılmıştır. Şekil 5.32'de seçilmiş bir kombinasyon için zaman tanım bölgesi sonuçları ve Şekil 5.33-Şekil 5.37'de de bütün serbestlik dereceleri için belirli bir bilya sayısında oluşan titreşimlerin spektrumlarının şaft hızına göre değişimi verilmiştir.

Rulman içerisindeki bilyalardan birinin daha büyük olması rulmanın katılığını artırmaktadır ve bütün yönlerdeki doğal frekanslar bir miktar artmıştır. x , y , z , ϕ ve ψ yönlerindeki doğal frekanslar sırasıyla 558 Hz'den 583 Hz'e, 586 Hz'den 601 Hz'e, 191 Hz'den 211 Hz'e, 954 Hz'den 998 Hz'e ve 958 Hz'den 989 Hz'e yükselmiştir.



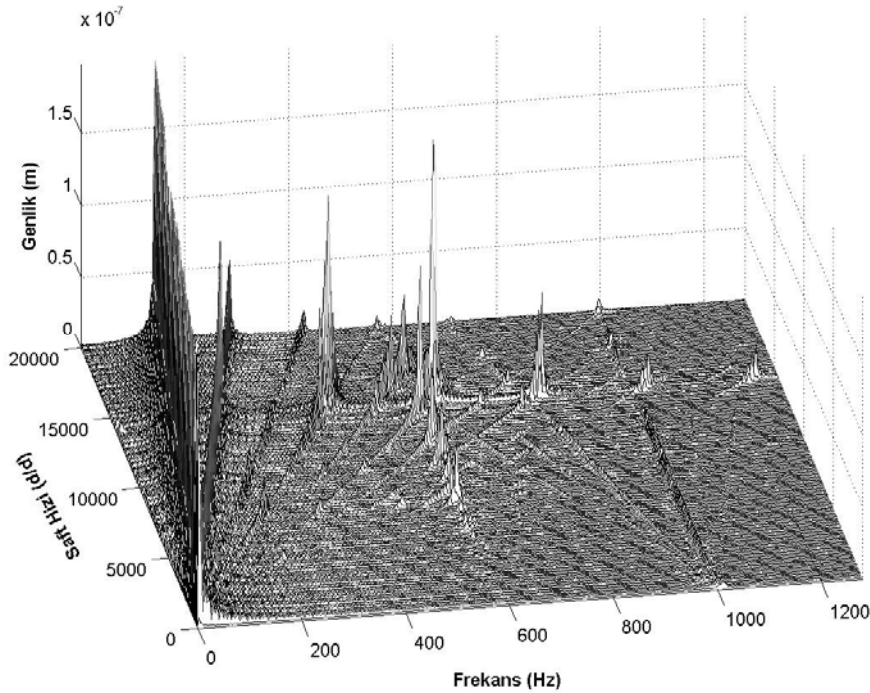
Şekil 7.31. Bilyalardan biri $1 \mu\text{m}$ büyük rulmanın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$, $P_{\phi y}=10$).

Yuvarlanma elemanlarından bir tanesinin diğerlerinden büyük olduğu durumda spektrumda kafes frekansı (ω_c) ve bu frekansın katlarında bileşenler görülmektedir. Kafes frekansındaki titreşimler şaft hızıyla birlikte sürekli olarak artmaktadır. Şekil 7.32’de x yönündeki titreşimlerde kafes hızının katları 583 Hz’de bu yöndeki doğal frekans ile çakıştığında rezonans durumları oluşmaktadır. Spektrumdaki en büyük zirvelerden biri de şaft dönüş frekansının BGF ile çakıştığı noktada oluşmaktadır. BGF kafes frekansının rulmandaki yuvarlanma elemanı sayısı ile çarpımı olduğundan sistem şaft dönüşü ile bu frekansta zorlandığında da rezonans meydana gelmektedir. Ayrıca BGF’ndeki şaft hızı ile kafes frekansı ve katları çakıştığında da genliklerde artış meydana gelmekte ve bu durum Şekil 7.32’deki spektrumlarda açıkça görünmektedir.

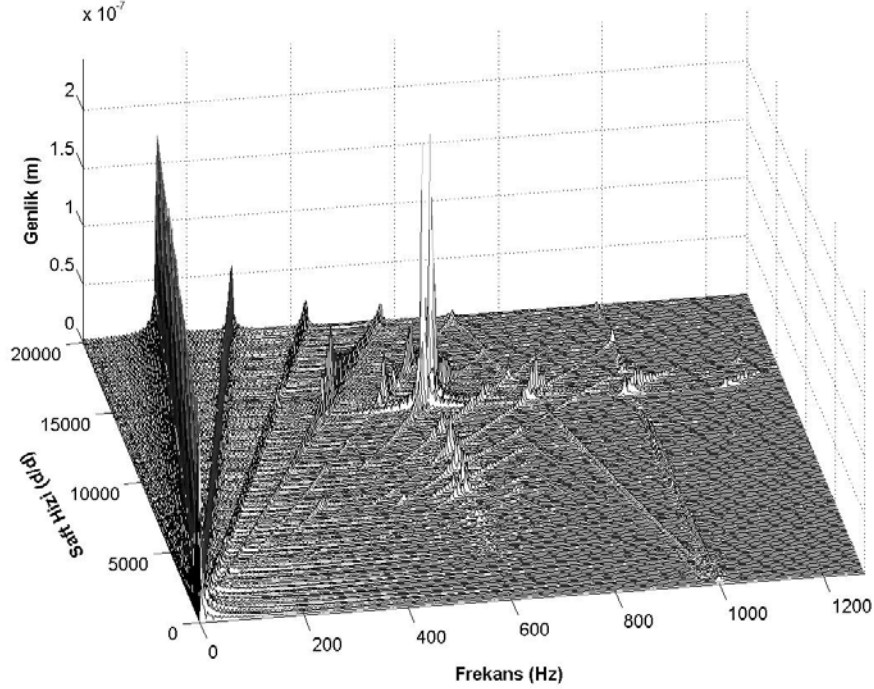
x yönündeki titreşimlerde kafes dönüş frekansının 2-7 katları z yönündeki doğal frekans 211 Hz ile çakışmakta ve bu noktalarda da genliklerde artış

görülmektedir. Spektrumlarda ϕ yönündeki doğal frekans 998 Hz’te de titreşimler görülmektedir. Kafes frekansının 7-10 katları bu frekanla çakıştığında da genliklerde artış olmaktadır. Spektrumda ayrıca ϕ yönündeki doğal frekanstan $\omega_\phi \pm 2\omega_c$ ve $\omega_\phi \pm 3\omega_c$ şeklinde frekans dallanmaları da görülmektedir.

y yönündeki titreşimlerin spektrumu da x yönündeki oldukça benzemektedir (Şekil 7.33), fakat burada z yönündeki doğal frekansın etkisi görünmemektedir. Kafes dönüş frekansının katları y yönündeki doğal frekans ile 601 Hz’de çakışmakta ve bu noktalarda genliklerde büyük artışlar görülmektedir. Bu yöndeki spektrumlarda da şaft dönüş frekansının BGF’na eşit olduğu şaft hızında kafes dönüş frekansı ve katlarında büyük genlikler meydana gelmiştir. Şekil 7.33’deki y yönündeki titreşimlerde ψ yönündeki doğal frekans ve bu frekanstan ayrılan $\omega_\phi - 2\omega_c$ ve $\omega_\phi - 3\omega_c$ frekans dallanmaları görülmektedir.

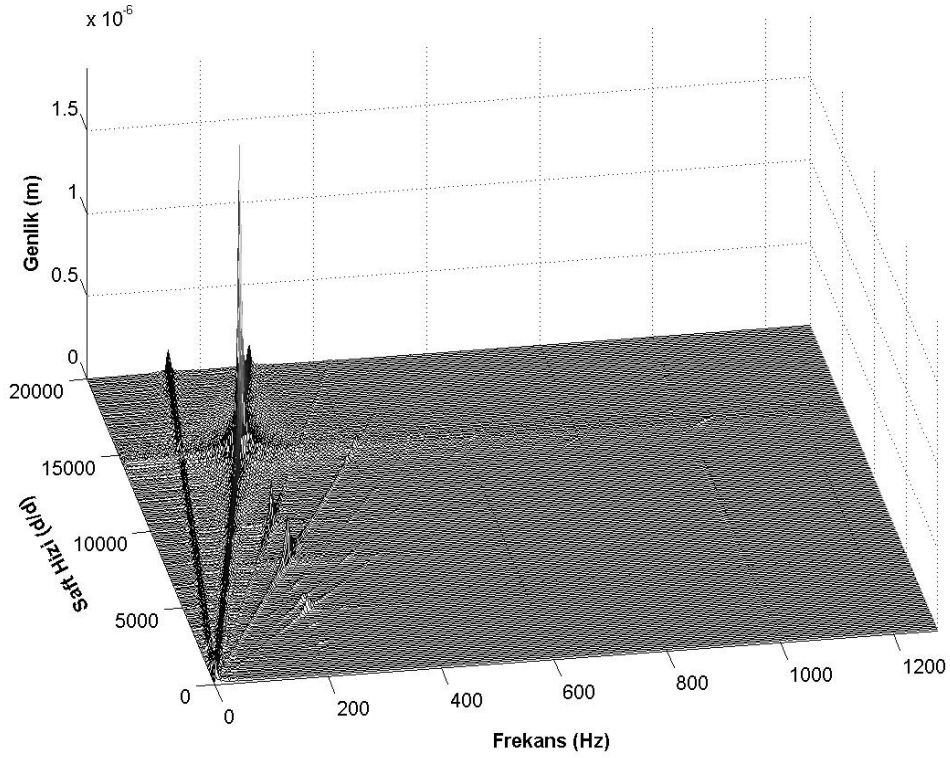


Şekil 7.32. Şaft titreşimlerinin x eksenı yönünde spektrumları, sol rulman 1. bilya 1 μm büyük ($m=8$, $P_{\ddot{y}}=10$ N).



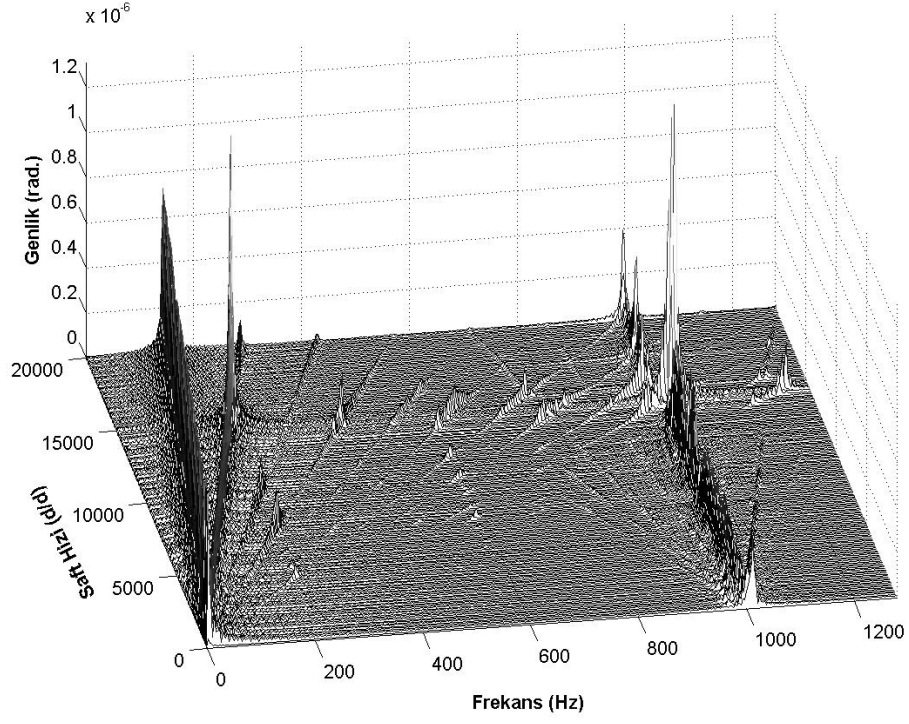
Şekil 7.33. Şaft titreşimlerinin y eksenı yönünde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu\text{m}$ büyük ($m=8$, $P_{\phi y}=10 \text{ N}$).

z yönündeki titreşimlerde kafes dönüş frekansı ile bu yöndeki doğal frekans çakıştığında genliklerde büyük artış görünmektedir (Şekil 7.34). Spektrumlardaki en büyük genlik kafes dönüş hızının iki katı ile 211 Hz'de bu yöndeki doğal frekansın çakıştığı noktada oluşmaktadır. Sağlam veya noktasal kusuru olan rulmanlar için yapılan incelemelerde z yönündeki spektrumlarda x ve ϕ yönündeki doğal frekansın olduğu noktalarda frekans bileşenleri açıkça görünmesine rağmen bir bilyası diğerlerinden daha büyük olan bu durum için sadece ϕ yönündeki doğal frekansın olduğu 1000 Hz civarında küçük zirveler zorlukla seçilebilmektedir.

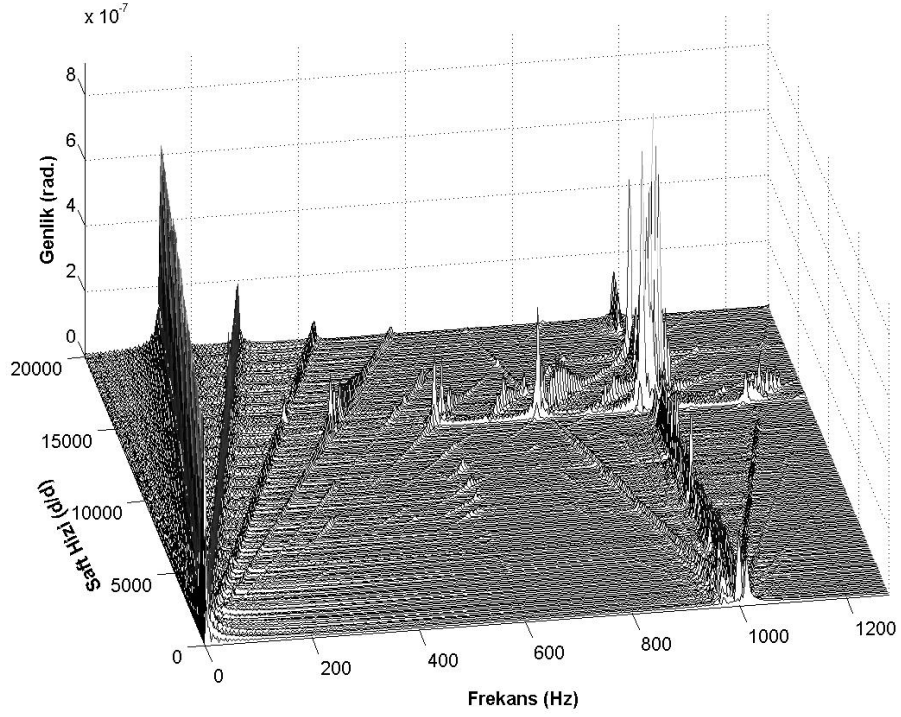


Şekil 7.34. Şaft titreşimlerinin z eksenî yönünde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu\text{m}$ büyük ($m=8$, $P_{öy}=10 \text{ N}$).

ϕ ve ψ yönündeki titreşimlerde de kafes dönüş frekansı ve katlarında frekans bileşenleri görünmektedir. Bu frekans bileşenleri ϕ yönündeki titreşimlerde 211 Hz'de z yönünde, 583 Hz'de x yönünde ve 998 Hz'de ϕ yönündeki doğal frekanslarla çakıştığında genliklerde artış gözlenmektedir. Spektrumlarda ϕ yönündeki doğal frekanstan $\omega_\phi \pm \omega_c$, $\omega_\phi \pm 2\omega_c$, $\omega_\phi \pm 3\omega_c$ ve $\omega_\phi \pm 4\omega_c$ frekans dallanmaları da görülmektedir. ψ yönündeki titreşimlerde ϕ yönündekine benzer davranış göstermektedir, fakat bu yönde z yönündeki doğal frekansın etkisi görünmemektedir. Bunun yanı sıra ψ yönündeki doğal frekans 989 Hz'den kafes hızı ve katlarında ($\omega_\psi \pm \omega_c$, $\omega_\psi \pm 2\omega_c$, $\omega_\psi \pm 3\omega_c$ ve $\omega_\psi \pm 4\omega_c$) frekans dallanmaları mevcuttur.



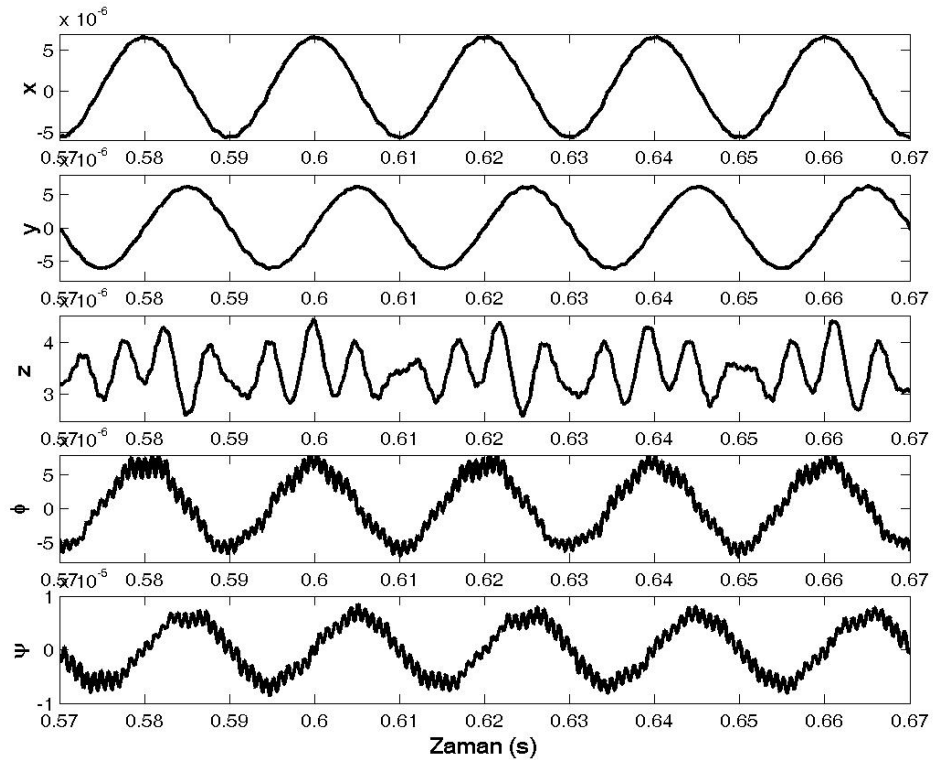
Şekil 7.35. Şaft titreşimlerinin ϕ eksenî yönünde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu\text{m}$ büyük ($m=8$, $P_{\phi y}=10 \text{ N}$).



Şekil 7.36. Şaft titreşimlerinin ψ eksenî yönünde spektrumları, sol rulman 1. bilya $1 \mu\text{m}$ büyük ($m=8$, $P_{\phi y}=10 \text{ N}$).

7.1.8. Dengesizlik

Şafttaki dengesizlik bir rulman hatası olmamasına karşın rulmandaki yük-ezilme ilişkisi doğrusal olmadığından şaft-rulman sisteminin titreşimleri üzerinde oldukça etkilidir. Ayrıca dengesizlik sonucu rulman üzerinde oluşan değişken yük arttığından rulmanların arızalanmasında da birincil etkenlerden sayılabilir. Dengesizlik olduğu durumdaki davranışı incelemek için ağırlık merkezinde $e=0,01$ m merkezden kaçıklık oluşturularak bütün çalışma hızları için simülasyonlar yapılmıştır. Şekil 5.38'de seçilmiş bir kombinasyon için zaman tanım bölgesi sonuçları ve Şekil 5.39-Şekil 5.43'te de bütün serbestlik dereceleri için belirli bir bilya sayısında oluşan titreşimlerin spektrumlarının şaft hızına göre değişimi verilmiştir.



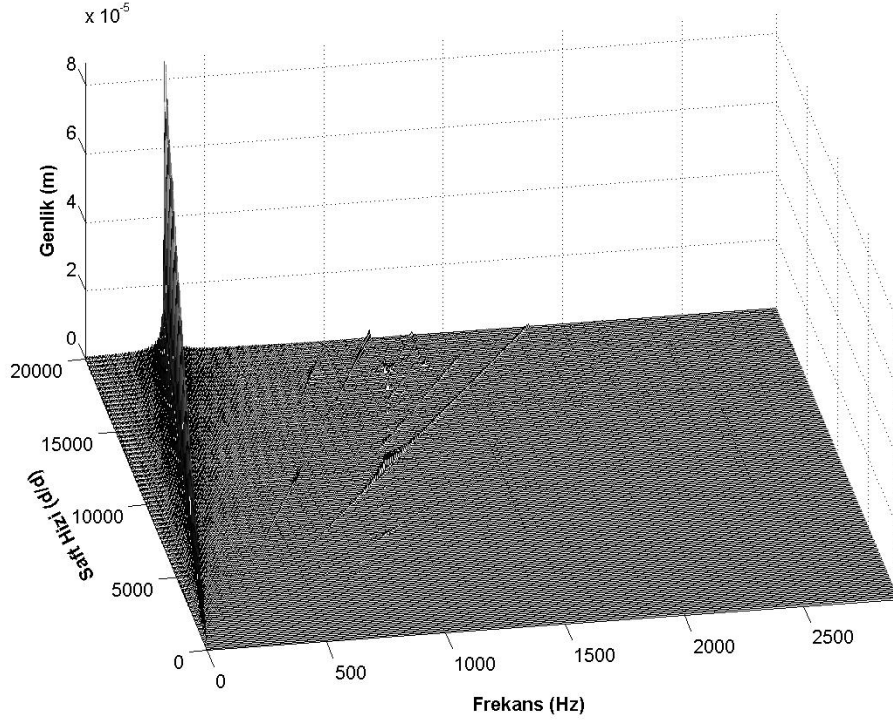
Şekil 7.37. Dengesiz şaftın titreşimleri ($m=8$, $n=3000$, $P_{\phi y}=10$).

Bütün serbestlik derecelerinde beklendiği gibi en büyük titreşimler şaft dönüş frekansında (ω_s) gerçekleşmektedir (Şekil 7.38). x yönündeki titreşimlerde

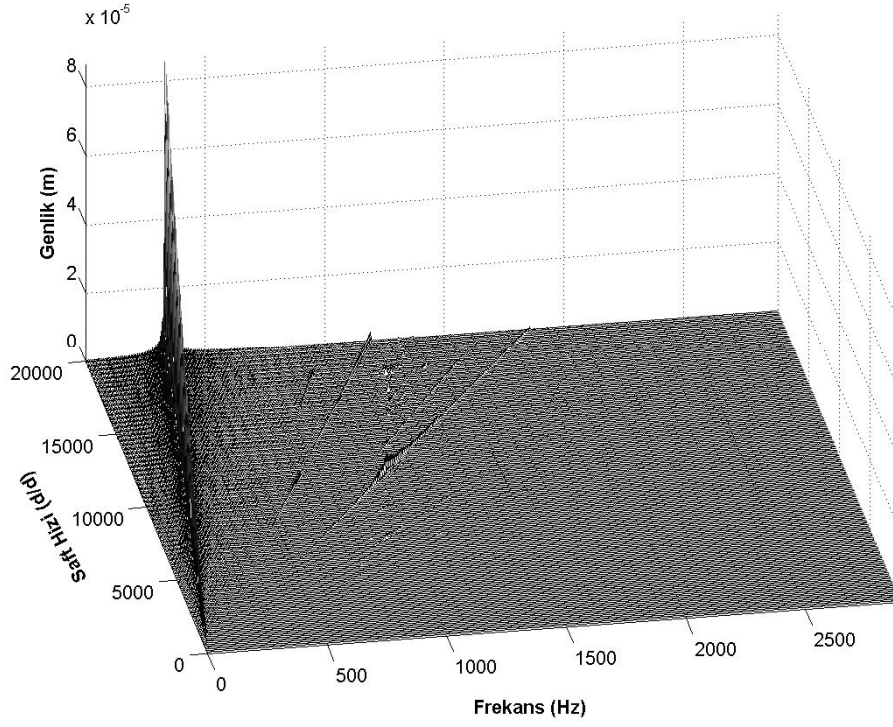
ayrıca $4\omega_s - \omega_c$ ve $BGF + 3\omega_s - 2\omega_c$ da frekans bileşenleri bulunmaktadır. Aynı titreşim davranışı Şekil 7.39'da y yönünde de görülmektedir. Her iki yönde de daha önce sağlam rulman, bölgesel hatalara sahip rulman ve bilyalardan birinin boyutu farklı olan rulmanlarda net olarak tespit edilen BGF bulunmamaktadır. Ayrıca rulman frekanslarının doğal frekanslarla çakışması sonucu oluşan rezonans durumuda görülmemektedir. Bilyalar ile bilezikler arasında oluşan temas doğrusal olmayan ezilme-kuvvet ilişkisine sahip olduğu için sistemin doğal frekansları dengesizlik kuvvetindeki artışla yani şaft hızındaki artışla birlikte değişmektedir.

z yönündeki titreşimlerde ise en belirgin titreşimler şaft hızının iki katı frekansta gerçekleşmektedir (Şekil 7.40). Spektrumlarda $3\omega_s - \omega_c$ 'de frekans bileşenlerinin yanı sıra ϕ yuvarlanma hareketinin doğal frekansı 955 Hz'den ayrılan frekans bileşenleri görülmektedir. Bu dallanmalar şaft hızındaki artışla birlikte doğrusal olmayan bir karakteristikle artmaktadır.

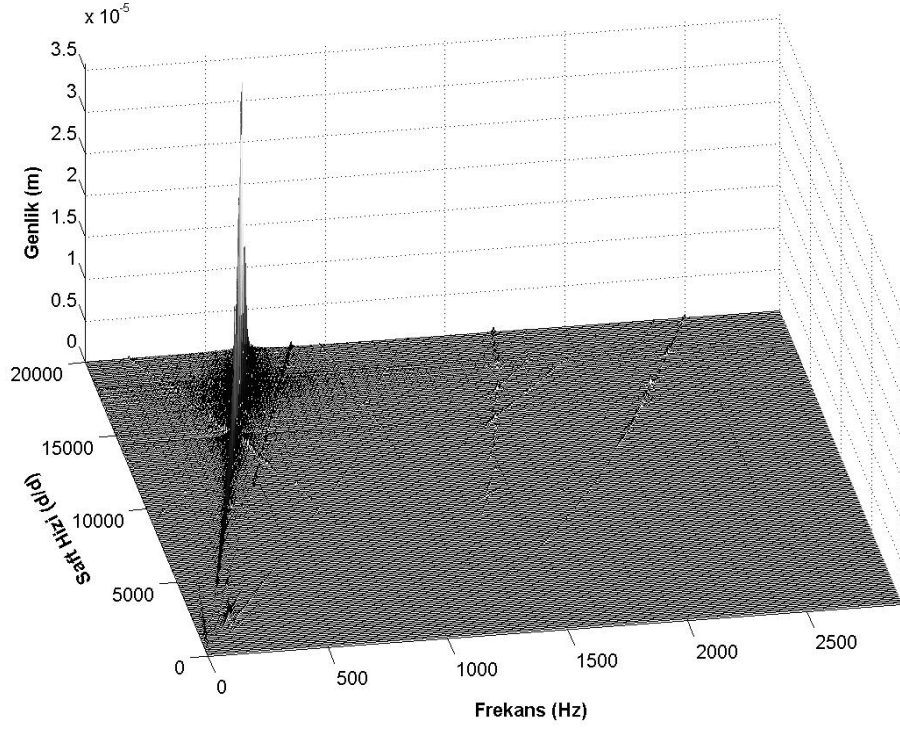
ϕ ve ψ yuvarlanma hareketinin titreşimlerinde çok sayıda frekans bileşeni vardır (Şekil 7.41-Şekil 7.42). Modellenen şaftın ağırlık merkezi ile yuvarlanma hareketinin geometrik merkezi aynı olmadığından şaftta bulunan dengesizlik her iki yöndeki yuvarlanma hareketini zorlamaktadır. Spektrumlarda en baskın titreşimler yine şaft dönüş frekansında gerçekleşmektedir. Bu titreşimlerin yanı sıra x, y ve z yönündeki titreşimlerde görünen frekans bileşenleri de her iki yuvarlanma yönünde mevcuttur. Her iki yuvarlanma yönündeki doğal frekans şaft hızındaki artışla birlikte doğrusal olmayan bir şekilde artmaktadır ve bu doğal frekanslardan daha yüksek frekanslarda dallanmalar görünmektedir. rulmanın karakteristik frekansları ile bu doğal frekans dallanmaları çakıştığında genliklerde büyük artışlar olmakta, diğer bir deyişle rezonans gözlenmektedir.



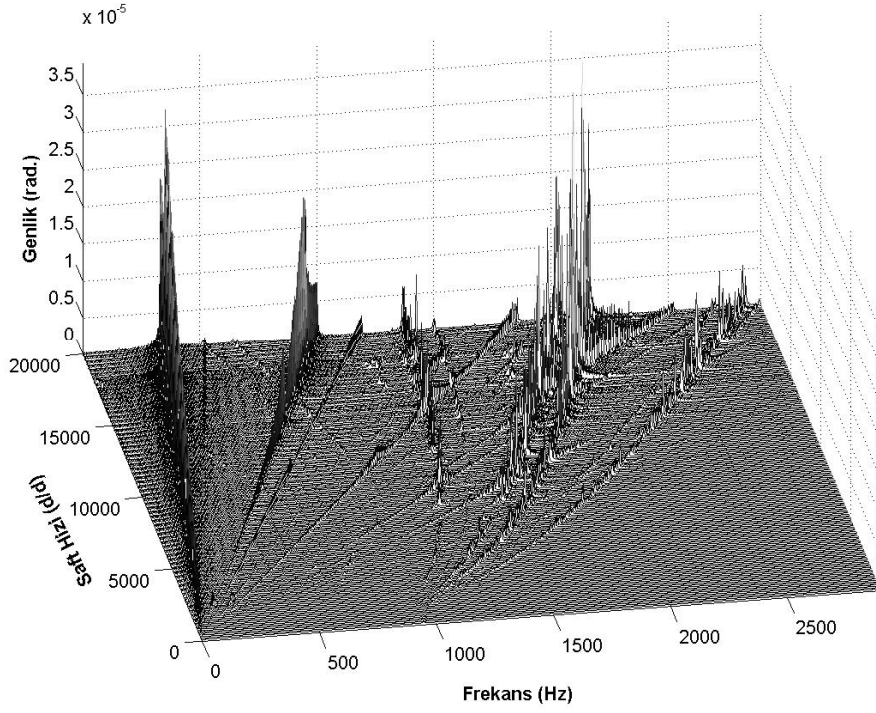
Şekil 7.38 Dengesiz şaftın titreşimlerinin x eksenı yönünde spektrumları ($m=8$, $P_{\partial y}=10$ N)



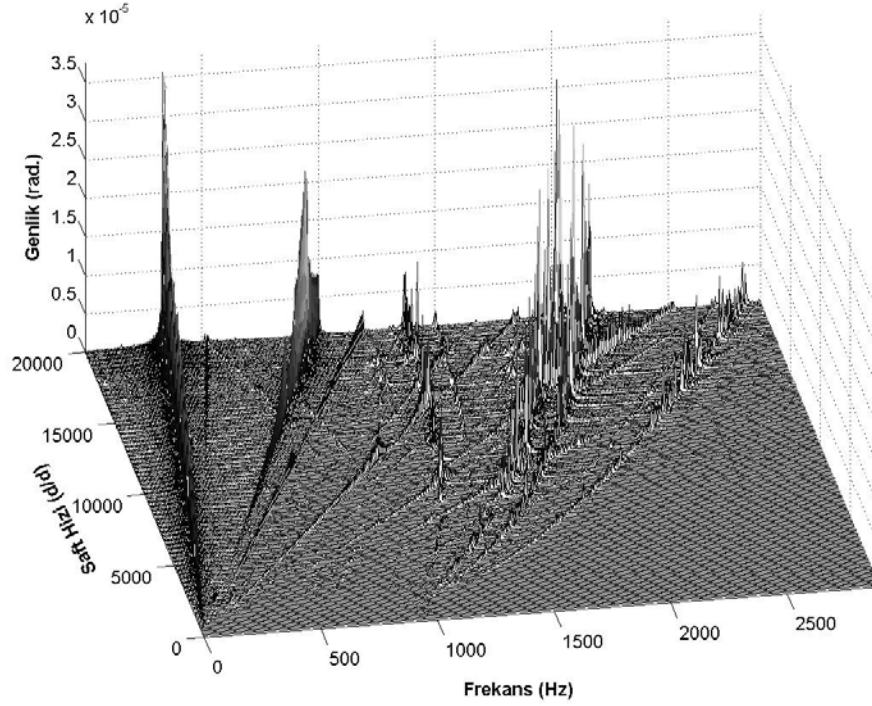
Şekil 7.39. Dengesiz şaftın titreşimlerinin y eksenı yönünde spektrumları ($m=8$, $P_{\partial y}=10$ N)



Şekil 7.40. Dengesiz şaftın titreşimlerinin z eksenî yönünde spektrumları
($m=8$, $P_{\phi y}=10$ N)



Şekil 7.41. Dengesiz şaftın titreşimlerinin ϕ eksenî yönünde spektrumları
($m=8$, $P_{\phi y}=10$ N)



Şekil 7.42 Dengesiz şaftın titreşimlerinin ψ eksenine yönünde spektrumları ($m=8$, $P_{\psi}=10$ N).

7.2. DeneySEL Bulgular, Yorumlar ve Tartışma

Deney sistemi üzerinden alınan titreşim ölçümleri MATLAB yazılımı yardımıyla zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesi analiz teknikleri kullanılarak incelenmiştir. Her bir teknik uygulaması sırasında seçilen parametrelerin sonuçlara etkisi ve sonuçların birbirleriyle karşılaştırılması yapılarak rulmanlardaki bozulma tam olarak belirlenmeye çalışılmıştır.

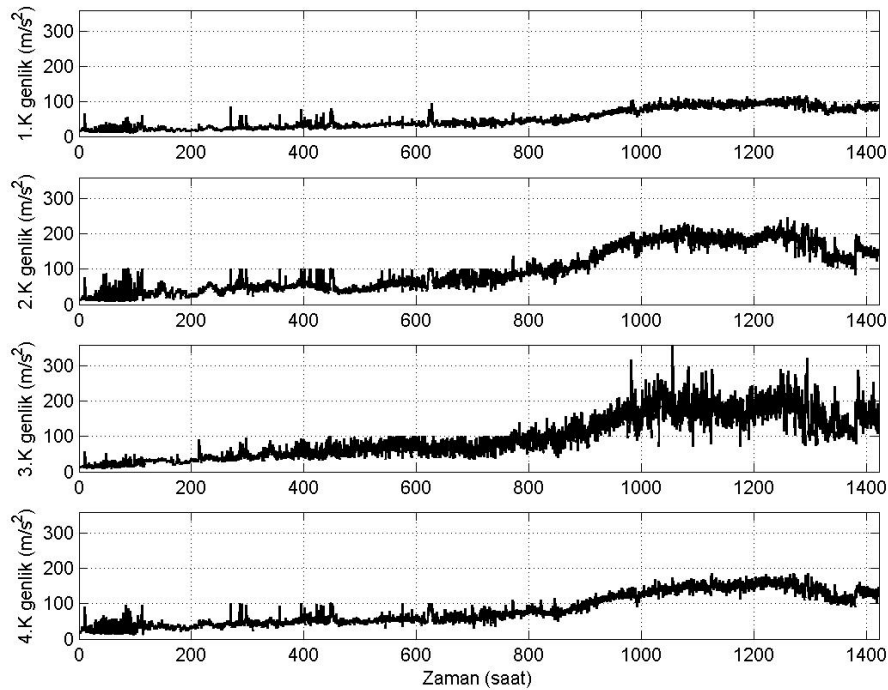
7.2.1. Zaman tanım bölgesi analizleri

Şekil 7.43-Şekil 7.46'da deney süresince 4 kanaldan ölçülen titreşimlerin sırasıyla genlik, genliklerin KOK, crest faktörü ve kurtosis değerlerindeki değişim verilmiştir. Skaler parametreler olarak adlandırılan bu değerlerin hepsinde zamanla bir artma eğilimi gözlenmektedir. Yaklaşık ilk 100 saat süresince bütün skaler parametreler sağlam rulman ile montaj yapıldığı

düşünüldüğünde yüksek sayılabilecek değerlerde sürekli olarak bir salınım yapmaktadırlar. Daha sonra bütün parametreler düşük değerlere dönmektedirler. Bu davranışın sebebi yeni takılmış rulmanlar olmasına rağmen sistemdeki parçaların birbirine alışması olarak değerlendirilmiştir.

Titreşim genlikleri incelendiğinde aşağıdaki gözlemler yapılabilir (bkz. Şekil 7.43):

- Yaklaşık 400 saatten sonra titreşim genliklerinde artma eğilimi görülmektedir
- 625 saat civarında 1, 2 ve 4. kanallardaki genliklerde ani bir artma ve azalma (zirve) oluşmuştur
- 900 saatten sonra genliklerdeki artış hızlanmıştır
- 975 saat civarında bütün kanallarda genlik düşmekte ve daha sonra tekrar hızla tırmanmakta
- 1300 saat sonra titreşim genliklerinde düşüş görünmekte
- 1370 saatte titreşim genlikleri hızla artmakta ve eski yüksek seviyesini yakalamaktadır.

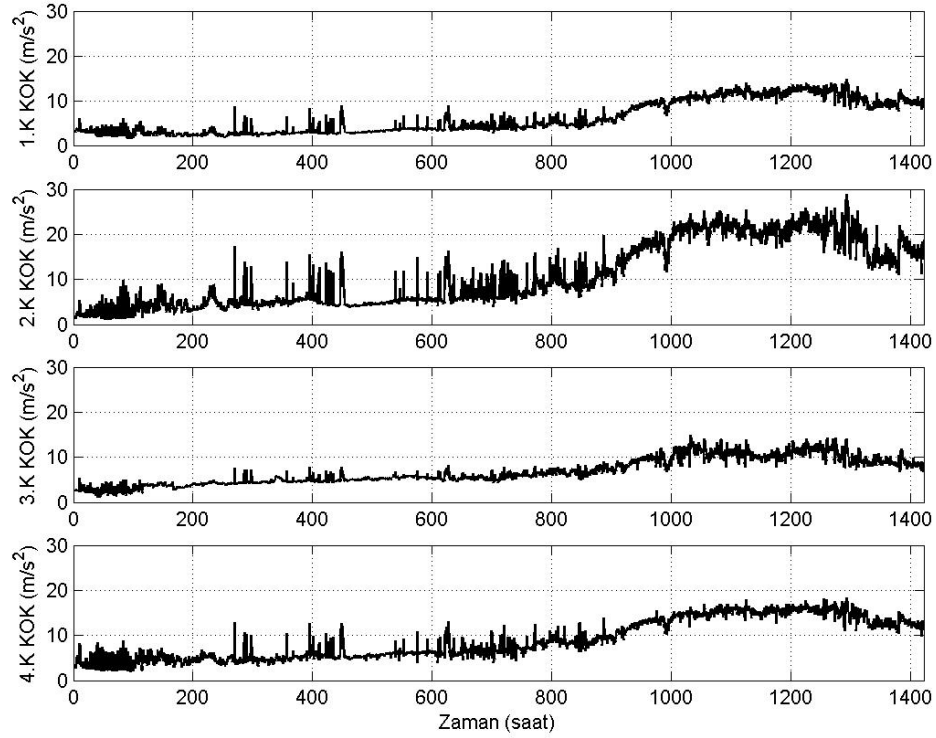


Şekil 7.43. Titreşim genliklerinin zamanla değişimi

Bu gözlemlere göre rulmanlarda zamanla yorulma oluşmakla birlikte ilk ciddi gösterge 625 saatte görülmektedir. 975 ve 1370 saat civarlarında da hatalar oluşmaktadır. Titreşim genliklerinden hatanın hangi rulmanda oluştuğunu ve rulmanın hangi kısmının bozulduğunu söylemek mümkün değildir.

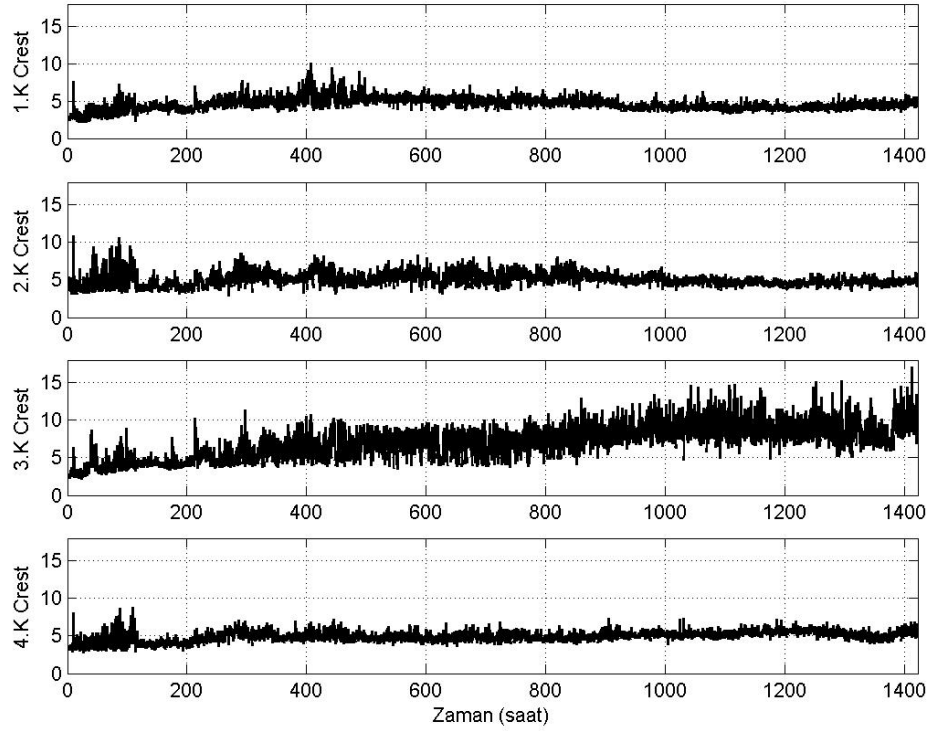
Titreşim genlikleri yerine titreşimlerin etkin değeri olarak da adlandırılan KOK değerine bakılması daha iyi sonuçlar vermektedir, çünkü veri toplama sırasında aslında anlık oluşan yüksek alt ve üst zirve değerleri yakalanmış olabilir. Şekil 7.44 incelendiğinde genlik grafiklerine benzerlik göstermekle birlikte özellikle 975 ve 1370 saat civarındaki değişimler daha net bir şekilde görülebilmektedir. Ayrıca bu iki hata durumunun karakteristiğinin birbirinden farklı olduğu da kolayca ayırt edilebilir. 975 saat civarında genlikler yüksek seyrederken birden düşmektedir, 1370 saat civarında ise genlikler düşük seyrederken hata oluşumuyla aniden artmaktadır ve bu artışın hemen ardından genlikler azalma eğilimine girmektedir. Mevcut bilgilerle 1370 saat civarında rulmanda noktasal bir hata oluştuğu ve bunun sonucunda genliğin hızla arttığı, daha sonra çalışmanın devam etmesinden dolayı oluşan noktasal hatanın ezildiği ve yayılarak oluşan darbelerin şiddetinin azaldığı söylenebilir. Fakat bu davranış, titreşim genliklerine bakıldığında en belirgin olarak 3. kanalda, yani sol taraftaki rulmanın dikey yönündeki titreşimlerinde görülmekle birlikte KOK değerlerine bakıldığında 2. kanalda, yani sağ taraftaki rulmanın yatay yöndeki titreşimlerinde görülmektedir, yani hangi rulmanda bozulma olduğunu tespit etmek yine mümkün değildir.

Rulmanlarda özellikle noktasal hataların oluşmasının titreşim sinyalinin darbe içeriğinin artması, yani titreşim sinyalinin daha çok sivri tepeler içermesi anlamına gelmektedir. Bu içeriği takip etmek için crest faktör veya kurtosis değerleri incelenebilir. Kurtosis $(\text{genlik})^4 / (\text{KOK})^4$ olarak tanımlandığından darbe içeriğine daha hassastır. Daha önceki yapılan çalışmalarda crest faktörü değerinin 5, kurtosis değerinin 3,5'ten büyük olduğu zaman rulmanda hata oluşumundan bahsedilebileceği tespit edilmiştir [168].



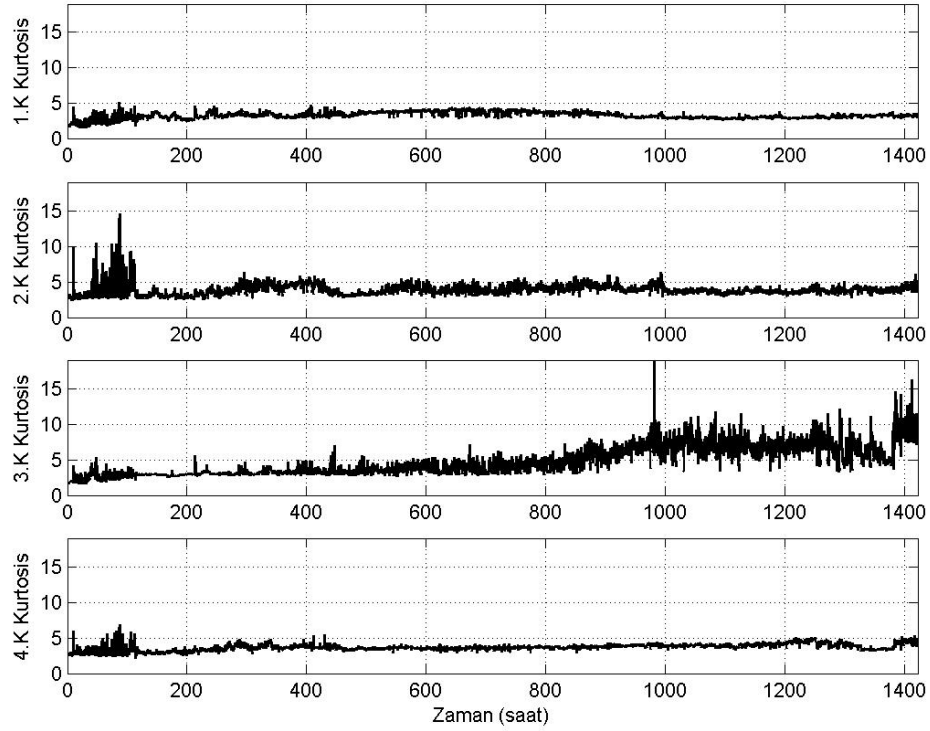
Şekil 7.44. Titreşim genliklerinin KOK'nün zamanla değişimi

Şekil 7.45 ve Şekil 7.46 incelendiğinde deney süresinin ilk yarısında hem crest değeri, hem de kurtosis değeri bütün kanallarda artış göstermektedir. Deneyin ikinci yarısında crest değeri 1. ve 2. kanalda (sağ rulman dikey ve yatay yön) azalmakta ve 5 değerinin altına düşmekte, 3. kanalda (Sol rulman dikey yön) artışına devam etmekte ve 4. kanalda (Zemin dikey yön) fazla bir değişiklik göstermemektedir. 3. kanalda titreşim genliklerinin arttığı 1370 saat civarında crest değerinde de bir artma görülmektedir. Zeminden ölçülen titreşimler genliklerdeki artışı genel olarak göstermekle birlikte rulmanlara uzak olduğu için hata oluşumu sebebiyle oluşan karakteristik titreşimleri yansıtamamaktadır. Crest değerine bakıldığında sol taraftaki rulmanda 1370 saat civarında noktasal bir hata oluştuğu söylenebilir.



Şekil 7.45 Titreşimlerin Crest faktörünün zamanla değişimi

Kurtosis değerinde de crest faktörüne benzer bir davranış görülmektedir. Fakat 3. kanalda titreşim genliklerinde ve genliklerin KOK'de de görülen 975 saat civarındaki değişim kurtosis değerinde belirgin bir şekilde görülmektedir. Hatta deney süresinde oluşan en büyük kurtosis değeri bu zamanda oluşmaktadır. Diğer taraftan 1370 saat civarındaki noktasal bozulma da crest faktöründe görüldüğünden daha net bir şekilde seçilebilmektedir. Şekil 7.46'ya bakılarak sol taraftaki rulmanda 975 saat ve 1370 saat civarında noktasal hatalar olduğu kolaylıkla söylenebilir.

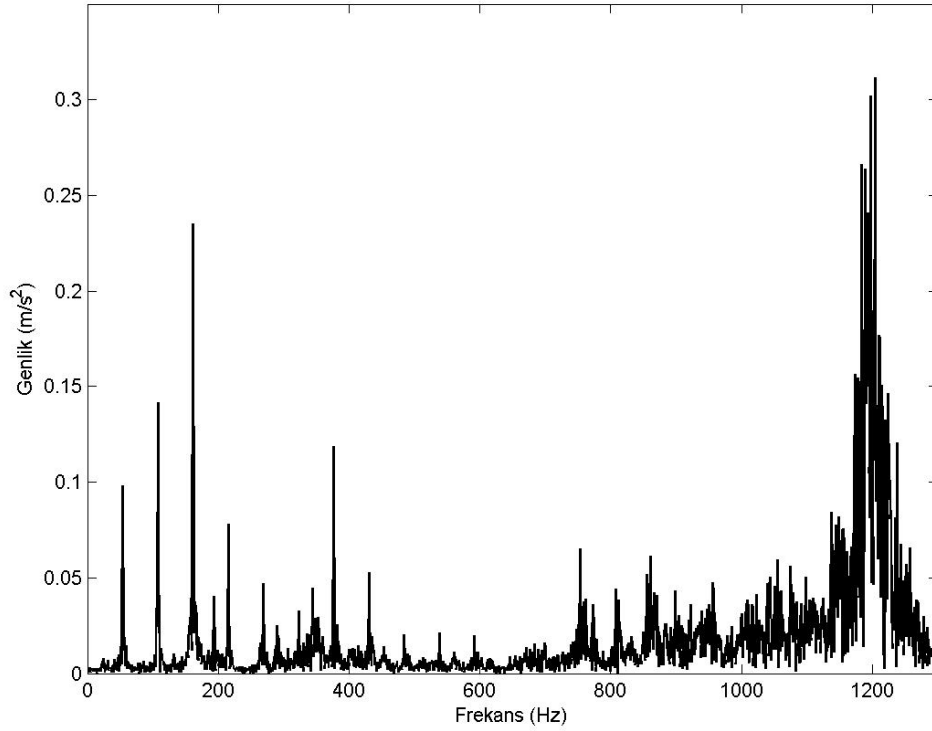


Şekil 7.46. Titreşimlerin kurtosis değerinin zamanla değişimi

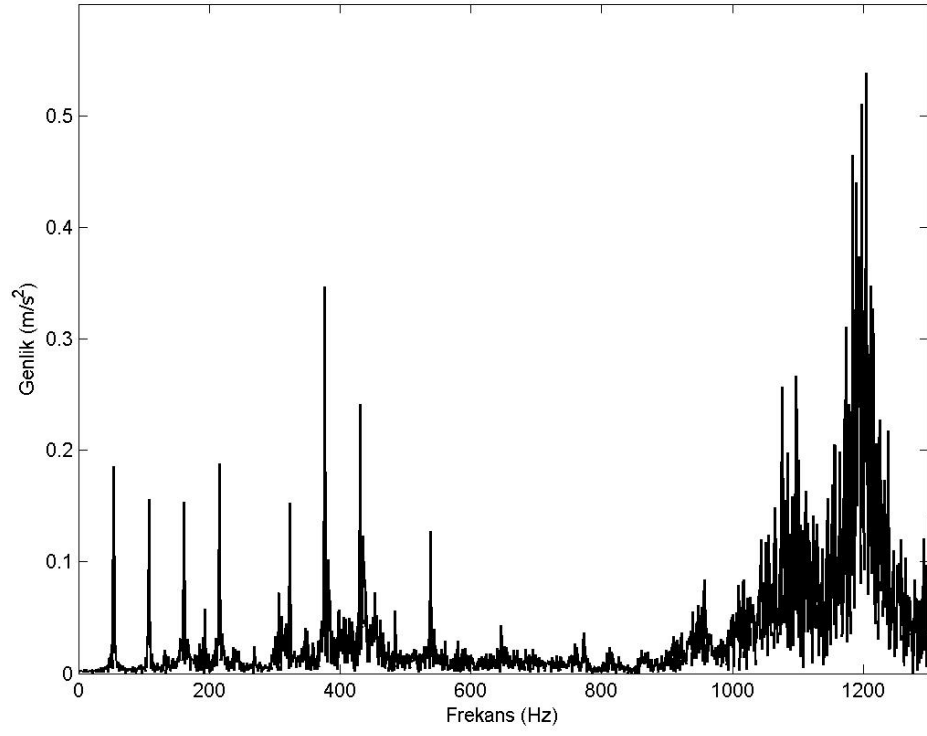
7.2.2. Frekans tanım bölgesi analizleri

Titreşimlerin frekans bölgesinde, yani spektrumlarının incelenmesi oluşan titreşimlerin yapısı hakkında daha net sonuçlar verebilir, fakat spektrum oldukça fazla bilgi içermektedir. Şekil 7.47 ve Şekil 7.48’te sağ taraftaki rulmanın sırasıyla dikey ve yatay yöndeki titreşimlerine ait 950. saatteki spektrumlar görülmektedir. Şekillerde şaft dönüş frekansı 54 Hz ve katlarında zirveler görülmektedir. Şaft frekansının 2 katı (108 Hz) ve bu frekansın 1 ve 3 katı harmoniklerin oluşması yataklarda radyal ve eksenel kaçıklık olduğunu göstermektedir [89]. Her iki spektrumda da 194 Hz’de bilya geçiş frekansı belirgin olarak görülebilmektedir. Bilya geçiş frekansı aynı zamanda dış bilezik hata frekansıdır, bu nedenle 950 saatte alınan bu spektrumlara bakılarak rulmanın dış bileziğinin yüzeyinde noktasal bir hata olduğu düşünülebilir, fakat bilya geçiş frekansının hatasız rulmanlarda bile olduğu unutulmamalı ve bu frekans bileşeni dikkatli bir şekilde değerlendirilmelidir.

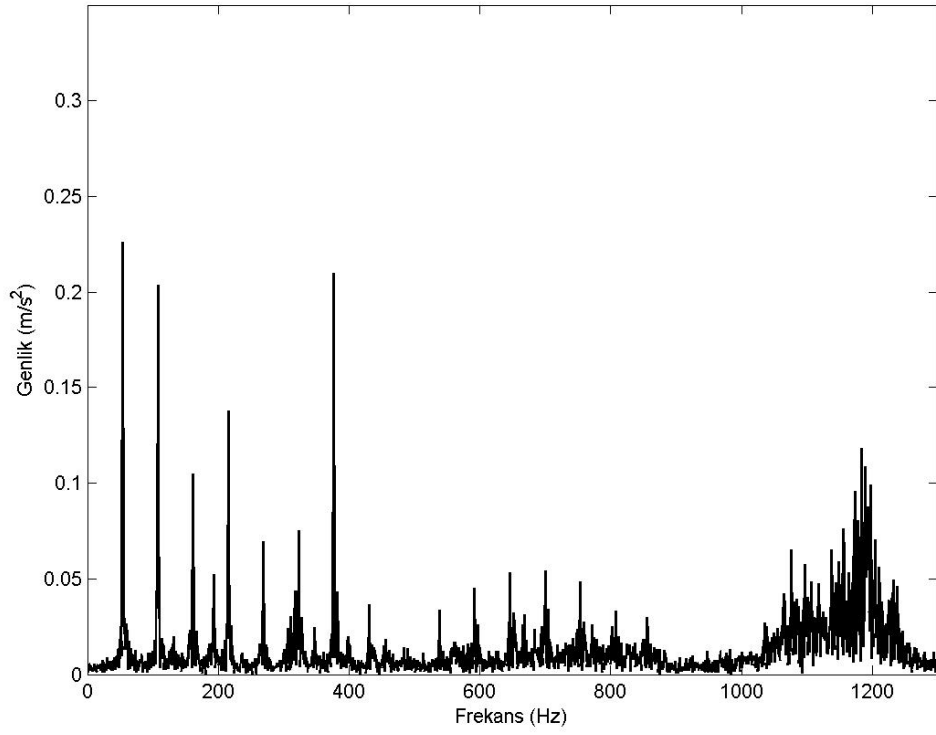
Titreşim ölçümü alınan 4 kanalın da spektrumu incelendiğinde (Şekil 7.47-Şekil 7.50) 1200 Hz civarında büyük genlikli ve belirli bir bant genişliğinde titreşimler olduğu görülmektedir. Bu frekans aralığında şaft frekansı harmonikleri ($22\omega_s = 1188$ Hz), bilya geçiş frekansı harmonikleri ($6BGF=1164$), iç bilezik hata frekansları harmonikleri ($4\dot{B}GF=1172$ Hz, $4\dot{B}GF+\omega_s=1226$ Hz) ve bilya hata frekansı harmonikleri ($5BHF-2\omega_c=1232$ Hz) bulunmaktadır. Bu frekans aralığında titreşim bileşenlerinin oluşması sistemin bu frekans aralığında bir doğal frekansı olduğu ve hata frekansları ile doğal frekansın çakışması sonucu rezonans olduğu tahmin edilebilir.



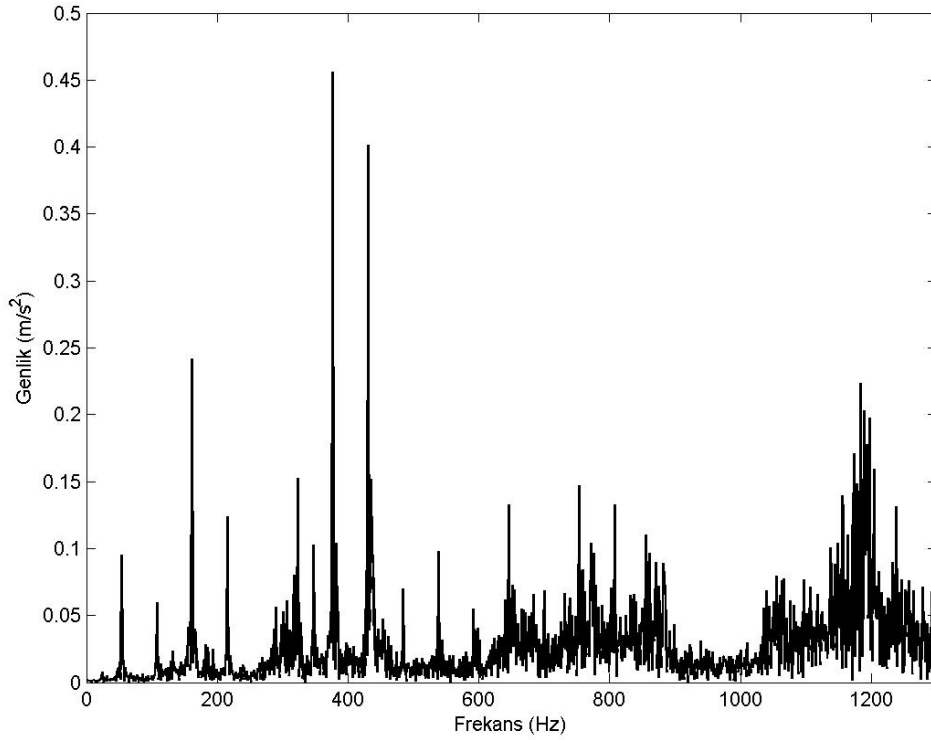
Şekil 7.47. 1. kanal titreşim spektrumu (950. saat)



Şekil 7.48. 2. kanal titreşim spektrumu (950. saat)



Şekil 7.49. 3. kanal titreşim spektrumu (950. saat)



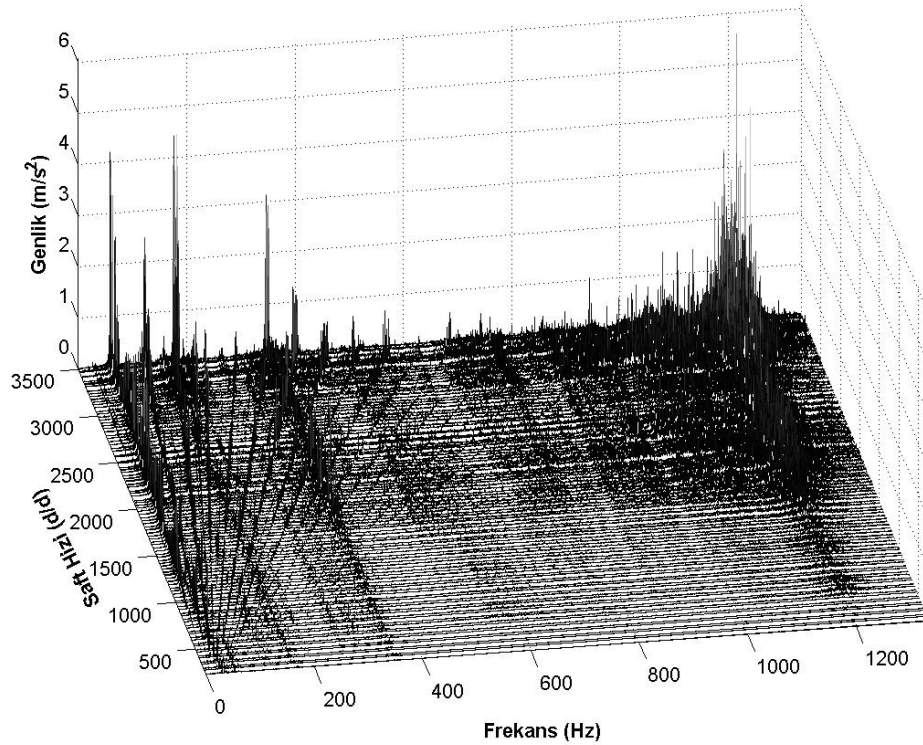
Şekil 7.50. 4. kanal titreşim spektrumu (950. saat)

Sistmin doğal frekansları ile zorlama frekanslarının çakışma durumunun incelenmesi için veri toplama işlemi sonlandırıldıktan sonra farklı şaft devirlerinde titreşim ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümler kullanılarak her bir kanal için Campell diyagramları elde edilmiş ve bu diyagramlar Şekil 7.51-Şekil 7.54'de verilmiştir. Şekil 7.51'de 1200 Hz civarında bütün şaft hızlarında frekans bileşenleri olduğu görülmektedir. ayrıca şaft hızı arttıkça zorlama frekanslarının harmonikleri ile bu doğal frekansların çakıştığı ve 2500 d/d ile 3500 d/d hız aralığında değişik rezonans durumları görülmektedir. Şekil 7.51'de yaklaşık 185 Hz ile 350 Hz civarında da doğal frekanslar görülebilmektedir.

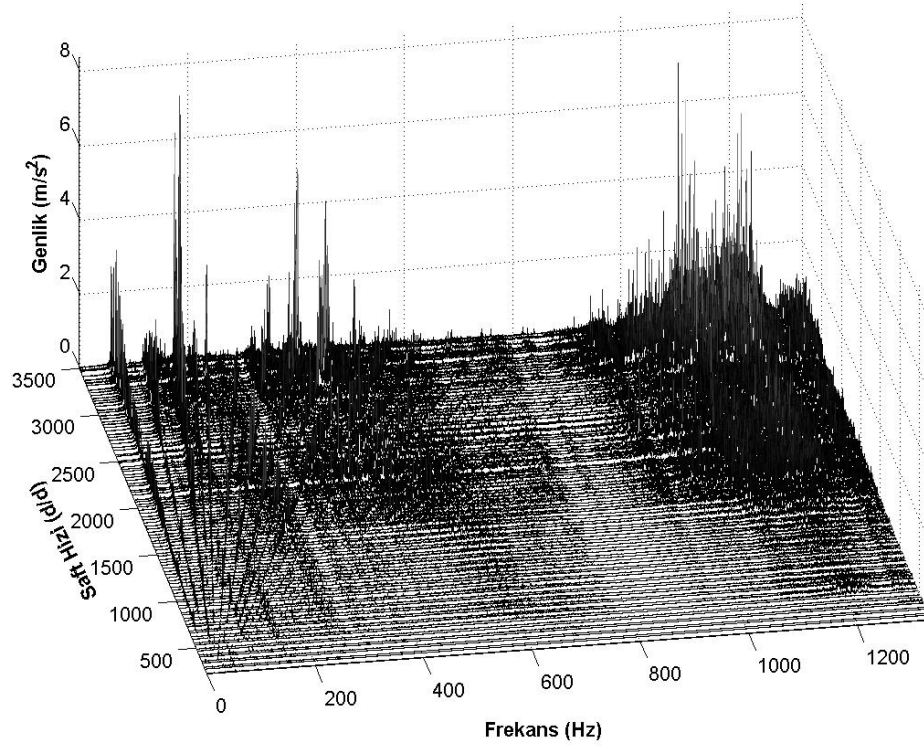
Şekil 7.52 incelendiğinde yatay yönde Şekil 7.51'de 350 Hz'te görülen doğal frekansın bulunmadığı fakat 440 Hz civarında başka bir doğal frekans olduğu görülmektedir. Buradan yatay yöndeki kayışın oluşturduğu gergi kuvveti ve eksen kaçıklığından dolayı yatay yöndeki yüklemenin daha fazla

oluştugu ve bu sebeple rulmanın yatay yöndeki katılığına daha fazla olduğu anlaşılmaktadır.

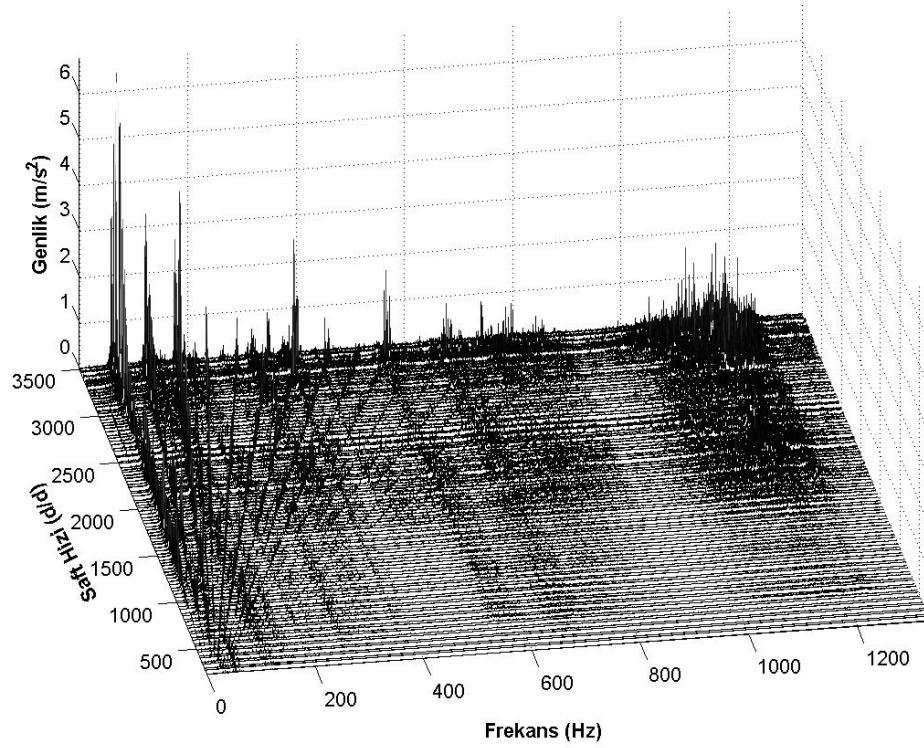
Campell Diyagramlarından da görülebileceği gibi kayış ile zorlanan ve eksen kaçıklığı ve dengesizlik gibi montaj hatalarının da mevcut olduğu bu sistemde titreşim spektrumları oldukça fazla bilgi içermektedir. Bu spektrumlar ayrı ayrı incelenerek hata frekanslarının belirgin olarak bulunması mümkün değildir. Şekil 7.43'te genliklerin çalışma süresine göre verildiği grafiklerde anlık olarak göreceli olarak çok yüksek sayılabilecek genlikler olduğu görülmektedir. Fakat bu genlikler zaman ilerledikçe düşmektedir. Hata olduğu anda meydana gelen bu büyük genlikler, hatanın alışmasıyla, yani üzerinden yuvarlanma elemanları geçmesiyle birlikte darbenin şiddeti azalacak şekilde yuvarlak hatlara kavuşmasıyla azalmakta ve spektrumda da net bir şekilde görülememektedir.



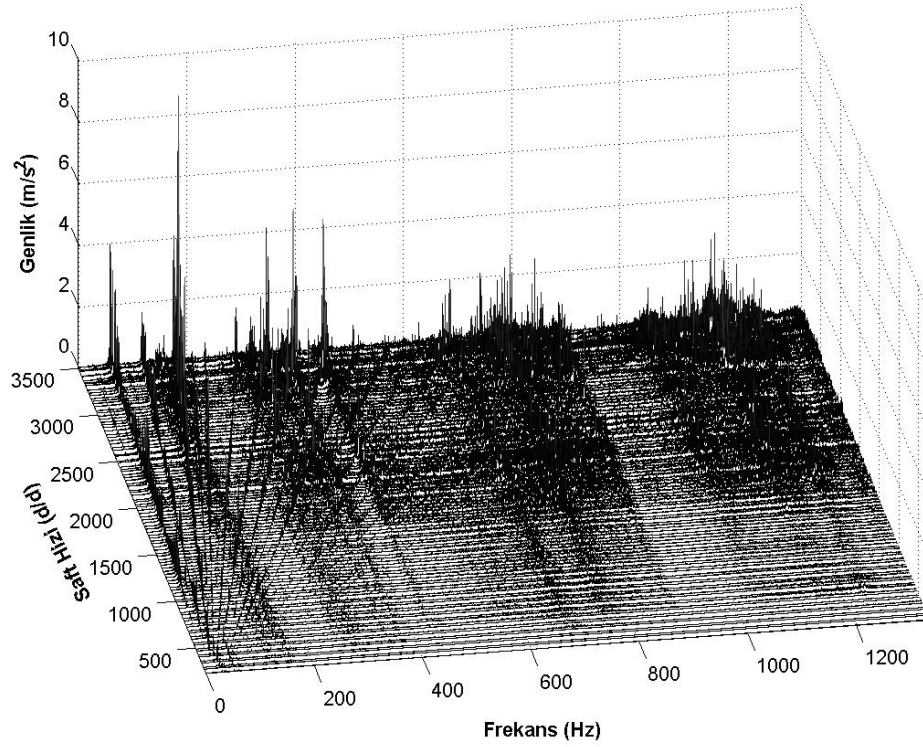
Şekil 7.51. 1. kanal Campell Diyagramı



Şekil 7.52. 2. kanal Campell Diyagramı

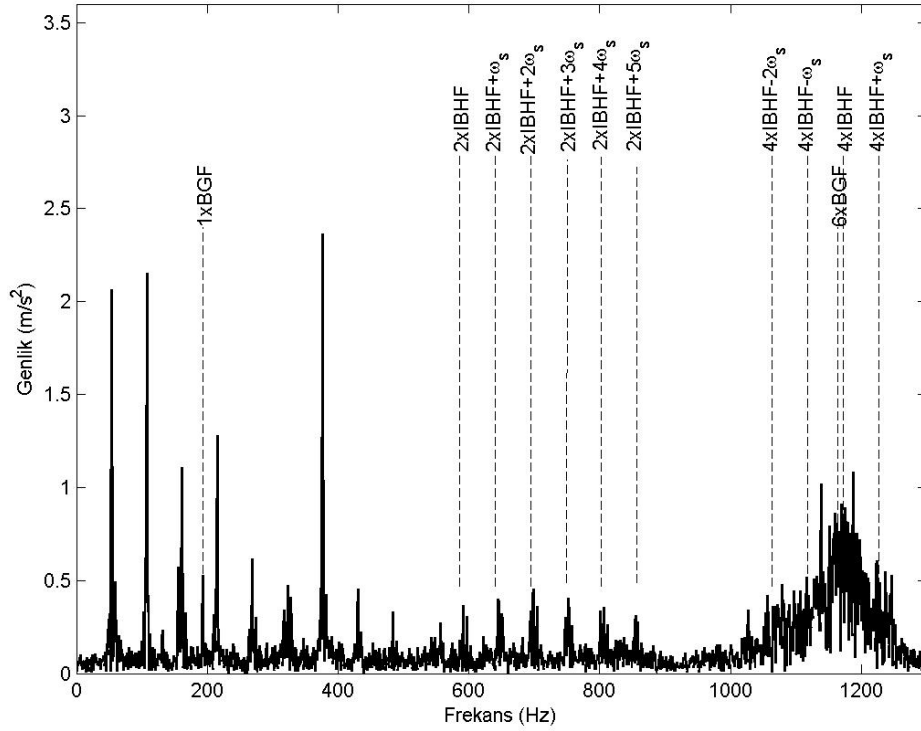


Şekil 7.53. 3. kanal Campell Diyagramı



Şekil 7.54. 4. kanal Campell Diyagramı

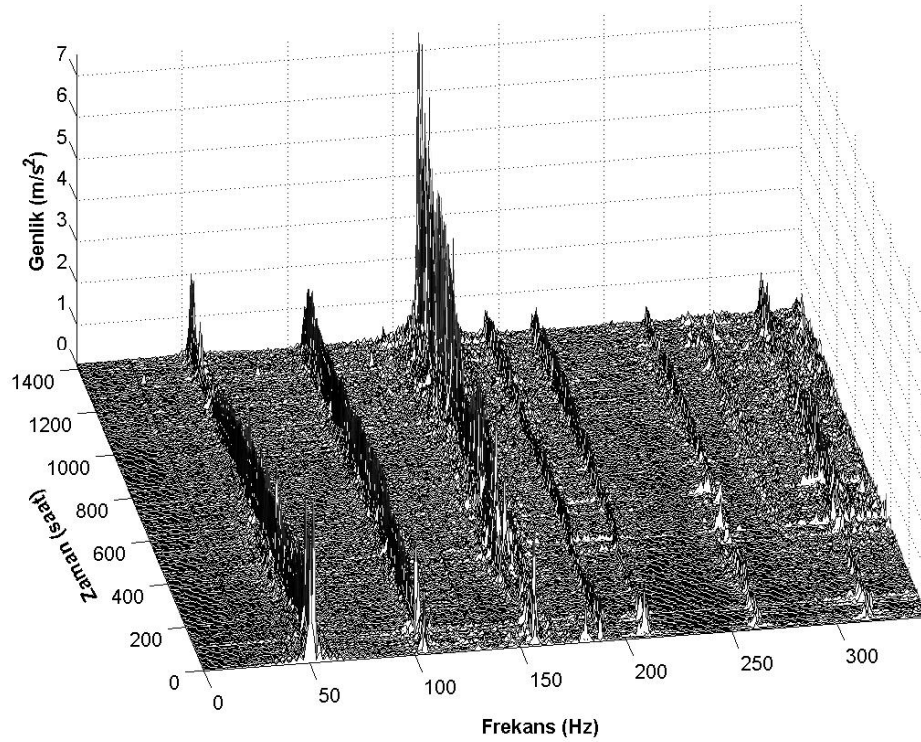
Kurtosis değeri skaler parametreler arasında hata oluşuman en duyarlı değerdir. Şekil 7.46'da en büyük kurtosis değeri 981. saatte 3 numaralı kanalda, yani sol taraftaki rulmanın dikey yöndeki titreşimlerinde görülmektedir. Bu noktadaki spektrum Şekil 7.55'te verilmiştir. Spektrumda bilya geçiş frekansının yanı sıra iç bilezik hata frekansları 586 Hz ($\dot{B}HF$), 640 Hz ($\dot{B}HF + \omega_s$), 694 Hz ($\dot{B}HF + 2\omega_s$), 748 Hz ($\dot{B}HF + 3\omega_s$), 802 Hz ($\dot{B}HF + 4\omega_s$), 856 Hz ($\dot{B}HF + 5\omega_s$) belirgin bir şekilde görünmektedir. Ayrıca 1200 Hz civarındaki sistemin doğal frekansı bilya geçiş frekansı ve iç bilezik hata frekanslarının çakışması da spektrumda görülebilmektedir. Bu örnekte de görüldüğü gibi spektrumların ayrı ayrı incelenip yorumlanması içerdiği bilginin çokluğundan dolayı oldukça zordur ve bu bilgilerin skaler analiz parametreleri kullanılarak değerlendirilmesi daha doğru sonuçlar vermektedir.



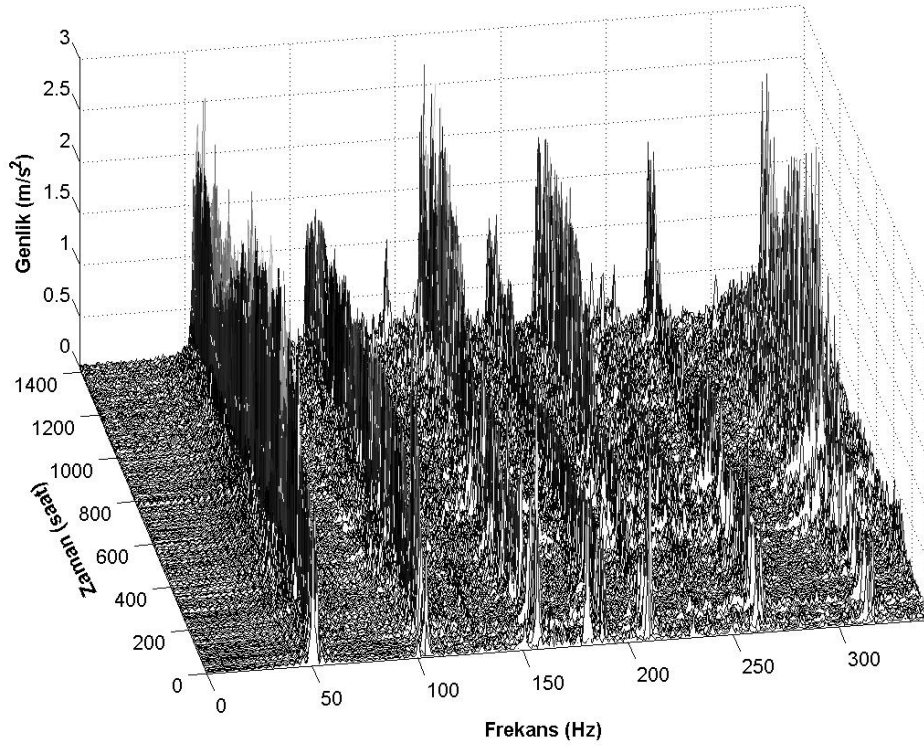
Şekil 7.55. 3. kanal titreşim spektrumu (981. saat)

Bu çalışmada deney düzeneğinin çalışması süresince alınan bütün titreşimlerin spektrumları ardışık olarak incelenerek takibi yapılmıştır. Rulman titreşimleri incelenirken düşük, orta ve yüksek frekans olmak üzere üç ayrı bölgede inceleme yapılması önerilmektedir [107]. Hataların önceden belirlenebilmesi için yüksek frekansların takip edilmesi ve bu frekanslardaki artışın incelenmesi gerekli olduğu daha önceki çalışmalarda gösterilmiştir [108]. Şekil 7.56'da sağ rulmanın dikey yöndeki düşük frekans bandındaki titreşimlerinin spektrumlarının görülmektedir. Şekilde ilk göze çarpan şaft hızının 3 katındaki (162 Hz) titreşimlerin özellikle 1000 saatten sonra hızlı bir şekilde artış göstermesidir. Eksen kaçıklığı sonucu oluşan bu frekans bileşeni Şekil 7.57'de yatay yöndeki titreşimleri gösteren spektrumlarda da belirgin bir şekilde görülmektedir. 194 Hz'de oluşan BGF dikey yönde alıştırma süresinden sonra sürekli olarak az bir eğimle artış göstermektedir, yatay yöndeki titreşim spektrumlarına bakıldığında BGF'nında yaklaşık 1000 saatten sonra hızla artmaya başladığı görülebilir.

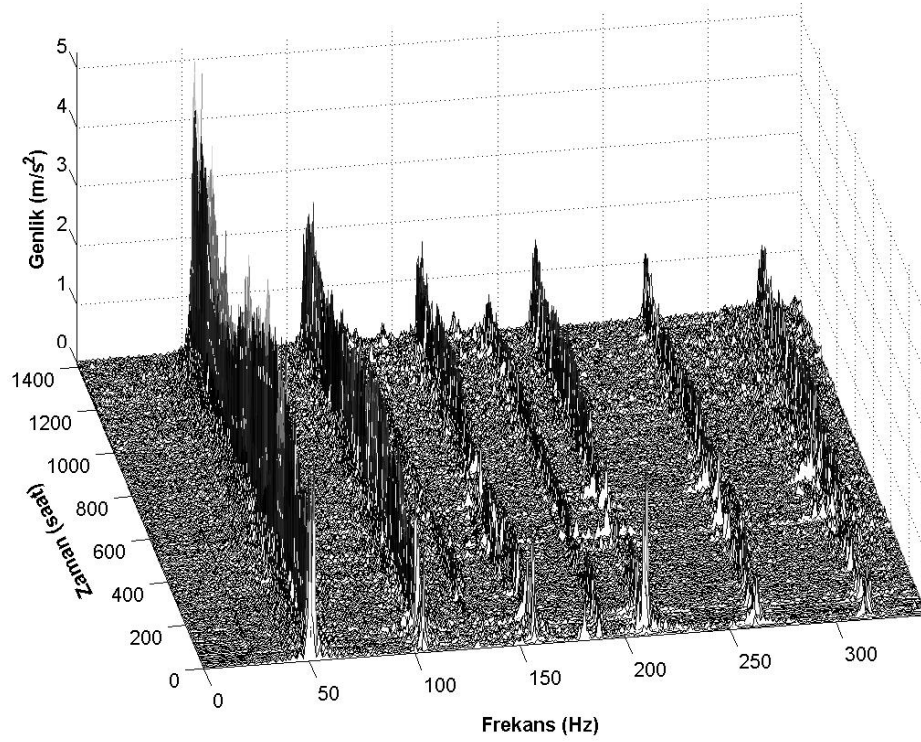
Her iki şekilde de İBHF (293 Hz) ve BHF (255 Hz) net bir şekilde görülmemekle birlikte Şekil 7.56'da dikey yöndeki spektrumlarda İBHF'nin olduğu frekansta 400 saatten oldukça sonra küçük bileşenler fark edilebilmektedir. Ayrıca Şekil 7.57'de yaklaşık 1000 saatten sonra şaft frekansının 4 katı (216 Hz)'te ve 1300 saatten sonra da şaft frekansının 5 katı (270 Hz)'deki zirveler hızla artmaktadır. Şekil 7.58'de sol rulmanın dikey yöndeki titreşim spektrumlarının zamanla değişimi görülmektedir. Burada da bütün zorlama frekanslarında zamanla birlikte genel bir artış görülmekle birlikte en büyük artış şaft frekansında (54 Hz) görülmektedir. 194 Hz'de bulunan BGF'ndaki artış bu yönde de görünmesine karşın İBHF ve BHF sağ rulmanda olduğu gibi net olarak seçilememektedir.



Şekil 7.56. 1. kanal titreşimleri spektrumlarının zamanla değişimi

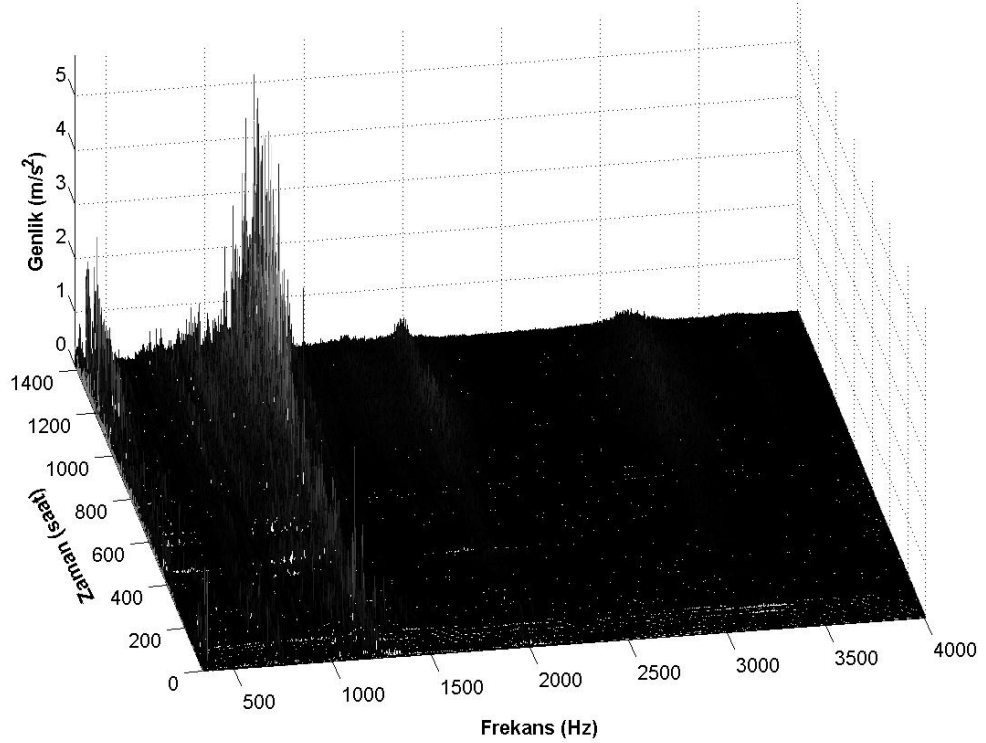


Şekil 7.57. 2. kanal titreşimleri spektrumlarının zamanla değişimi



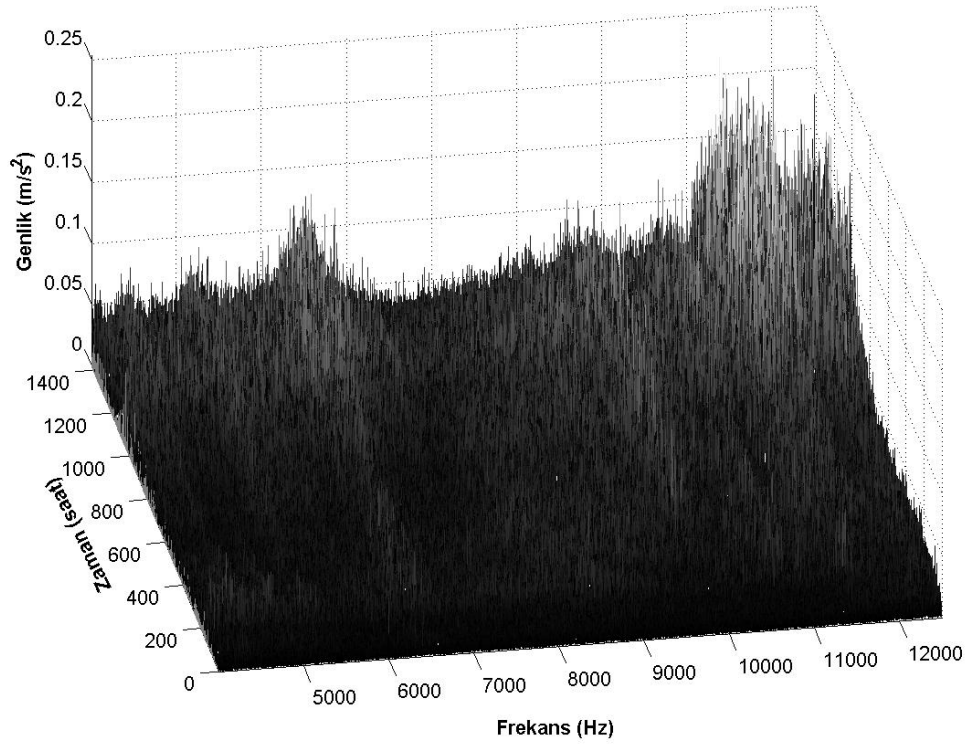
Şekil 7.58. 3. kanal titreşimleri spektrumlarının zamanla değişimi

Şekil 7.59'da 1. kanal için 350 Hz-4 kHz frekans bandı için spektrumların zamanla değişimi görülmektedir. 1200 Hz civarındaki doğal frekans genlikleri zaman ilerledikçe artmaktadır, bunun sebebi bu doğal frekansı zorlayan hata frekansının harmoniklerinin genliklerinin artması sonucu rezonans genliğinin artması olarak yorumlanabilir. Dolayısıyla bu frekanstaki genlik artışı hatanın durumunu göstermektedir. Yaklaşık 1200 saatten sonra bu frekans bileşeninin genliği düşmektedir, fakat Şekil 7.56 dikkatle incelenecek olursa yine 1200 saatten sonra düşük frekanslı spektrum bileşenleri de hızla artmaktadır. Yani spektrumdaki enerji düşük frekanslara kaymaktadır.



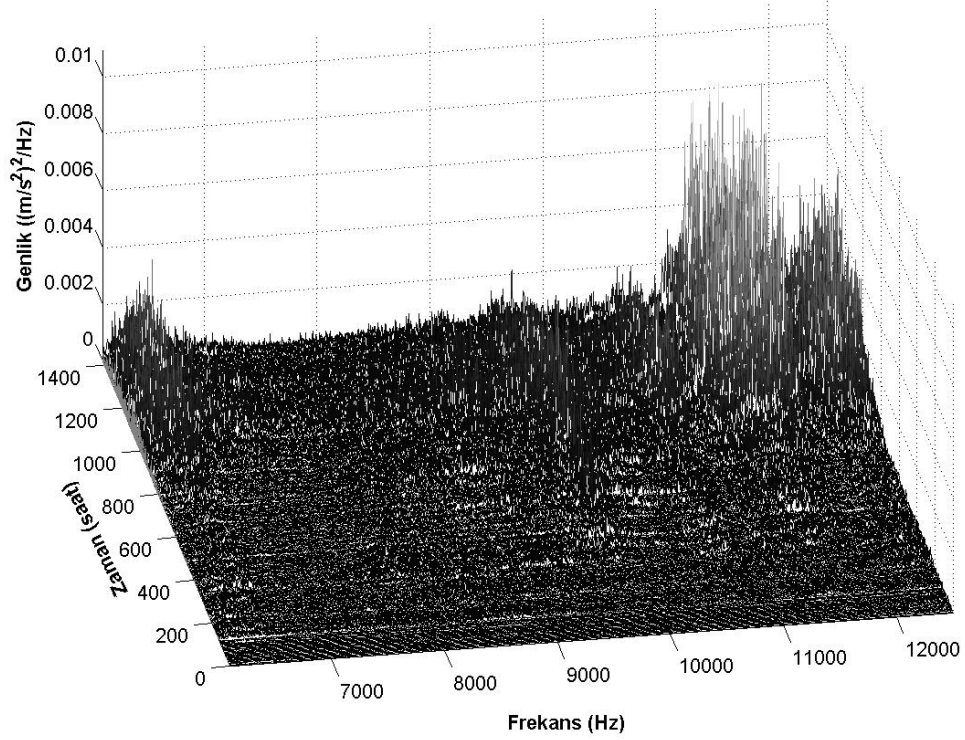
Şekil 7.59. 1. kanal titreşimleri 350 Hz-4 kHz bandındaki spektrumlarının zamanla değişimi

Şekil 7.60'da da 4 kHz- 12.5 kHz frekans bandı için spektrumların zamanla değişimi görülmektedir. bu şekilde de hata frekanslarının harmonikleri net olarak görülememektedir, fakat skaler parametrelere bakılarak hatanın ilk oluşmaya başladığı zaman aralığı olarak tespit edilen 950 saatten sonra yüksek frekans bölgesindeki bileşenlerde belirgin artışlar gözlenmektedir.



Şekil 7.60. 1. kanal titreşimleri 4 kHz-12,5 kHz bandındaki spektrumlarının zamanla değişimi

Yüksek frekans bandında mekanik ve elektronik sinyal olarak birçok bileşen olduğu için bu bölgedeki titreşim davranışının spektrumu oldukça karmaşık görünmektedir. Yüksek frekans bandında basit spektrum almak yerine güç spektral yoğunluğu hesaplanırsa Şekil 7.61'deki grafik elde edilir. Bu spektrumlar elde edilirken zaman sinyali eşit boyutlarda pencerelerden geçirilip elde edilen spektrumların ortalamaları alındığı için periyodik olmayan bazı gelişigüzel sinyaller spektrumdan uzaklaştırılmış olur. Dolayısıyla Şekil 7.61'de görülen spektrum davranışı daha net frekans bileşenleri vermenin yanı sıra genliklerin artmaya başladığı yaklaşık 900. saat daha net olarak görülebilmektedir.



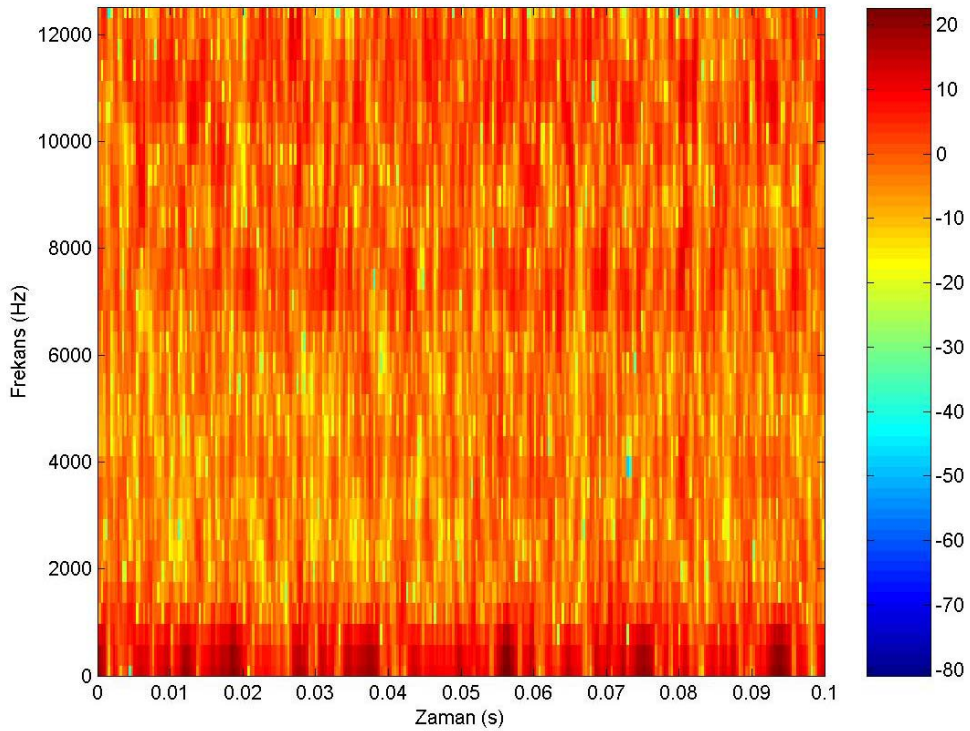
Şekil 7.61. 1. kanal titreşimleri yüksek frekans bandındaki güç spektral yoğunluklarının zamanla değişimi

7.2.3. Zaman/frekans tanım bölgesi analizleri

Spektrum içerisinde çok fazla miktarda bilgi olması nedeniyle yorumlaması oldukça zordur. Titreşim dalgalarının oluştuğu zaman bilgisinin de elde edilmesi bu titreşimlerin yorumlanmasını kolaylaştırabilir. Özellikle rulmanlarda olduğu gibi titreşim sinyali içerisinde periyodik darbelerin olduğu durumlarda KZFD gibi zaman/frekans analiz teknikleri rulmandaki karakteristik frekansların takibinde kolaylık sağlar. KZFD basit spektrum analizinden daha fazla bilgi içermekle birlikte dönüşümde kullanılan HFD nokta sayısı, pencere boyutu ve bu pencerelerin birbiri üzerine ne kadar bindirildiği gibi parametreler dönüşümden elde edilen bilgiyi oldukça değiştirir. Şekil 7.62-Şekil 7.64'te 3. kanaldan toplanan titreşim verilerinin daha önce spektrum analizleri yapılan 200. saat, 950. saat ve 1400. saatteki KZFD'leri görülmektedir. Bu dönüşlerde zaman çözünürlüğü daha yüksek olacak

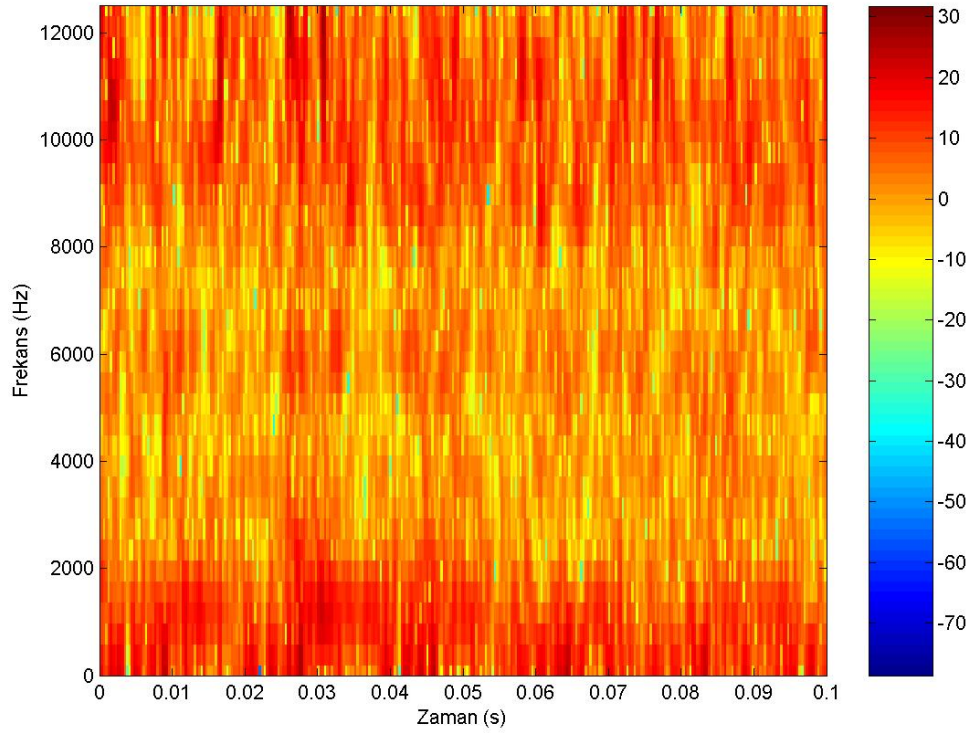
şekilde dönüşüm parametreleri seçilmiştir, KZFD'nün yapısı nedeniyle frekans çözünürlüğü düşmüştür.

Şekil 7.62'de 200. saatte düşük frekanlarda bazı titreşim genliklerinin büyük olduğu görünmektedir. Zaman eksenini dikkatle incelendiğinde bu titreşimlerin belirli zaman aralığıyla dağıldığı, yani sabit periyodu olduğu görülebilir. Bu zaman noktasında 0,1 s sürede bu genlik zirvelerinden yaklaşık 5 tane görülmektedir. Bu zirvelerin düşük frekansta olduğu Şekil 7.62'de görülmekle birlikte frekans çözünürlüğü yeterli olmadığı için titreşim frekansı tam olarak tespit edilememektedir. Bu zaman noktasında şaft hızı yaklaşık olarak 53 Hz'dir ve KZFD'de görülen bu zirveler şaft hızında gerçekleşmektedir.

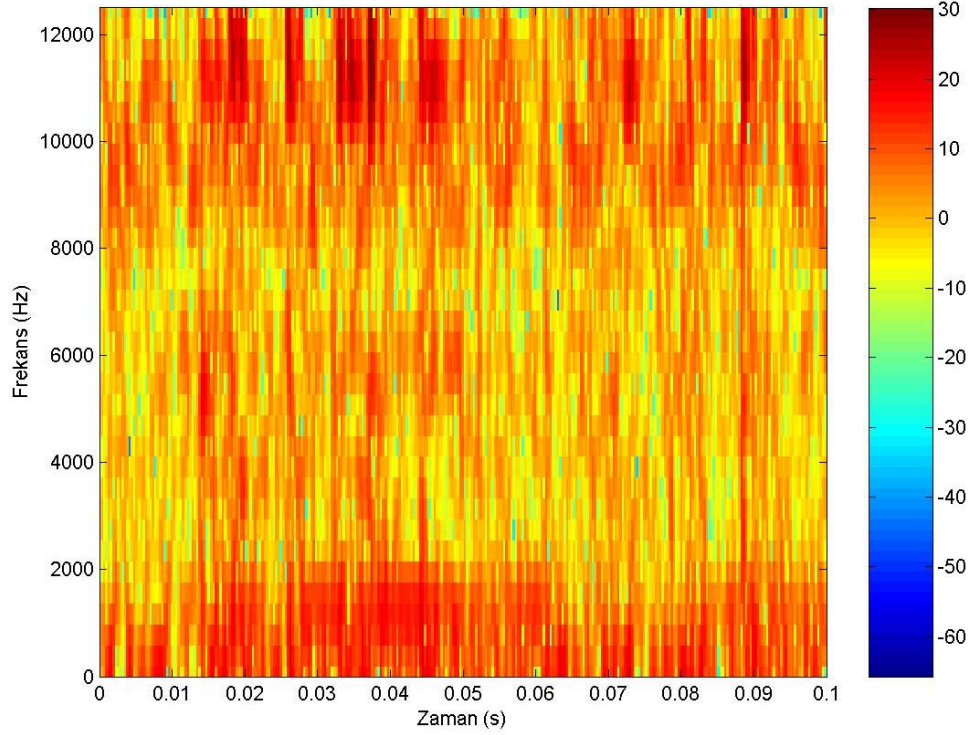


Şekil 7.62. 3. kanal titreşimleri KZFD (200. saat)

Zaman ilerledikçe sistemde oluşan düşük frekanslı titreşimlerin yanı sıra yaklaşık 1 kHz, 6 kHz ve 12 kHz frekanslarda da titreşim genliklerinin arttığı görülmektedir (Şekil 7.63). deney sonuna doğru 1400 saatte alınan titreşimlerin KZFD'lerinde en büyük genlikler 10 kHz-12 kHz arasındaki frekans bandında gerçekleşmektedir, fakat kesin frekansları belirlemek için ne zaman çözünürlüğü, ne de frekans çözünürlüğü yeterli değildir (Şekil 7.64).



Şekil 7.63. 3. kanal titreşimleri KZFD (950. saat)



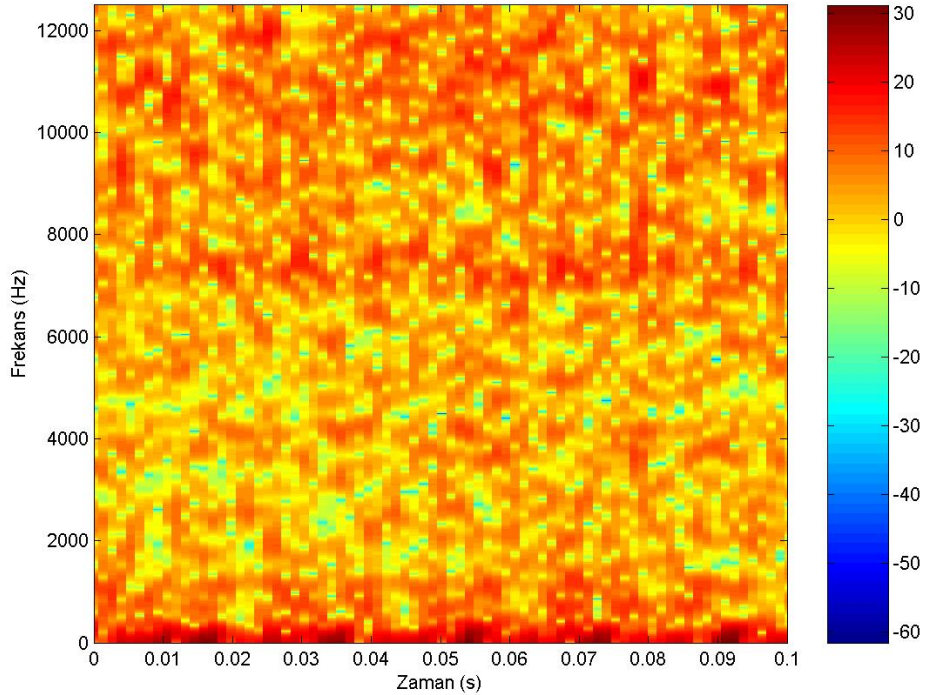
Şekil 7.64. 3. kanal titreşimleri KZFD (1400. saat)

Aynı zaman noktalarında KZFD frekans çözünürlüğü daha yüksek olacak şekilde yapıldığında Şekil 7.65-Şekil 7.67 elde edilmiştir. Şekil 7.65'te görüldüğü gibi deneyin ilk çeyreğinde en baskın titreşimler düşük frekanslarda oluşmaktadır. Bu titreşimler Şekil 7.62'de zaman çözünürlüğü yüksek olan KZFD'de şaft hızında meydana gelen titreşimler olarak tespit edilmişti. Bu frekansın rulmanda meydana gelen titreşimlerden değil, sistemin ilk olarak montajı yapıldığı sırada yataklardaki eksen kaçıklığından ve sistemde az miktarda bulunan dengesizlikten kaynaklandığı düşünülmektedir.

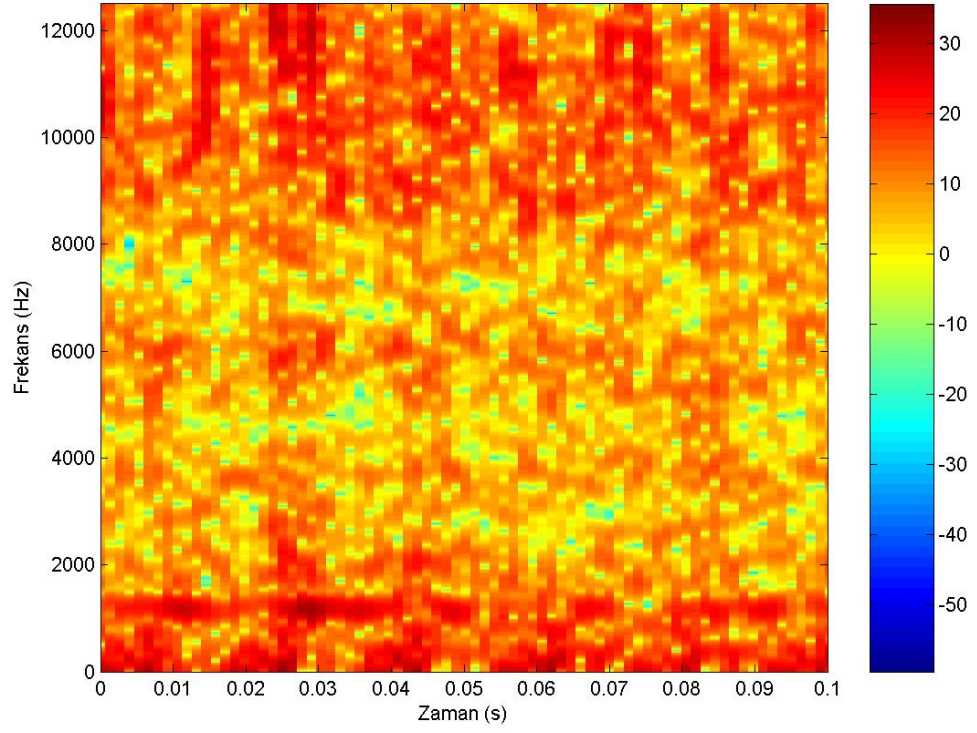
Şekil 7.66'da düşük frekanslı titreşimlerin yanı sıra yaklaşık olarak 1200 Hz civarında titreşimlerin meydana geldiği görünmektedir. Zaman çözünürlüğü yeterli olmadığı için titreşimlerin oluştuğu frekans tam olarak belirlenememekte, dolayısıyla bu titreşimlerin rulmandaki hangi hata frekansında gerçekleştiği tespit edilememektedir. Şekilde ayrıca 12 kHz civarında da frekans bileşenleri görünmektedir. Rulmanlarda meydana gelen

bozulmalar öncelikle yüksek frekanslarda görüldüğünden titreşimleri incelenen sol taraftaki rulmanda bölgesel hataların oluşmaya başladığı yorumu yapılabilir.

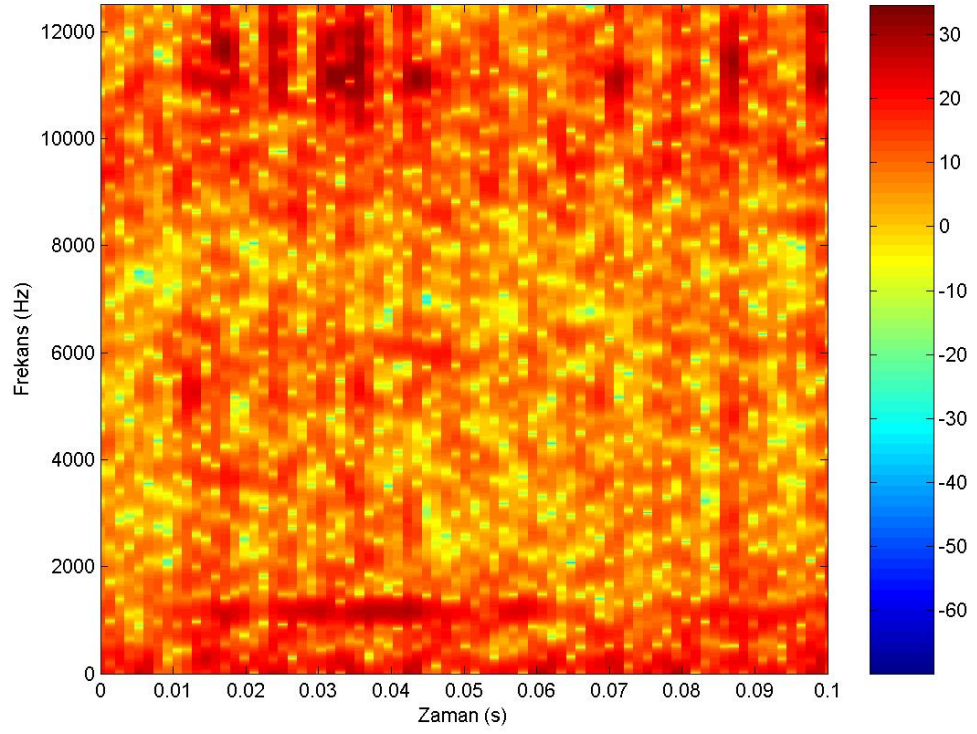
Deney süresinin sonunda meydana gelen titreşimler KZFD ile incelendiğinde 1200 Hz'deki meydana gelen titreşimlerin yanı sıra yaklaşık 11 kHz ve 11,5 kHz'de de titreşim genliklerinin arttığı görülmüştür. Önceki çalışmalarda KZFD rulmandaki hataların titreşim yolu ile tespitinde kullanılmış bir tekniktir, fakat bu tekniğin etkin olarak kullanılabilmesi için titreşimlerin gürültü içeriğinin oldukça az olması ve bölgesel rulman hatalarından sadece bir tanesinin belirgin olarak görülmesi gerekmektedir. Mevcut sistemde daha önce yapılan spektrum analizlerinde rulman hatalarının aynı anda birkaç tanesi gözlendiği için KZFD toplanan titreşim verilerinde tatmin edici bir sonuç vermemektedir. Rulmanda yüksek frekanslı bileşenlerin artmasından dolayı bölgesel hataların oluştuğu söylenebilmektedir, fakat bu bozulmanın rulmanın hangi bölgesinde olduğu konusunda bir yorum yapılamamaktadır.



Şekil 7.65. 3. kanal titreşimleri KZFD (200. saat)



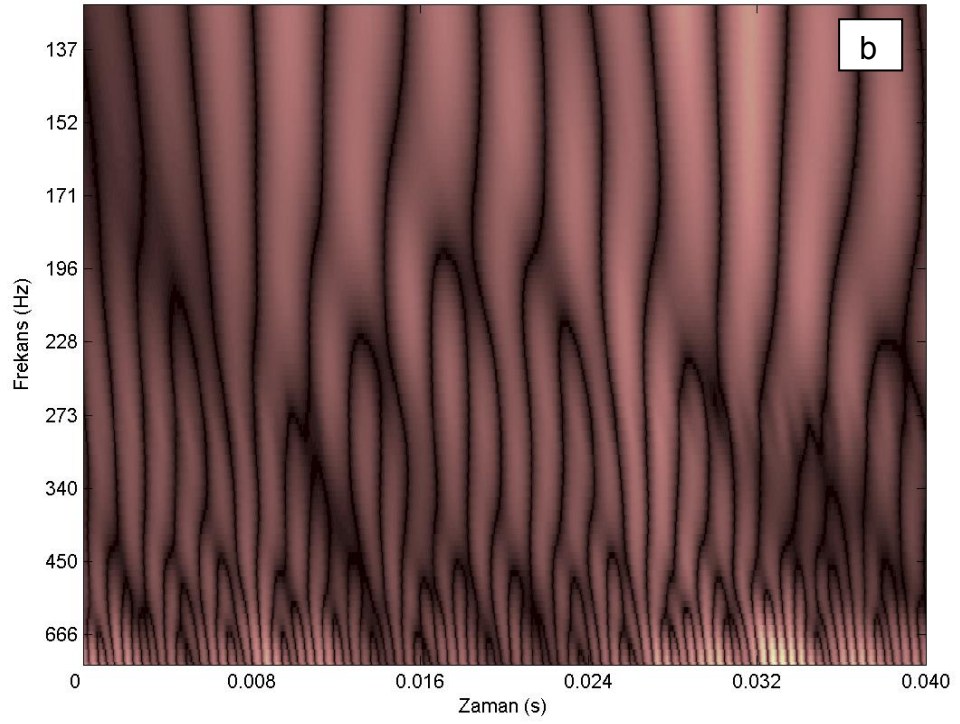
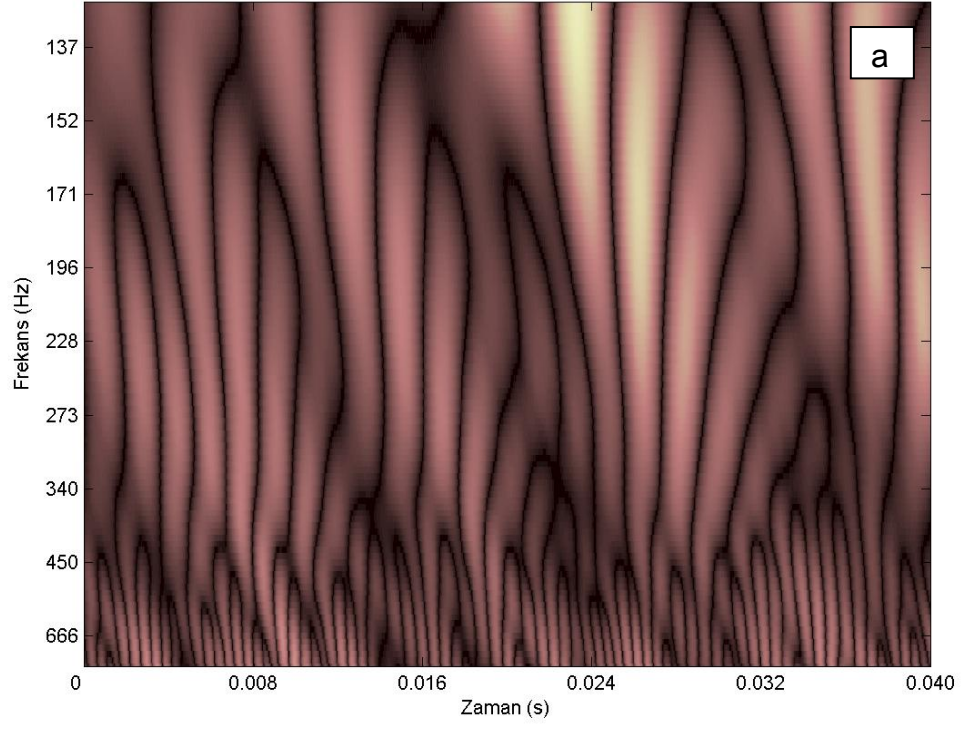
Şekil 7.66. 3. kanal titreşimleri KZFD (950. saat)



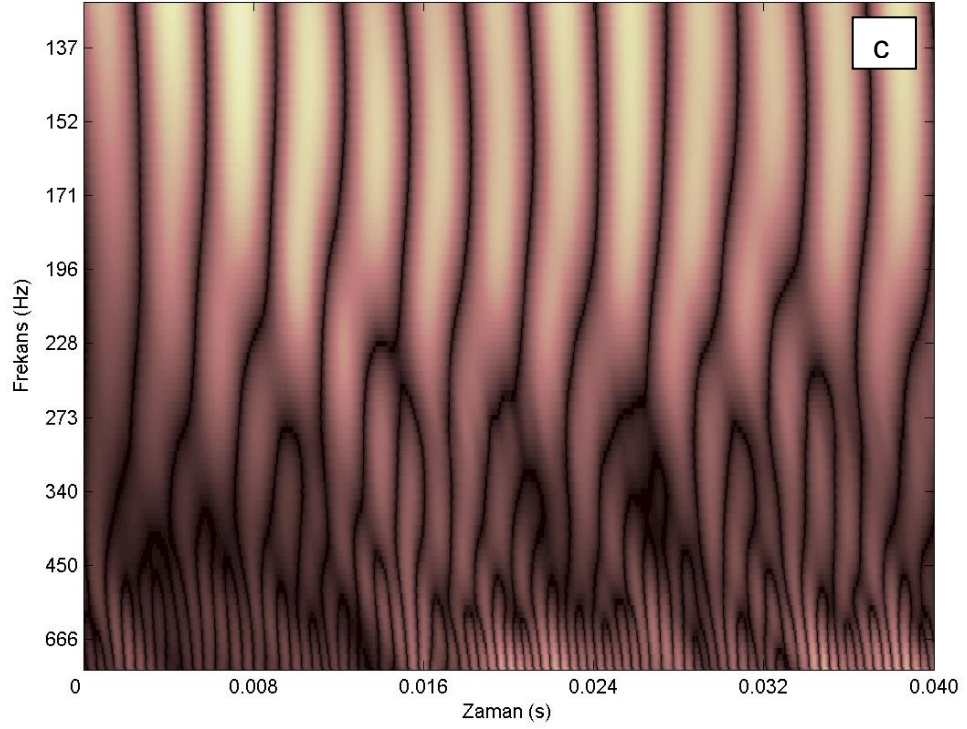
Şekil 7.67. 3. kanal titreşimleri KZFD (1400. saat)

Rulmanlarda olduğu gibi periyodik karakteristiğe sahip titreşimleri hem zaman, hem de frekans boyutunda incelemek için dalgacık dönüşümlerini kullanmak daha etkin sonuçlar verebilir. KZFD’de zaman ve frekans çözünürlüğünün ters orantılı bir ilişki vardır ve bu sebeple doğru çözünürlüğü seçmek için sistem ve oluşması muhtemel titreşimler hakkında daha fazla bilgiye ihtiyaç vardır. Dalgacık dönüşümünde frekans çözünürlüğü çok fazla kaybolmadan yeterli zaman çözünürlüğü sağlanabilir.

Rulmanlardaki hataların titreşimlerin sürekli dalgacık dönüşümüyle (SDD) bulunmasına yönelik çalışmalar bulunmakla birlikte [141], noktasal hataların tespiti için daha çok Ayrık Dalgacık Dönüşümü (ADD) kullanılmaktadır. Bunun sebeplerinden birincisi SDD’nün daha çok işlem zamanı gerektirmesi, ikincisi ise zaman-frekans arasındaki çözünürlüğü ayarlamak için çok fazla parametre bulunduğundan dolayı uygulama zorluğudur. Örnek bir uygulama için toplanan titreşim verilerine uygun parametrelerle SDD uygulanmış ve değişik çalışma zamanları için Şekil 7.68’de verilmiştir. SDD ile elde edilen görüntüleri yorumlamak belirli bir tecrübe ve göz alışkanlığı gerektirmektedir. Şekil 7.68.a’da daha çok düşük frekanslı bileşenler göze çarpmakla birlikte zaman ilerledikçe Şekil 7.68.c’de görüldüğü gibi düşük frekanslarda periyodik bir davranış oluşmakla birlikte, yüksek frekanslı bileşenlerin genlikleri de artmıştır. Bu çalışmada dalgacık dönüşümüyle ilgili analizler literatürde daha çok kullanılan ADD ile gerçekleştirildiği için SDD ile yapılan analizler detaylandırılmamış, sadece zamana göre değişimi gösteren bir örnek verilmiştir.



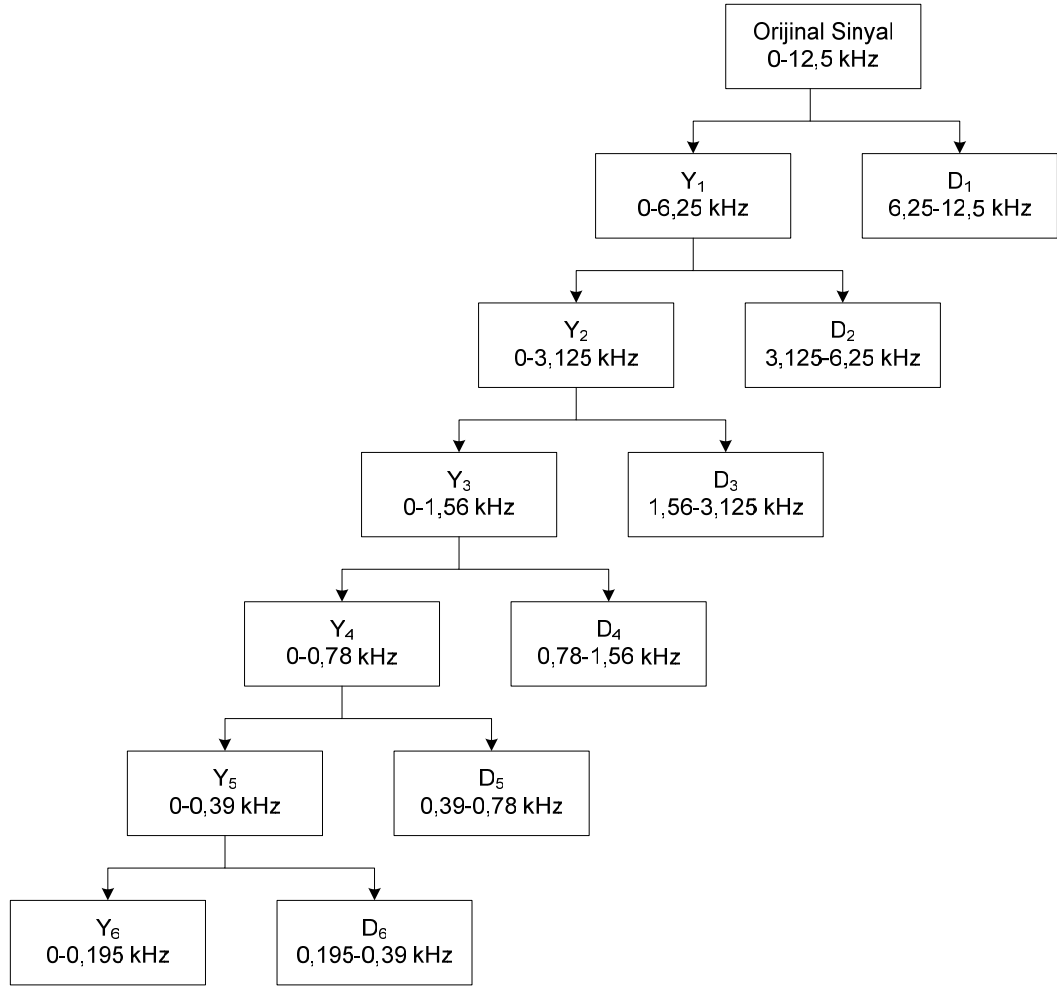
Şekil 7.68. 1. kanal titreşimleri SDD'lerinin rulman çalışma ömrü boyunca değişimi a) 200. saat, b) 950. saat, c) 1400. saat



Şekil 7.68. (Devam) 1. kanal titreşimleri SDD'lerinin rulman çalışma ömrü boyunca değişimi a) 200. saat, b) 950. saat, c) 1400. saat

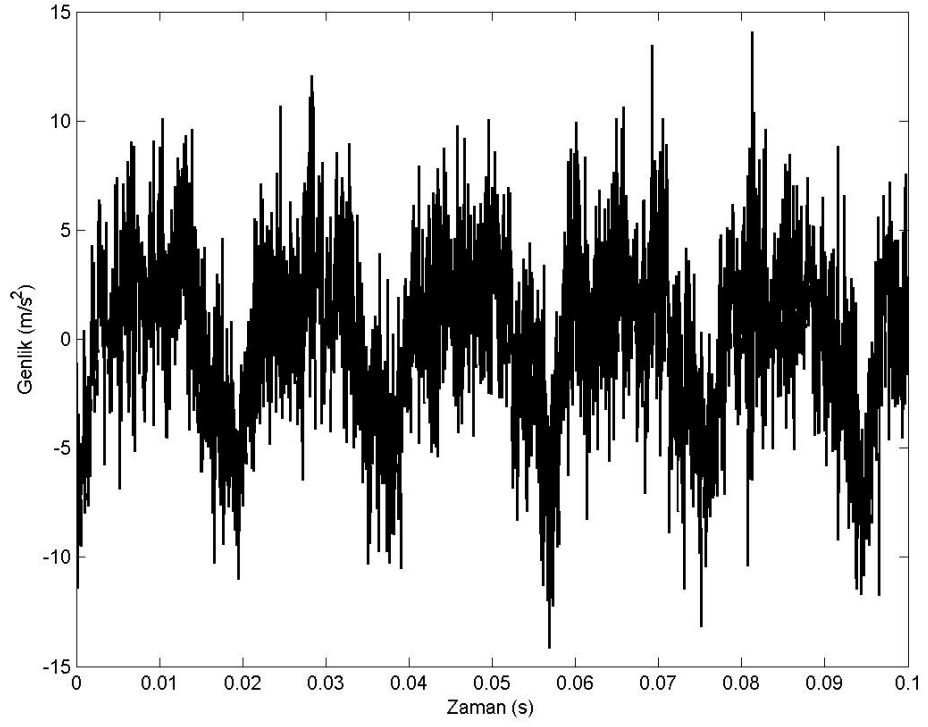
Ayrık dalgacık dönüşümü için Daubechies dalgacık ailesinden 'db8' dalgacığı kullanılmış ve titreşim sinyalleri 6 seviyeye ayrıştırılmıştır. Bu ayrıştırmalardan düşük frekanslı olanları yaklaşık (Y), yüksek frekanslı olanları da detay (D) olarak adlandırılmaktadır. Şekil 7.69'da uygulanan ADD'nün seviyeleri ve her seviyedeki yaklaşık ve detayların frekans bantları görülmektedir.

Deney süresince takip edilen titreşimlere göre daha önce seçilen üç zaman noktasındaki titreşim sinyalleri ve bu sinyallerin ADD'leri 3. ölçüm kanalı için Şekil 7.70-Şekil 7.75'te verilmiştir. Rulmanların çalışma zamanı geçtikten sonra 200. saatte alınan titreşimlerde şaft sistemindeki küçük dengesizlik ve kayış-kasnak sistemindeki eksen kaçıklığından dolayı özellikle şaft frekansı ve katlarında görülen düşük frekanslı titreşimler Şekil 7.70'te zaman sinyalinde ve Şekil 7.71'de düşük frekans seviyesi Y6'da açıkça görülmektedir.

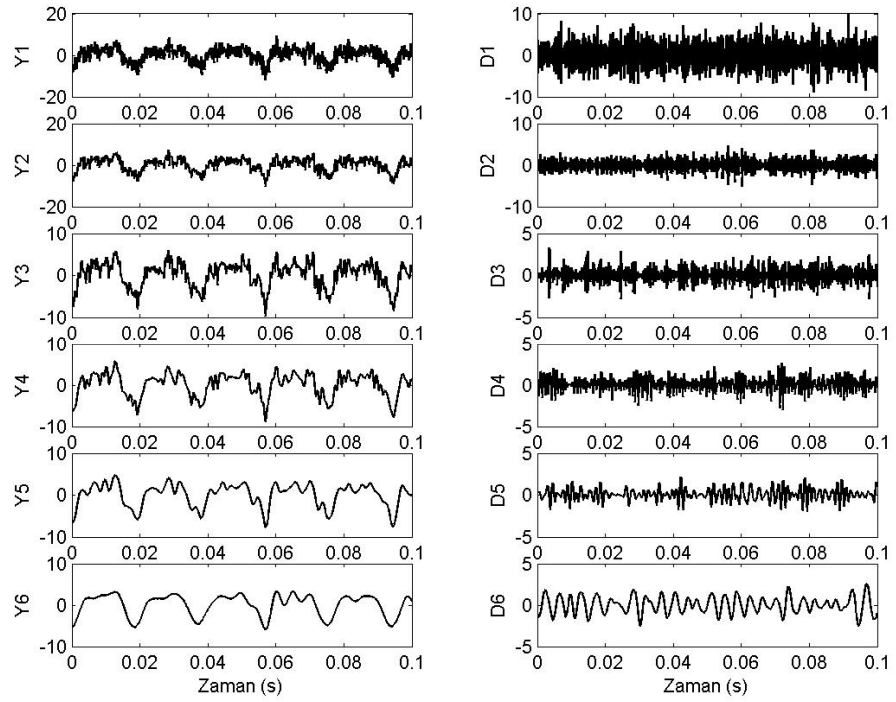


Şekil 7.69. Ayrık dalgacık dönüşümünün frekans bantları

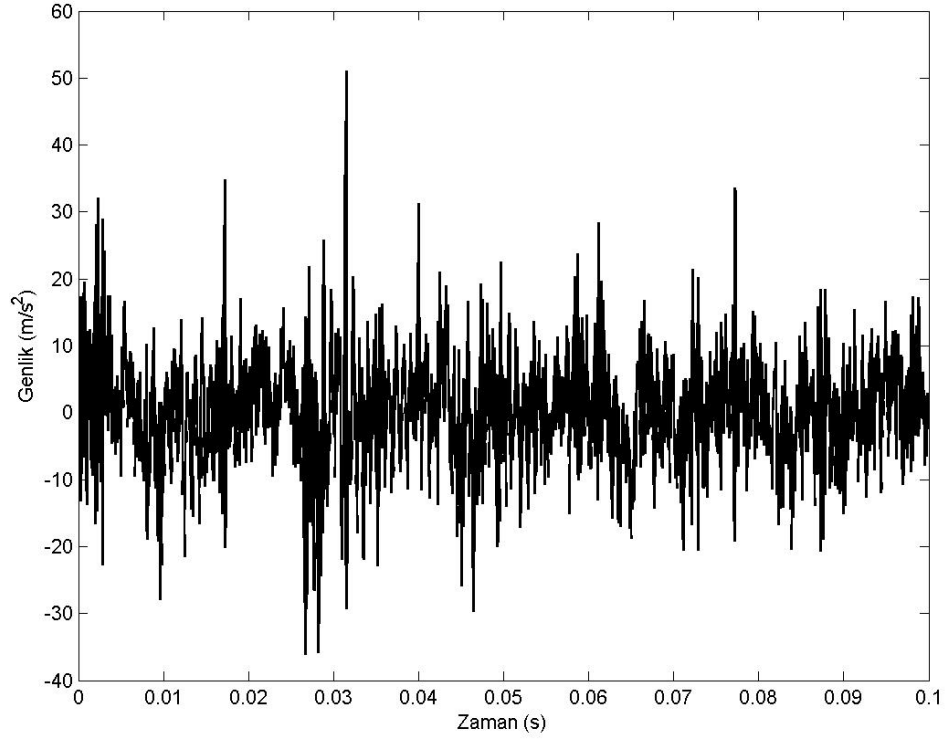
Zaman ilerlemesiyle birlikte Şekil 7.72’de titreşim sinyalinde görüldüğü gibi düşük frekanslı bileşenlerinin yanı sıra birçok yüksek frekanslı titreşim bileşenleri de görülmektedir. Aynı titreşimlerin ADD’leri incelendiğinde düşük frekanslı titreşimlerin yapısı Şekil 7.73’te Y₄, Y₅ ve Y₆’da görülmektedir. Ayrıca yüksek frekanslı bileşenleri gösteren detay seviyelerinin genliklerinde de belirgin bir artış gözlenmektedir. Özellikle D₄ ve D₅ detaylarında bu yüksek frekanslı bileşenlerin periyodik olduğu da görülmektedir. Deneyin son zamanlarında (1400. saat) alınan titreşim sinyallerinin oldukça karmaşık olduğu Şekil 7.74’teki zaman sinyalinde görülmektedir. Aynı titreşimlerin ADD’leri Şekil 7.75’te verilmiştir. Özellikle D₃, D₄ ve D₅ detaylarında titreşim sinyalindeki darbeleri dikkat çekmektedir.



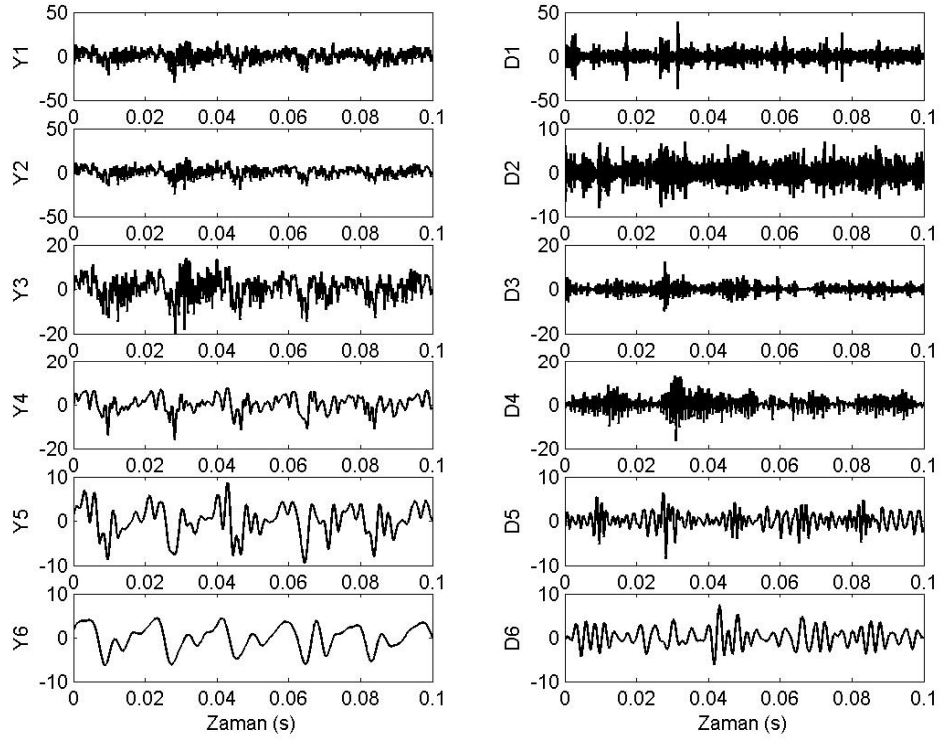
Şekil 7.70 Sol rulmanın titreşimleri (3. kanal, 200. saat)



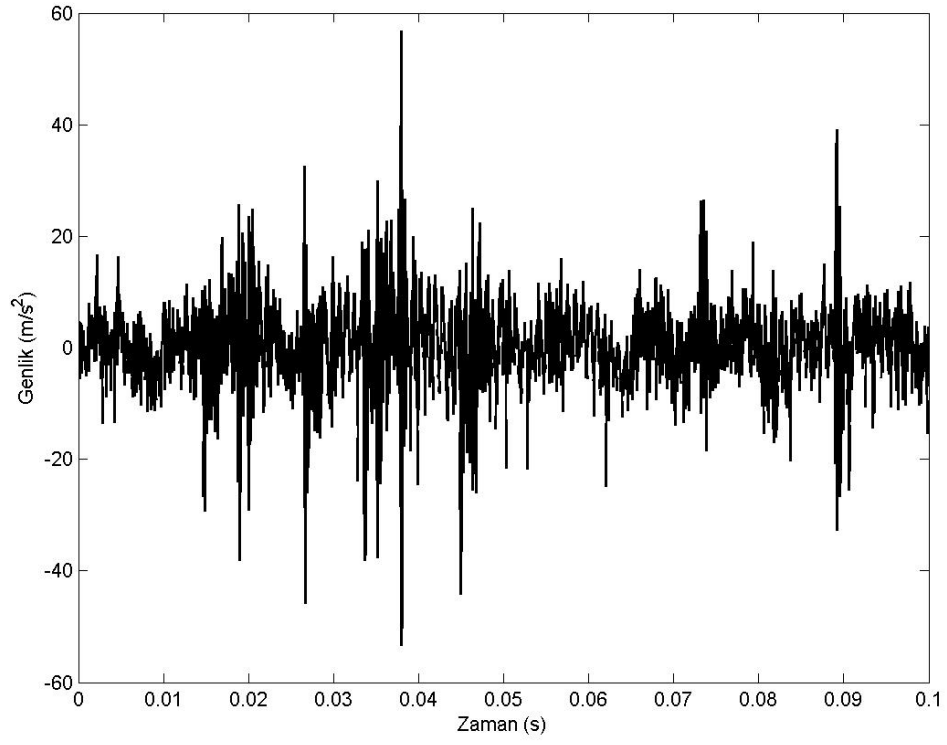
Şekil 7.71. Sol rulman titreşimlerinin ADD (3. kanal, 200. saat)



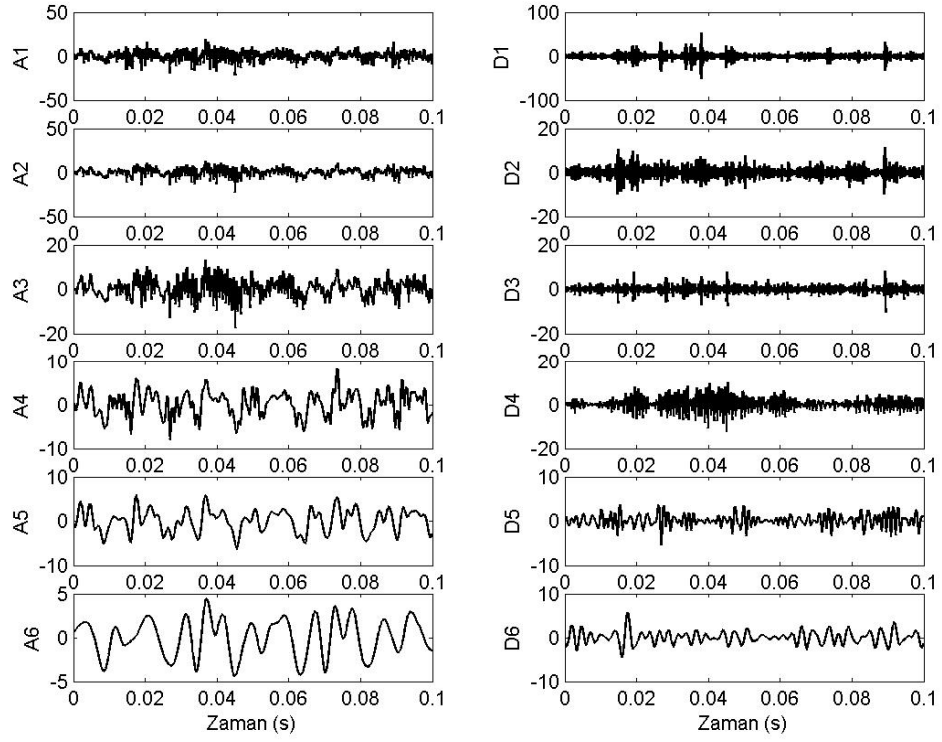
Şekil 7.72 Sol rulmanın titreşimleri (3. kanal, 950. saat)



Şekil 7.73 Sol rulman titreşimlerinin ADD (3. kanal, 950. saat)



Şekil 7.74 Sol rulmanın titreşimleri (3. kanal, 1400. saat)



Şekil 7.75 Sol rulman titreşimlerinin ADD (3. kanal, 1400. saat)

Ayrık Dalgacık Dönüşümlerini sinyali yaklaşık ve detay olarak düşük ve yüksek frekans bantlarına ayırmaktadır. Bu ayrıştırma sonucu elde edilen sinyalleri incelemek için çeşitli teknikler kullanılabilir. Örneğin farklı frekans bantlarına ayrılmış olan sinyal zaman tanım bölgesinde incelenerek oluşan darbeler arasındaki zaman farkından darbelerin oluştuğu frekanslar tespit edilebileceği gibi her bir yaklaşık ve detayda daha önce skaler parametreler olarak sınıflandırılan istatistiksel hesaplamalar yapılabilir.

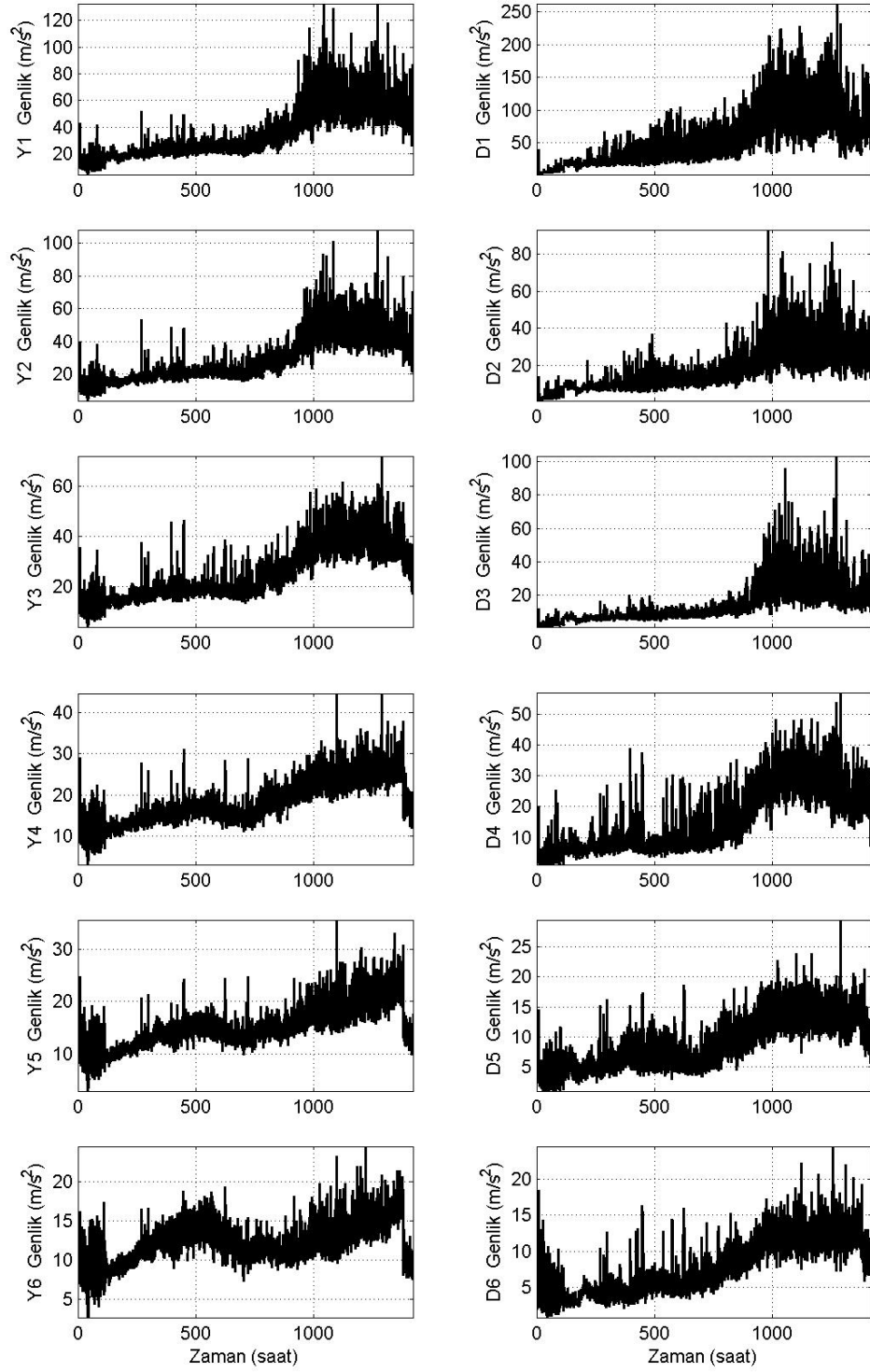
Bu çalışmada titreşim sinyallerini daha iyi yorumlayabilmek için ADD'leri yapılmış sinyallerin hem deney süresince skaler parametrelerindeki değişim incelenmiş hem de daha önce seçilen deney sürelerindeki ADD'lerine spektral analiz tekniği uygulanmıştır ve yorumlanmıştır.

Rulmanlarda hata oluşumu sırasında farklı bozulma evrelerinde farklı frekanslardaki titreşimlerin genliklerinde artış gözlemlendiği daha önce belirtilmiş ve spektral yöntemler kullanılarak titreşim sinyallerinin incelendiği kısımda yapılmış olan deneyler boyunca önce yüksek frekanlı bileşenlerin genliklerinin arttığı gösterilmiştir. Bu bozulma mekanizmasını daha iyi inceleyebilmek için deney süresince toplanan bütün titreşim sinyallerinin ADD gerçekleştirilmiş ve her seviyedeki yaklaşık ve detay kısımlarının genlik değişimi, genliğin KOK'ndeki değişim, Crest faktöründeki değişim ve kurtosis değerindeki değişim incelenmiştir. Daha önceki analizlerde daha çok bozulmanın sol taraftaki rulmanda olduğu tespit edildiği için bütün bu analizler bu rulmanın dikey yönünde toplanan titreşimler, yani 3. kanal için gerçekleştirilmiştir.

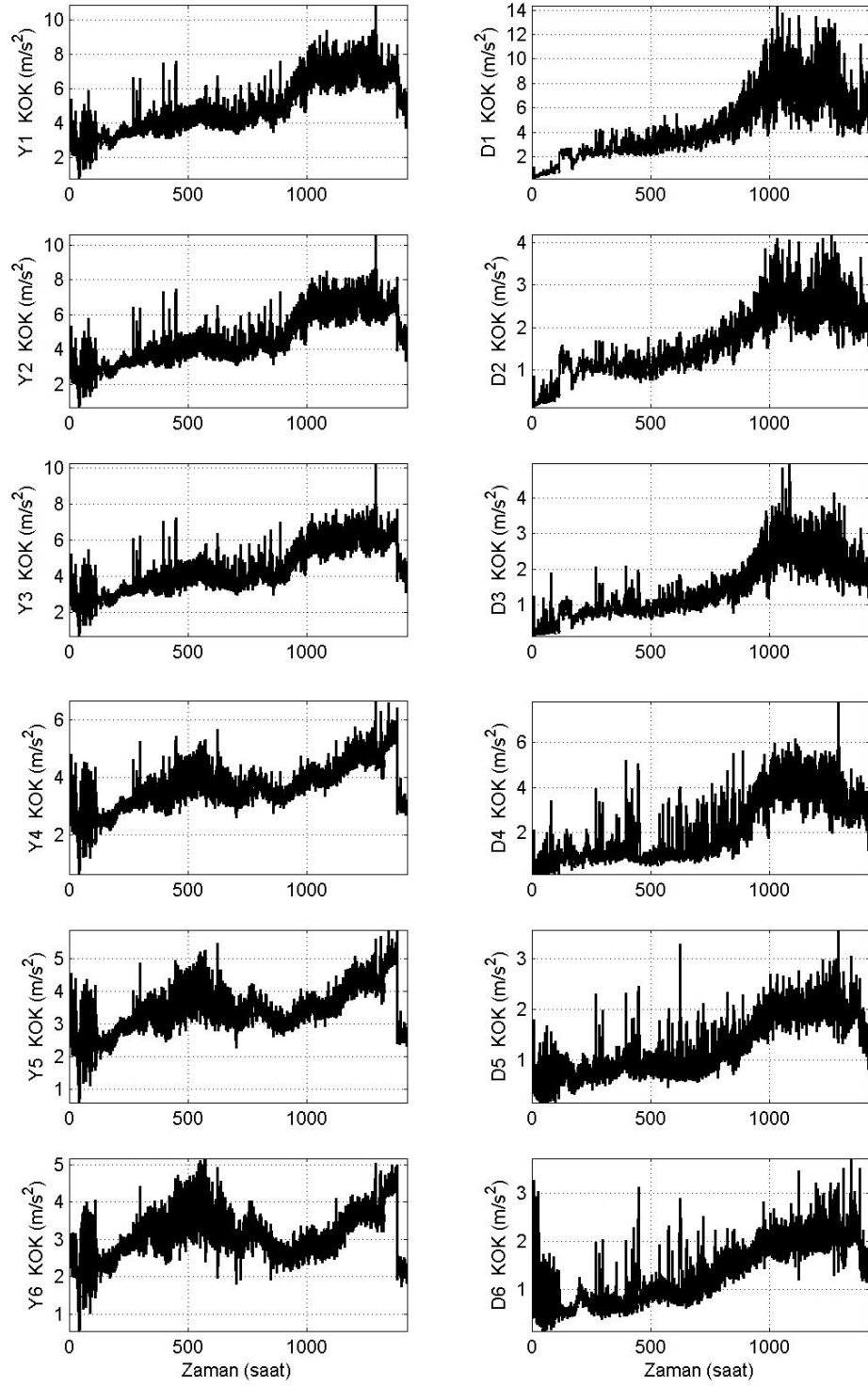
Şekil 7.76'da sol taraftaki rulmanın dikey yöndeki titreşimlerinin her bir ADD seviyesindeki davranışı görünmektedir. En büyük genlik D1'de 1280 saat civarında görünmektedir. Bu zirve değeri daha alt seviyedeki detaylarda da görünmekle birlikte düşük frekanslara indikçe genliği düşmektedir. Bu zaman noktasından sonra bütün seviyelerde hem yaklaşık hem de detay genlikleri düşüş göstermekle birlikte Y4-Y6 ve D4-D6 genliklerindeki artış eğilimi

devam etmektedir. Yaklaşık 1380 saat civarında hata oluşumuyla birlikte özellikle düşük frekans bandındaki Y4-Y6'da ani bir genlik düşümü olmasına karşın yüksek frekans bandındaki D1-D3'de genliklerde yeni bir artış eğilimi görülmektedir. Bu durum hata oluşumunun önce yüksek frekanslarda kendini gösterdiğini ve bu frekans bantları takip edilerek hatanın oluşumundan önce tespit edilebileceğini göstermektedir. Ayrıca 200. saatten sonra rulmanda genel bir bozulma eğilimi olduğu ve bu bozulmanın doğrusal olarak yaklaşık 600 saate kadar devam ettiği Y5 ve Y6'da görülmektedir. bu zaman aralığında D4 ve D5 detaylarında genliklerde büyük dalgalanmalarda görülmektedir.

Şekil 7.77'de ise titreşim sinyallerinin KOK değerinin ADD seviyelerindeki davranışı verilmiştir. KOK değerine bakılarak daha önce 980. saatte tespit edilen bozulma da hem D2 detayındaki genlik artışındaki eğilimin artamından dolayı hem de Y4 ve Y5'teki genliklerdeki artış eğiliminden tespit edilebilmektedir. KOK değerlerinde 200 saatten sonra başlayan artış Şekil 7.76'daki genlik artışlarında görülmemektedir. 1380. saatte oluşan bozulmadan sonra KOK değerleri Y3-Y6'da hızla düşmesine rağmen D1'de yüksek frekans bandında artmaya devam etmektedir. Ayrıca hata oluşum zamanında D1 ve D2'de KOK değerlerinde bir zirve görülmektedir. Y4-Y6'da 600–1000 saat arasında KOK değerleri düşerken özellikle D1-D3 olmak üzere bütün yüksek frekansları içeren detaylarda KOK genliği artış göstermektedir.



Şekil 7.76. ADD seviyelerinde genliğin zamanla değişimi



Şekil 7.77. ADD seviyelerinde KOK'nın zamanla değişimi

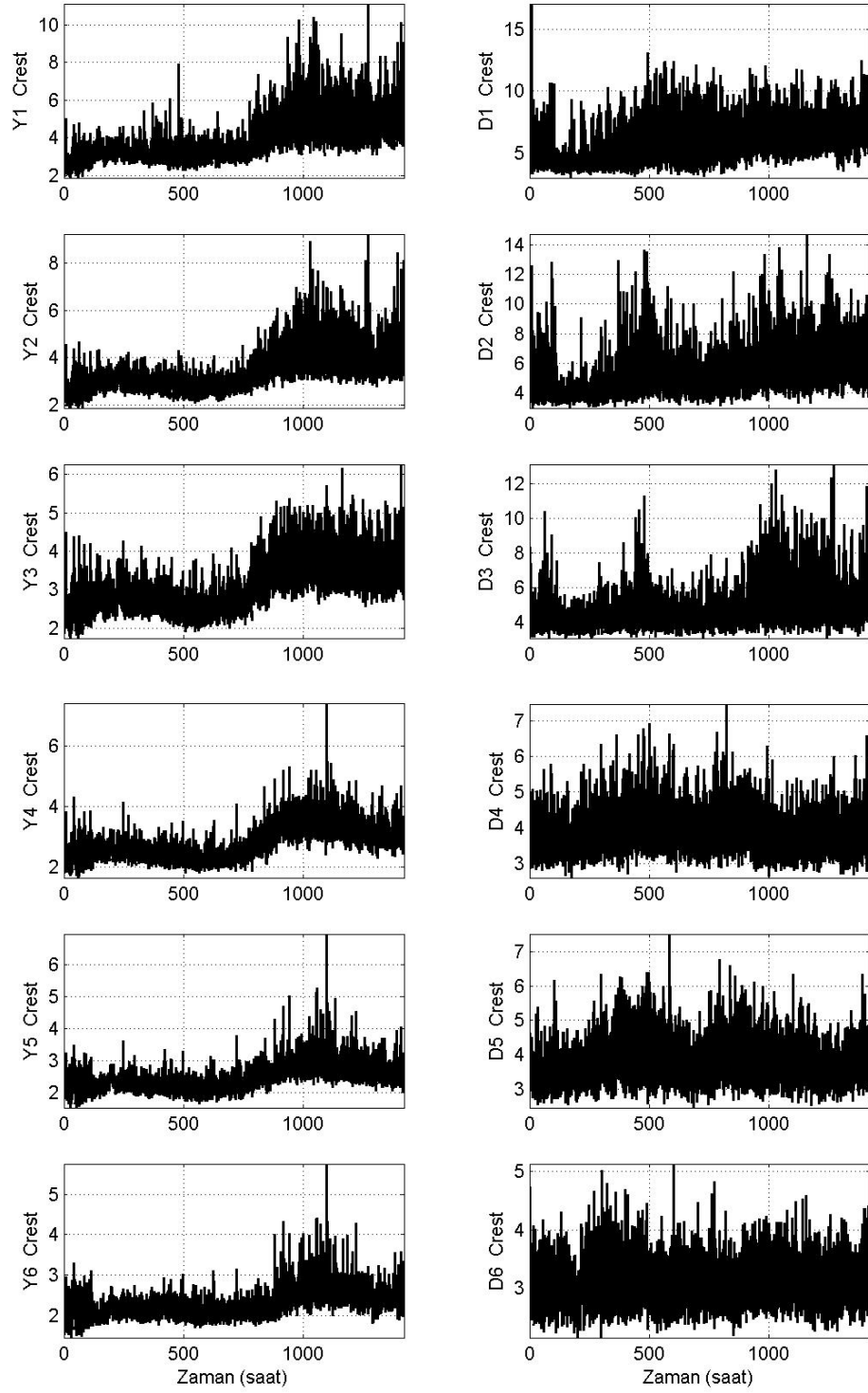
Skaler parametreler incelenirken crest faktörünün ve kurtosisin rulmandaki noktasal bozulmalara karşı daha hassas olduğu belirtilmişti. Şekil 7.77’de deney süresince toplanan titreşim verilerinin her bir ADD seviyesindeki crest değerleri ve Şekil 7.78’de de kurtosis değerleri görülmektedir. Şekil 7.77 incelendiğinde Y3 seviyesine bakıldığında rulmandaki bozulma 0-750 saat ve 750 saatten sonrası olmak üzere iki ayrı bölüme ayrılmış olarak değerlendirilebilir. Detaylardaki en büyük genlik önce D2 ve D3’te 500 saat civarında görünmekte iken D5 ve D6’da ise en büyük genlikler yaklaşık 600 saat civarına kaymaktadır. Diğer bir deyişle önce yüksek frekans bandındaki crest değeri en büyük değerinden birini almakta, bu değer daha sonra düşük frekans bantlarına kaymaktadır. Ayrıca D2’de en büyük değer 1150 saat civarında oluşurken D3’deki en büyük değer 1280. saatte oluşmaktadır. Bunun yanı sıra Y1 ve Y2 seviyelerindeki en büyük değerler de 1280. saatte oluşmaktadır. Daha önce 1380 saatte olduğu tespit edilen hatadan sonra D3-D6 detaylarında crest faktörü değerinde artış görülmektedir.

Rulman ilk çalıştırılmaya başladığında alışma süresince oluşan oldukça düzensiz titreşimlerden dolayı D1 seviyesindeki kurtosis değeri oldukça yüksek değerler almıştır (Şekil 7.79). Bu durum rulmandaki bozulmak konusunda bir bilgi vermemekle birlikte alışma sürecinin ne kadar önemli olduğunu vurgulamaktadır. Rulmandaki bozulma ile ilgili ilk tespit crest değerinde olduğu gibi kurtosis değerinin de D2 detayında, yani yüksek frekans bandında, 500 saat civarında en büyük değerini almasıdır. Buradan rulmandaki bozulmaların aslında 500 saat civarında başladığı tespiti yapılabilir. Y3 ve D4 seviyelerine bakıldığında bu bozulmanın 750-800 saat civarında belirgin bir hal almaya başladığı söylenebilir. D5 detayındaki en büyük genlik 600 saat civarında oluşmasına karşın D2 ve D3 detaylarında 980, 1100, 1280, 1380 ve 1400 saatten sonra oluşan zirveler dikkat çekicidir. Ayrıca yaklaşık değerler incelendiğinde ilk iki frekans bandında Y1 ve Y2’de en büyük genlikler 1000 saatten sonra ve 1280 saat civarında gerçekleşmektedir. Bu iki seviyede kurtosis değeri 1400 saatten sonra da artış göstermeye devam etmektedir. Y3 incelendiğinde 750 saatten sonra

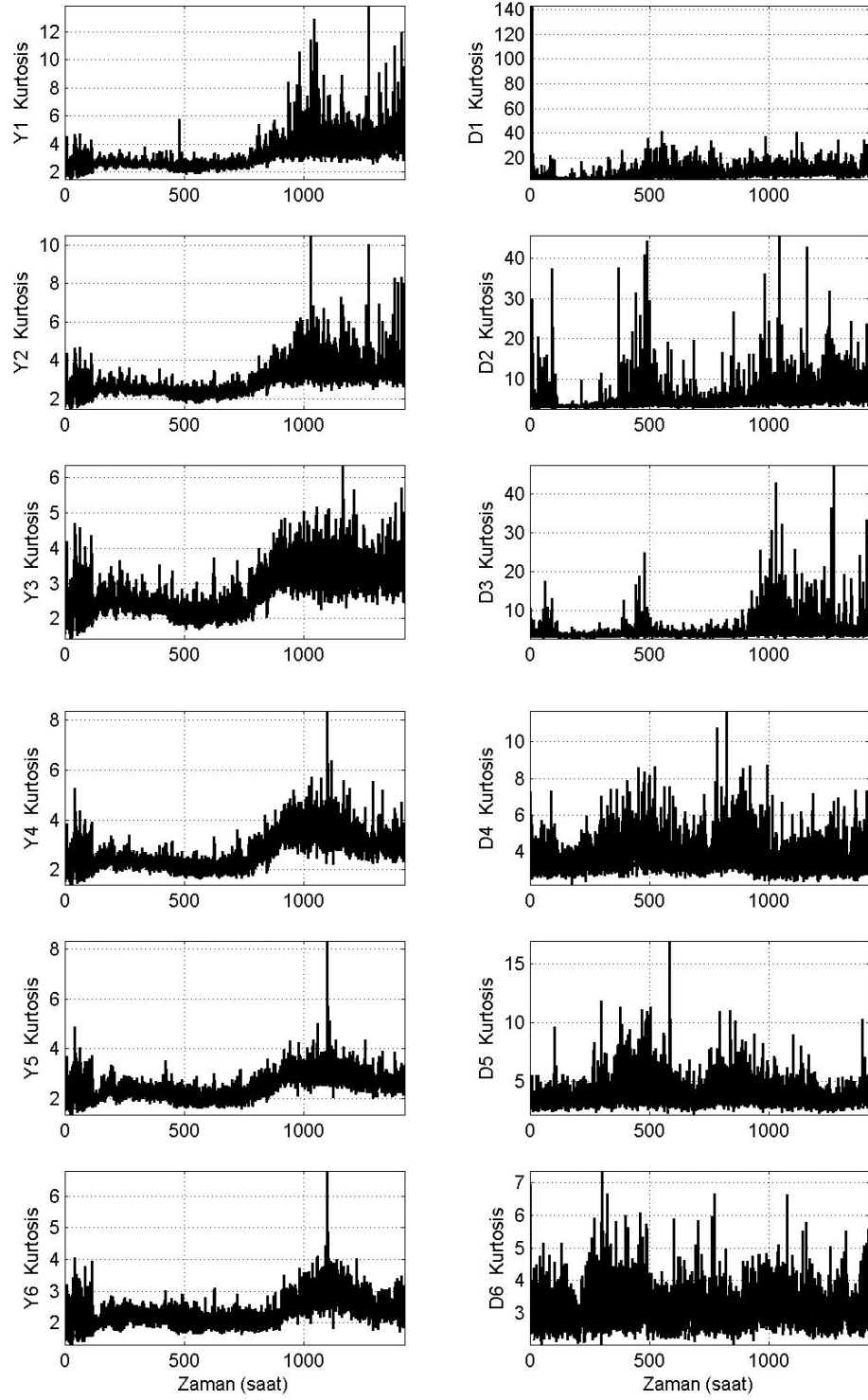
kurtosis değerlerindeki artıştan dolayı bir bozulma süreci başladığı da görölebilir. Daha alt seviye frekans bantlarında Y4-Y6'da en büyük kurtosis değerleri 1200 satte oluşmaktadır. Diğer bir deyişle aslında 1380 saatte görölen bozulmanın ilk sinyalleri 1200 saat civarında alınmaktadır.

Rulman alışma süresince oluşan hataların yapısıyla ilgili daha detaylı bilgi edinmek için daha önce spektral analizde kullanılan üç zaman noktası 200. saat, 950 saat ve 1400. saat ile skaler parametrelerden kurtosis değerinin en büyük değerini aldığı 980. saatte oluşan titreşimlere ADD uygulanmıştır. Dönüşümden sonra titreşimlerin belirgin olarak gözlendiğ D4 ve D5 detaylarının spektrumları alınarak hata frekansları aranmıştır.

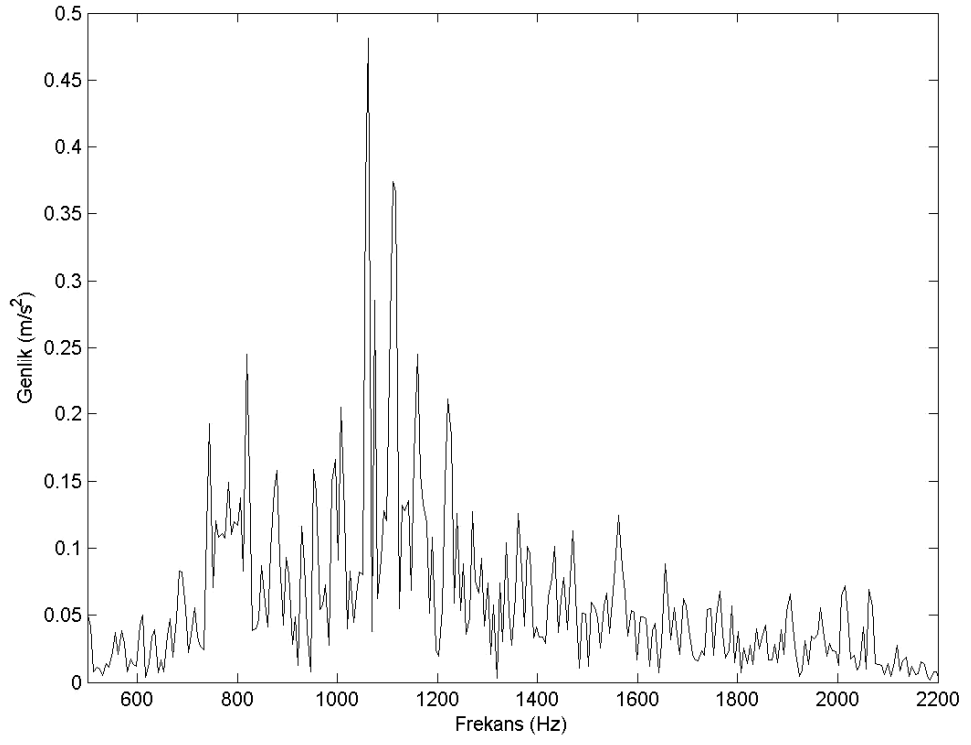
şekil 7.80'de 200. saatte toplanan titreşim verilerine ADD uygulandıktan sonra D4 detayının spektrumu verilmiştir. Bu spektrumda aranan dış bilezik, iç bilezik ve bilya hatalarına ait karakteristik frekans bileşenleri net olarak gözlenememiştir. Diğer taraftan D5 seviyesinin spektrumunda bazı hata frekanslarına ait küçük frekans bileşenleri görölebilmektedir. D5 detayının 200. saatteki spektrumu şekil 7.81'de verilmiş ve tespit edilebilen bazı hata frekansları şekil üzerinde gösterilmiştir. Spektrumdaki en büyük genlik iç bilezik hata frekanslarından birine ($2 \times \text{IBHF} + \omega_s$) rastlamaktadır. Spektrumda diğer IBHF'nin yanı sıra bazı BHF'ları da görönmektedir. Ayrıca 764 Hz'te BGF'nin 4 katıda görönmektedir.



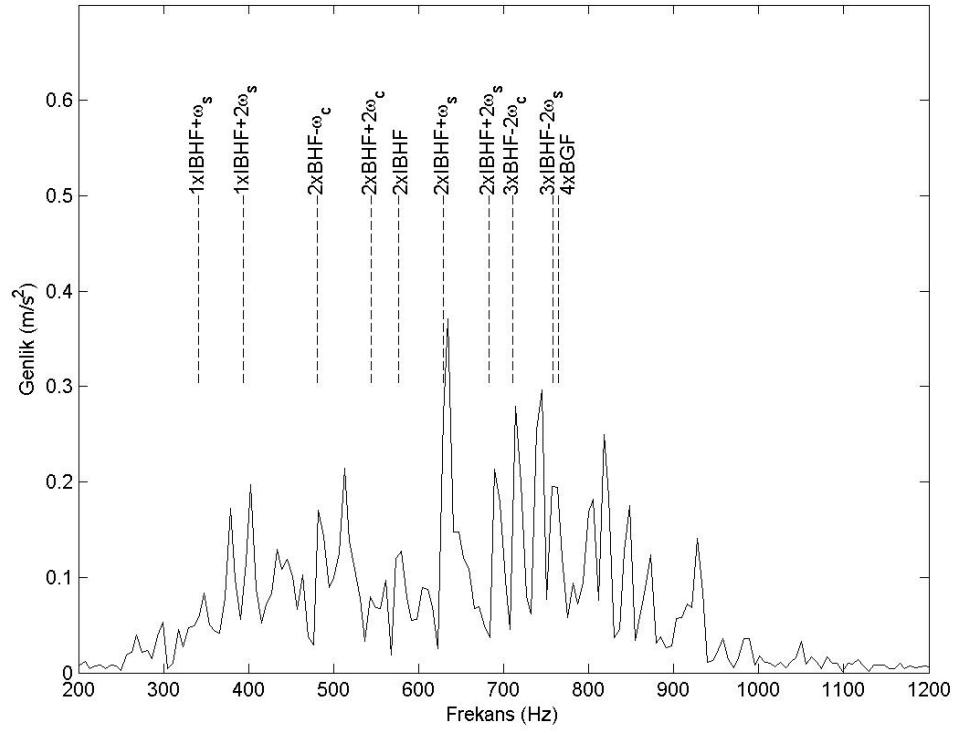
Şekil 7.78. ADD seviyelerinde Crest faktörünün zamanla değişimi



Şekil 7.79. ADD seviyelerinde kurtosisin zamanla değişimi

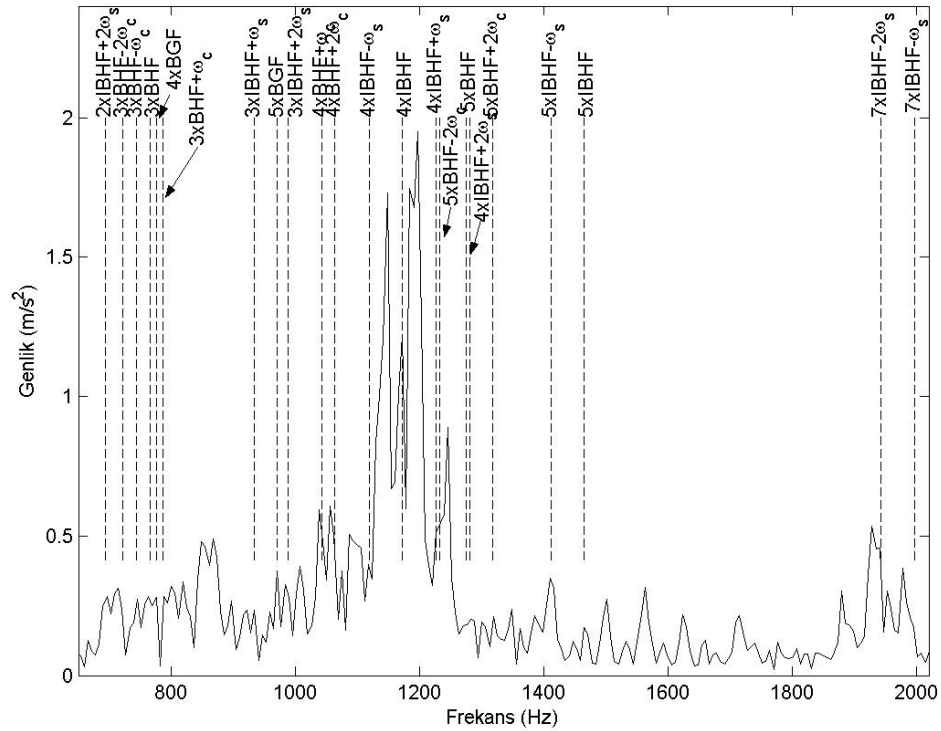


Şekil 7.80. D4 detayı spektrumu (200. saat)

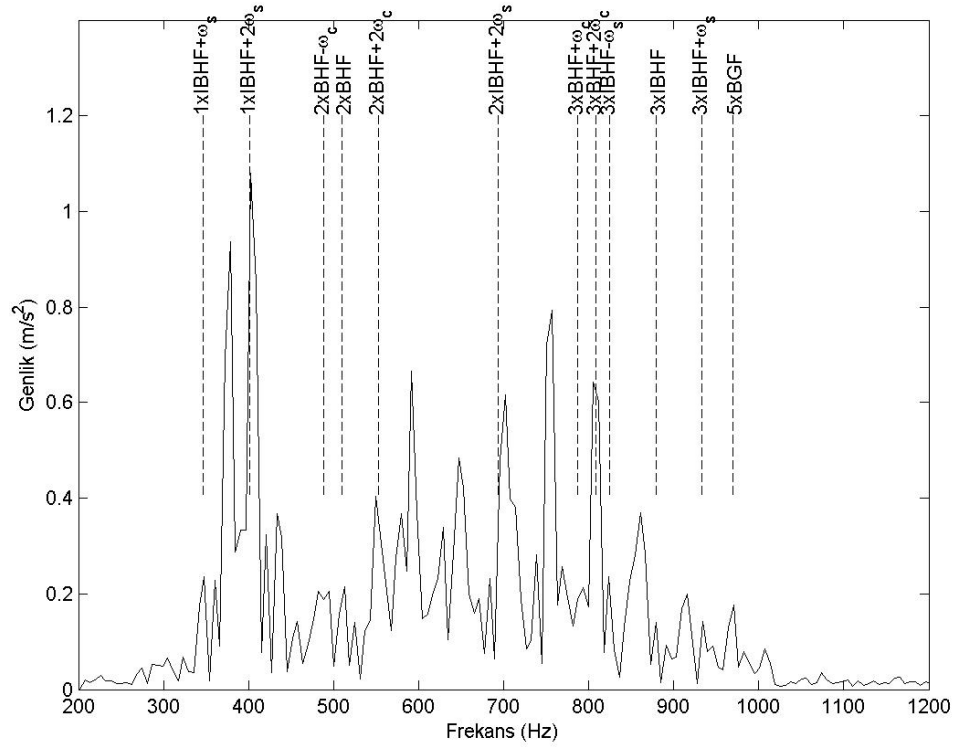


Şekil 7.81. D5 detayı spektrumu (200. saat)

Şekil 7.82’de 950. saatteki titreşim sinyallerinin D4 detayının spektrumu görünmektedir. Spektrumda çok sayıda hata frekansına karşılık genel zirve bulunmasına karşın en büyük genlikli zirvelerden bir tanesi İBHF’nin 4 katında 1172 Hz’dedir. Ayrıca İBHF’nin 2, 3, 4, 5 ve 7 katındaki frekanslarda da küçük zirvelerin yanı sıra BHF’nin 3, 4 ve 5 katında da bileşenler bulunmaktadır. Aynı titreşimlerin D5 detayı incelendiğinde İBHF’nin 1, 2 ve 3 katındaki bileşenleri ile BHF’nin 2 ve 3 katındaki bileşenleri görünmektedir (Şekil 7.83). Spektrumdaki en büyük genlik İBHF’ndadır ($1 \times \text{IBHF} + 2\omega_s$). 950 saatteki spektrum ile Şekil 7.81’deki 200 saatteki spektrum karşılaştırıldığında İBHF’ndaki genlik yaklaşık olarak 5 kat artmıştır.

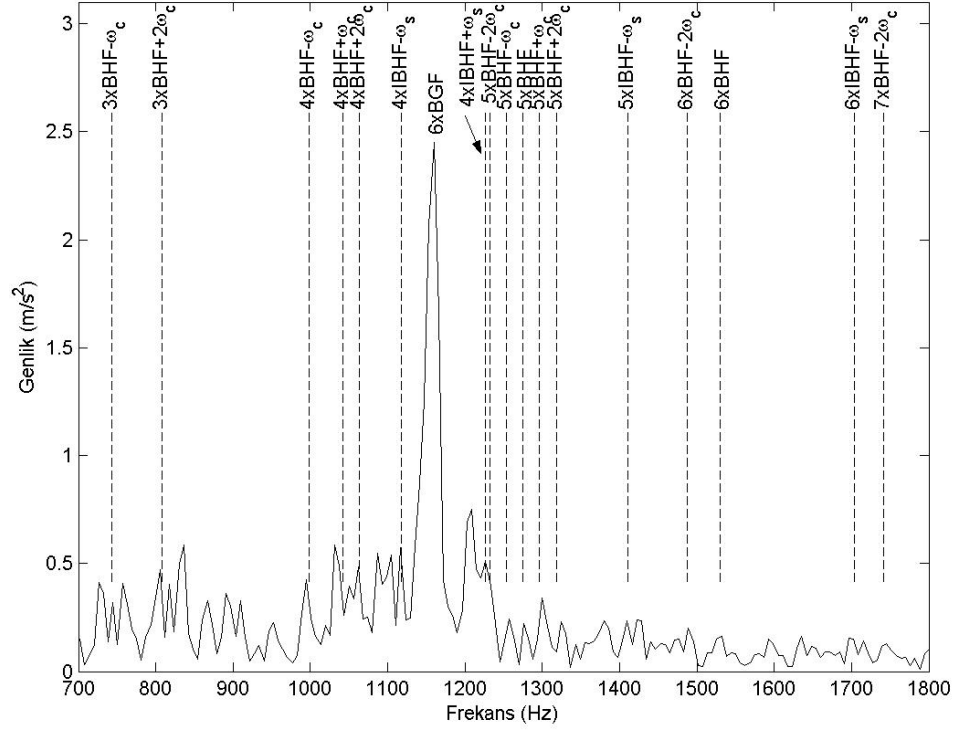


Şekil 7.82. D4 detayı spektrumu (950. saat)

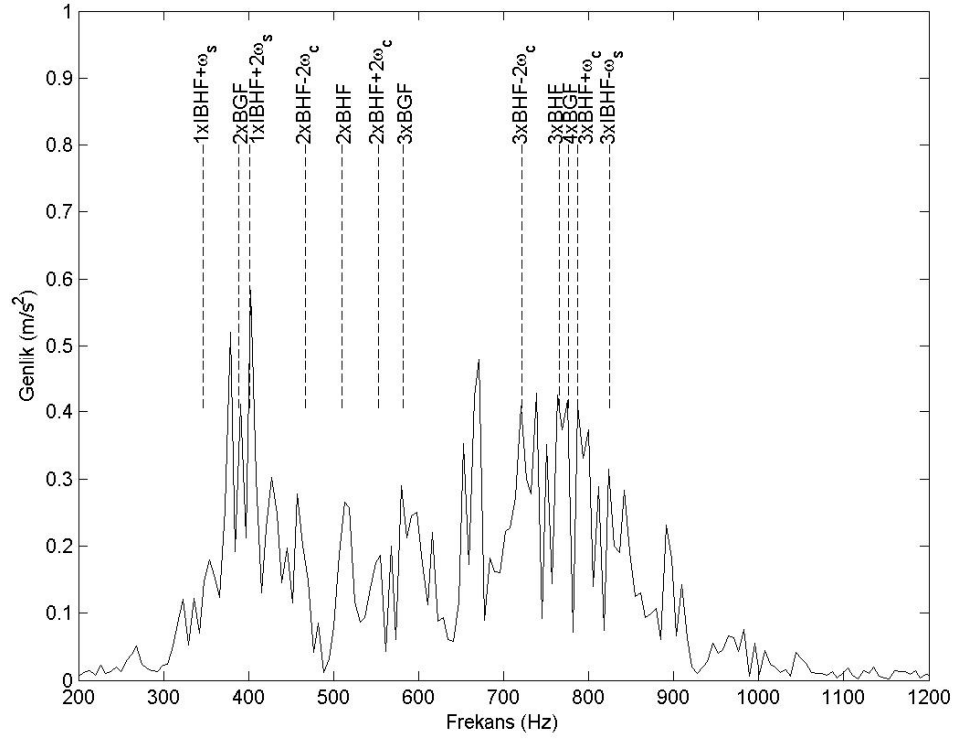


Şekil 7.83. D5 detayı spektrumu (950. saat)

Rulmandaki bozulmanın incelenen kısmının son evresinde 1400 saatte oluşan titreşimlerin D4 detayının spektrumu Şekil 7.84'te verilmiştir. Spektrumda İBHF ve BHF'nda zirveler olmasına karşın en büyük genlik BGF yani dış bilezik hata frekansının 6 katında oluşmaktadır. Daha düşük frekans bandında olan D5 detayında da BGF'nın 2, 3 ve 4 katında bileşenler görülmektedir (Şekil 7.85). Buradan 1400 saat sonra rulmanda iç bilezikte ve bilyada oluşan hatanın yanı sıra dış bilezikte de hata olduğu söylenebilir. Bu bilgiler ışığında skaler parametreler değerlendirilerek 1380 saatte oluşan hatanın dış bilezik hatası olduğu söylenebilir.

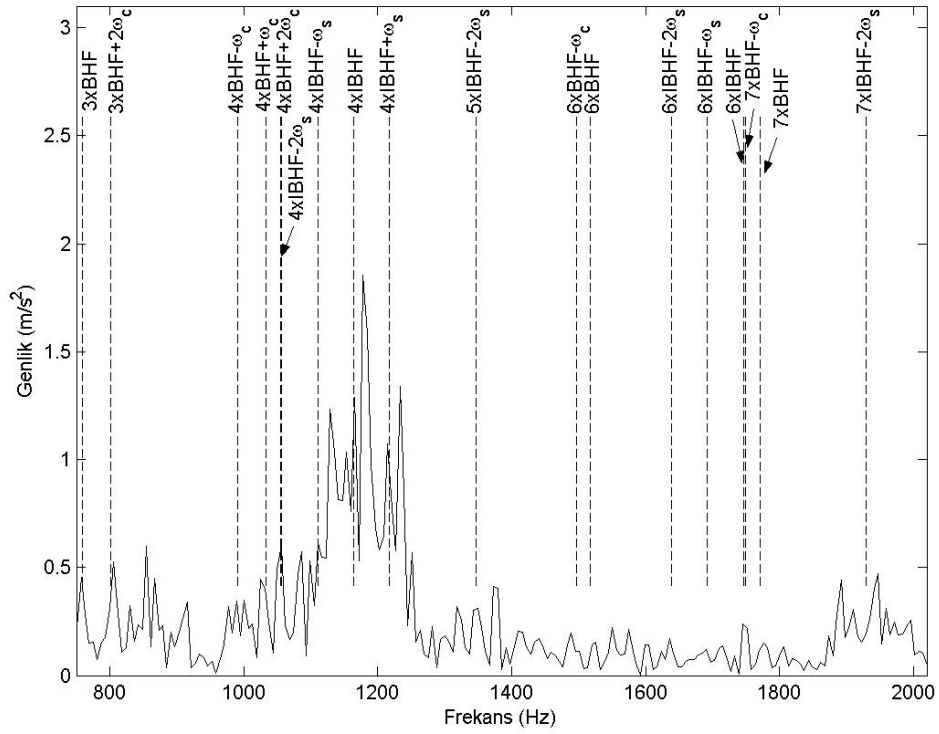


Şekil 7.84. D4 detayı spektrumu (1400. saat)

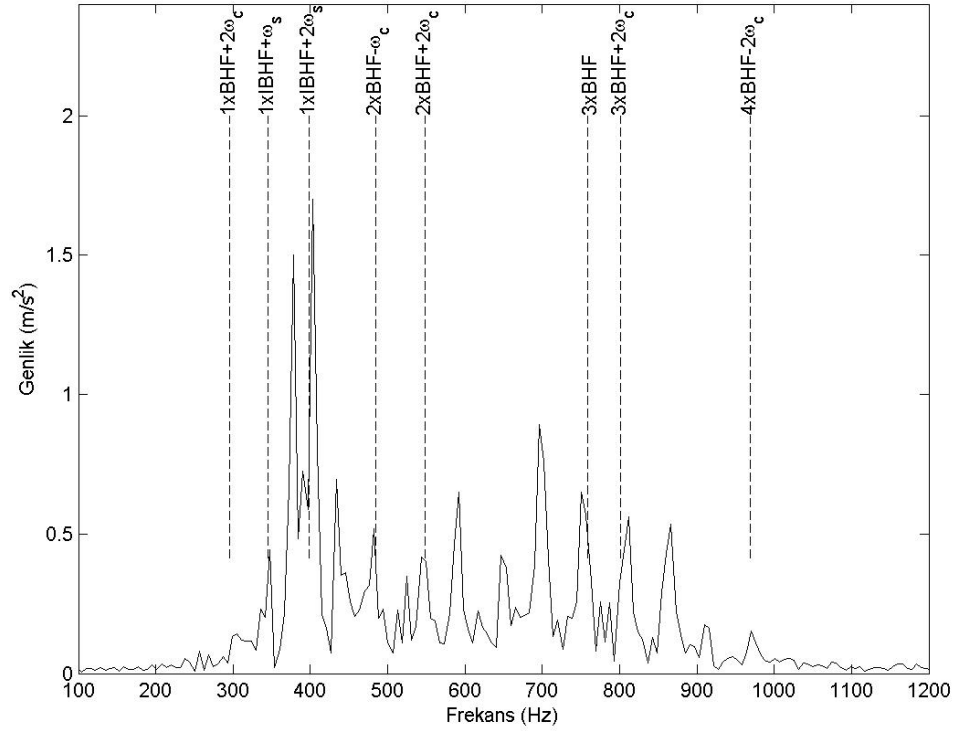


Şekil 7.85. D5 detayı spektrumu (1400. saat)

Skaler parametreler incelendiğinde kurtosis değerinin en büyük olduğu 981. saatteki bozulmanın yapısını incelemek için de bu zaman noktasındaki ADD'lerinin D4 ve D5 detayının spektrumları incelenmiştir. Şekil 7.86'da D4 detayının, Şekil 7.87'de D5 detayının spektrumu görülmektedir. her iki spektrumda da en büyük genlikler İBHF'nın katlarında oluşmaktadır. Özellikle D5 detayının spektrumunda en büyük genlik 401 Hz'deki İBHF ($\text{İBHF}+2\omega_s$) dır. Spektrumlarda ayrıca BHF'larında da bileşenler görünmektedir.



Şekil 7.86. D4 detayı spektrumu (981. saat)

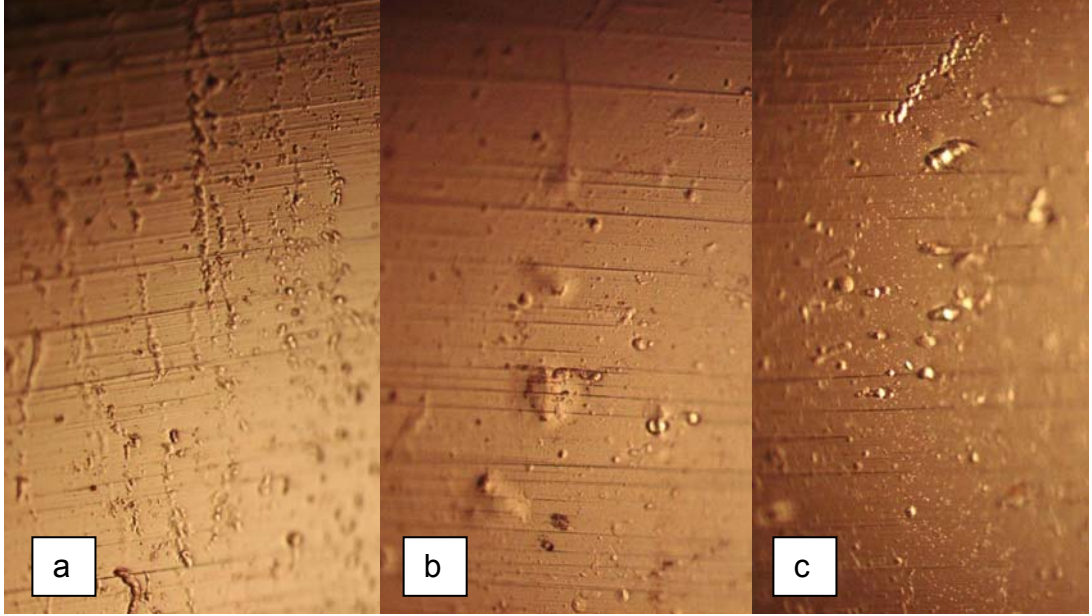


Şekil 7.87. D5 detayı spektrumu (981. saat)

Deney düzeneğinin çalışması durdurulduktan sonra her iki rulmanda çıkartılarak elektroerezyon tezgâhında kesilmiş ve bileşenlerine ayrılmıştır. Daha sonra dış bilezik, içi bilezik ve bilyalardan bazılarının yüzeyi mikroskop altında incelenmiştir. Yüzeyler üzerinde birçok bölgede bozulma gözlenmiş olmakla birlikte burada her bir elemandaki belirgin bozulmalardan bazıları gösterilmiş ve yorumlanmıştır.

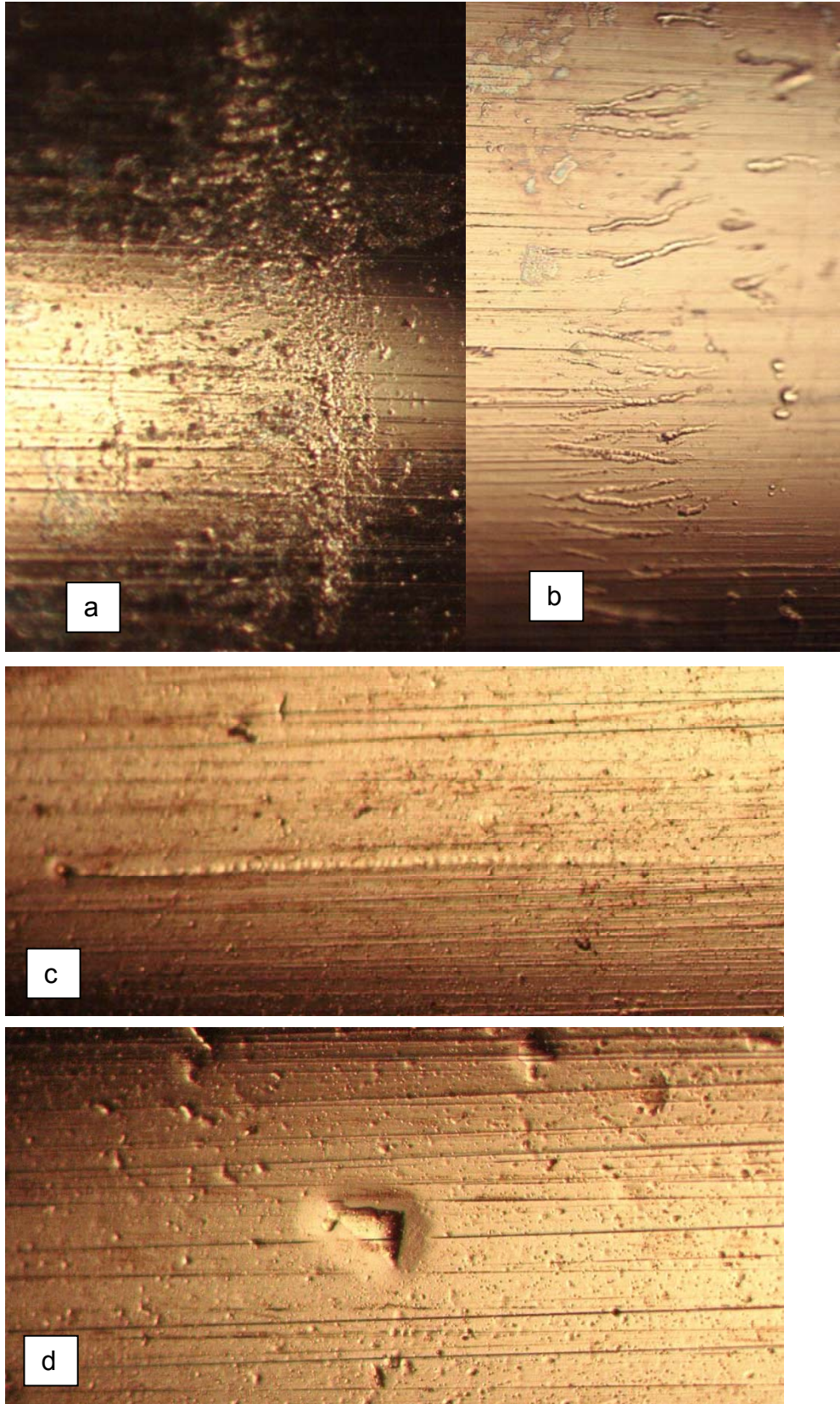
Resim 7.1.a'da sağ taraftaki rulmanın dış bileziğinde oluşan hatalar görülmektedir. bilezik ile bilyanın temasında oluşan değişken yüklerden dolayı dış bileziğin iç yüzeyinde yüzeyaltı gerilmeler sonucunda yorulma oluşmuş ve bu yorulma yüzeye kadar ilerleyerek kabarcıklı bir yapı oluşturmuştur. Resim 7.2.b'de sağ taraftaki rulmanın dış bileziğinde oluşan yorulmada bu oluşan kabarmalar daha büyük boyutlarda görülmesinin yanı sıra başka bölgelerden kopmuş parçalar da dış bilezik yuvarlanma yüzeyine

batmıştır. Resim 7.2.c'de yine sağ rulman dış bileziğinde meydana gelen yorulma görülmektedir. Burada kabarcıklı yorulma yapısı diğer bölgelerde olduğu gibi görülmekle beraber farklı olarak bu yorulma rulman hareketi yönünde de ilerlemiştir.



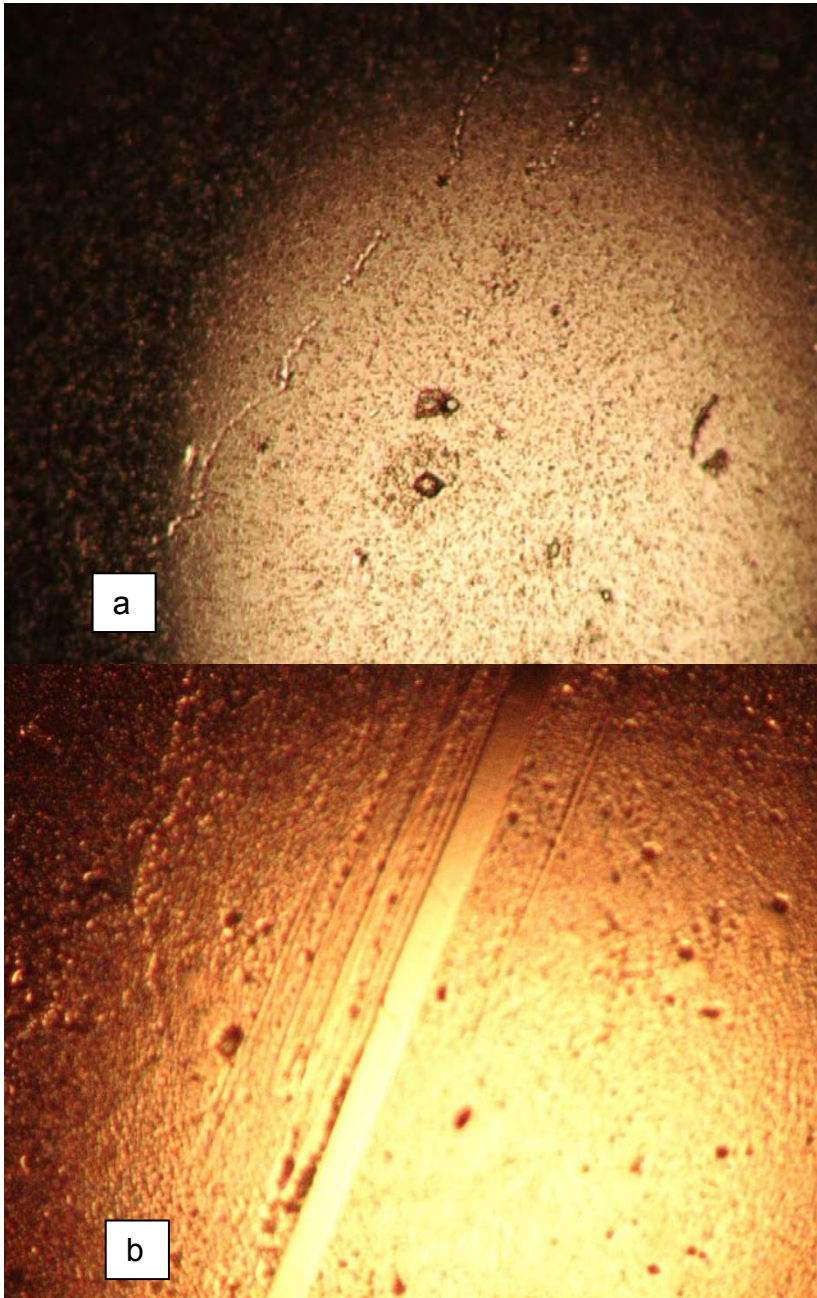
Resim 7.1. Dış bilezik hatası (200x), a) sağ rulman, b), c) sol rulman

Resim 7.2'de rulman iç bileziklerinde oluşan bozulmalar görülmektedir. Resim 7.2.a'da sağ taraftaki rulman iç bileziğindeki bozulma kabarcıklı yapısında ötesine geçerek yüzeyden parçalar kopmuş, yani pitting oluşmuştur. Resim 7.2.b'de ise aynı rulmanın iç bileziğinde oluşan başka bir bozulma görülmektedir. Burada malzemedeki yorulma bilyaların hareketi yönünde ilerlemiştir. Resim 7.2.c'de sol taraftaki rulman iç bileziğindeki yorulma ilerlemesi görülmektedir. Yorulma yüzey altından ilerlemeye devam etmiş ve sonunda belirgin bir noktada yüzeye çıkmıştır. Resim 7.2.d'de ise aynı rulmanın iç bileziğinde başka bir bölgede oluşan sıyrılma görülmektedir. Bu bölgede önce iç bilezik yüzeyinde malzemede bir parça yüzeyden bir miktar ayrılmış ve daha sonra üzerinden bilyanın geçmesiyle katlanarak yüzey üzerinde, yuvarlanma yolunda noktasal bir hata oluşturmuştur.



Resim 7.2. İç bilezik hatası a) sağ rulman (100x), b) sağ rulman (200x), c), d) sol rulman (100x)

Bilya üzerindeki hatalar genellikle yorulma sonucu malzeme kaybı, yani pitting şeklinde gözlemlenmiştir. Ayrıca Resim 7.3.a'da sağ rulman bilyalarından birinde görüldüğü gibi yorulma oluşumu bilyadaki yuvarlanma hareketiyle birlikte ilerlemiştir. Sol taraftaki rulmanda oluşan bozulma ise Resim 7.3.b'de görüldüğü gibi daha karakteristik bir şekildedir. Burada bilyanın yuvarlanma yolu boyunca belirgin bir iz oluşmuştur.



Resim 7.3. Bilya hatası (100x) a) sağ rulman, b) sol rulman

Rulmanların mikroskop altı görüntüleri titreşim analizleri ile tespit edilen dış bilezik, iç bilezik ve yorulma yüzeyinde hatalarını göstermektedir. Bozulmalar oldukça küçük olmasına karşın toplanan titreşim verilerinden ivme genliklerinin montaj sonrası genliklerin 20 katına çıktığı görülmektedir. zaman tanım bölgesi analizleri bozulmanın oluştuğunu ve bu bozulmanın zaman içerisinde ilerlediğini göstermekle birlikte rulmanın hangi elemanının bozulduğu konusunda bir bilgi verememektedir. Frekans tanım bölgesi sonuçları birçok hata frekansını göstermekle birlikte deney düzeneğindeki titreşim zorlamalarının çokluğundan dolayı kesin bir sonuca varmak oldukça güçtür. Zaman/frekans analizlerinden ADD tekniğinin uygulanması farklı frekans bantlarında incelemeye yardımcı olduğu için bu teknik kullanılarak yapılan analizlerin sonucunda rulmandaki bozulma süreci tam olarak açıklanabilmektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış bir şaftın titreşimleri incelenmiştir. Şaft-rulman sistemi 5 serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve doğrusal olmayan hareket denklemleri çözülmüştür. Öncelikli olarak hatasız rulmanlarla yataklanmış sistemin titreşimleri incelenmiş, daha sonra bölgesel ve dağılık hatalar da modellenerek sistemin titreşim davranışları incelenmiştir. Şaft-rulman sisteminin titreşim davranışlarını en iyi şekilde gösterebilmek için hareket denklemleri farklı şaft hızlarında çözülerek spektrumlar arka arkaya yerleştirilmiş ve rulmanlara ait karakteristik frekanslar net bir şekilde ayrıştırılmıştır.

Modelleme sonuçları rulmanlarda oluşan hataların titreşimler incelenerek belirlenebileceğini göstermektedir. Bu sebeple deneysel bir çalışma da yapılarak rulmanların sağlık durumu ve bozulma süreci incelenmiştir. İnceleme için çeşitli analiz teknikleri kullanılmış ve bu analiz tekniklerinin güçlü ve zayıf yanları ile birbirlerine olan üstünlükleri tartışılmıştır.

Bu bölümde modelleme ve deneysel çalışma bölümlerinde elde edilen sonuçlar 7. bölümde verildiği sırayla özet halinde sıralanmış ve daha sonraki çalışmalara ışık tutacak öneriler sunulmuştur.

8.1. Doğal Frekanslar

- Yuvarlanma elemanlarının rulman içindeki konumuna göre rulmanın toplam elastikiyeti ve sistemin doğal frekansı değişmektedir. Dolayısıyla rulman dönüşü sırasında doğal frekanslar periyodik olarak değişmektedir.
- Doğal frekansların değişimin periyodu rulmandaki yuvarlanma elemanı sayısına eşittir (Bkz. Şekil 7.2).
- Bilya sayısının artması doğal frekanslardaki değişimlerin genliği azaltmaktadır.

- Bilya sayısının artması toplam elastikiyeti artıracak için doğal frekanslar bilya sayısı ile orantılı olarak artmaktadır.
- Rulman üzerindeki ön yüklemenin artmasıyla doğal frekanslar artmaktadır.
- 10 N'un altındaki ön yüklemelerde yuvarlanma elemanlarıyla bilezikler arasındaki sürekli temas sağlanamadığı için kararsızlık oluşmaktadır.

8.2. Temas Açısı

- Rulmandaki her yuvarlanma elemanının konumuna göre üzerine gelen yük değiştiğinden temas açısı da değişmektedir.
- Bilya elastikiyeti temas açısının bir fonksiyonu olarak değişmektedir.

8.3. Bilya Geçiş Titreşimleri

- Rulmanda herhangi bir hata olmasa bile titreşim oluşmaktadır ve bu titreşimler bilya geçiş frekansında oluşmaktadır.
- Bilya geçiş frekansı sistemin doğal frekanslarından biri ile çakıştığında rezonans oluşturmaktadır. Bu sebeple sistemin çalışma hızı bu durumdan kaçınılacak şekilde seçilmelidir.
- Yuvarlanma elemanı sayısı arttıkça rezonans daha düşük hızlarda gerçekleşecektir.
- Yuvarlanma elemanı sayısı arttıkça titreşim genlikleri düşmektedir.
- Rulmanlar doğrusal olmayan elemanlar olduğundan bilya geçiş frekansının üst harmonikleri de oluşmakta ve bu üst harmonikler de doğal frekanslarla çakıştıklarında rezonansa sebep olmaktadır.

8.4. Dış Bilezik Hatası

- Dış bilezik hatası olması durumunda bilya geçiş frekansında ve üst harmoniklerinde titreşimler oluşmaktadır.

- Dış bilezik hatası olması durumunda düşük hızlarda bile bilya geçiş frekansının üst harmonikleri ile doğal frekansların çakışmasında rezonans oluşmakta ve titreşim genlikleri büyümektedir.
- Hatanın konumuna göre şaftın yuvarlanma yönlerindeki hareketi zorlanmakta ve bilya geçiş frekansı ile bu yönlerdeki doğal frekanslar çakıştığında rezonans oluşmaktadır.
- Dış bilezik hatası olduğunda yuvarlanma yönündeki doğal frekanslardan frekans dallanmaları görülmektedir.

8.5. İç Bilezik Hatası

- İç bilezik hatası olduğunda şaft hızı (ω_s) , şaft hızının iki katı $(2\omega_s)$, iç bilezik hata frekansı $(i(\dot{BHF}), i=1,2,3,...)$, iç bilezik hata frekansının şaft hızı ile modülasyon frekansları $(i(\dot{BHF} \pm \omega_s), i=1,2,3,...)$ ve iç bilezik hatasının şaft hızının iki katı ile modülasyon frekanslarında $(i(\dot{BHF} \pm 2\omega_s), i=1,2,3,...)$ titreşim bileşenleri görülmektedir.
- Hata frekanslarının üst harmonikleri doğal frekanslarla çok düşük hızlarda bile çakışmakta ve rezonansa sebep olmaktadır.
- Yuvarlanma yönündeki doğal frekanslardan frekans dallanmaları gözlemlenmektedir.

8.6. Yuvarlanma Elemanı Hatası

- Yuvarlanma elemanlarında hata olduğunda spektrumda kafes hızında (ω_c) , kafes hızının iki katında $(2\omega_c)$, bilya hata frekansında $(i(BHF), i=1,2,3,...)$, bilya hata frekansının kafes hızı ile modülasyon frekanslarında $(i(BHF) \pm \omega_c, i=1,2,3,...)$ ve bilya hata frekansının kafes

hızının iki katı ile modülasyon frekanslarında $(i(BHF) \pm 2\omega_c, i=1,2,3,...)$ bileşenler görülmektedir.

- Yuvarlanma elemanındaki hata sistemde sürekli bir zorlama oluşturmaktadır ve bu sebeple hemen hemen bütün şaft hızlarında spektrumlarda doğal frekanslar görülmektedir.

8.7. Bilya Boyutu Farklılığı

- Bilyalardan biri diğerlerine büyük olduğunda rulmanın toplam katılığı artmakta ve dolayısıyla bütün doğal frekanslarda artmaktadır.
- Rulmandaki bilyalardan bir tanesinin boyutu diğerlerinden farklı olduğunda spektrumda kafes frekansı (ω_c) ve katlarında frekans bileşenleri oluşmaktadır.
- Şaft BGF'nda döndürüldüğünde farklı bir rezonans durumu oluşmaktadır, çünkü BGF kafes frekansının yuvarlanma elemanı sayısı ile çarpımına eşittir.

8.8. Dengesizlik

- Açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış şaftta dengesizlik olması durumunda x ve y yönündeki en baskın titreşimler şaft dönüş frekansında gerçekleşmektedir
- z yönündeki titreşimlerde en baskın titreşimler şaft dönüş frekansının iki katında gerçekleşmektedir.
- Dengesizlik sebebiyle oluşan kuvvet şaft hızıyla birlikte artmaktadır. Rulmanlarda bilyalar ile bilezikler arasındaki ezilme-kuvvet ilişkisi doğrusal olmadığından bu kuvvetin artmasıyla birlikte sistemin bütün serbestlik derecelerindeki doğal frekanslarda doğrusal olmayan bir ilişkiyle artmaktadır.
- Yuvarlanma yönlerindeki doğal frekanslarda doğrusal olmayan ilişkiden dolayı çok sayıda frekans dallanması gözlemlenmiştir.
- Modellenen şaftın ağırlık merkeziyle yuvarlanma hareketinin geometrik merkezi aynı olmadığından yuvarlanma hareketleri yönünde büyük

zorlamalar oluşmaktadır ve bu zorlamalar sebebiyle her iki yuvarlanma yönündeki doğal frekans dallanmalarıyla rulman karakteristik titreşim frekansları çakıştığında genliklerde büyük artışlar olmaktadır.

8.9. Deneysel Çalışma

- Skaler parametreler olarak adlandırılan titreşimin genlik değeri, KOK değeri, crest faktörü ve kurtosis değerinin takip edilmesi rulmandaki bozulmanın safhaları hakkında bilgi vermekle birlikte hataların rulmanın hangi bölgesinde olduğu konusunda bir değerlendirme yapılamamaktadır.
- Titreşim genliğinde deneyin başlangıcı ile sonu arasında 20 kata yakın artışlar gözlenmiştir.
- Titreşim genliği değeri yerine titreşimin KOK değerinin takip edilmesi bozulmaların olduğu anların tespitinde daha kesin bilgi verdiği görülmüştür.
- Crest faktörü oluşan titreşimlerin içeriğindeki darbeleri yapı miktarıyla artmasına karşın bu konuda daha hassas olan kurtosis değerinin takip edilmesi hem bozulmanın olduğu sürenin tespitinde hem de bozulmanın hangi rulmanda olduğunun tespitinde daha iyi sonuçlar vermiştir.
- Spektrum analizleri tasarlanan deney düzeneğinde rulmanların oluşturduğu titreşimler dışında çok fazla titreşim ve gürültü olduğu için karakteristik rulman frekanslarını tespit edebilmesine rağmen tatmin edici sonuçlar vermemiştir.
- Spektrumların deney süresince takip edilmesi de çok fazla spektrumda çok fazla frekans bileşenleri olduğu için tatmin edici sonuçlar vermemekle birlikte, özellikle yüksek frekanslı bileşenlerin genlikleri bozulmanın olduğu anlardan sonra yükseldiği için bozulmanın gerçekleştiğini net olarak göstermiştir.
- Campell diyagramları hem sistemde meydana karakteristik zorlama titreşimlerini hem de sistemin doğal frekanslarını gösterdiği için hem spektrum analizlerinin hem de dalgacık analizlerinin yorumlanmasını kolaylaştırmıştır.

- Zaman/frekans tanım bölgesi analizlerinden KZFD tekniği zamanla rulmanlardaki titreşimlerin nasıl değiştiğini göstermekle beraber sistemde rulman titreşimleri dışında meydana gelen karmaşık titreşimlerden dolayı oluşan darbeleri (süreksizlik) yeterince seçememiş, dolayısıyla bozulmanın oluştuğunu göstermekle birlikte bu bozulmanın rulmanın hangi bölgesinde meydana geldiği tespit edilememiştir.
- Sürekli dalgacık dönüşümleri de KZFD'lerinde karşılaşılan aynı zorluklar nedeniyle deney düzeneğinde kullanılan rulmanlardaki bölgesel hata oluşumunun tespitinde başarılı bir şekilde kullanılamamıştır.
- Titreşim verilerine ADD'leri uygulandıktan sonra her bir ayrıştırma seviyesinde daha önce kullanılan skaler parametrelerin hesaplanması ve bu değerlerin deney süresi boyunca değişiminin incelenmesi rulmanda meydana gelen bozulmaların oluşum sürecinin doğru bir şekilde açıklanmasını sağlamıştır.
- ADD'lerine skaler parametreler uygulanarak bozulma aşamaları net olarak belirlenen deney zamanlarındaki ADD seviyelerinden bazılarının spektral yöntemlerle incelenmesi deney süresince rulmanda ne tür bölgesel hatalar oluştuğunu ve oluşan bu hataların oluştuğu titreşimlerin tespitini sağlamıştır.
- Deney sonuçları üzerinde yapılan analizlerde rulmanların aşınması üç ayrı aşamada değerlendirilmiştir. Birinci aşama yaklaşık 200 saate kadar olan alışma devresi, ikinci aşama 950 saate kadar olan iç bilezik ve beraberinde bilya üzerinde bölgesel hataların oluşması ve üçüncü aşama deneyin son zamanlarında dış bilezik hatasının oluşmasıdır.
- Deney sonrası rulman elemanlarının mikroskop altında incelenmesi dış bilezik, iç bilezik ve bilya üzerinde noktasal hataların oluştuğunu göstermiştir. Bu hatalar değişken yüklerden kaynaklanan kabarcıklanma ve bu kabarcıklanmanın sonunda malzeme kaybı (pitting), başka yerden kopmuş malzemelerin yüzeye yapışması ve bilyanın üzerinden geçmesiyle bileziklerden birine yapışması, malzeme içerisindeki düzensiz bölgelerin yüzey altında ilerlemesi ve yüzeyden ayrılmaya çalışan parçaların katlanarak yüzeye yeniden yapışması şeklinde gözlemlenmiştir.

8.10. Daha Sonraki Çalışmalar İçin Öneriler

- Bu çalışmada modellenen sistemde bilyalar kütsüz doğrusal olmayan yaylar olarak alınmıştır. Bilya kütlelerinin modele dahil edilmesi gerçeğe daha yakın sonuçlar verecektir
- Bu çalışmada her bir hata ayrı ayrı modellenerek incelenmiş ve karakteristik frekanslar bulunmuştur. Gerçekte her bir hatadan birkaç tane oluşabileceği gibi farklı hataların kombinasyonları şeklinde hatalı rulmanlarda olabilir. Bu durumların değerlendirilmesi için mevcut modeller kullanılarak farklı simülasyonlar yapılabilir.
- Bölgesel hataların modellenmesinde hatanın belirli bir aralıkta kare şeklinde olduğu kabul edilmiştir. Gerçekte oluşan duruma daha yakın cevaplar elde etmek için farklı şekillerde hata oluşumu sonlu elemanlar gibi tekniklerle incelenerek modele dahil edilebilir.
- Bu çalışmada sadece rulmanların karakteristik frekanslarını incelemek için şaft üzerinde kendi ağırlığı dışında yükleme olmadığı kabul edilmiştir. Bu tür şaftların kullanıldığı alanlarda karşılaşılan yükleme modelleri kullanılarak yeni simülasyonlar yapılabilir ve zorlama altında rulmanlarla yataklanmış şaftın dinamiği incelenebilir.
- Modele dönme yönündeki serbestlik derecesi eklenerek rulmanda oluşan sürtünme kuvvetlerinin şaft dinamiğine olan etkisi incelenebilir.
- Tasarlanan deney düzeneği kayış-kasnak sistemi ve yatakların yerleştirilmesindeki toleransların ayarlanamamasından dolayı çok fazla titreşim kaynağına sahiptir. Daha iyi tasarlanmış bir deney düzeneği ile rulmanın servis ömrü boyunca bozulmanın oluşum safhaları daha iyi incelenebilir.
- Bu çalışmada deneysel verilerin yorumlanmasında en bilinen teknikler farklı kombinasyonlarda uygulanmış olmasına karşın literatürde birçok farklı teknikle de karşılaşılabılır. Yüksek mertebeli spektral yöntemler gibi analiz tekniklerinin uygulanmasıyla rulmanlardaki bölgesel hataların bulunmasında kullanılan teknikler karşılaştırılabilir.

- Deneyler sırasında tek sıralı düz rulman kullanılmıştır. Açısal temaslı rulmanlar kullanacak şekilde bir deney düzeneği tasarlanarak model ile deneysel veriler arasında geri beslemeler sağlanıp rulman modeli geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Hall, L. F., "A Review of the Papers on the Lubrication of Rolling Bearings and Gears", **Proc. The Conference on Lubrication and Wear**, 1-3 Oct. London, I.Mech.E, 430, (1957).
2. Wilcock, D.F., "Bearing Design and Application", **McGraw-Hill**, New York, (1957).
3. Perret, H., "Die Lagerluft als Bestimmungsgröße für die Beanspruchung eines Walzlagers", **Werkstatt Betr.**, 83(4): 131 (1950).
4. Perret, H., "Elastische Spielschwingungen konstant belasteter Walzlager", **Werkstatt Betr.**, 83(8): 354 (1950).
5. Meldau, E., "Elastische Spielschwingungen konstant belasteter Walzlager" **Werkstatt Betr.**, 85(2): 56 (1952).
6. SKF, "Some Contributions by SKF to Rolling Bearing Technology During the Last Century", **The Ball Bearing Journal**, 1: 3-10 (1957).
7. Doi, S., "An Experimental Study on Catter Vibrations in Grinding Operations", **Trans. ASME**, 80: 133-140 (1958).
8. SKF, "The Measurement of Vibration in Ball Bearings", **The Ball Bearing Journal**, (1961).
9. Weimar, H.C., Discussion part of the paper by Doi (1958), "An Experimental Study on Catter Vibrations in Grinding Operations", **Trans. ASME**, 80: 133-140 (1958).
10. Gustafsson, O.G. And Tallian, T, "Research Report on Study of the Vibration Characteristics of Bearings", **SKF Ind. Inc., SKF AL63IO23**, (1963).
11. Yhland, E And Johansson, L., "Analysis of Bearing Vibration", **The Ball Bearing Journal**, 161 (1970).
12. Tamura, H And Shimizu, H., "Vibration of Rotor Based on Ball Bearing (2nd Report, Static Stiffness of Ball Bearings Containing a Small Number of Balls)", **Bull. JSME**, 10(41) (1967).
13. Tamura, H And Shimizu, H., "Vibration of Rotor Based on Ball Bearing (3rd Report, Static Stiffness of Ball Bearings Containing a Large Number of Balls)", **Bull. JSME**, 11(47) (1968).

14. Harris, T.A., "Rolling Bearing Analysis 1st ed.", **John Wiley&Sons**, New York (1966).
15. Harris, T.A. And Mindel, M.H., "Rolling Element Bearing Dynamics", **Wear**, 23(3): 311-337 (1973).
16. Gupta, P.K., Winn, L.W. And Wilcock, D.F., "Vibration Characteristics of Ball Bearings", **Trans. ASME J. of Lubrication Technology**, 284-289 (1977).
17. Gupta, P.K., "Dynamics of Rolling Element Bearings, Part 1:Cylindrical Roller Bearing Analysis", **Trans. ASME J. of Lubrication Technology**, 293-304 (1979).
18. Gupta, P.K., "Dynamics of Rolling Element Bearings, Part 1:Cylindrical Roller Bearing Results", **Trans. ASME J. of Lubrication Technology**, 305-311 (1979).
19. Gupta, P.K., "Dynamics of Rolling Element Bearings, Part 1:Ball Bearing Analysis", **Trans. ASME J. of Lubrication Technology**, 312-318 (1979).
20. Gupta, P.K., "Dynamics of Rolling Element Bearings, Part 1:Ball Bearing Results", **Trans. ASME J. of Lubrication Technology**, 319-311 (1979).
21. Yamamoto, T. And Ishida, Y., "The Particular Vibration Phenomena due to Ball Bearings at the Major Critical Speeds", **Bull. of JSME**, 17(103): 59-67 (1974).
22. Yamamoto, T., Ishida, Y. And Kawasumi, J., "Oscillations of a Rotating Shaft with Symmetrical Non-linear Spring Characteristics", **Bull. of JSME**, 18(123): 965-975 (1975).
23. Yamamoto, T., Ishida, Y., Ikeda, T. And Yamada, M., "Subharmonic and Summed-and-Differential Harmonic Oscillations in an Unsymmetrical Rotor", **Bull. of JSME**, 24(187): 192-199 (1981).
24. Yamamoto, T., Ishida, Y., Ikeda, T. And Yamada, M., "Sub-combination Tones of a Rotating Shaft due to Ball Bearings", **Bull. of JSME**, 24(196): 1844-1852 (1981).
25. Yamamoto, T., Ishida, Y., And Ikeda, T., "Vibration of a Rotating Shaft with Rotating Non-linear Restoring Forces at the Major Critical Speeds", **Bull. of JSME**, 27(230): 1728-1736 (1984).
26. Yamamoto, T., Ishida, Y., And Ikeda, T., "Super-summed-and-Differential Harmonic Oscillations in a Symmetrical Rotating Shaft System", **Bull. of JSME**, 28(238): 679-686 (1985).

27. Meyer, L.D. Ahlgren, F.F And Weichbrodt, B., "An Analytical Model for Ball Bearing Vibrations to Predict Vibration Response to Distributed Defects", **Trans. ASME J. Mechanical Design**, 102: 205-210 (1980).
28. Gad, E.H., Kandou, T. And Tamura, H., "Spring Property of Ball Bearing", **Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University**, 43(3) (1983).
29. Gad, E.H., Fukata, S. And Tamura, H., "Computer Simulation of Rotor Radial Vibration due to Ball Bearings", **Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University**, 44(1) (1984).
30. Gad, E.H., Fukata, S. And Tamura, H., "Computer Simulation of Rotor Axial and Radial Vibration Based on Ball Bearings", **Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University**, 44(2) (1984).
31. Igarashi, T. And Hamada, H., "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (First Report: Sound of Ball Bearings with One Defect)", **Bull. JSME**, 25(204): 994-1002 (1982).
32. Igarashi, T. And Yabe, S., "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (Second Report: Vibration of Ball Bearings with One Defect)", **Bull. JSME**, 26(220): 1791-1802 (1983).
33. Igarashi, T. And Kato, J., "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (Third Report: Vibration of Ball Bearings with Multiple Defects)", **Bull. JSME**, 28(237): 1985-1995 (1985).
34. McFadden, P.D. And Smith, J.D., "Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing", **JSV**, 96(1): 69-82 (1984).
35. McFadden, P.D. And Smith, J.D., "The Vibration Produced by Multiple Point Defects in a Rolling Element Bearing", **JSV**, 98(2): 263-273 (1985).
36. Wardle, F.P. And Poon, S.Y., "Rolling Bearings Noise, Cause and Cure", **Chart. Mech. Engineering** (1983).
37. Wardle, F.P., "Vibration Forces Produced by Waviness of the Rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 1: Theory", **Proc. I.Mech.E.**, 202(C5): 305-312 (1988).
38. Wardle, F.P., "Vibration Forces Produced by Waviness of the Rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 2: Experimental Validation", **Proc. I.Mech.E.**, 202(C5): 313-321 (1988).
39. Rahnejat, H. And Gohar, R., "Vibration of Ball Bearings", **Proc. I.Mech.E.**, 199(C3) (1985).

40. Matsubara, M., "Vibration of an Elastic Shaft Supported by Ball Bearings", Yüksek Lisans Tezi, **Imperial Col. Of Scien. & Tech.**, England (1983).
41. Matsubara, M., Rahnejat, H. And Gohar, R., "Computational Modelling of Precision Spindles Supported by Ball Bearings", **Int. J. Mach. Tools Manuf.** (1988).
42. Aini, R., Rahnejat, H. And Gohar, R., "A Five Degrees of Freedom Analysis of Vibrations in Precision Spindles", **Int. J. Mach. Tools Manuf.**, 30(1): 1-18 (1990).
43. Aini, R., Rahnejat, H. And Gohar, R., "An Experimental Investigation into Bearing-induced Spindle Vibration", **Proc. I.Mech.E Part C**, 209 (1995).
44. Franco, J. Aktürk, N. And Gohar, R., "Vibration of Rigid Shaft Supported by Radial Ball Bearings with Several Defects", **Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition**, Germany, ASME Paper No: 92-GT-164 (1992).
45. Aktürk, N., Uneeb, M. And Gohar, R., "Vibration of a Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings", **ESDA Conference**, Turkey (1992).
46. Aktürk, N., "Dynamics of a Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings", Doktora Tezi, **Imperial Col. Of Scien. & Tech.**, İngiltere (1993).
47. Aktürk, N. And Gohar, R., "A Technique to Estimate the Damping Properties of Elastomeric Material from their Material Properties", **Machine Vibration**, 2: 168-176 (1993).
48. Aktürk, N. And Gohar, R., "Damping the Vibrations of a Rigid Shaft Supported by Ball Bearings by Means of External Elastomeric O-ring Dampers", **I.Mech.E. Engineering Tribology**, 208: 183-190 (1994).
49. Lim, T.C. And Singh, R., "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part 1: Bearing Stiffness Formulation", **JSV**, 139: 179-199 (1990).
50. Lim, T.C. And Singh, R., "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part 2: System Studies", **JSV**, 139: 201-225 (1990).
51. Lim, T.C. And Singh, R., "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part 3: Geared Rotor System Studies", **JSV**, 151: 31-54 (1991).

52. Lim, T.C. And Singh, R., "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part 4: Statistical Energy Analysis", **JSV**, 153: 37-50 (1992).
53. Lim, T.C. And Singh, R., "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part 4: Effect of Distributed Contact Load on Roller Bearing Stiffness Matrix", **JSV**, 169(4): 547-553 (1994).
54. Chen, C.H., Wang, K.W. And Shin, Y.C., "An Integrated Approach Toward the Dynamic Analysis of High-Speed Spindles, Part 1: System Model", **Trans. of ASME J. of Vibration and Acoustic**, 116: 506-513 (1994.)
55. Chen, C.H. And Wang, K.W., "An Integrated Approach Toward the Dynamic Analysis of High-Speed Spindles, Part 2: Dynamics Under Moving End Loads", **Trans. ASME Vibration of Rotating Systems**, 60: 347-354 (1993).
56. Meeks, C.R. And Trans, L., "Ball Bearing Dynamic Analysis Using Computer Methods, Part 1: Analysis", **J. of Tribology**, 118: 52-58 (1996).
57. Houpert, L, "A Uniform Analytical Approach for Ball and Roller Bearings Calculations", **J. of Tribology**, 119: 851-858 (1997).
58. Datta, J. And Farhang, K., "A Nonlinear Model for Structural Vibrations in Rolling Element Bearings, Part 2: Simulation and Results", **J. of Tribology**, 119: 323-331 (1997).
59. Hagiu, G.D. And Gafitanu, M.D., "Dynamic Characteristics of High Speed Angular Contact Ball Bearings", **Wear**, 211: 22-29 (1997).
60. Lee, Y.S. And Lee, C.W., "Modelling and Vibration Analysis of Misaligned Rotor-Ball Bearing System", **JSV**, 224(1): 17-32 (1999).
61. Aktürk, N., "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", **J. of Tribology**, 119: 747-753 (1997).
62. Alfares, M.A. And Elsharkawy, A.A., "Effects of Axial Preloading of Angular Contact Ball Bearings on the Dynamics of a Grinding Machine Spindle System", **J. of Material Processing Technology**, 136: 48-59 (2003).
63. Aktürk, N., "Some Characteristic Parameters Affecting Natural Frequency of a Rotating Shaft Supported by Defect-free Ball Bearings", **J. of Multi-body Dynamics**, 217(2): 145-151 (2003).

64. Yang, J.P. And Chen, S.X., "Vibration Predictions and Verifications of Disk Drive Spindle System with Ball Bearings", **Computer&Structures**, 80: 1409-1418 (2002).
65. Aini, R., Rahnejat, H. And Gohar, R., "Vibration Modelling of Rotating Spindles Supported by Lubricated Bearings", **J. of Tribology**, 124: 158-165 (2002).
66. Wijnant, Y.H., Wensing, J.A. And van Nijen, G.C., "The Influence of Lubrication on the Dynamic Behaviour of Ball Bearings", **JSV**, 224(4): 579-596 (1999).
67. Itagaki, T., Ohta, H. And Igarashib, T., "Effect of Grease Type on Abnormal Vibration of Ball Bearing", **JSV**, 268: 933-946 (2003).
68. Tiwari, M., Gupta, K. And Prakash, O., "Dynamic Response of an Unbalanced Rotor Supported on Ball Bearings", **JSV**, 238(5): 757-779 (2000).
69. Liao, N.T. And Lin, J.F., "Ball Bearing Skidding Under Radial an Axial Loads", **Mechanism and Machine Theory**, 37: 91-113 (2002).
70. Harsha, S.P., Sandeep, K. And Prakash, R., "The Effect of Speed of Balanced Rotor on Nonlinear Vibrations Associated with Ball Bearings", **Int. J. Of Mechanical Science**, 45: 725-740 (2003).
71. Li, H. And Shin, Y.C., "Analysis of Bearing Configuration Effects on High Speed Spindles Using an Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Spindle Model", **Int. J. Of Machine Tools&Manuf.**, 44: 347-364 (2004).
72. Tandon, N. And Choudhury, A., "An Analytical Model for the Prediction of the Vibration Response of Rolling Element Bearings due to a Localized Defect", **JSV**, 205(3): 275-292 (1997).
73. Brie, D., "Modelling of the Spalled Rolling Element Bearing Vibration Signal: An Overview and Some New Results", **MSSP**, 14(3): 353-369 (2000).
74. Kiral, Z. And Karagülle, H., "Simulation and Analysis of Vibration Signals Generated by Rolling Element Bearing with Defect", **Tribology Int.**, 36: 667-678 (2003).
75. Su, Y.T., Lin, M.H. And Lee, M.S., "The Effects of Surface Irregularities on Roller Bearing Vibrations", **JSV**, 165(3): 455-466 (1993).
76. Ono, K. And Okada, Y., "Analysis of Ball Bearing Vibrations Caused by Outer Race Waviness", **J. of Vibration and Acoustics**, 120: 901-908 (1998).

77. Aktürk, N, "The Effect of Waviness on Vibrations Associated with Ball Bearings", **Trans. ASME, J. of Tribology**, 121: 667-677 (1999).
78. Tandon, N. And Choudhury, A., "A Theoretical Model to Predict Vibration Response of Rolling Bearings in a Rotor Bearing System to Distributed Defects Under Radial Load", **J. of Tribology**, 122: 609-615 (2000).
79. Jang, G.H. And Jeong, S.W., "Nonlinear Excitation Model of Ball Bearing Waviness in a Rigid Rotor Supported by Two or More Ball Bearings Considering Five Degrees of Freedom", **J. of Tribology**, 124: 82-90 (2002).
80. Jang, G.H. And Jeong, S.W., "Stability Analysis of a Rotating System Due to the Effect of Ball Bearing Waviness", **J. of Tribology**, 125: 91-101 (2002).
81. Jang, G.H. And Jeong, S.W., "Analysis of a Ball Bearing with Waviness Considering the Centrifugal Force and Gyroscopic Moment of the Ball", **J. of Tribology**, 125: 487-498 (2003).
82. Jang, G.H. And Jeong, S.W., "Vibration Analysis of a Rotating System Due to the Effect of Ball Bearing Waviness", **JSV**, 269: 709-726 (2004).
83. Harsha, S.P. And Kankar, P.K., "Stability Analysis of a Rotor Bearing System Due to Surface Waviness and Number of Balls", **Int. J. of Mechanical Science**, 46(7): 1057-1081 (2004).
84. Sapanen, J. And Mikkola, A., "Dynamic Model of a Deep-Groove Ball Bearing Including Localized and Distributed Defects, Part 1: Theory", **J. of Multibody Dynamics**, 217: 201-211 (2003).
85. Sapanen, J. And Mikkola, A., "Dynamic Model of a Deep-Groove Ball Bearing Including Localized and Distributed Defects, Part 2: Implementation and Result", **J. of Multibody Dynamics**, 217: 213-223 (2003).
86. Renwick, J.T., "Condition Monitoring of Machinery Using Computurized Vibration Signature Analysis", **IEEE Transc. On Industry Applications**, IA-20(3): 519-527 (1984).
87. Cempel, C., "Vibroacoustical Diagnostics of Machinery: An Outline", **MSSP**, 2(2): 135-151 (1988).
88. Dimentberg, M.F, Frolov, K.V. and Menyailov, A.I, "Vibroacoustical Diagnostics for Machines and Structures", **John Wiley & Sons Inc.**, UK (1991).

89. Barron, R., "Engineering Condition Monitoring", **Longman**, UK (1996).
90. Cempel, C., "Condition Evolution of Machinery and Its Assessment from Passive Diagnostic Experiment", **MSSP**, 5(4): 317-326 (1991).
91. Gerval, J.P., Morel, G. and Querre, C., "Behaviour modelling and Vibration Analysis Applied to Predictive Maintenance: Different Approaches Leading to the Same Conclusion", **OCEANS '94. 'Oceans Engineering for Today's Technology and Tomorrow's Preservation.' Proceedings**, 1, Fransa I/544 - I/546 (1994).
92. Scheithe, W., "Better Bearing Vibration Analysis", **Hydrocarbon Processing**, 57-64 (1992).
93. Edwards, S., Lees, A.W. and Friswell, M.I., "Fault Diagnosis of Rotating Machinery", **Shock and Vibration Digest**, 30(1): 4-13 (1998).
94. McInerny, S.A. and Dai, Y., "Basic Vibration Signal Processing for Bearing Fault Detection", **IEEE Transc. on Education**, 46(1): 149-156 (2003).
95. Tandon, N. and Choudhury, A., "A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", **Tribology Int.**, 32: 469-480 (1999).
96. Yan, Y. and Shimogo, T., "Application of the Impulse Index in Rolling-Element Bearing Fault Diagnosis", **MSSP**, 6(2): 167-176 (1992).
97. Ma, J. and Li, C.J., "Detection of Localised Defects in Rolling Element Bearings via Composite Hypothesis Test", **MSSP**, 9(1): 63-75 (1995).
98. Su, Y.T. and Lin, S.J., "On Initial Fault Detection of a Tapered Roller Bearing: Frequency Domain Analysis", **JSV**, 155(1): 75-84 (1992).
99. Logan, D. and Mathew, J., "Using the Correlation Dimension for Vibration Fault Diagnosis of Rolling Element Bearings-1: Basic Concepts", **MSSP**, 10(3): 241-250 (1996).
100. Logan, D. and Mathew, J., "Using the Correlation Dimension for Vibration Fault Diagnosis of Rolling Element Bearings-2: Selection of Experimental Parameters", **MSSP**, 10(3): 251-264 (1996).
101. Hamzaoui, N., Boisson, C. and Lesueur, C., "Vibro-acoustic Analysis and Identification of Defects in Rotating Machinery, Part I: Theoretical Model", **JSV**, 216(4): 553-570 (1998).

102. Hamzaoui, N., Boisson, C. and Lesueur, C., "Vibro-acoustic Analysis and Identification of Defects in Rotating Machinery, Part II: Experimental Study", **JSV**, 216(4): 571-583 (1998).
103. Li, Y., Billington, S., Zhang, C., Kurfess, T., Danyluk, S. and Liang, S., "Adaptive Prognostics for Rolling Element Bearing Condition", **MSSP**, 13(1): 103-113 (1999).
104. Li, Y., Kurfess, T.R. and Liang, S.Y., "Stochastic Prognostics for Rolling Element Bearings", **MSSP**, 14(5): 747-762 (2000).
105. Kotzalas, M.N. and Harris, T.A., "Fatigue Failure Progression in Ball Bearing", **J. of Tribology**, 123: 238-242 (2001).
106. Williams, T., Ribadeneria, X., Billington, S. and Kurfess, T., "Rolling Element Bearing Diagnostics in Run-to-Failure Lifetime Testing", **MSSP**, 15(5): 979-993 (2001).
107. Bently, Donald E., "Monitoring Rolling Element Bearings," Orbit Article, **Bently Nevada Corporation, USA** (1982).
108. McFadden, P.D. and Smith, J.D., "Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique — a review", **Tribology Int.**, 17(1): 3-10 (1983).
109. Bendat, J.S. and Piersol, A.G., "Random Data: Analysis and Measurement Procedures 2nd edition", **Wiley Interscience**, USA (1986).
110. McFadden, P.D. and Tooziity, M.M., "Appliation of Synchronous Averaging to Vibration Monitoring of Rolling Element Bearing", **MSSP**, 14(6): 891-906 (2000).
111. Hongxing, L, Hongfu, Z., Chengyu, J. and Liangsheng, Q., "An Improved Algorithm for Direct Time-Domain Averaging", **MSSP**, 14(2): 279-285 (2000).
112. Jerrelind, J. and Stensson, A., "Nonlinear Dynamics of Parts in Engineering Systems", **Chaos, Solitons & Fractals**, 11 (15): 2413-2428 (2000).
113. Wang, W.J., Chen, J., Wu, X.K. and Wu, Z.T., "The Application of Some Non-Linear Methods in Rotating Machinery Fault Diagnosis", **MSSP**, 15(4): 697-705 (2001).
114. Pineyro, J., Klempnow, A. and Lescano, V., "Effectiveness of New Spectral Tools in the Anomaly Detection of Rolling Element Bearings", **J. of Alloy and Compounds**, 310: 276-279 (2000).

115. Antoniadis, I and Glossiotis, G., "Cyclostationary Analysis of Rolling-Element Bearing Vibration Signals", **JSV**, 248(5): 829-845 (2001).
116. Randal, R.B., Antoni, J. and Chobsaard, S., "The Relationship Between Spectral Correlation and Envelope Analysis in the Diagnostics of Bearing Faults and Other Cyclostationary Machine Signals", **MSSP**, 15(5): 945-962 (2001).
117. Li, L. and Qu, L., "Cyclic Statistics in Rolling Bearing Diagnosis", **JSV**, 267: 253-265 (2003).
118. Mechefske, C.K. and Mathew, J., "Fault Detection and Diagnosis in Low Speed Rolling Element Bearings Using Inductive Inference Algorithm", **MSSP**, 9(3): 275-286 (1995).
119. Jamaludin, N. and Mba, D., "Monitoring Extremely Slow Rolling Element Bearings: Part I", **NDT&E**, 35: 349-358 (2002).
120. Jamaludin, N. and Mba, D., "Monitoring Extremely Slow Rolling Element Bearings: Part II", **NDT&E**, 35: 359-366 (2002).
121. Ocak, H. and Loparo, K.A., "Estimation of the Running Speed and Bearing Defect Frequencies of an Induction Motor from Vibration Data", **MSSP**, 18: 515-533 (2004).
122. Bogard, F. Debray, K. and Guo, Y.Q., "Determination of Sensor Positions for Predictive Maintenance of Revolving Machines", **Int. J. of Solids and Structures**, 39: 3159-3173 (2002).
123. Dron, J.P., Bolaers, F. and Rasolofondraibe, I., "Improvement of the Sensitivity of the Scalar Indicators (crest factor, kurtosis) Using a De-noising Method by Spectral Subtraction: Application to the Detection of Defects in Ball Bearings", **JSV**, 270: 61-73 (2004).
124. Bolaers, F., Cousinard, O., Marconnet, P. and Rasolofondraibe, I., "Advanced Detection of Rolling Bearing Spalling from De-noising Vibratory Signal", **Control Engineering Practice**, 12: 181-190 (2004).
125. Kar, C. and Mohanty, A.R., "Application of KS Test in Ball Bearing Fault Diagnosis", **JSV**, 269: 439-454 (2004).
126. Yu, D., Cheng, J. and Yang, Y., "Application of EMD method and Hilbert Spectrum to the Fault Diagnosis of Roller Bearings", **MSSP**, 19: 259-270 (2005).
127. Yang, H., Mathew, J. and Ma, L., "Fault Diagnosis of Rolling Element Bearings Using Basis Pursuit", **MSSP**, 19: 341-356 (2005).

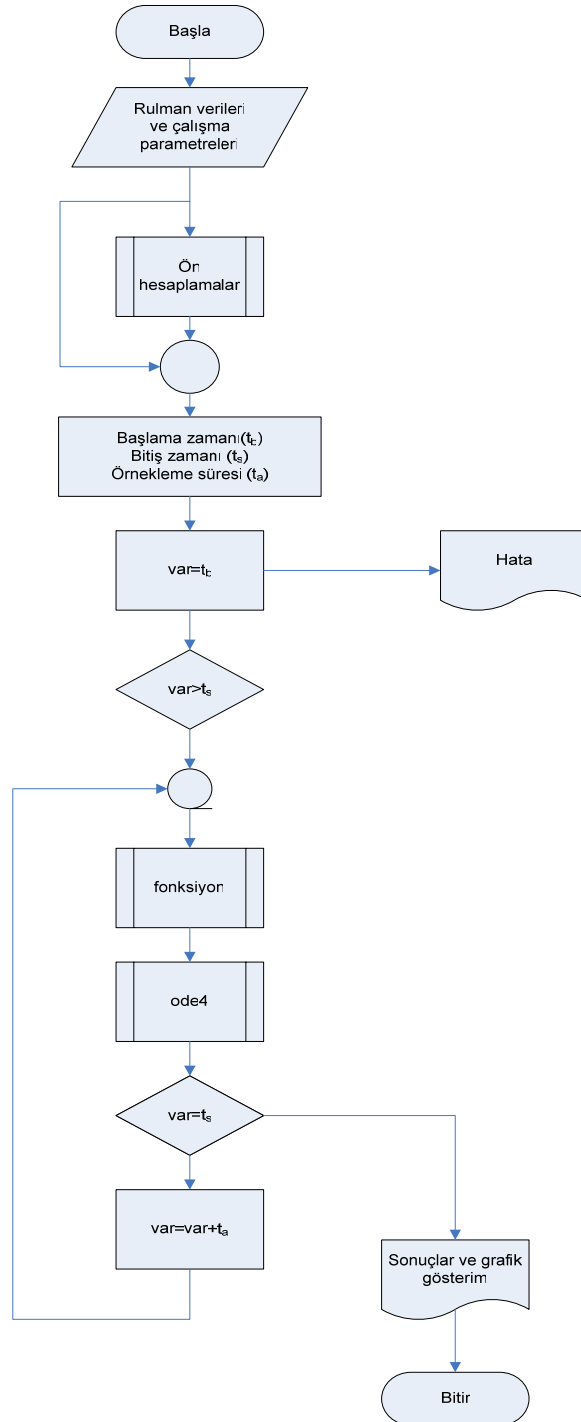
128. Antoni, J., "The Spectral Kurtosis: a Useful Tool for Characterising Non-Stationary Signals", **MSSP**, 20: 282-307 (2006).
129. Antoni, J., "The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines", **MSSP**, 20: 308-331 (2006).
130. Ericsson, S., Grip, N., Johansson, E., Persson, L., Sjöberg, R. and Strömberg, J., "Towards Automatic Detection of Local Bearing Defects in Rotating Machines", **MSSP**, 19: 509-535 (2005).
131. Haar, A., "Zur Theorie der Orthogonalen Funktionensysteme", **Math. Ann.**, 69: 331-371 (1910).
132. Daubechies, I., "Ten Lectures on Wavelet", **SIAM**, New York (1992).
133. Burrus, C.S., Gopinath, R.A. and Guo, H., "Introduction to Wavelets and Wavelets Transforms", **Prentice Hall**, USA (1997).
134. Newland, D.E., "Wavelet Analysis of Vibration, Part 1: Theory", **J. Of Vibration and Acoustics**, 116: 409-416 (1994).
135. Newland, D.E., "Wavelet Analysis of Vibration, Part 2: Wavelet Maps", **J. Of Vibration and Acoustics**, 116: 417-425 (1994).
136. Newland, D.E., "Introduction to Random Vibration, Spectral and Wavelet Analysis 4th ed.", **Longman**, New York (1997).
137. Torrence, C. And Compo, G.P., "A Practical Guide to Wavelet Analysis", **Bull. Of the American Meteorological Society**, 79(1): 61-78 (1998).
138. Mori, K., Kasshima, N., Yoshioka, T. And Ueno, Y., "Prediction of Spalling on a Ball Bearing by Applying the Discrete Wavelet Transform to Vibration Signals", **Wear**, 195: 162-168 (1996).
139. Li, C.J. And Ma, J., "Wavelet Decomposition of Vibrations for Detection of Bearing-Localized Defects", **NDT&E Int.**, 30(3): 143-149 (1997).
140. Rubini, R. And Meneghetti, U., "Application of the Envelope and Wavelet Transform Analysis for the Diagnosis of Incipient Faults in Ball Bearings", **MSSP**, 15(2): 287-302 (2001).
141. Sun, Q. And Tang, Y., "Singularity Analysis Using Continuous Wavelet Transform for Bearing Fault Diagnosis", **MSSP**, 16(6): 1025-1041 (2002).
142. Nikolaou, N.G. And Antoniadis, I.A., "Rolling Element Bearing Fault Diagnosis Using Wavelet Packets", **NDT&E Int.**, 35: 197-205 (2002).

143. Nikolaou, N.G. And Antoniadis, I.A., "Demodulation of Vibration Signals Generated by Defects in Rolling Element Bearings Using Complex Shifted Morlet Wavelets", **MSSP**, 16(4): 677-694 (2002).
144. Li, X., Qu, L., Wen, G. And Li, C., "Application of Wavelet Packet Analysis for Fault Detection in Electro-Mechanical Systems Based on Torsional Vibration Measurements", **MSSP**, 17(6): 1219-1235 (2003).
145. Prabhakar, S., Mohanty, A.R. And Sekhar, A.S., "Application of Discrete Wavelet Transform for Detection of Ball Bearing Race Faults", **Tribology Int.**, 35: 793-800 (2002).
146. Neild, S.A., McFadden, P.D. And Williams, M.S., "A Review of Time-Frequency Methods for Structural Vibration Analysis", **Engineering Structures**, 25: 713-728 (2003).
147. Goumas, S.K., Zervakis, M.E. And Stavrakakis, G.S., "Classification of Washing Machines Vibration Signals Using Discrete Wavelet Analysis for Feature Extraction", **Instrumentation and Measurement**, 51(3): 497-508 (2002).
148. Şeker, S. And Ayaz, E., "Feature Extraction Related to Bearing Damage in Electric Motors by Wavelet Analysis", **J. Of the Franklin Institute**, 340: 125-134 (2003).
149. Sheen, Y. And Hung, C., "Construction a Wavelet-Based Envelope Function for Vibration Signal Analysis", **MSSP**, 18: 119-126 (2004).
150. Lou, X. And Loparo, K.A., "Bearing Fault Diagnosis Based on Wavelet Transform and Fuzzy Inference", **MSSP**, 18: 1077-1095 (2004).
151. Peng, Z.K. And Chu, F.L., "Application of the Wavelet Transform in Machine Condition Monitoring and Fault Diagnostics: A Review with Bibliography", **MSSP**, 18: 199-221 (2004).
152. Peng, Z.K., Tse, P.W. And Chu, F.L., "A Comparison Study of Improved Hilbert-Huang Transform and Wavelet Transform: Application to Fault Diagnosis for Rolling Bearing", **MSSP**, 19(5): 974-988 (2005).
153. Liu, T.I., Singonahalli, J.H. And Iyer, N.R., "Detection of Roller Bearing Defects Using Expert System and Fuzzy Logic", **MSSP**, 10(5): 595-614 (1996).
154. Frank, P.M. And Köppen-Seliger, B., "New Developments Using AI in Fault Diagnosis", **Eng. App.. Artif. Intell.**, 10(1): 3-14 (1997).

155. Subrahmanyam, M. And Sujatha, C., "Using Neural Networks for the Diagnosis of Localized Defects in Ball Bearings", ***Tribology Int.***, 30(10): 739-752 (1997).
156. Li, B., Chow, M., Tipsuwan, Y. And Hung, J.C., "Neural-Network-Based Motor Rolling Bearing Fault Diagnosis", ***Industrial Electronics***, 47(5): 1060-1069 (2000).
157. Samanta, B. And Al-Balushi, K.R., "Artificial Neural Network Based Fault Diagnostics of Rolling Element Bearings Using Time-Domain Features", ***MSSP***, 17(2): 317-328 (2003).
158. Li, C.J, Ma, J. And Hwang, B., "Bearing Condition Monitoring by Pattern Recognition Based on Bicoherence Analysis of Vibrations", ***J. Of Mechanical Eng. Sci.***, 210: 277-285 (1996).
159. Yang, D.M., Stronach, A.F. And MacConnel, P., "Third-Order Spectral Techniques for the Diagnosis of Motor Bearing Condition Using Artificial Neural Networks", ***MSSP***, 16(2-3): 391-411 (2002).
160. A. Ypma, "Learning methods for machine vibration analysis and health monitoring", Doktora Tezi, ***Delft University of Technology***, Hollanda (2001).
161. Ypma, A., Ligteringen, R., Frietman, E.E.E. And Duin, R.P.W., "Recognition of Bearing Failures Using Wavelets and Neural Networks", ***Proc. Of 2nd UK Semp. On App. Of Time-Frequency and Time-Scale Meth. TFTS 97***, UK, 69-72 (1997).
162. Paya, B.A., Esat, I.I. And Badi, M.N.M., "Artificial Neural Network Based Fault Diagnostics of Rotating Mahinery Using Wavelet Transforms as a Processor", ***MSSP***, 11(5): 751-765 (1997).
163. Mevel, B. And Guyader, J.L., "Routes to Chaos in Ball Bearings", ***JSV***, 162(3): 471-487 (1993).
164. Harris, T.A., "Rolling Bearing Analysis 4st ed.", ***John Wiley&Sons***, New York (2001).
165. Stachowiak, G.W. And Batchelor, A.W., "Engineering Tribology 2nd ed.", ***Butterworth-Heinemann***, USA (2001).
166. Aktürk, N., "A Simple Approach to Investigation of Bearing Vibrations Through Taylor's Expansion Theorem", ***J. of Mechanical Design and Manufacturing***, 3(5):. 200-208 (2000).
167. Tandon, N., "A comparison of Some Vibration Parameters for the Condition Monitoring of Rollin Element Bearings", ***Measurement***, 12: 285-289 (1994).

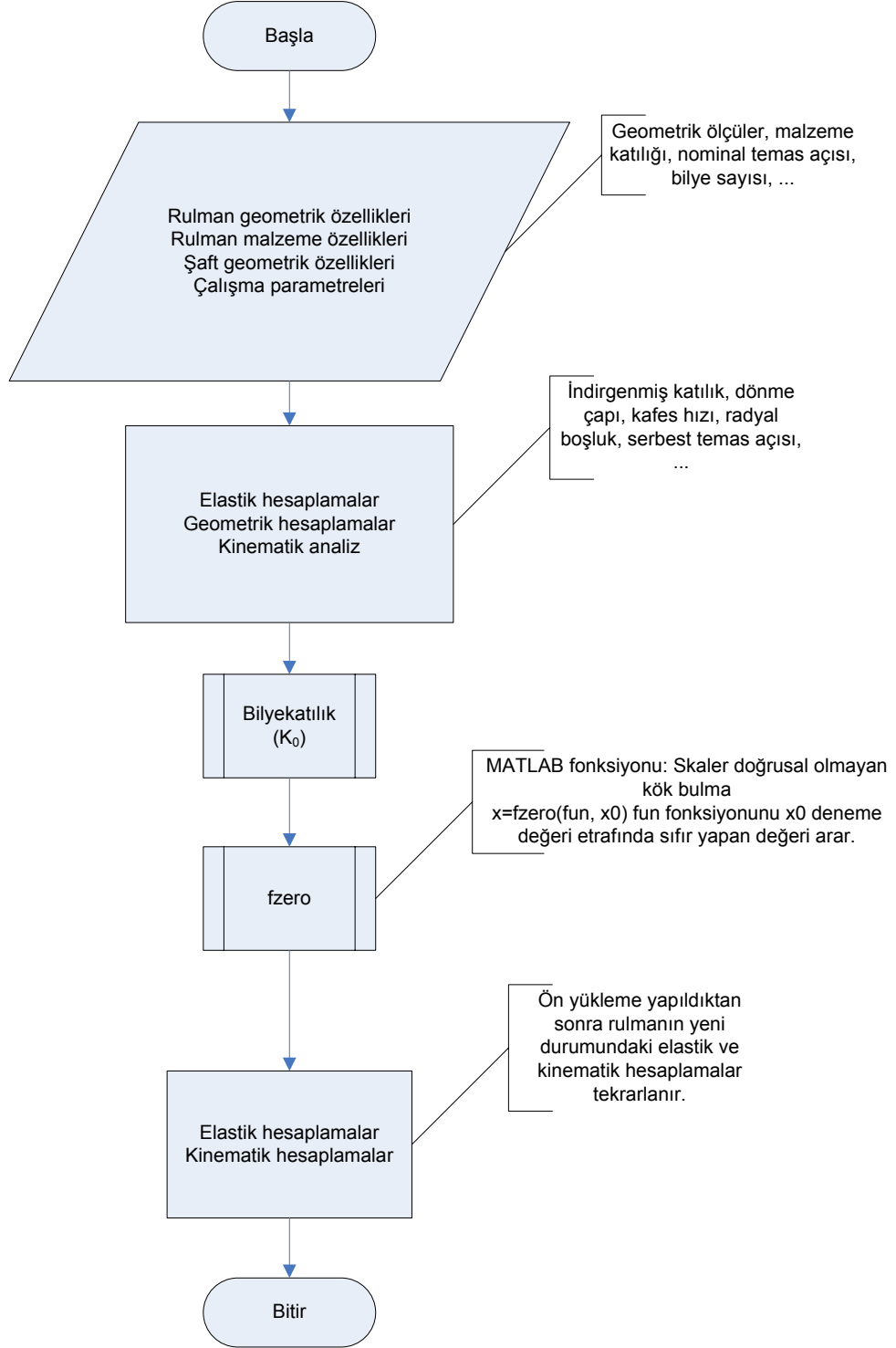
EKLER

EK-1 Program akış diyagramları



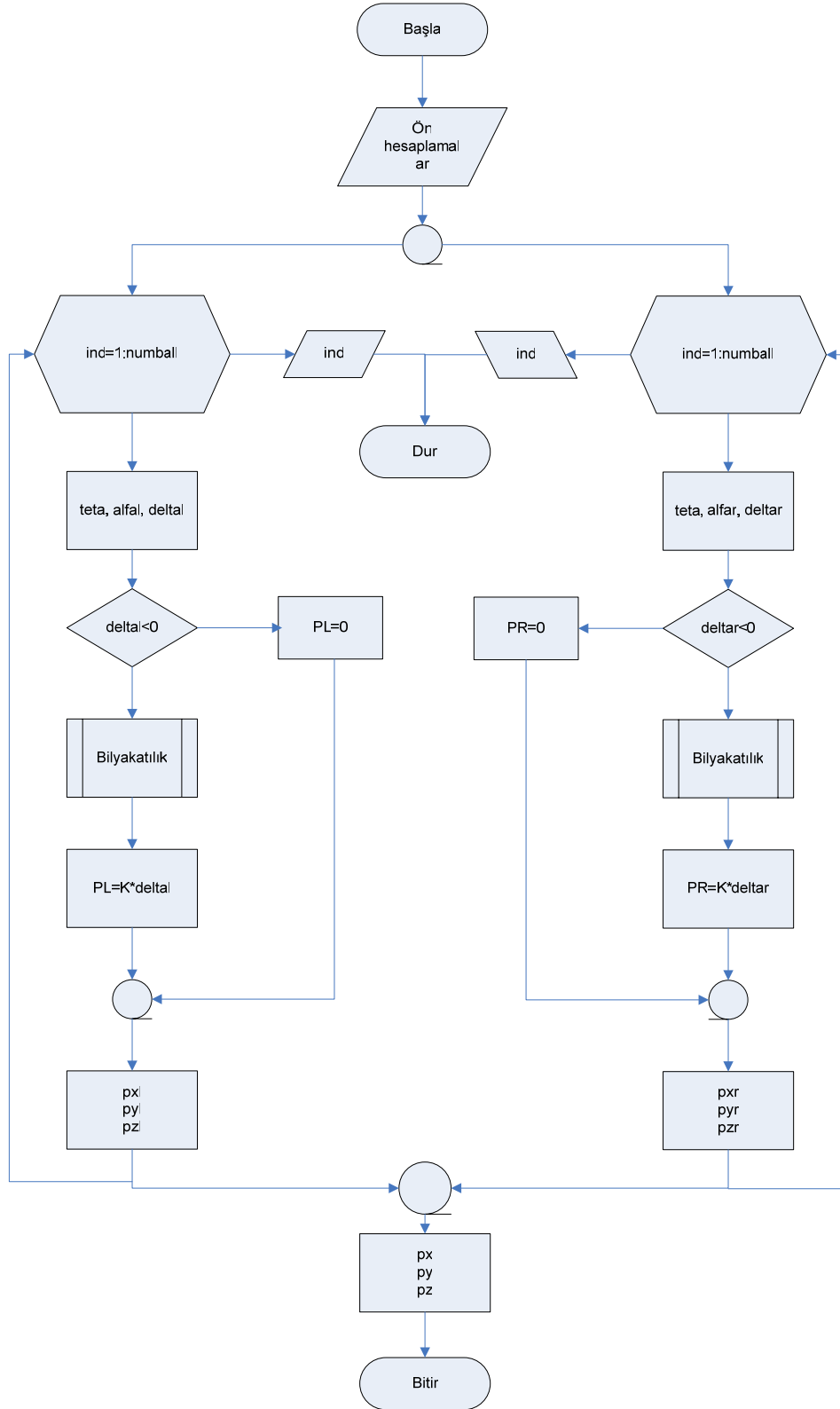
Şekil 1.1. Ana program.

EK-1 (Devam) Program akış diyagramları



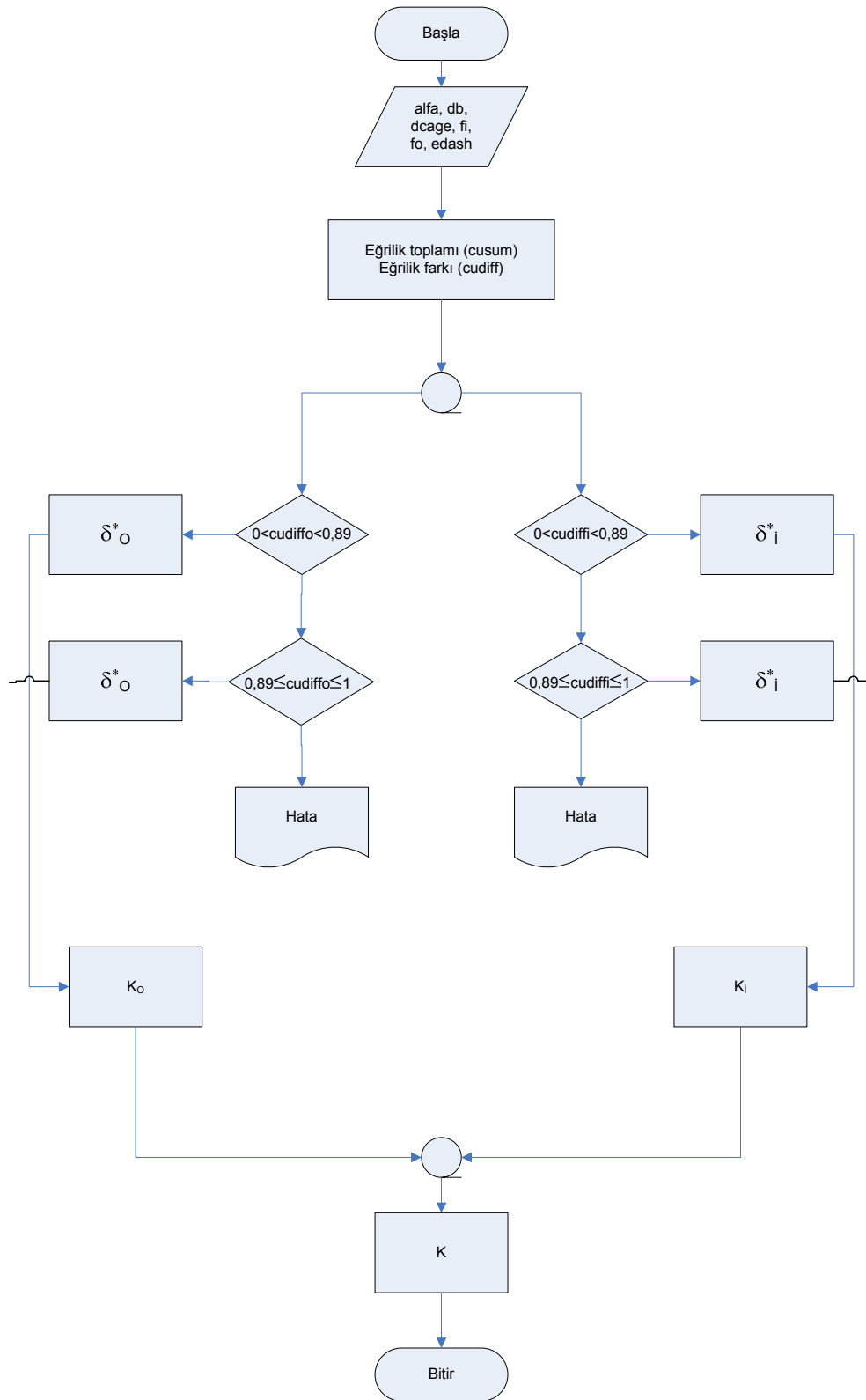
Şekil 1.2. Ön Hesaplamalar altprogramı.

EK-1 (Devam) Program akış diyagramları



Şekil 1.3. Fonksiyon altprogramı.

EK-1 (Devam) Program akış diyagramları



Şekil 1.4. Bilya elastikiyet altprogramı.

EK-2 İvmeölçer özellikleri

B&K 4384 Yük tipi ivmeölçer

Yük hassasiyeti: 1,019 pC/m² veya 10,00 pC/g

Frekans aralığı: 0,1-12,6 kHz

Bağlı rezonans frekansı: 42 kHz

En büyük şok ivmesi: 200 kms⁻¹

Yatay hassasiyet: <% 2,1

Çalışma Sıcaklığı: -74 ile 250 °C arası

Ağırlık: 11 gram

B&K 4370V Yük tipi ivmeölçer

Yük hassasiyeti: 9,95 pC/m² veya 97,6 pC/g

Frekans aralığı: 0,01-4,8 kHz

Bağlı rezonans frekansı: 16 kHz

En büyük şok ivmesi: 20 kms⁻¹

Yatay hassasiyet: <% 4

Çalışma Sıcaklığı: -74 ile 250 °C arası

Ağırlık: 54 gram

EK-3 Dalgacık dönüşümü

Bir dalgacık fonksiyonu aşağıdaki şekilde ifade edildiği gibi salınım yapan bir fonksiyondur:

$$\Psi_{a,b}(t) = a^{-1/2} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right), a > 0$$

Ana dalgacık olarak adlandırılan Ψ fonksiyonu “a” kaydırması ve “b” ilerlemesindeki $\Psi_{a,b}$ fonksiyonları ailesini oluşturur. Bu durumda $x(t)$ sinyalinin dalgacık dönüşümü

$$SDD(f)(a,b) = \frac{1}{|a|} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \Psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt$$

şeklinde ifade edilir.

Bu dönüşüm Sürekli Dalgacık Dönüşümü olarak adlandırılır, çünkü $x(t)$ sinyalinin sonsuz sayıda $\Psi_{a,b}$ dalgacığıyla sürekli dönüşümünü içermektedir. $a = 2^j$ ve $b = k2^j$ şeklinde yazılarak Ψ fonksiyonu $L^2(\mathbb{R})$ ortagonal tabanında $\Psi_{j,k}$ şeklinde ayırık dönüşüm haline çevrilebilir. Bu durumda sürekli $x(t)$ sinyalinin Ayırık Dalgacık Dönüşümü aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$ADD(f)(j,k) = \langle f, \Psi_{j,k} \rangle \Psi_{j,k} = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \Psi_{j,k}(t) dt \Psi_{j,k}$$

Burada $c_{j,k} = \langle f, \Psi_{j,k} \rangle$ dalgacık katsayılarıdır.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KARAÇAY, Tuncay
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 21.07.1977, Ankara
 Medeni Hali : Bekâr
 Telefon : 0 (312) 2317400
 Faks : 0 (312) 2319810
 e-posta : karacay@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birim	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Makina Müh. Böl.	2001
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makina Müh. Böl.	1999
Lise	Mersin Fen Lisesi	1994

İş Deneyimi

Yıl	Görev
2000-2006	Gazi Üniversitesi Araştırma Görevlisi
2001-2006	Jandarma Okullar Komutanlığı Öğretim Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. T. KARAÇAY, M. EROĞLU, "Taşıt Hareket Dirençlerinin İncelenmesi ve Net Çeki Kuvvetinin Hesaplanması", Teknoloji, Yıl 3, Sayı 2-3, 2000.
2. T. KARAÇAY, N. AKTÜRK, "Bir Römorkun Tasarımında Gelişigüzel Titreşimlerin Etkisi", Gazi Üniv. Müh. Mim. Der., Cilt 17, No:1, 11-31, 2002.

3. T. KARAÇAY, M. EROĞLU, N. AKTÜRK, "Gerçek Yol Girdisine Maruz İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Taşıt Modelinin Sürüş Karakteristiğinin İncelenmesi", Gazi Üniv. Müh. Mim. Der., Cilt 18, No:4, 1-14, 2003.
4. T. KARAÇAY, N. AKTÜRK, M. EROĞLU, "Non-Stationary Response of a Vehicle Obtained from a Series of Stationary Responses", KSME International Journal, Vol. 18, No.9, 1565-1571, Eylül 2004.
5. T. KARAÇAY, N. AKTÜRK, "Rulmanlarla Yataklanmış Rotorun Bilya Geçiş Frekansının İncelenmesi", 12. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu UMTS2005, 9-11 Haziran 2005, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, Türkiye.
6. C. ÇOĞUN, B. ÖZERKAN ve T. KARAÇAY "An Experimental Investigation on Effect of Powder Mixed Dielectric on Machining Performance in Electric Discharge Machining (EDM)", Proc. ImechE-Part B Engineering Manufacture (baskıda).
7. T. KARAÇAY, N. AKTÜRK, "Vibrations of a Grinding Spindle Supported by Angular Contact Ball Bearings", Mechanical System and Signal Processing (gönderildi)