

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

127394

RULMANLARLA YATAKLANMIŞ DİNAMİK SİSTEMLERİN
TİTREŞİM ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ BAKIMI

İC. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
BAKIRNARZARIN MERKEZİ

127384


SADETTİN ORHAN

HAZİRAN 2002


Fen Bilimleri Enstitü Müdürünün onayı



Prof. Dr. Yakup ARICA
Müdür

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


Prof. Dr. Veli ÇELİK
Anabilim Dalı Başkanı

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


Doç. Dr. Nizami AKTÜRK
Ortak Danışman


Prof. Dr. Veli ÇELİK
Danışman

Jüri Üyeleri



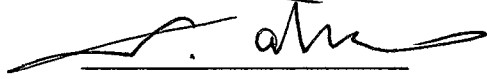
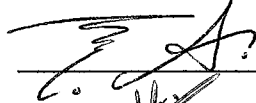
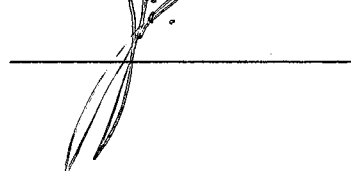
Doç. Dr. Ulvi ŞEKER

Prof. Dr. Veli ÇELİK

Doç. Dr. Nizami AKTÜRK

Doç. Dr. Ersan ASLAN

Yrd. Doç. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU

ÖZET

RULMANLARLA YATAKLANMIŞ DİNAMİK SİSTEMLERİN TİTREŞİM ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ BAKIMI

ORHAN, Sadettin

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Ana Bilim Dalı, Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Veli ÇELİK

Yrd. Danışman: Doç. Dr. Nizami AKTÜRK

Haziran 2002, 161 sayfa

Rulmanların çalışma ömrü, makinenin ömrünü, yapılan işin hassasiyetini, üretim zaman kaybını ve bakım masraflarını doğrudan etkilediği için önemli bir parametredir. Rulman arızalarına ek olarak makinenin kendi yapısından kaynaklanan dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik, v.b. arızalar da makineyi bozulmaya götüren diğer problemlerin kaynağıdır. Bu arızaları önlemenin en iyi yolu, başlangıç aşamasında iken henüz tehlikeli bir duruma erişmeden ve makinenin çalışmasını kesintiye uğratmadan arızayı belirlemektir. Titreşim analizi ile kestirimci bakım günümüzde mevcut olan metotların en iyisidir.

Bu çalışmada rulmanlarla yataklanmış dönen makine elemanlarında titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla fan

ve pompalardan oluşan makine grubunda periyodik titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiş, elde edilen titreşim verileri "frekans analizi" metodu ile değerlendirilerek, makinelerde bir çok çalışma saati sonrasında oluşan dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik ve rulman hasarları ilk oluşma anlarında belirlenmeye çalışılmıştır. Henüz oluşmadan önce, muhtemel arızaların, "kestirimci bakım" ile tespit edilebildiği görülmüştür. Aynı zamanda elde edilen saha ölçüm sonuçlarının diğer araştırmacılar tarafından verilen teori ile iyi bir uyum içinde olduğu da tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kestirimci Bakım, Titreşim Analizi, Rulman, Arıza Teşhisi.



ABSTRACT

VIBRATION BASED PREDICTIVE MAINTENANCE OF DYNAMICAL SYSTEMS SUPPORTED BY ROLLING ELEMENT BEARINGS

ORHAN, Sadettin

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, Ph. D. Thesis

Supervisor : Prof. Dr. Veli Çelik

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

June 2002, 161 pages

The working life of rolling element bearings is an important parameter. It directly affects the machinery life, precision of work, production time loss and maintenance costs. In addition to malfunctions of rolling element bearings the problems caused by machinery's own structures such as imbalance, misalignment, looseness, etc. are the other sources of problems which may lead the machinery to break down. The best way to prevent these problems is to determine these problems at their early stages, without stopping operations of machinery. Vibration based predictive maintenance is one of the best methods that are available today.

In this study, predictive maintenance is performed by using vibration analysis at machines supported by rolling element bearings. For this purpose, vibration

measurements are taken from machinery groups, composed of many fans and pumps. Then these vibration data are evaluated by frequency analysis and problems which has developed in machines after many hours of work, such as imbalance, misalignment and damages in rolling element bearings, can be determined at their initial occurring periods. It is observed that the possible failures, high risk factor for machine can be determined by “predictive maintenance” before it occurs. It is also found out that obtained field measurement results are in good agreement with the theory given by other researchers.

Key Words: Predictive Maintenance, Vibration Analysis, Rolling Element Bearing, Fault Diagnosis.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı yapmamda bilgi, tecrübe ve yönlendirmeleri ile daima desteklerini gördüğüm danışman hocalarım Prof. Dr. Veli ÇELİK ve Doç. Dr. Nizami AKTÜRK'e teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Tezin yazımında gerekli kontrolleri yapıp düzeltme ve önerileri ile çok yardımını gördüğüm Dr. Erol ARCAKLIOĞLU'na ayrıca teşekkür ederim.

Her türlü destek ve yardımlarını gördüğüm bölümümüz öğretim elemanlarına ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma da teşekkür ederim.

İş birliği gerektiren, her aşamasında karşılıklı fikir alışverişi olan bu kapsamlı çalışmayı ülkemizin güzide tesislerinden olan Tüpraş Kırıkkale Rafinerisi'nde yapmama imkan sağlayan, rafinerinin değerli yöneticilerine, sürekli iyi niyet ve desteklerini gördüğüm Teknik Kontrol, Bakım Müdürlüğü, Proje, TTP ve Güvenlik birimlerinde çalışan tüm personele, ayrıca teşekkür ederim.

Ölçüm cihazı ile ilgili her türlü problemde daima yardımlarını esirgemeyen, Topaz Makina'nın sahibi R. Kubilay Köse'ye de teşekkür ederim.

Başta annem, babam, amcam, kardeşlerim olmak üzere ilkokuldan bugünlere kadar süren eğitimimde her türlü fedakarlık, katkı ve emeği esirgemeyen herkese, tüm öğretmen ve hocalarıma ayrı ayrı teşekkür ederim.

Bu çalışmayı yürütürken bana en fazla destek ve motivasyonu sağlayan, yoğun çalışma tempoma sabredip onlara yeterli zamanı ayıramadığım için anlayışla karşılayan, eşim ve kızıma da teşekkürü bir borç bilirim.

SİMGELER DİZİNİ

C_{xx}	Kepstrum
f	Frekans
Hz	Herzt
N_b	Yuvarlanma elemanı sayısı
Rpm	Dakikadaki mil dönme hızı
T	Periyot
ω_c	Kafes frekansı
ω_b	Bilye geçiş frekansı
ω_{bp}	Dış bilezik bilye geçiş frekansı
ω_{bpi}	İç bilezik bilye geçiş frekansı
$1x$	Mil dönme hızının bir katı

KISALTMALAR

Cos	Kosinüs
d / d	devir / dakika
FFT	Hızlı Fourier dönüşümü
Max	Maksimum
Min	Minimum
RMS	Sinyalin karelerinin
ortalamasının karekökü (Root Mean Square)	
Sin	Sinüs

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL

1.1. Rulman yapısı.....	22
1.2. Makaraların orta yüzeyinde elektrik hasarı başlangıcı.....	26
1.3. Aşırı ısınma hasarı.....	27
1.4. İç bilezikte gerçek karıncalanma.....	28
1.5. Makaralarda yağlamadan kaynaklanan hasarlar.....	29
1.6. Rulman eksen kaçıklığı hasarı.....	30
1.7. Aşırı yüklemekten kaynaklanan iç bilezik hasarı.....	31
1.8. Yapay karıncalanma ve izleri.....	32
1.9. Normal yorulma hasarı.....	32
1.10. Kirlenme hasarı.....	33
1.11. Harmonik titreşim.....	35
1.12. Tipik yan bant oluşumu.....	42
1.13.a. Dengesizlik dalga form grafiği.....	48
1.13.b. Dengesizlik spektrum grafiği.....	48
1.14.a. Mekanik gevşeklik dalga form grafiği.....	52
1.14.b. Mekanik gevşeklik spektrum grafiği.....	52
1.15. Eksen kaçıklığı çeşitleri.....	53
1.16.a. Eksen kaçıklığı dalga form grafiği.....	55
1.16.b. Eksen kaçıklığı spektrum grafiği.....	55
1.17. Hasarlı rulmanın oluşturduğu tipik sinyal.....	57
1.18. Rulman geometrisi.....	59

1.19. Sinyal zarf işlemleri.....	74
2.1. K2253A Fanı.....	81
2.2. K2253A Fan motoru rulmanları.....	81
2.3. K2251C Fanı.....	82
2.4. K2251C Fan motoru rulmanları.....	83
2.5. G2203B ve G2203C pompaları kesit görünüşü.....	84
2.6. Veri toplama cihazı.....	86
2.7. Titreşim ölçüm yönleri.....	87
2.8. MT 3.50 Programı ana menüsü.....	89
2.9. Kütük yönetim fonksiyonları.....	90
2.10. Kütük Ekle/Düzeltil seçimi.....	91
2.11. Makine tanımlanması.....	92
2.12. Ölçüm nokta bilgisi.....	93
2.13. Analiz parametre set bilgisi.....	93
2.14. Titreşim parametre seti.....	94
2.15. Frekans bantları.....	95
2.16. Titreşim alarm limit seti.....	96
2.17. Dalga form grafiği.....	98
2.18. Spektrum grafiği.....	98
2.19. Çoklu dalga form grafiği.....	99
2.20. Çoklu spektrum grafiği.....	99
2.21. Fark spektrumu.....	100
2.22. Genel değer eğilimi.....	100
2.23. 2xRpm Parametre eğilimi.....	101
2.24. Çoklu parametre eğilimi.....	101

3.1. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği.....	103
3.2. K2253A Fanı iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği.....	104
3.3. K2253A Fanı iç yatak M1H noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği.....	104
3.4. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm dalga form grafiği.....	105
3.5. K2253A Fanı iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm dalga form grafiği.....	105
3.6. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim eğilimi.....	110
3.7. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası fark spektrumu.....	110
3.8. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği.....	111
3.9. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim referans ölçüm dalga form grafiği.....	112
3.10.a. K2251C Fanı dış yatak rulmanı dış bilezik hasarı titreşim dalga form grafiği.....	115
3.10.b. K2251C Fanı dış yatak rulmanı dış bilezik hasarı titreşim spektrum grafiği.....	115
3.11.a. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim spektrum değişimi.....	116
3.11.b. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim eğilimi.....	116
3.12. 2212A Pompası iç yatak aksenal titreşim referans ölçüm spektrum grafiği..	118
3.13. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim referans ölçüm spektrum grafiği.....	119

3.14. 2212A Pompası iç yatak dikey titreşim referans ölçüm spektrum grafiği.....	120
3.15. 2212A Pompası iç yatak eksenel titreşim eğilimi.....	120
3.16. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim eğilimi.....	121
3.17. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim spektrum grafiği.....	121
3.18. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim dalga formu.....	122
3.19. 2212A Pompası iç yatak rulmanı dış bileziğinde korozyon başlangıcı.....	123
3.20. 2212A Pompası iç yatak P1A noktası tamir sonrası titreşim dalga formu.....	124
3.21. 2212A Pompası iç yatak P1A noktası tamir sonrası titreşim spektrumu.....	124
3.22. 2212A Pompası iç yatak P1A noktası titreşim fark spektrumu.....	125
3.23. 2212A Pompası iç yatak eksenel ölçüm çoklu spektrum grafiği.....	125
3.24. G2201D Pompası dış yatak referans titreşim yatay ölçüm dalga form grafiği.....	126
3.25. G2201D Pompası dış yatak referans titreşim yatay ölçüm spektrum grafiği.....	127
3.26. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim dalga form grafiği.....	128
3.27. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim spektrum grafiği.....	129
3.28. G2201 D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim çoklu dalga form grafiği..	129
3.29. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşimçoklu spektrum grafiği.....	130
3.30. G2201D Pompası pompa dış yatak yatay ölçüm titreşim eğilimi.....	131
3.31.a. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim eksenel ölçüm dalga form grafiği.....	133

3.31.b. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim eksenel ölçüm spektrum grafiği.....	133
3.32.a. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim dikey ölçüm dalga form grafiği.....	134
3.32.b. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim dikey ölçüm spektrum grafiği.....	134
3.33. G2203C Pompası motor iç yatak dikey ölçüm çoklu spektrum grafiği.....	135
3.34.a. G2203C Pompası motor iç yatak eksenel ölçüm çoklu dalga form grafiği.	136
3.34.b. G2203C Pompası motor iç yatak eksenel ölçüm çoklu spektrum grafiği...	136
3.35. G2203C Pompası motor iç yatak eksenel ölçüm titreşim eğilimi.....	137
3.36. G2203C Pompası iç yatak yatay ölçüm çoklu dalga form grafiği.....	138
3.37. G2203C Pompası iç yatak yatay ölçüm çoklu spektrum grafiği.....	138
3.38. G2203C Pompası iç yatak yatay ölçüm titreşim eğilimi.....	139
3.39.a. G2203B Pompası pompa iç yatak referans titreşim dikey ölçüm dalga form grafiği.....	140
3.39.b. G2203B Pompası pompa iç yatak referans titreşim dikey ölçüm spektrum grafiği.....	141
3.40. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm 1000-2000 Hz spektrum grafiği.....	141
3.41. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm çoklu dalga form grafiği.....	142
3.42. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm çoklu spektrum grafiği.....	143
3.43. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm 1000-2000Hz çoklu spektrum grafiği.....	143
3.44. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm titreşim genel eğilimi.....	144

ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE

1.1. Arızalar ve oluşturdıkları belirgin titreşim frekansları.....	56
1.2. Rulman hasarları ve oluşturdıkları titreşim frekansları.....	63
2.1. K2253A Fanı teknik özellikleri.....	81
2.2. K2251C Fanı teknik özellikleri.....	82
2.3. G2203B, G2203C Pompaları teknik özellikleri.....	83
2.4. 2212A Pompası teknik özellikleri.....	85
2.5. G2201D Pompası teknik özellikleri.....	85
3.1. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri.....	106
3.2. K2253A Fanı iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri.....	107
3.3. K2253A Fanı iç yatak M1H noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri.....	108
3.4. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası frekans analizi.....	113
3.5. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası hasarlı rulman titreşim frekansları.....	117
3.6. G2203C Pompası motor yatakları titreşim referans ölçüm genlik değerleri.....	132
3.7. G2203C Pompası pompa yatakları titreşim referans ölçüm genlik değerleri.....	137
3.8. G2203B Pompası iç yatak P1V noktası rulman titreşim frekansları.....	142

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
İÇİNDEKİLER.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Önceki Çalışmalar.....	5
1.2. Kestirimci Bakım.....	16
1.2.1. Tespit.....	17
1.2.2. Analiz ve Teşhis.....	18
1.2.3. Düzeltme.....	19
1.3. Rulmanlar.....	21
1.3.1. Rulmanların Tarihçesi.....	21
1.3.2. Rulman Elemanları.....	22
1.3.2.1. İç Bilezik.....	22
1.3.2.2. Dış Bilezik.....	23
1.3.2.3. Yuvarlanma Elemanları.....	23
1.3.2.4. Kafes.....	23
1.3.2.5. Kapaklar.....	23
1.3.3. Rulman Hasarları.....	24

1.3.3.1. Rulman Hasarlarının Oluşma Aşamaları.....	24
1.3.3.2. Rulman Hasarlarının Sebepleri ve Çeşitleri.....	25
1.3.3.2.1. Gevşeklik Hasarları.....	26
1.3.3.2.2. Elektriksel Oluk Hasarı.....	26
1.3.3.2.3. Aşırı Isınma Hasarı.....	27
1.3.3.2.4. Gerçek Karıncalanma.....	27
1.3.3.2.5. Yağlama Hasarları.....	28
1.3.3.2.6. Ters Yükleme Hasarları.....	29
1.3.3.2.7. Eksen Kaçıklığı Hasarları.....	29
1.3.3.2.8. Ön Yükleme Hasarı.....	30
1.3.3.2.9. Aşırı Yük Hasarı.....	31
1.3.3.2.10. Yapay Karıncalanma.....	31
1.3.3.2.11. Normal Yorulma Hasarı.....	32
1.3.3.2.12. Kirlenme Hasarı.....	33
1.3.3.2.13. Montaj Hatası.....	33
1.3.3.2.14. Korozyon Hasarı.....	34
1.4. Titreşim ve Parametreleri.....	35
1.4.1. Periyot.....	36
1.4.2. Frekans.....	36
1.4.3. Açısal Frekans.....	36
1.4.4. Faz.....	37
1.4.5. Genlik.....	37
1.4.5.1. Tepe Değer.....	37
1.4.5.2. Tepeler Arası Değer.....	38
1.4.5.3. RMS.....	38

1.4.5.4. Ortalama.....	38
1.4.5.5. Yer Değiştirme.....	38
1.4.5.6. Hız.....	38
1.4.5.7. İvme.....	39
1.4.6. Harmonik.....	40
1.4.7. Yan Bant.....	40
1.5. Arızalar ve Titreşim İlişkisi.....	43
1.5.1. Titreşim Frekans Bölgeleri.....	43
1.5.1.1. Rotor Titreşim Bölgesi.....	44
1.5.1.2. Eleman Geçiş Frekans Bölgesi.....	44
1.5.1.3. Yüksek Frekans Bölgesi.....	45
1.5.2. Arızalar ve Oluşturdukları Titreşim Frekansları.....	46
1.5.2.1. Dengesizlik.....	46
1.5.2.1.1. Tek Düzlem Dengesizliği.....	47
1.5.2.1.2. Çok Düzlem Dengesizliği.....	49
1.5.2.1.3. Dengesizliğin Nedenleri.....	49
1.5.2.2. Mekanik Gevşeklik.....	50
1.5.2.2.1. Düşey Gevşeklik.....	50
1.5.2.2.2. Yatay Gevşeklik.....	51
1.5.2.3. Eksen Kaçıklığı.....	53
1.5.2.4. Rulman Hasarları.....	57
1.5.2.4.1. Rulman Hasar Frekansları.....	59
1.5.2.4.1.1. Kafes Frekansı.....	59
1.5.2.4.1.2. Bilye Dönme Frekansı.....	60
1.5.2.4.1.3. Dış Bilezik Bilye Geçiş Frekansı.....	60

1.5.2.4.1.4. İç Bilezik Bilye Geçiş Frekansı.....	60
1.5.2.4.1.5. Rulman Hasar Oluşumunun Titreşim Spektrumundaki Belirtileri.	64
1.6. Makinelerin Durumlarını İzleme Teknikleri.....	65
1.6.1. Zaman Tanım Teknikleri.....	67
1.6.1.1. Seviye Belirleme Teknikleri.....	67
1.6.1.1.1. Tepe Seviye Ölçümü.....	67
1.6.1.1.2. RMS ve Krest Faktörü.....	67
1.6.1.1.3. Kurtosis.....	69
1.6.1.2. Dalga Form Tanıma Teknikleri.....	70
1.6.2. Frekans Tanım Teknikleri.....	72
1.6.2.1. Frekans(Spektral) Analizi.....	72
1.6.2.2. Zarf Analizi.....	73
1.6.2.3. Spektral Gösterim.....	75
1.6.2.4. Kepstrum Analizi.....	75
1.6.3. Akustik İzleme Metotları.....	76
1.6.4. Zaman-Frekans Tanım Bölgesi Teknikleri.....	76
1.6.5. Ticari Programlar.....	77
1.6.5.1. CSI Peakvue.....	77
1.6.5.2. Vibrotek DREAM.....	77
1.6.5.3. SKF CMVA ULS.....	77
1.6.5.4. SKF SEE.....	77
1.6.5.5 Bently Nevada REBAM.....	78
1.6.5.6. Entek EMONITOR Odyssey.....	78
1.7. Çalışmanın Amacı.....	78

2. MATERYAL VE METOT.....	80
2.1. Uygulama Çalışmaları.....	80
2.1.1. Makineler.....	80
2.1.1.1. K2253A Baca Gazı Fanı.....	80
2.1.1.2. K2251C Temiz Hava Fanı.....	82
2.1.1.3. G2203B ve G2203C Pompaları.....	83
2.1.1.4. 2212A Pompası.....	84
2.1.1.5. G2201D Pompası.....	85
2.1.2. Veri Toplama Cihazları ve Veri Toplama.....	85
2.1.3. Kestirimci Bakım Programı.....	89
2.1.3.1. Tur Yapımı.....	90
2.1.3.1.1. Kütük Üretimi.....	90
2.1.3.1.2. Bölüm ve Makina Bilgisi.....	92
2.1.3.1.3. Ölçüm Noktası Bilgisi.....	92
2.1.3.1.4. Analiz Parametre Set Bilgisi.....	93
2.1.3.1.4.1. Titreşim Analiz Parametre Seti.....	94
2.1.3.1.4.2. Frekans Bantları.....	95
2.1.3.1.5. Alarm Limit Seti.....	95
2.1.3.1.6. Arıza Frekans Seti.....	96
2.1.3.2. Ölçümlerin Değerlendirilmesi.....	97
3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	102
3.1. Rulman Hasarları.....	102
3.1.1. K2253A Fanı Motor İç Yatak Rulmanı (SKF NU224) Dış Bilezik Hasarı.....	102

3.1.2. K2251C Fanı Motor Dış Yatak Rulmanı (SKF 6222) Dış Bilezik Hasarı.....	111
3.1.3. 2212A Pompası İç Yatak Rulmanı Gevşeklik Hasarı.....	118
3.1.4. G2201D Pompası Pompa Dış Yatak Rulmanı Gevşeklik Arızası.....	126
3.2. Eksen Kaçıklığı ve Dengesizlik Arızaları.....	132
3.2.1. G2203C Pompası Eksen Kaçıklığı Arızası.....	132
3.2.2. G2203C Pompası İç Yatak Eksen Kaçıklığı.....	137
3.2.3. G2203B Pompası Dengesizlik-Eksen Kaçıklığı Arızası.....	139
4. SONUÇLAR.....	145
KAYNAKLAR.....	150
Ek-1.....	162
Ek-2.....	166
Ek-3.....	168

1. GİRİŞ

Titreşim, en genel haliyle bir cismin denge konumu etrafında yaptığı salınım hareketi olarak tarif edilir. Titreşim genellikle istenmeyen bir durumdur. Çünkü makinenin görevini zorlaştıracak, hattâ bazı durumlarda rezonans oluşturarak makinenin tahrip olmasına sebep olacaktır. Makineler tasarlanırken, titreşime sebep olabilecek iç ve dış kuvvetlerin mümkün olduğu kadar küçük olması istenir. Bu kuvvetler metal yorulmasına, çalışan parçalar arasındaki boşluğun artmasına, aşınmalara, çatlaklar oluşmasına, dönen elemanlarda dengesizliğe, yataklarda bozulmalara v.s. sebep olurlar. Diğer taraftan tüm bu bozulmalar titreşimi oluşturan veya şiddetini artıran unsurlardır.

Titreşim ile ilgili çalışmalar milattan önce 5.yüz yılda başlamıştır⁽¹⁾. İlk zamanlarda müzik aletleri ve ses titreşimleri üzerine çalışmalar başlamış, daha sonraları sarkaç ile ilgili çalışmalar bunu takip etmiştir. Bu çalışmalarda sarkaç bir zaman göstergesi olacak şekilde kullanılmıştır.

Deneysel titreşim ölçümleri Pisagor zamanında başlamıştır. Pisagor, çekiçler, teller, borular, levhalar ile deneyler yapmıştır. İlk titreşim araştırma laboratuvarı bu dönemde kurulmuştur. Tabii frekans ile ilgili kural da Pisagor tarafından ifade edilmiştir.

Günümüzde ise bu alanda çok büyük gelişmeler kaydedilmiştir⁽²⁾. Özellikle elektronik ve bilgisayar bilimlerinin ilerlemesi ile titreşim ölçümü ve analizi hassas olarak yapılabilmektedir. Titreşim ölçümü ve analizi çok değişik amaçlar için yapılmaktadır. Tabii frekansın tespiti, ürün kalite kontrolü, gürültü ölçümü,

yapılardaki ve malzemelerdeki hasarların belirlenmesi, makine durumunun izlenmesi bunlardan bazılarıdır.

Her makine elemanının titreşimi kendine özeldir. Bu prensipten yola çıkılarak titreşim analizi makinelerin durumu hakkında bilgi edinmede etkili bir şekilde kullanılmaktadır. Özellikle 1970'li yıllardan sonra bu alanda büyük gelişmeler kaydedilmiştir. Sanayide (özellikle petrol, kimya ve çimento) yaygın olarak kullanılan dönen elemanlarda (rulmanlar, pompalar, dişliler, fanlar, kompresörler, türbinler, v.s.) oluşan arızaların belirlenmesinde titreşim analizi verimli bir şekilde uygulanmaktadır. Makinelerde yataklara temas sağlayıcı elemanlar dokundurup, makinede olanları, çıkan sesi kulakla dinleme yoluyla öğrenme işi eskiden beri bakım personeli tarafından kullanılmaktadır. Daha sonraları bu işi geliştiren bazı ustaların makineyi steroskop ile dinledikleri de bilinmektedir. Yani zamanın şartlarına göre titreşim bilgisinden makine durumu hakkında bilgi edinmede yararlanılmıştır.

Döner elemanlar makinelerin önemli parçalarındandır. Bu elemanların kendilerine özel titreşim hareketlerinin (hangi frekansta, ne gibi bir arıza oluşacağı) bilinmesi sebebiyle, alınan titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesi ile, oluşmakta olan arızalar başlangıç aşamasında iken tespit edilebilmektedir.

Titreşim analizi ile arıza tespitinin fabrikalarda kullanılması, bakım faaliyetlerinin daha verimli ve planlı olarak uygulanmasını sağlamıştır. Çünkü fabrikalarda bakım masrafları işletmeler için büyük yük getirmektedir. Belirli endüstri kollarına bağlı olarak, bakım masrafları üretilen malın masrafının %15'i ile %40'ı arasında olabilmektedir⁽³⁾. Örneğin gıda endüstrisinde ortalama bakım masrafları üretilen

malın masrafının %15'ine karşılık gelmektedir. Bu, demir-çelik, kâğıt ve diğer ağır endüstri kollarında %40'a kadar varmaktadır. Amerika'da bu, yılda 200 milyar dolardan daha fazla bir rakama karşılık gelmektedir⁽³⁾.

Bakım yönetiminin verimliliği üzerine yapılan son araştırmalar, bakım masraflarının 1/3'ünün gereksizce yapılan veya zamanında yapılmayan bakımlar sonucu israf edildiğini göstermiştir^(3,4). Bundan daha önemlisi, uluslararası pazarlarda rekabet edebilecek kaliteli malları üretme gücünü azaltmasıdır. Çünkü yeterli olmayan veya kullanışsız bir bakım yönetiminin uygulandığı yerde, üretimde zaman kaybı ve ürün kalitesinde düşme olacaktır.

Genel olarak üç çeşit bakım yönetimi vardır:

- Bozulunca bakım
- Koruyucu bakım
- Duruma göre bakım

Bozulunca bakım: Makineye bozuluncaya kadar dokunulmaz (yani bozulmasına müsaade edilir), bozulan eleman yenisi ile değiştirilir. Bu bakım tekniği, yerine takılacak olan eleman pahalı değilse ve bozulma başka arızalara sebep olmayacaksa uygulanabilir.

Koruyucu Bakım: Bakım sabit aralıklarla yapılır. Örneğin her 3000 çalışma saati veya yılda bir defa gibi. Bakım aralıkları genellikle geçmiş tecrübelerden istatistiksel olarak belirlenir. Bu metot beklenmedik arızaların sayısını azaltmasına rağmen ekonomik değildir. Çünkü arıza meydana gelmeden önlem amacıyla parçalar ömrünü tamamlamadan değiştirilmekte bu ise gereksiz israfa yol açmaktadır⁽⁵⁾.

Duruma göre bakım: Diğer iki teknikten farkı, bakımın makinenin durumu gerektirdiğinde yapılmasıdır. Periyodik olarak titreşim ölçümleri yapılır, bu ölçümlerden makinenin durumu belirlenir. Bakım gerektiren bir durumla karşılaşıldığında makine bakıma alınır, oluşan arıza giderilir. Aynı zamanda yapılan ölçümlerden makinenin durumunun kabul edilebilir çalışma sınırlarını ne zaman aşacağı tahmin edilmesine çalışılır. Bu yüzden kestirimci bakım olarak da adlandırılmaktadır.

Kestirimci bakım; termografi, yağ analizi ve triboloji, ultrasonik, kontrol, motor akımı izleme ve titreşim analizinden oluşur⁽³⁾. Bu teknolojilerin her hangi birinin uygulanması ile kestirimci bakım programı gerçekleştirilebilir. Makinelerdeki arızaları belirlemede en etkili olanı titreşim analizidir⁽⁶⁾. Diğer analizler buna ek olarak yapılabilir. 1980'li yıllardan sonra uygulaması iyice yaygınlaşan titreşim analizi ile kestirimci bakım, çok etkili bir yöntemdir. Bu yöntemde programa alınan makinelerin titreşimleri periyodik (periyotlar makinenin kritikliğine göre seçilir) olarak ölçülür, analiz edilir. Geçmiş veriler de kullanılarak titreşimdeki değişimler izlenir. Arızadan dolayı oluşan bir titreşim varsa titreşim trendi artma gösterecektir. Bu esnada, durum ciddi ise ve planlı duruşa kadar beklenemeyecek ise, makine hemen bakıma alınır, gerekli tamir yapılır veya parça değiştirilir. Kestirimci bakım bölüm 1.2. de detaylı olarak anlatılmıştır.

Konunun doğrudan sanayiye uygulanabilir olması, teknolojiye paralel olarak sürekli gelişme göstermesi bu konuda yapılan bir çok çalışmanın nedeni olmuştur.

1.1. Önceki Çalışmalar

Rulmanlar makinelerde çok yaygın olarak kullanılmakta ve önemli görevler üstlenmektedir. Makinenin sağlıklı bir şekilde çalışması, rulmanların problemsiz olması ile doğrudan ilişkilidir. Bu yüzden rulmanlarda titreşim analizi ile hasar teşhisi çok incelenen bir konu olmuştur. Bir çok araştırmacı yıllardan beri bu konuyu değişik açılardan ele almışlardır. Bu alanda yapılan çalışmalar değişik sınıflarda ele alınabilir. Rulman dinamiğinin ve titreşimlerinin modellenmesi, sinyal analiz tekniklerinin kullanımı, verilerin değişik metotlarla değerlendirilmesi bu konudaki çalışmaların içeriğini oluşturmaktadır. Rulman titreşimleri üzerine yapılan önemli çalışmalar 1950'lerden başlayarak devam etmiştir.

İlk çalışmalar, rulmanların titreşim özelliklerinin ortaya çıkarılması açısından büyük önem taşımaktadır. Rulman titreşiminin en önemli frekansı olan Bilye Geçiş Frekansı (ω_{bp}) teorik olarak ilk kez H. Perret⁽⁷⁾ tarafından ispatlanmıştır. Sağlam bir rulmanın da titreşimler oluşturabileceği Gustafson, v.d.⁽⁸⁾ tarafından ortaya çıkarılmıştır. Onlar bu durumun bilye geçiş frekansının etkisinden ve değişken bilye yüklerinden dolayı dış bileziğin eğilmesinden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

P.K.Gupta ve vd.⁽⁹⁾ açısal temaslı, eksenel yüklü bilyeli bir rulmanda, genel hareketin tabii yüksek frekans titreşim özelliklerini belirlemek için, başlangıç şartlarını dikkate alarak, bilye kütle merkezi hareketinin diferansiyel denklemlerini integrasyon yoluyla türetmişlerdir.

model oluşturmuşlar, deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile hesapla bulunan sonuçların uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir.

P.D. McFadden ve J. D. Smith⁽¹¹⁾, rulmanlardaki arızaları belirlemede etkin bir metot olan yüksek frekans rezonans tekniğini ele alan çalışmaları özetlemişler, çalışmaların benzer ve farklı yanlarını karşılaştırmışlar, tekniğin üstün ve zayıf taraflarını irdelemişlerdir.

P. D. McFadden ve J. D. Smith⁽¹²⁾ sabit yük etkisindeki bir rulmanın iç bileziğindeki çoklu hasarın oluşturduğu titreşimi ifade etmek için bir matematiksel model oluşturmuşlar, deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile hesapla bulunan sonuçların uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir.

R.H. Bannister⁽¹³⁾ rulmanların durumunu belirlemek için kullanılan tekniklerin detaylı bir özetini sunmuştur. Her bir metodun üstün ve zayıf taraflarını da belirtmiştir.

R. J. Alfredson vd.⁽¹⁴⁾ rulmanlardaki hasarları belirlemek için bir rulman test düzeneği oluşturmuşlar, ölçülen titreşim sinyallerini “zaman ortamı” metotlarını kullanarak değerlendirmişlerdir. Testler sonucunda zaman ortamı parametrelerinin karşılaşılan hasarın tipine bağlı olarak bazı değerler gösterdiğini, rulman hasarlarını belirlemek için bir kaç metodun birlikte uygulanması gerektiğini belirtmişlerdir.

R. J. Alfredson vd.⁽¹⁵⁾ rulmanlardaki hasarları belirlemek için bir rulman test düzeneği ile titreşim sinyallerini ölçmüşler, “frekans ortamı” metotlarını kullanarak sonuçları değerlendirmişler ve RMS yaklaşımının bir çok hasarı belirlemede iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. Buna göre titreşim seviyesindeki 10 dB’lik bir artışın rulmanda bir hasarın başlamakta olduğunu , 20 dB’lik bir artışın ise rulmanda hasarın önemli seviyede olduğunun bir belirtisi olduğunu tespit etmişlerdir.

H. T. Belek ve S. Güvenç⁽¹⁶⁾ kestirimci bakım tekniğini tanıtmışlardır. Bu amaçla ilk önce koruyucu bakım ile kestirimci bakım arasındaki farkları ortaya koymuşlar, daha sonra kestirimci bakımı gerçekleştirmede kullanılan titreşim kontrol çeşitlerini ve bunların nasıl uygulanacağını ele almışlar, makinelerde ortaya çıkan arızaların oluşturdukları frekans ifadelerini de vermişlerdir.

H. T. Belek ve S. Güvenç⁽¹⁷⁾ Kestirimci bakım tekniğinde çok önemli olan titreşim ölçüm parametrelerini ve titreşim ölçümü için kullanılan hız ve ivme algılayıcılarının yapılarını, çalışma prensiplerini anlatmışlardır. Ayrıca titreşim sinyallerini değerlendirmeye yarayan sistemlerin işleyişini ve makine sınıflarına göre titreşim uyarı düzeyini de vermişlerdir. Pratik örneklerle kestirimci bakım tekniğinin yararlarını da ayrıca vurgulamışlardır.

H. Karadoğan ve T. Belek⁽¹⁸⁾ Endüstriyel fanlarda kestirimci bakım uygulamasını hedeflemişlerdir. Bu amaçla laboratuarda oluşturulan bir fanda kontrollü olarak gevşeklik, dengesizlik ve eksen kaçıklığı oluşturulmuş, bu durumların titreşim spektrumundaki belirtilerini gözlemlemişlerdir. Benzer şekilde rulmanı, önce yağına talaş karıştırarak hızlı yormuşlar daha sonra da rulmanı taşıyarak hasar oluşturmuşlar fakat arızayı gösteren titreşim sinyallerini elde edememişlerdir. Ayrıca bir endüstriyel fanda periyodik titreşim ölçümleri yaparak kestirimci bakım metodunu uygulamışlardır. Çalışma süresince kaplinde eksen kaçıklığı ve fanda dengesizlik problemleri tespit etmişlerdir. Arızalı durum ve bakım sonrası durumun titreşim eğilimlerini de vererek metodun üstünlüğünü vurgulamışlardır.

M. C. Karakurt⁽¹⁹⁾ motor gücünü kayış mekanizması ile mile aktaran bir sistem ile serbestçe dönen milden oluşan bir deney düzeneği imal etmiştir. Bu deney

düzenliğini kullanarak rulmanlı yatakların titreşim sinyallerini rulmanların yeni ve hasarlı durumları için kaydetmiş ve çözümlenmiştir. Test verilerini işlemek için bir program yazmıştır.

R.G. Harker ve J. L. Sandy⁽²⁰⁾ rulmanlarda oluşan hasar titreşim sinyallerinin frekans ortamındaki oluşma aşamalarını, hasarların sebeplerini, hasarları belirlemek için kullanılan titreşim ölçüm tekniklerini ve sensörlerini detaylı olarak anlatmışlar, tekniklerin değişik rulman arızalarına uygulanışını da örneklerle göstermişlerdir.

A. Daadbin ve J. C. H. Wong⁽²¹⁾ değişik titreşim izleme tekniklerini, hasarlı ve hasarsız rulmanların durumlarını değerlendirmede kullanmışlardır. Bunun için bir rulman test düzeneği kullanmışlar, ölçümleri okuyup hataları değerlendiren, kullanıcı etkileşimli bir program da oluşturmuşlardır. Rulman hasarını belirlemede “kurtosis katsayısı” ve “şok puls” ölçüm metodunu başarılı bulmuşlardır.

J. E. Berry⁽²²⁾ rulmanın durumunu açığa çıkaran “spektral analiz”i ele almış, özellikle ucuz parçalardan oluşan ve kritik olmayan makinelerle, pahalı parçalardan oluşan kritik makineler için rulmanın ne zaman değiştirileceğini belirleyen bir metot sunmuştur.

Franco vd.⁽²³⁾ açılmalı temaslı rulmanlarla yataklanmış rijit bir mil-rulman sisteminde, bilye/bilezik teması sonucu oluşan, doğrusal olmayan yük/deformasyon ilişkisini elde etmek için Taylor serilerini kullanarak titreşim analizi gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada titreşime etki eden dengesizlik, bilye çaplarının değişkenliği ve yüzey dalgalılığı incelenmiş, bunların etkileri hem zaman hem frekans ortamında analiz edilmiştir. İlk yer değiştirmeye bağlı olan toplam bilye-yük yer değiştirme ilişkisinin doğrusal bir kısmı olduğu, küçük bir zaman artımı

sonucunda bu temas dayanımına non-lineer katkıda bulunan bir çok terim olduğunu belirtmişlerdir.

N. Aktürk v.d.⁽²⁴⁾ açısız temaslı bilyeli iki rulmanla yataklanmış rijit bir mil-rulman sisteminin radyal ve aksel titreşimlerini incelemişler, rulmanların kusursuz olması durumunda ön yük ve bilye sayılarındaki değişmelerin mil titreşimine olan etkisini araştırmışlardır. Bu amaçla bir bilgisayar programı yazmışlar ve oluşturdukları matematiksel modeli bu programla çözmüşlerdir. Ön yük ve bilye sayılarındaki değişimin rulman dinamiğini etkileyen en önemli parametreler olduğunu tespit etmişlerdir.

Y. -T. Su, ve S. -J. Lin⁽²⁵⁾ hatalı bir rulmanın değişik yükler etkisindeki titreşiminin frekans özelliklerini incelemişlerdir. Değişken yükler etkisindeki bir rulmanda farklı yerlerde oluşan tekli veya çoklu hatalardan kaynaklanan titreşimi belirleyebilmek için McFadden ve Smith'in^(10, 12) ifade ettiği titreşim modelini geliştirmişlerdir. Bu modele göre eşit frekans aralığı dağılımlı bir titreşim spektrumunun ayrı ayrı kısımlardan oluştuğu kabul edilmektedir. Çalışmanın geçerliliğini, deneysel çalışma ile de ispatlamışlardır.

T.I. Liu ve J. M. Mengel⁽²⁶⁾ bilyeli rulmanların durumunu anında (on line) izlemek için yapay sinir ağlarını kullanmışlardır. Pik genliği, Rms ve güç spektrum kriterlerini yapay sinir ağlarına girdi olarak vermişler, rulmanın durumunu çıktı olarak almışlardır. Çalışmada rulmanın hasarlı olup olmadığı belirlendiği gibi hangi tip hasarın olduğu da belirlenmiştir. Ayrıca farklı ağ yapılarının ve eğitim set boyutlarının sinir ağları performansına olan etkisi de incelenmiştir.

I.E. Alguindigue vd.⁽²⁷⁾ bilyeli rulmandan elde edilen titreşim değerlerini yorumlamak için yapay sinir ağlarını kullanan bir algoritma oluşturmuşlardır.

Algoritmada rulman titreşim frekansları girdi olarak verilmiş, rulmanın hasarlı veya hasarsız olup olmadığı çıktı olarak alınmıştır.

H. R. Martin ve F. Honarvar⁽²⁸⁾ hasarlı ve hasarsız rulmanlar için rulman test düzeneğinden elde edilen titreşim değerlerini "istatistiksel moment" metodunu kullanarak analiz etmişlerdir. Rulman hasarlarını çok erken aşamada belirlemede bu metodun üstünlüğe sahip olduğunu ifade etmişlerdir.

C. J. Lee ve S. Y. Li⁽²⁹⁾ dış bilezik ve bilyesinde suni hasarlar oluşturulan rulmanda, akustik emisyon metoduyla ölçülen hasar titreşimlerini anında (on line) analiz edebilmek için "işaret tanıma" metodunu kullanmışlardır.

N. Aktürk vd.⁽³⁰⁾ açısall temaslı iki rulman ile yataklanmış mil-rulman sisteminde aksenel ve radyal titreşimleri incelemek için matematiksel model oluşturmuşlar, bu modelle elde edilen matematiksel ifadeleri nümerik olarak çözmüşler, hasarsız bilyelerin sayısında ve ön yükteki değişmelerin mil titreşimine olan etkisini incelemişlerdir. Bilye sayısı ve ön yükün doğru seçilmesi durumunda titreşimin genliğinin önemli oranda azaldığını görmüşlerdir.

G. D. Hagiü ve M.D. Gafitanu⁽³¹⁾ yüksek devirli açısall temaslı bilyeli rulmanların rijitlik ve sönümlenme özelliklerini ele alan matematiksel ifadeleri türetmişlerdir.

J. Shiroishi vd.⁽³²⁾ yüksek frekans rezonans tekniğı(HFRT) ile Adaptive line enhancer(ALE) tekniğini birlikte kullanarak, rulmanların iç ve dış bileziklerinde oluşan hasarların belirlenmesini araştırmışlardır.

M. Subrahmanyam ve C. Sujatha⁽³³⁾ rulmanlardaki bölgesel hataları otomatik olarak belirlemek için "hatayı geriye yayma" (EBP) ve "uyumlu rezonans teorisi"

(ART2) sinir ağırları yaklaşımlarını geliştirmişlerdir. Eğitilmiş sinir ağlarının, normal bir rulmanı hasarlı rulmandan ayırmadaki başarısının % 100 olduğunu belirtmişlerdir.

N. Aktürk ve M. Unee⁽³⁴⁾ dönen makinelerde titreşim gözlemeleme tekniğinin uygulanmasını anlatmışlardır. Bu kapsamda titreşim gözlemeleme tekniğinin aşamalarını ve bu aşamalarda gerçekleştirilen işlemleri vermişler, bir elektrik santralinde gerçekleştirilen uygulama çalışması çerçevesinde tespit edilen dengesizlik probleminin titreşim gözlemeleme ile belirlenme safhasını ve problemin giderilmesini de bir örnek durum olarak sunmuşlardır.

R. Gohar ve N. Aktürk⁽³⁵⁾ iki açısız bilyeli rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde geometrik olarak kusursuz ve bilezikleri eksenden kaçık rulmanların titreşim davranışlarını incelemişlerdir.

N. Aktürk ve R. Gohar⁽³⁶⁾'ın başka bir çalışmasında iki açısız bilyeli rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilye boyutundaki değişimin milin aksenel ve radyal titreşimlerine olan etkisini incelemişlerdir. Bunun için bir bilgisayar programı oluşturulmuş ve sonuçlar zaman ve frekans ortamında sunulmuştur. Ölçü dışı bilyelerin kafes hızında ve harmoniklerinde titreşimler oluşturduğu görülmüştür.

R.B.W. Heng ve M.J.M Nor⁽³⁷⁾ istatistik analiz metodunu kullanarak, rulmanlı yataklarda oluşan hasarların belirlenmesi için bir rulman test düzeneği kurmuşlar, yapay hasarlar oluşturarak ses basınçları ve titreşim sinyallerini elde etmişlerdir. Teorik hesaplarla karşılaştırmak için öncelikle belirli tip sinyalleri incelemişler, metodun doğruluğunu ispatlamışlardır.

A. C. McCormick vd.⁽³⁸⁾ "autoregressive" (AR) modelini, rulman hasarlarını belirlemede kullanmışlardır. Rulman test düzeneğinden elde edilen titreşim değerlerini irdeleyip, sonuçları aynı zamanda "yapay sinir ağları" metodu ile bulunan sonuçlarla da karşılaştırmışlardır.

T. Momono ve B. Noda⁽³⁹⁾ rulmanlarda yapı, üretim, taşıma ve diğer faktörlerden kaynaklanan ses ve titreşim özelliklerini detaylı olarak incelemişlerdir. Rulmanların iç-dış bilezikleri ve bilyelerinde oluşan titreşim frekanslarının matematiksel formülleri, bu titreşimleri oluşturan nedenleri ve alınması gereken tedbirleri tablo halinde sunmuşlardır.

Y. H. Wijnant vd.⁽⁴⁰⁾ bilyeli rulmanlarda yağlamanın bilyenin dinamik davranışına etkisini incelemişlerdir. Rulman parçalarını birbirine elasto hidro dinamik yağlama ile bağlayan teması, bir kütle yay sistemi olarak düşünmüşler ve matematiksel ifadeleri türetmişlerdir. Elde edilen denklemlerden yağlamadan dolayı rulmanın tabii frekansındaki kaymayı araştırmışlar, ön yüklemeli rulman için modal sönümleme değerlerini hesaplamışlardır.

N. Tandon ve A. Choudhury⁽⁴¹⁾ rulmanlardaki bölgesel ve yayılı hataları belirlemeye yarayan titreşim ve akustik ölçüm metotlarını içeren çalışmaları özetlemişlerdir.

L. R. Padovese⁽⁴²⁾ rulmanlardaki hataları teşhis etmek ve bu hataları sınıflandırmak amacıyla iki farklı yapay sinir ağları metodunu (MLP ve PNN) kullanmıştır. Rulmanın dış bileziğinde oluşturulan suni hasarlar ile mil devrindeki değişimleri dikkate alarak, bu iki metodun karşılaştırması yapmıştır.

Y. Li vd.⁽⁴³⁾ hasarlı rulmanların titreşimlerini kullanarak, rulmanın geriye kalan ömrünü belirlemek için bir model sunmuşlardır. Bunun için sayısal benzetiş

ve deneyler yapmışlar, önerilen metodun rulmanın kalan ömrünü belirlemede üstün olduğunu belirtmişlerdir.

Y.-S. Lee ve C.-W. Lee⁽⁴⁴⁾ bilyeli yatakla yataklanmış rotor sisteminde eksen kaçıklığının sebep olduğu titreşimleri sonlu elemanlar metodunu kullanarak modellemişler, laboratuvar ortamında yaptıkları deneylerle de modelin geçerliliğini doğrulamışlardır.

D. Brie⁽⁴⁵⁾ tek noktasından hasarlı bir rulmanın titreşim sinyallerinin matematiksel modelini oluşturmuş, bu konuda yapılan diğer çalışmaların analizini yapmıştır. Dişli kutusu test düzeneğini kullanarak deneysel sonuçlar elde etmiş ve bu sonuçları Zaman-Frekans analizi kullanarak değerlendirmiştir.

M. Tiwari vd.⁽⁴⁶⁾ bilyeli rulmanlarla yataklanmış bir rotor sisteminde dengesizliğin sebep olduğu titreşimleri ve sistemin kararlılığını incelemişlerdir. Teorik ve deneysel sonuçların uyum içinde olduğunu da belirtmişlerdir.

P.D. McFadden ve M.M. Toozhy⁽⁴⁷⁾ rulman titreşimlerini incelemede yüksek frekans rezonans tekniği ile senkronize ortalama tekniğini birleştirmişlerdir.

J. Piñeyro vd.⁽⁴⁸⁾ "displaced spektra", "bispektrum analiz" ve "Haar transformu" nu kullanan "wavelet tekniği"ni rulmanlardaki hasarları teşhis etmek için kullanmışlardır. Deneylerden elde ettikleri titreşim değerlerini bu teknikler kullanarak analiz etmişlerdir.

D. Ho ve R. B. Randall⁽⁴⁹⁾ rulman hasarlarını belirlerken, hasar harmoniklerindeki küçük değişimleri dikkate almışlardır. Tek serbestlik dereceli bir titreşim modeli kullanarak hasarların benzetişimini yapmışlardır. Ayrıca gerçek hasar değerlerini test düzeneğinden elde etmişlerdir. Bunları gerçekleştirmek için, "zarf

analizi", "self adaptive noise cancellation" ve "hilbert transform" tekniklerini beraber kullanmışlardır.

K. Shibata vd.⁽⁵⁰⁾ sağlam ve hasarlı rulmanların ses sinyallerini irdelemişler, bu yolla herhangi bir hasarın kolayca belirlenebileceğini ifade etmişlerdir. Sinyallerin analizi için, ses sinyallerini çizgilerle ifade etmeye yarayan "symmetrised dot pattern (SDP)" ve "wavelet" metotlarını kullanmışlardır.

B-S. Yang vd.⁽⁵¹⁾ rulmanlarda oluşan hasarları otomatik olarak belirlemek için uzman sistem olan "fuzzy dichotomy" tekniğini kullanmışlardır. Tekniğin hasar belirlemede üstün olduğunu belirtmişlerdir.

D-M. Yang ve J. Penman⁽⁵²⁾ akım ve titreşim bilgilerini kullanarak, indüksiyon motorundaki rulmanlarda oluşan hasarları yapay sinir ağıları metoduyla belirlemişlerdir.

C. Wang ve R. X. Gao⁽⁵³⁾ rulman hasarlarını anında (on line) belirlemek için LabVIEW grafiksel programlama dilini kullanarak kullanıcı etkileşimli, gerçek donanımlı bir sistemin tasarımı, optimizasyonu ve uygulamasını gerçekleştirmişlerdir. Kurulan sistem veri arşivlemenin yanında, veri toplama, görüntüleme, zaman ve frekans ortamında analiz etme fonksiyonları dahil on-line ölçme fonksiyonlarını yerine getirebilecek kapasitede tasarlanmıştır.

I.Y. Tumer ve E. M. Huff⁽⁵⁴⁾ bir test düzeneği kullanarak rulmanlarda üretim ve montaj hataları ile titreşim arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Değişken devirlerde, farklı üretim ve montaj hataları için deneyleri tekrarlamışlardır.

B. Al-Najjar⁽⁵⁵⁾ iki farklı kağıt fabrikasında uygulanan kestirimci bakım programı kapsamında rulman hasarlarının belirlenmesi, oluşma sebepleri,

rulmanların kullanılabilir ömürlerinden yeterince faydalanılması için alınması gereken tedbirleri ve etkili bir bakım için gereken stratejileri ele almıştır. İki ile dört yıl boyunca alınan ölçümleri analiz ederek etkili bir bakım programı için değerlendirmeler yapmış, stratejiler önermiştir.

N Aktürk ve İ. Üzkurt⁽⁵⁶⁾ rulmanların sebep olduğu titreşimlerin oluşumunu, bu titreşimlerin ölçülmesini ve hatasız rulmanların neden olduğu titreşimlerin frekans ifadeleri ile rulmanlarda üretimden kaynaklanan hataların neden olduğu titreşimlerin frekans ifadelerini açısız temaslı bilyeli iki rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sistemi için vermişlerdir.

J. Yu John vd.⁽⁵⁷⁾ deplasman sensörü kullanarak rulmanda iç bilezik, dış bilezik ve yuvarlanma elemanı hasarlarını belirlemişlerdir. Sağlam ve hasarlı rulmanlar için rulman test düzeneğinden elde edilen titreşim sinyalleri ile metodun geçerliliğini de doğrulamışlardır

T. Williams vd.⁽⁵⁸⁾ rulman ömrünü belirlemek için hasarsız rulmanları bir test düzeneğinde sabit ve değişken devirlerde, hasar oluşuncaya kadar teste tabi tutmuşlar, test süresince rulman yağ sıcaklığını, yağ içindeki yabancı maddeleri ve titreşimi incelemişlerdir. Rulmanların hasarsız ve hasarlı durumları için elde edilen sonuçları irdelemişlerdir.

R. Rubini ve U. Meneghetti⁽⁵⁹⁾ normal çalışma şartlarında, rulmanlarda oluşan yorulma hasarlarının klasik spektrum ve zarf analizi ile belirlenebildiğini, buna rağmen bu metotların yetersiz kaldığı durumlar olduğunu ifade etmişlerdir. Bu metotların yetersiz kaldığı durumları ve wavelet analizinin yorulma hasarlarını belirlemedeki üstünlüğünü göstermek için bir deney seti kullanarak iki farklı rulmanın titreşimlerini inceleyip değerlendirmişlerdir.

J. Altmann ve J. Mathew⁽⁶⁰⁾ düşük hızlı rulmanların hasarlarını belirlemek için "ayrık wavelet analiz" (DWPA) metodunu kullanmışlardır.

J. P. Dron vd.⁽⁶¹⁾ bilyeli rulmanda hasar teşhisi için "yüksek çözünürlük tekniği"ni kullanarak, titreşimlerin analizinde "parametrik spektrum analiz" metodunu uygulamışlardır. Araştırmacılar metodun hasarların erken teşhisinde, özellikle birbirine yakın iki frekansın olması durumunda büyük faydalar sağladığını ifade etmişlerdir.

N. Jamaludin ve D. Mba⁽⁶²⁾ oldukça yavaş (1.1 d/d) dönen silindirik rulmanlardaki hasarları belirlemek için Akustik emisyon (AE) metodunu kullanmışlardır. Bunun için bir rulman test düzeneği kullanarak suni olarak oluşturdukları hasar ve sağlam durumları için titreşim sinyallerini elde edip yorumlamışlardır. Akustik emisyon metodunun düşük devirli rulman hasarlarını belirlemede üstünlüğe sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

N. Jamaludin ve D. Mba⁽⁶³⁾ 1.2 d/d ile dönen bir rulmanda iç bilezik, dış bilezik, yuvarlanma elemanı hasarı, gevşek iç bilezik, gevşek dış bilezik durumları için titreşimleri ölçüp analiz etmişlerdir.

1.2. KESTİRİMCİ BAKIM

Titreşim analizi ile arıza teşhisi fabrikalarda bakım faaliyetleri için büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Bakım metotları içinde oldukça yüksek ön yatırım ve uygulama maliyetleri içermesine rağmen kestirimci bakım en iyi alternatif olarak gösterilebilir⁽⁶⁴⁾. Kestirimci bakım uygulamasının temeli, makinelerin titreşimlerinin ölçülmesi ve hesapla belirlenen arıza frekanslarının ölçülen titreşim değerlerinde

olup-olmadığının, varsa şiddetinin kabul edilebilirlik sınırları içinde kalıp-kalmadığının analizinden oluşmaktadır⁽⁶⁵⁾. Bu bakım metodunda makinelerden ölçümler alınarak onların sağlığının takip edilmesi ve gerektiğinde bakımın yapılması öncelikli amaçtır. Kestirimci bakım son ölçüm ve geçmiş ölçümleri bir bütün içinde eğilim çözümleme yöntemi (Trend Analysis) ile değerlendirerek gelecekte çıkacak olası arızayı belirler. Makineleri, çalışmalarını engellemeden takip ederek durumlarını yakından izleme olanağı sağlayan bu yöntem, lüzumsuz durdurmaları ortadan kaldıracağı gibi, gereksiz parça değiştirmelerini de önlemektedir. Arıza çıkacak nokta önceden algılanabildiğinden, geleceğe yönelik bir bakım onarım programı oluşturulabileceği gibi, ani duruşlara neden olan, doğabilecek arızalar da ortadan kaldırılabilmektedir. Esas amaç, arıza çıkmadan arızanın önüne geçilmesidir. Etkili bir kestirimci bakım programı maliyetinin ortalama beş katını iki veya üç yıl içinde tesise geri kazandırmalıdır⁽⁶⁶⁾. Kestirimci bakım programı üç adımdan oluşur: Tespit, Analiz ve teşhis, düzeltme (bakım-onarım).

1.2.1. Tespit

Bakım programının ilk adımı problemin belirlenmesidir. Bu, makinenin titreşim seviyesini takip etmek ve bir artış olduğunda (gelişmekte olan problem için ilk işaret) kaydetmektir. Program dahilindeki bütün makineler bu yöntemle periyodik veya sürekli olarak izlenmelidir. Makinenin kritikliğine göre bazı makineler her ay, bazıları haftada bir, bazıları da her gün, periyodik olarak izlenmeli, çok kritik makineler ise sürekli olarak takip edilmelidir. Titreşim ölçümleri bir veri toplayıcı cihaz ile yapılır. Veri toplama cihazı ile uyumlu çalışan program kullanılarak ölçümü yapılacak

makinelere için tur oluşturulur. Kritik makinelere, belirlenen nokta ve pozisyonda cihaz ile ölçümler alınır. Bilgisayar destekli uygulamada ölçümler cihaz hafızasında saklanır. Veri toplayıcı cihaz bilgisayara bağlanır ve hafızada saklanan bilgiler ölçüm turu sonunda bilgisayara aktarılır. Bilgisayar eğilim izleme grafiklerini kendisi çizer ve istenirse kritik noktaları çok kısa bir sürede çıktı olarak sunar. Titreşim değerlerindeki bir artış bir arıza başlangıcı olabilir. Bu yüzden her artışın sebebi araştırılmalıdır. Portatif titreşim ölçüm cihazları ile tur dahilindeki makinelere titreşimleri kolayca ölçülebilir. Çok kritik makinelere (buhar ve gaz türbinleri, yüksek devirli santrifüj pompalar gibi) problemler çok çabuk oluşur ve herhangi bir uyarıya zaman kalmadan makine bozulabilir. Bu tip makinelere otomatik sistemlerin kullanılması daha doğru bir uygulamadır.

Otomatik sistemlerde titreşim monitörü adı verilen bir cihaz kullanılır. Titreşim sensörleri, makine üzerinde gerekli noktalara sabitlenir ve sürekli olarak titreşimi ölçerler. Titreşim seviyesi önceden belirlenmiş limiti geçtiğinde monitör sistemdeki bir röle uyarı alarmını çalıştırır. Titreşim seviyesi artmaya devam edip tehlike seviyesine ulaştığında ikinci bir röle duruş için alarm verir veya otomatik olarak sistemin durması için gerekli işlemleri başlatır.

1.2.2. Analiz ve Teşhis

Titreşim ölçülüp, problem teşhis edildikten sonra neden kaynaklandığını anlamak için analiz yapılır ve problemin asıl sebebi teşhis edilir. Bu da arızanın titreşim karakteristiğini inceleyerek yapılır. Günümüzde kullanılan titreşim ölçüm cihazlarının hemen hepsi zaman tanım bölgesi titreşim sinyallerini frekans tanım bölgesine dönüştürüp hafızada saklama özelliğine sahiptirler. Hem zaman tanım

bölgesi, hem de frekans tanım bölgesi titreşim sinyalleri incelenerek arızanın kaynağı belirlenir.

1.2.3. Düzeltme (Bakım-Onarım)

Analiz basamağında belirlenen arıza, işletme çalışma programına bağlı olarak değerlendirilir ve müessesenin işletme şartlarına en uygun zaman için bir bakım planı programlanır. Gerekli yedek parça, onarım için kullanılacak alet ve edevat önceden hazırlanır. İşin ustası programlı bir şekilde görevlendirilir. Teşhis olayı arıza çıkmadan önce gerçekleştirildiğinden zaman kaybedilmeden arızalı noktaya ulaşılır ve hazırlanan parça değişimi ve bakım gerçekleştirilir.

Kestirimci bakımda takip edilecek üç temel adım yukarıda kısaca açıklanmıştır. Bunun yanında başarılı bir kestirimci bakım uygulaması için takip edilmesi gereken temel prensipler şunlardır:

1. İşletmede kestirimci bakım dahilinde takip edilecek makineler listelenir ve kritiklik derecesi verilir.
2. Her makine için ölçüm türü, ölçüm noktası ve ölçüm yönü belirlenir. Ölçüm noktalarına makine üzerinde işaret konur.
3. Her ölçüm için geçerli frekans aralığı, alarm ve arıza limitleri belirlenir.
4. Her makinenin basit bir çizimi yapılır ve makine özellikleri belirlenir, varsa o güne kadar makinenin çıkardığı arızalar gözden geçirilir, gerekli notlar alınır.
5. Her makinenin temel ölçüm (referans) değerleri alınır.
6. Ölçüm periyodu belirlenir.

7. Makine isimlendirilip kodlanır.

8. Ölçüm turları düzenlenir.

Bir işletmede kestirimci bakım programının uygulanması ile elde edilecek yararlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Duruşlar arası sürenin uzaması: Bu durum üretimin artmasına ve bakım masraflarının düşmesine sebep olur.
2. Beklenilmeyen arızaların ortadan kalkması: Güvenirliliğin ve üretimin artmasına neden olur.
3. Zamanında teşhis edilmeyen bir arızanın başka bir arızaya sebep olması önlenir.
4. Yedek parça stoklarının azalması
5. Onarım süresinin kısalması
6. Teşhis için zaman harcanmaması, teşhisin önceden yapılması
7. Makine ömrünün uzaması
8. Ürün kalitesinin artması
9. İşletme güvenliğinin artması
10. Gürültü seviyesinde düşüş
11. Malzemedен tasarruf
12. Gerekli malzeme temininde planlı çalışma

1.3. Rulmanlar

Bu çalışmada, dönen makinelerde kullanılan rulman hasarlarının araştırılması sebebiyle rulmanların tarihçesi, parçaları ve rulmanda oluşan hasarlar hakkında çok kısa olarak bahsetmenin uygun olacağı düşünülmüştür. Bu bölümde ilk önce rulmanların çok kısa olarak tarihçesi, daha sonra rulmanı oluşturan parçalar ve son olarak bu çalışmada titreşim analizi ile belirlenmeye çalışılan hasarların oluşumu ele alınmıştır.

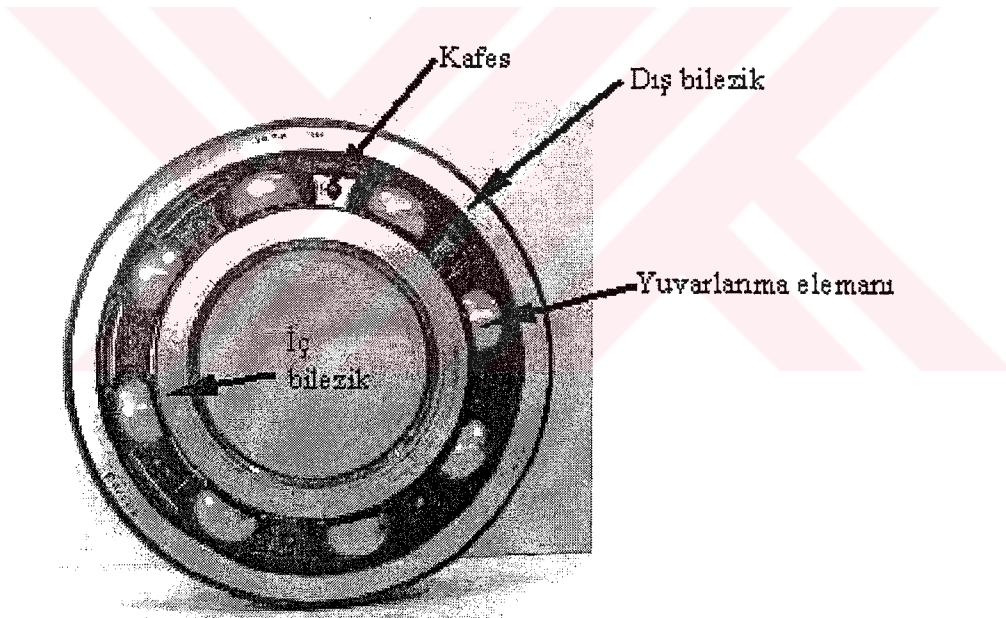
1.3.1. Rulmanların tarihçesi

Rulmanların hareket eden ağırlıkları desteklemede kullanılmasının yazılı kaynaklarda görülmesi 1490' lı yıllara kadar dayanmasına rağmen, rulmanların genel olarak kullanımı 1900' lü yıllara rastlamaktadır. Leonardo da Vinci (M.S. 1452-1520) zamanından 18. yüzyıla kadar değişik rulman tipleri kayıtlarda görülmektedir. Bilinen ilk rulman patentinin 1974 yılında Philip Vaughan tarafından İngiltere' de alındığı bilinmektedir⁽⁶⁷⁾. Rulman üretim teknolojisi ve kullanımında 1980'li yıllardan sonra önemli bir artış olmuştur. Bunun en önemli sebebi olarak bisiklet üretimi ve kullanımının artışı gösterilebilir. Bisikletlerde rulmanlar önemli fonksiyonlar üstlenmiştir. Bisikletlerin seri olarak üretimi ve buna bağlı olarak bisiklet kullanımının yaygınlaşması rulman üretiminde de seri üretim yapmayı gerektirmiş, buna dayalı olarak ta rulman teknolojisi önemli gelişmeler göstermiştir. Rulman kullanımının yaygınlaşması ile, değişik makinelerdeki rulmanların bozulunca yerine başka bir rulmanın takılması ihtiyacı ortaya çıkmış, bunun sonucu olarak rulmanlarda standartlaşma sağlanmıştır⁽⁶⁸⁾.

Rulman teknolojisinin değişik endüstri kollarında, son 20 yılda geçirmiş olduğu ilerlemeler, bugünkü durumu ve gelecek 5-10 yıl içerisindeki beklenen gelişmeler ile ilgili bilgiler ⁽⁶⁹⁾ numaralı kaynakta bulunabilir.

1.3.2. Rulman Elemanları

Bu çalışma kapsamında rulman elemanlarında oluşan hasarlarla ilgilenildiği için rulman elemanlarının çok kısa bir tanıtımının yapılması yerinde olacaktır. Rulmanın ana parçaları iç bilezik, dış bilezik, yuvarlanma elemanları, kafes ve kapaktır (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Rulman yapısı

1.3.2.1. İç bilezik

İç bilezik makinenin mili üzerine monte edilir ve bir çok durumda dönen parçadır. İç bilezik deliği, silindirik ve konik olabilir. Dış yüzeyleri, farklı formlardaki

yuvarlanma elemanları ile beraber çalışırlar. Yuvarlanma elemanlarının yüzeyleri, tiplerine bağı olarak, oynak, silindirik veya konik olabilir.

1.3.2.2. Dış bilezik

Dış bilezik makinanın yuva kısmına monte edilir ve bir çok durumda dönmez. İç yüzeyleri farklı formlardaki yuvarlanma elemanları ile beraber çalışırlar.

1.3.2.3. Yuvarlanma elemanları

Yuvarlanma elemanları bilye, silindirik makara, oynak makara, konik makara, veya iğneli makara olabilir. Yuvarlanma elemanları, iç ve dış bileziğin yuvarlanma yüzeyleri arasında döner ve ince bir yağ filmi aracılığıyla rulman üzerinde yükü iletirler.

1.3.2.4. Kafes

Kafes taşıma esnasında, yuvarlanma elemanlarını bir arada tutar. Kafes, çalışma esnasında yetersiz yağlama şartlarında bile yuvarlanma elemanlarının birbirlerine temasını önler.

1.3.2.5. Kapaklar

Kapaklar veya keçeler, rulman ömrünün uzun ve dayanıklı olması için gereklidir. Kapaklar rulmanları pislikten korur, günümüzde kendinden kapaklı rulmanlar tercih edilmektedir.

1.3.3. Rulman hasarları

Rulmanlar 1 milyon saat çalışabilecek şekilde tasarlanırlar. Yanlış depolanmaları, yanlış takılmaları, yetersiz veya aşırı yağlanmaları, kötü çalışma çevresi, aşırı yükler, aşırı hızlar, dönen ve döndürülen kısımlarla olan eksen kaçıklığı, v.b. nedenlerle ömürleri onlarca saate kadar düşebilmektedir⁽⁷⁰⁾. Rulman hasarlarına sebep olan faktörlerin erken belirlenmesi, çalışma ömürlerini uzatmak için gerekli tedbirlerin alınmasına imkan tanır. Rulman bozulmalarının başlangıcı, genellikle çok erken aşamalarda bileziklerde aşınma ve yük bölgesinde küçük oyukların (micro pitting) oluşması şeklinde ortaya çıkar. Bu oyuklar rulmanın çalışma ömrünü etkilemez, fakat genellikle hasar oluşumunda ilk aşamaya yaklaşıldığının önemli bir belirtisidir. Rulmanlardaki hasarların oluşumu dört aşamaya ayrılabilir.

1.3.3.1. Rulman hasarlarının oluşma aşamaları

1. Aşama: Bu aşamada rulman hâlâ iyidir. Ancak rulman, ömrünün önemli bir kısmını tamamlayınca küçük oyuklar (micro pitting), bileziklerde küçük çukurların(kraterlerin) oluşmasına sebep olur. Bu küçük hasarlar, hız ortamında ölçülebilecek titreşim sinyallerini oluşturacak büyüklükte değildir. Bu aşamada yuvarlanma elemanları hasara dokundukça hasar frekansının harmonikleri FFT spektrumunda görünmeye başlayacaktır.

2. Aşama: Bu aşamada harmoniklerden anlaşılacağı gibi rulman biraz aşınmıştır, fakat yenisi ile değiştirmek gerekmez. Rulmanlar bu aşamada sökülse görülecek hasar, bileziklerde kabarma şeklindedir. Harmoniklerin genliği arttığında ölçümler sıklaştırılmalıdır. Rulman bozulması genellikle zamanla doğrusaldır fakat çalışma ömrü azaldığında bozulma doğrusal olmaktan çıkar.

3. Aşama: Rulmanın ömrü bu aşamada azalmaya devam etmektedir. FFT spektrumu temel hasar frekansını gösterir ve harmonikler genellikle mil dönme hızının yan bantlarını göstermeye başlar. Bu durum özellikle hasarın rulmanın yük bölgesinden geçtiği iç bilezik hasar frekansı için doğrudur. Hasar yük bölgesine girdiğinde titreşim artar, sinyal, mil dönme hızında ve katlarında yan bantlar üreterek modülasyona uğrar. Yuvarlanma elemanı geçiş sinyali genellikle sabit yük altında oluşur. Mekanik gevşeklik, dengesizlik, eksen kaçıklığı ve eğik mil genellikle mil dönme devri ve katlarında yan bantlar oluşturarak, hasar sinyalini genlik modülasyonuna uğratar.

4. Aşama: Bu aşamada rulmanın çalışma ömrü oldukça azalmıştır, hemen bakım yapılmalıdır. Bu durum hız ve ivme spektrum grafiğinde, rulman hasar bölgesinde geniş bant gürültüsü olarak kendini gösterir. İvme spektrumunda yuvarlanma elemanı geçiş frekansının 1x, 2x yan bantları oluşacağı gibi, yüksek genlikli arıza frekans bileşenleri de oluşacaktır. Hasarın son durumunda kafes arıza frekansı bileşenleri de görülecektir⁽⁷⁰⁾.

1.3.3.2. Rulman hasarlarının sebepleri ve çeşitleri

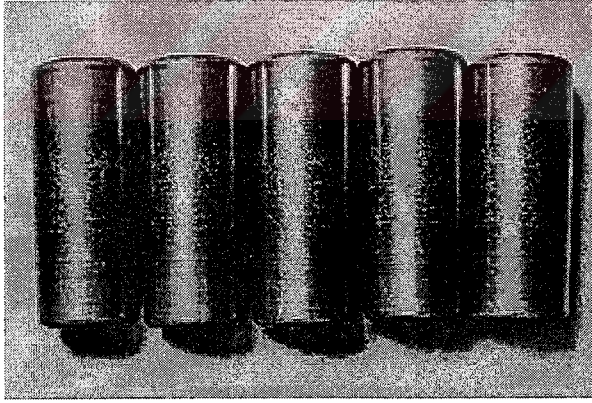
İncelenen konu rulman hasarı olunca öncelikli olarak hasarların tipleri, bunları oluşturan nedenler ve hasarların fiziksel belirtileri iyi bilinmelidir. Bu nedenle hasarlarla ilgili kısa bir bilgi sunulması yerinde olacaktır. Belirgin rulman hasar tipleri şunlardır: Gevşeklik, ön yükleme hasarları, yatakta elektrik akımı kaçağı oluşması, aşırı yükleme, aşırı ısınma, yalancı karıncalanma, gerçek karıncalanma, normal yorulma, eksen kaçıklığı, kirlenme, yağlama, montaj hasarı, ters yükleme ve korozyon.

1.3.3.2.1. Gevşeklik hasarları

Dönme sırasında birlikte çalışan parçalar arasındaki bağıl hareket, aşınmaya sebep olur. Yani rulmanın yanlış takılması nedeniyle, dış bilezik yatak içinde kaymıştır. Ayırt edilebilecek şekilde kahverengi renkte olan ince metal parçacıkları oksitlendiği zaman aşınma meydana gelir. Rengin bozulması ve çentme durumu dış bileziğin dış yüzeyinde oluşacaktır.

1.3.3.2.2. Elektriksel oluk hasarı

Bu hasar rulman üzerinden elektrik akımı geçmesi sonucu oluşur (Şekil 1.2.). Elektrik motorlarında sıkça görülür. Rulmanın dış yüzeyi seramik ile kaplanarak önlenir.



Şekil 1.2. Makaraların orta yüzeylerinde elektrik hasarı başlangıcı

1.3.3.2.3. Aşırı ısınma hasarı

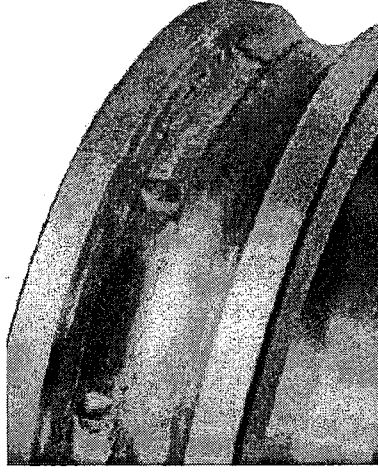
Aşırı ısınmanın belirtisi bilezik, yuvarlanma elamanı ve kafeslerin renginin sarıdan maviye doğru değişmesidir (Şekil 1.3.). Aşırı ısınma durumunda bilye ve bileziklerde deformasyon oluşur, yağın yağlama özelliği kaybolur.



Şekil 1.3. Aşırı ısınma hasarı

1.3.3.2.4. Gerçek karıncalanma

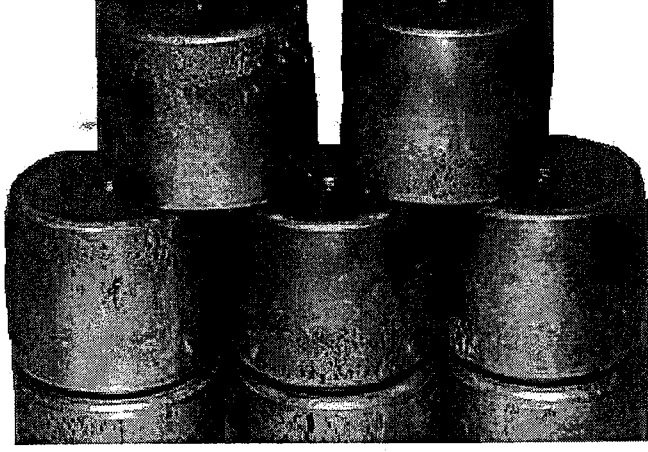
Genel anlamda çentiklerin aşırı basıncı sonucu bir parçada oluşan malzeme akışıdır. Yükler bilezik malzemesinin elastik sınırını aştığı zaman meydana gelir. Hasar belirtisi, herhangi bir sert darbe veya aşırı statik bir yükün sebep olduğu bilya frekansındaki çentiklerdir (Şekil 1.4.). Bu çentikler bilye yolunda daha belirgindir ve erken rulman bozulmasına sebep olan yatak gürültüsü ve titreşimini artırabilir. Rulmanı yerleştirmek için çekiç kullanmak, rulmanı düşürmek, dönmeyen bilezikten şaftın üzerine kuvvet uygulamak gerçek karıncalanmanın sebeplerinden bazılarıdır.



Şekil 1.4. İç bilezikte gerçek kırılma

1.3.3.2.5. Yağlama hasarları

Rulman hasarlarının %36'sını oluşturan⁽⁷¹⁾ yağlama hasarlarının belirtisi, yatak yollarının ve yuvarlanma elemanlarının renginin bozularak mavi-kahverengi hale dönüşmesidir (Şekil 1.5.). Tipik olarak yetersiz yağlama veya aşırı sıcaklıklar sebebiyle yağlayıcının özelliklerinin bozulmasından kaynaklanır. Bu hasar aşırı aşınma ve bunu izleyen rulman bozulmalarına yol açar.



Şekil 1.5. Makaralarda yağlamadan kaynaklanan hasarlar

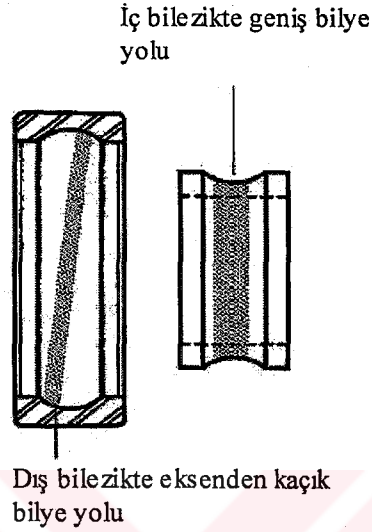
1.3.3.2.6. Ters yükleme hasarları

Tek yönlü aksenal yük alan, aşısız temaslı bilyeli rulmanlarda yüklerin yön değiştirmesi sonucu oluşur. Zıt yönde yükleme yapıldığında, dış bileziğin üzerindeki eliptik temas alanı, dış bileziğin kenarındaki alçak destek tarafından kesilir. Bu hasar şekli sıkı geçmeye çok benzer. Bir baskı yükü hasarlı bir rulmanın yüzeyine uygulandığında, bilyenin üzerinde bir aşınma bandı oluşur.

1.3.3.2.7. Eksen kaçıklığı hasarları

Eksen kaçıklığı dış bileziğin yuvasında belirlenebilir. Eksen kaçıklığı durumunda yuvarlanma elemanının aşınma yolu bilezik yolu köşelerine paralel değildir (Şekil 1.6.). İleri seviyedeki eksen kaçıklığı anormal sıcaklık artışına ve kafeste şiddetli aşınmaya sebep olabilir. Eğik miller, çapaklar, mil veya yatak omuzundaki kir, kare olmayan mil vidaları, vida eksenini ile yüzeyleri kare olmayan kilitleme somunları,

eksen kaçıklığının en yaygın sebepleri arasındadır. Eksen kaçıklığı rulman hasarlarının en büyük sebeplerindendir⁽⁷¹⁾.



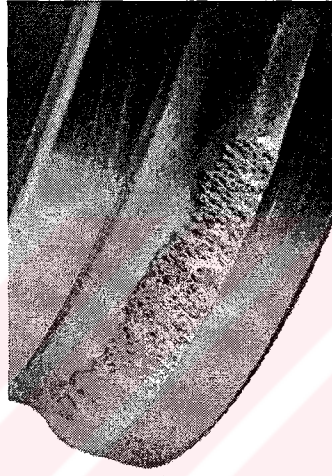
Şekil 1.6. Rulman eksen kaçıklığı hasarı

1.3.3.2.8. Ön Yükleme Hasarı

İç ve dış bileziğin tüm çevresi boyunca yuvarlanma elamanındaki aşınma izinin oluşumu, bu hatanın bir göstergesidir. Rulmandaki boşluk, iç radyal açıklığını aşarsa yuvarlanma elamanları ön yüklemeye maruz kalır; fakat rulmandaki açıklık kaybolursa, hızlı bir sıcaklık artışı ile beraber yüksek torklar oluşur. Süreç böyle devam ederse hızlı bir aşınma ve yorulma beklenebilir.

1.3.3.2.9. Aşırı Yük Hasarı

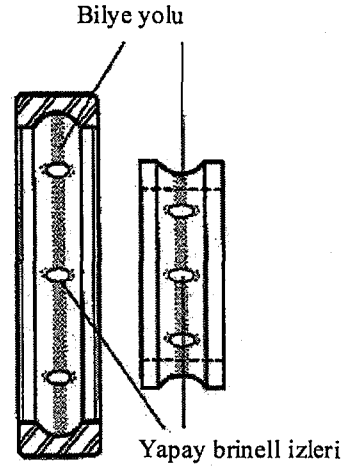
Rulman hasarlarının % 49'unu oluşturur⁽⁷²⁾ ve rulmanın erken bozulmasına neden olur. Normal yorulma hasarının belirtilerine sahiptir, ayrıca ileri seviyede aşınma izinin oluşması, aşırı ısınma ve çok geniş bir alana yayılmış olan derin bir kavrama belirtileri gösterir (Şekil 1.7.).



Şekil 1.7. Aşırı yüklemekten kaynaklanan iç bilezik hasarı

1.3.3.2.10. Yapay karıncalanma

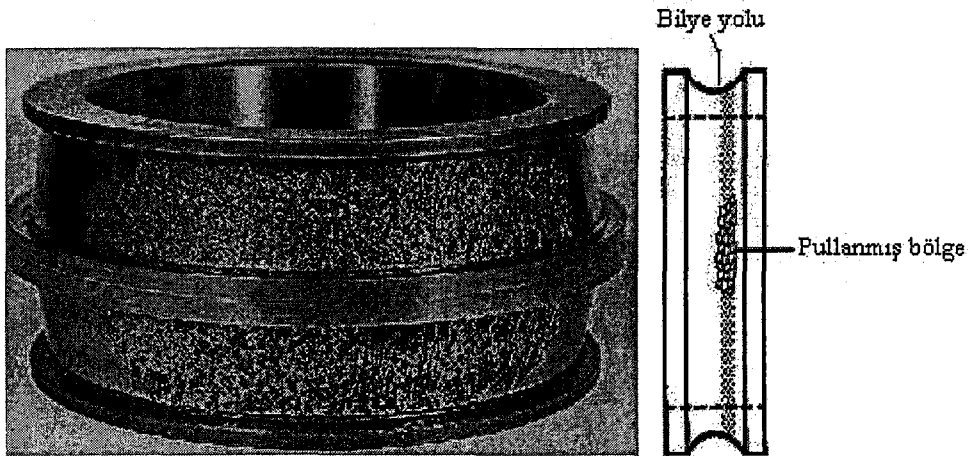
Parçadan malzeme ayrılması olayıdır, yani bir aşınma söz konusudur. Bu hasar rulman dönmediği esnada bilye ile bilye yolu arasındaki küçük bir bağıl hareket olduğu zaman meydana gelir ve her bir bilye/yuvarlanma elamanı pozisyonu için aksel yöndeki eliptik aşınma çizgileri tarafından karakterize edilir (Şekil 1.8.). Rulman dönmediği zaman bilye yolu aşınmasını önlemek için gerekli bir yağ filmi oluşturulamaz. Aşınma çizgileri hareket doğrultusuna diktir, genellikle ayır edilebilir, fakat bazen döküntü ile çevrili olabilir.



Şekil 1.8. Yapay karıncalanma ve izleri

1.3.3.2.11. Normal Yorulma Hasarı

Rulman hasarlarının oluşumunda önemli rol oynayan⁽⁷²⁾ normal yorulma hasarı, çalışma yüzeyinin çatlaması, pul pul dökülme ve küçük kırık parçaların malzemedan ayrılması şeklinde tanımlanabilir (Şekil 1.9.). Pul pul dökülme, yuvarlanma elamanı veya yuvalarda oluşabilir ve genellikle titreşimde bir artışı beraberinde getirir. Orta şiddette dökülme bölgesi rulmanın faydalı ömrünün sonuna gelip gelmediğinin bir belirtisidir.



Şekil 1.9. Normal yorulma hasarı

1.3.3.2.12. Kirlenme Hasarı

Rulman hasarının erken zamanlarda oluşmasının önde gelen sebeplerinden biri kirlenmedir. Kirlenmenin belirtileri, rulmanın aşırı miktarda titreşimi ve aşınması, rulman yuvaları, bilyeleri ve makaralarında oluşan çukur ya da çiziklerdir. Bu kirler, rulmanın içine giren toz ve başka aşındırıcı parçacıklardan oluşur. Kirliliğin esas kaynağı kirli iş takımları, kirli iş yerleri, kirli eller ve yağ ya da temizleme çözeltilerine karışan yabancı maddelerdir. Kirlenme hatası rulman hasarlarında önemli bir paya sahiptir⁽⁷¹⁾.



Şekil 1.10. Kirlenme hasarı

1.3.3.2.13. Montaj Hatası

Bir rulmanın sökülmesi ya da takılması esnasında hatalı vurma veya kastırma sonucunda oluşur. Hataların büyük bir kısmının bu yolla oluştuğu bilinmektedir.

1.3.3.2.14. Korozyon Hasarı

Rulman hasarlarının %8'ini oluşturan⁽⁷²⁾ korozyon, rulman malzemesine zarar verici akışkanlar veya atmosferin kimyasal etkisi sonucu oluşur. Bileziklerde, bilyelerde veya kafes üzerinde kırmızı/kahverengi bölgeler oluşması ile anlaşılır. Korozyon, genellikle aşınma ve bunu takip eden yüksek titreşime neden olur. Bu da radyal açıklığın artmasına ve ön yük kaybına neden olur.

Bu tez kapsamında ancak sınırlı olarak yer verilebilen rulman hasarları ^(73, 74) numaralı kaynaklardan derlenmiştir, daha detaylı bilgiler bu kaynaklarda bulunabilir.



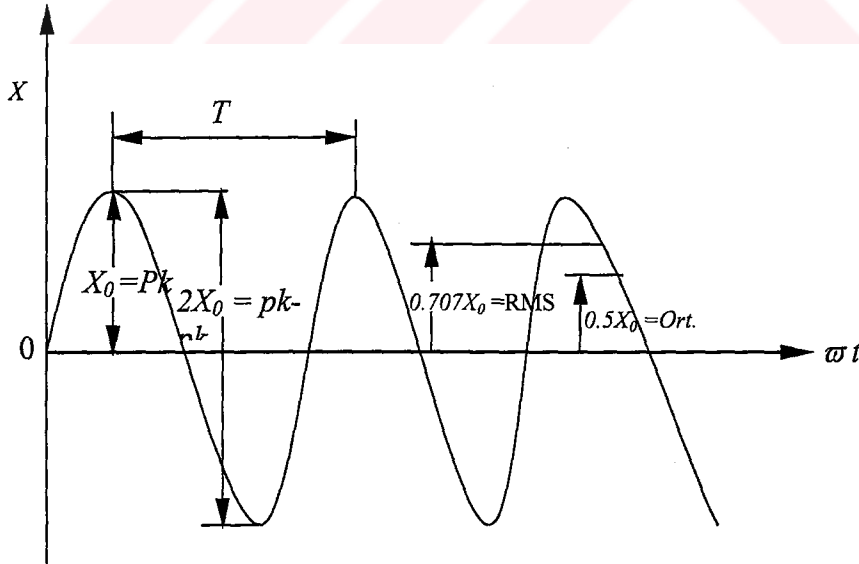
1.4. Titreşim ve Parametreleri

Doğru bir titreşim analizi için titreşimle ilgili terimlerin iyi kavranması gerekmektedir. Kaynaklarda ölçümlerde kullanılan terimlere pek rastlanmamaktadır. Bu yüzden işin teorisi ve matematiğine girmeden, pratikte sıkça karşılaşılan titreşim terimleri kısaca açıklanmıştır.

En basit titreşim çeşiti harmonik titreşimdir. Harmonik titreşimde yer değiştirme ile zaman arasındaki ilişki şu ifade ile belirtilebilir:

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad 1.1.$$

Burada X_0 yer değiştirme genliğidir. Harmonik titreşim ve parametrelerin gösterimi Şekil 1.11'de verilmektedir. Titreşim hareketinde titreşimi belirleyen başlıca parametreler periyot (T), frekans (f), açısal frekans (ω), faz (ϕ) ve yer değiştirme genliği (X) dir.



Şekil 1.11. Harmonik titreşim.

1.4.1. Periyot (T)

Titreşim hareketinin bir tam tekrarının ne kadar süre içinde gerçekleştiğinin ölçüsüdür. Yani titreşimin tekrarlanma süresidir. Birimi saniyedir.

1.4.2. Frekans (f)

Titreşim hareketinin birim zamanda tekrarlanma sayısıdır. Frekans üç değişik şekilde ifade edilebilmektedir:

-Titreşim hareketinin bir saniye süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi Hertz (Hz)'dir.

-Titreşim hareketinin bir dakika süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi RPM (Revolution per minute) olarak alınır. $RPM/60 = Hz$ olarak dönüşüm yapılabilir.

-Titreşim sinyalinin, o sinyale neden olan birincil hareketin dönme devrinin hangi katlarında meydana geldiğinin ölçüsüdür. Birimi kat (order) olan bu bağıl hareket, titreşimin ölçüldüğü yatak içinde dönen milin dönüş devri katları ile, titreşim sinyalinin tekrarlanma frekanslarının çakışıp çakışmadıklarını ifade eder. Örnek olarak, dengesizlik sinyali milin dönme devrinin tam bir katında oluşur. Periyot ile frekans birbirlerinin tersi olan terimlerdir. Buna göre $f=1/T$ ve $T=1/f$ olarak alınır.

1.4.3. Açısal frekans (ω)

Dönme hareketi yapan bir cismin birim zamanda kat ettiği yolun (taradığı açının) radyan cinsinden değeridir. Birimi rad/s 'dir, $\omega = 2\pi f$ ile ifade edilir.

1.4.4. Faz (ϕ)

Referans ya da başlangıç miktarına bağlı olarak iki olaydan birinin diğerine göre ne kadar önce veya sonra meydana geldiğinin ölçüsüdür. Birimi açı birimi, derece veya radyandır. $0-360^\circ$ veya $0-2\pi$ arasında değerler alır. Dönen cisimlerde faz açısı hesaplanırken, referans noktasından itibaren dönüş yönünün tersi pozitif yön olarak kabul edilir. Faz, dengesiz bir rotorda yerleştirilecek kütlelerin yerinin belirlenmesinde, dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve diğer makine arızalarının birbirlerinden ayırt edilmesinde çok önemli olmaktadır⁽⁷⁵⁾. Titreşim ölçen cihazlar fazı doğrudan ölçmemekte, iki olay arasındaki zaman farkını ölçüp bunu kullanarak açığı hesaplamaktadırlar⁽⁷⁶⁾.

1.4.5. Genlik

Titreşimin şiddetini ifade eder. Eğri üzerindeki sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki veya maksimum ve minimum tepe noktaları arasındaki mesafedir. Birimi uzunluk boyutundadır. Genlik *tepe değer*, *tepeler arası değer*, *RMS*, ortalama olmak üzere dört şekilde ifade edilebilir.

1.4.5.1. Tepe Değer (X_0)

Sıfır noktasından tepe noktaya olan uzaklık, sinyalin bir yönde eriştiği maksimum değerdir.

1.4.5.2. Tepeler arası değer ($2X_0$)

Sinyalin maksimum tepeden minimum tepeye kadar aldığı değerdir.

1.4.5.3. RMS

Bir sinyalin t_1 - t_2 zaman aralığında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının kareköküdür. $RMS=0.707 \times \text{Tepe değer}$ ifadesi ile, RMS ile Tepe değer arasında dönüşüm yapılabilir.

1.4.5.4. Ortalama

Bir sinyalin t_1 - t_2 zaman aralığında aldığı değerlerin aritmetik ortalamasıdır. $\text{Ortalama}=0.5 \times \text{Tepe değer}$ ifadesi ile elde edilir.

Titreşim genlik birimleri yer değiştirme, hız ve ivme birimlerinden birisi olabilir.

1.4.5.5. Yer değiştirme

Bir kuvvetin etkisi altında kalan kütleinin, sıfır noktasına veya belli bir referans noktasına göre ötelenmesi sonucunda aldığı yol veya yer değiştirme miktarıdır. Birimi uzunluk boyutundadır.

1.4.5.6. Hız

Birim zamanda alınan yoldur. Matematiksel olarak yer değiştirmenin zamana göre değişimidir. Birimi m/s, mm/s, mikron/s, inç/s, mil/s olabilir.

1.4.5.7. İvme

Hızda birim zamanda meydana gelen değişimdir. Birimi g's, m/s², mm/s², mikron/s², inç/s² olabilir. g's= 9.81 m/s².

Genlik birimi olarak kullanılan bir başka ölçü de desibel (dB)dir. Bazı büyüklüklerin doğrudan ölçülerek rakamsal olarak ifade edilmelerinde zorluklar vardır. Örneğin gürültü bunlardan biridir. Böyle durumlarda ölçülen büyüklüğün, referans kabul edilen bir değere oranlanarak ifade edilmesi daha anlamlı olduğu için, ölçülen değer buna oranını büyük rakamlarla ifade etmek gerekmektedir. Bu zorluktan kurtulmak amacıyla logaritmik hesap yöntemi tercih edilmiştir.

Titreşim hesaplamalarında kullanılan dB eşitliği ile ivme, hız ve kuvvet için kabul edilen referans değerler ISO R 1683'te aşağıdaki gibi tanımlanmıştır⁽⁷⁷⁾.

$$dB=20 \log(X/X_r) \quad 1.2.$$

Burada X, ölçülen değer; X_r=Referans değerdir. Referans değerler:

İvme için $A_r=10^{-6} \text{ m/s}^2$

Hız için $V_r=10^{-9} \text{ m/s}$

Kuvvet için $F_r=10^{-6} \text{ N}$ olarak belirlenmiştir.

Yer değiştirme ölçümleri tepe değerler arası, hız ölçümleri tepe değer, ivme ölçümleri RMS cinsinden ifade edilmektedir. Titreşim hareketi basit, sinüzoidal ise yer değiştirme, hız ve ivme birbirlerine aşağıdaki ifadeler kullanılarak dönüştürülürler⁽⁷⁸⁾:

$$V=\pi f X \quad 1.3$$

$$V=1.56 a / f \quad 1.4$$

$$a=2.013 f^2 X \quad 1.5$$

$a=0.641 V f$	1.6
$X=0.3183 V / f$	1.7
$X=0.4968 a / f^2$	1.8

Burada X yer değiştirme (m; pk-pk), V hız (m/s), a ivme (m/s^2), f frekans (Hz veya 60/Rpm), Rpm dönme devri (d/d)dir.

Titreşim analizinde çokça kullanılan terimlerden bazıları harmonik, yan bant, genlik modülasyonu ve faz modülasyonudur. Doğru bir titreşim analizi için bu terimlerin açıklanması gerekir.

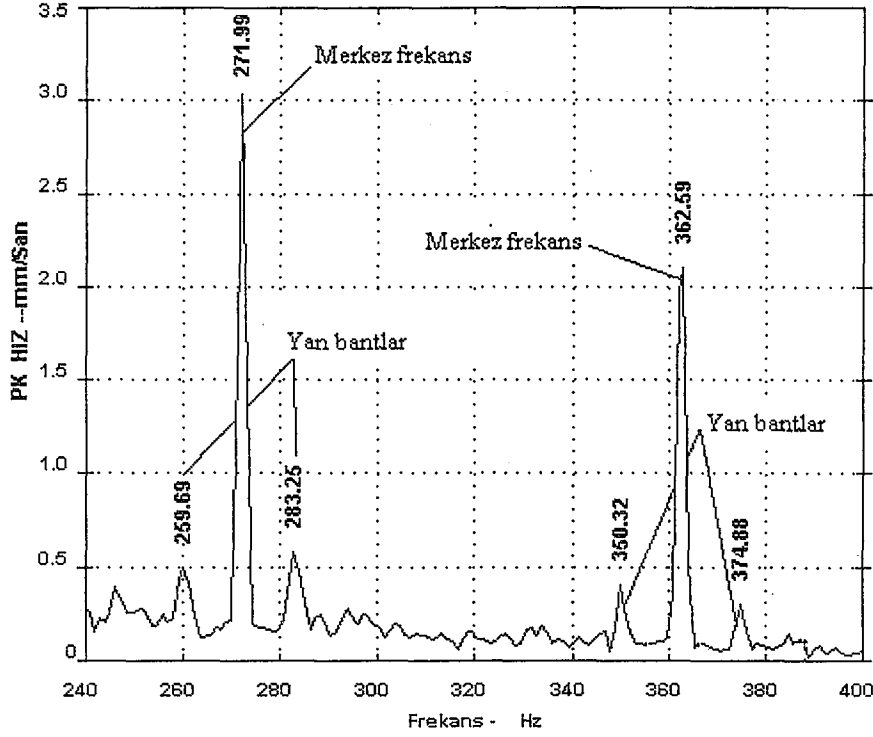
1.4.6. Harmonik

Mil dönme devrinin tam sayı katlarıdır. Aynı zamanda hasar frekanslarının tam sayı katları da harmonik olarak adlandırılır. Mil dönme devri harmoniklerinin, kat sayının yanına 'x' konularak (örneğin mil devrinin 5 katı, 5x) gösterimi genel kabul görmüştür. Hasar frekansı harmoniklerinin gösterimi (örneğin bir rulmanda dış bilezik geçiş frekansının 11.harmoniği, $11x\omega_{bp}$) de aynı usül kullanılarak yapılmaktadır. Pompa kanat geçiş frekansı, dişli kavrama frekansı, ve benzerlerinin gösterimi de aynı şekilde olmaktadır.

1.4.7. Yan bant

Merkez frekans etrafında (sağ ve sol yanında) eşit olarak yerleşmiş frekans bileşenleridir (şekil 1.12.). Pratikte makine veya elemanların simetrik olmamalarından dolayı yan bantlar merkez frekansa göre nadiren simetriktirler. Merkez frekans, taşıyıcı frekans olarak adlandırılır. Dişli kavrama frekansı, rulman

bilye geçiş frekans katları, makine veya yapının rezonans frekansı veya ivme metrenin rezonans frekansı taşıyıcı frekans olabilir. Yan bantlar modülasyon frekansı olarak da adlandırılır. Çünkü modülasyon frekansı bir sinyalin modülasyonu sonucu oluşur. İki çeşit Modülasyon vardır: Genlik ve frekans modülasyonu. Genlik modülasyonu sabit bir frekans sinyalinin genliğindeki değişimdir. Frekans modülasyonu ise sabit bir genlik sinyalinin frekansındaki değişimdir. Genelde genlik modülasyonu yükleme durumundaki değişimle birlikte olur. Frekans modülasyonu ise hızdaki değişimle birlikte olur. Rulmanlı yataklarda genlik modülasyonu olur. Dişlilerde yan bantlar mil dönme hızında ve onun harmoniklerinde oluşur. Eksantrik dişli, eğik ya da eksenli kaçık mil üzerinde dişli olması durumunda kavrama oluştuğunda genlik modülasyonları olur. Bu durumda dişleri periyodik olarak kavramaya sokan kuvvetten dolayı tekrarlayıcı yükleme olur. Milin her dönüşünde bir kez minimum ve maksimum kavrama kuvveti oluşur. Eksantriklik artınca yan bant genlikleri de artar⁽⁷⁹⁾.



Şekil 1.12. Tipik yan bant oluşumu

Yan bant f_1 frekanslı bir sinyalin f_2 frekanslı diğer bir sinyal tarafından modülasyona uğratılması sonucu oluşur. Örneğin $\cos(2\pi f_1)$ periyodik sinyali $\cos(2\pi f_2)$ sinyali tarafından modülasyona uğratılırsa ortaya çıkan yeni sinyal bu iki sinyalin çarpımından oluşacaktır. Trigonometrik bağıntılardan;

$$\cos(2\pi f_1) * \cos(2\pi f_2) = 1/2 [\cos(2\pi(f_1 + f_2)) + \cos(2\pi(f_1 - f_2))] \quad 1.9.$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeden de açıkça görüleceği gibi böyle bir sinyal $(f_1 + f_2)$ ve $(f_1 - f_2)$ frekanslarında iki tepe değere sahip olacaktır. Bu tepeler f_1 frekansının f_2 frekansı ile yan bantları olarak adlandırılır. Modülasyon etkileri, burada verilen örnekten çok daha karmaşık olduğu için genellikle modülasyona uğrayan frekansın sağ ve sol tarafında bir çok yan bant oluşabilir⁽⁸⁰⁾.

Şekil 1.12'de görülen merkez frekanslar sırasıyla, iç bileziği 741 d/d (12.35 Hz) ile dönen SKF NU224 rulmanın dış bilezik hasar frekansı (91.55 Hz)'nin 3 (274.65 Hz) ve 4 (366.2 Hz) katlarıdır. Yan bantlar ise bu frekansların mil dönme devrinin birinci katı ile oluşturduğu frekanslardır:

$$259.69 \text{ Hz} \cong 274.65 - 1 \times 12.35, 283.25 \cong 274.65 + 1 \times 12.35$$

$$\text{ve } 350.32 \text{ Hz} \cong 366.2 - 1 \times 12.35, 374.88 \text{ Hz} \cong 366.59 + 1 \times 12.35$$

1.5. Arızalar ve Titreşim ilişkisi

Dönen makinelerdeki titreşimler çoğunlukla dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik, çatlak mil ve diğer arızalardan kaynaklanmaktadır⁽⁴⁴⁾. Makinelere alınan titreşim ölçümlerinin dahil olduğu frekans bölgesi iki farklı yaklaşımla sınıflandırılmıştır^(20, 81, 82).

R.G. Harker ve J. L. Sandy⁽²⁰⁾, nin çalışmasında ve Bently Nevada firmasının uygulama notunda⁽⁸¹⁾ rulman yataklı makinelerden alınan titreşimler farklı üç frekans bölgesine ayrılmıştır. Buna göre frekans bölgeleri rotor titreşim bölgesi, prime spike bölgesi ve yüksek frekans bölgesi olarak adlandırılmıştır.

1.5.1. Titreşim frekans bölgeleri

Dönen makinelerden elde edilen titreşim frekanslarının spektrum grafiğinde temsil ettiği yer, araştırmacılardan tarafından üç farklı bölgeye ayrılmıştır, bunlar:

1.5.1.1. Rotor titreşim bölgesi

Rotorla ilgili titreşimler normal olarak mil dönme hızının $1/4$ 'ü ile 3 katı ($1/4x-3x$) arasındaki aralıkta oluşur ve en iyi hız veya yer değiştirme birimlerinde ölçülür. Çok genel amaçlı makineler 1200 ile 3600 d/d hız aralığında çalıştığı için rotor ile ilişkili titreşim sinyalleri 10 Hz'den 500 Hz'e (600 rpm-30 krpm) kadar olan aralıkta kalmaktadır. Bir çok rulman arızası rotor ile ilişkili bozukluklar(dengesizlik, eksen kaçıklığı, rotor kararsızlığı) sonucu oluşmaktadır. Bu frekans bölgesindeki titreşim gözlemlenmezse rotor ile ilgili bozukluklar belirlenmeyecek ve rulman devam eden süreçte arızalanacak ve değiştirilecektir. Rotor titreşim bölgesinde sadece rotorla ilgili titreşim olayları olmaz aynı zamanda rulmanla ilgili titreşim frekanslar da bu bölgede olabilirler. Hasarlı bir kafes, mil dönme hızının $1/2$ 'sinin altında titreşim oluşturacaktır. REBAM® gözlemlene sistemi ile yapılan çalışmalar iç bilezikte oluşan kabarmanın da rotor titreşim bölgesinde sinyal ürettiğini göstermiştir.

Angelo'nun hazırladığı, Brüel&Kjaer firması tarafından yayınlanan çalışmada⁽⁸²⁾ ise dengesizlik, eksen kaçıklığı, eğik mil, mekanik gevşeklik v.s. den kaynaklanan titreşimler ve kaymalı yataklarda ortaya çıkan yağ dönmesi, yağ kırılması, kararsız dönmeden kaynaklanan titreşimlerin düşük frekans bölgesine dahil olduğu belirtilmiştir.

1.5.1.2. Eleman geçiş frekans bölgesi

Rulman yataklı makinelerin durumunu gözlemlenmek için ikinci frekans bölgesi eleman geçiş bölgesidir. Eleman geçişi, yuvarlanma elemanlarının iç veya dış bilezik hasarı üzerinden geçmesi sonucu oluşan rulman frekanslarını içine alan titreşim frekans aralığını tanımlamak için Bently Nevada firması tarafından kullanılan bir

terimdir. Bu frekans aralığı normal olarak eleman geçiş hızının 1'den 7 katına (1-7 Epx) kadar olan kısmı içine alır ve yer değiştirme, hız veya ivme birimlerinde etkili olarak ölçülebilir. Eleman geçiş hızı (Epx) yuvarlanma elemanının iç veya dış bilezikteki bir noktadan geçme anındaki hızı olarak tanımlanır. Saha çalışmaları tüm rulman hasarlarının yaklaşık %90'ının iç veya dış bilezik kusurları ile ilgili olduğunu göstermiştir. Diğer %10'u rotor titreşim bölgesinde titreşim frekansları üreten yuvarlanma elemanı veya kafes kusuru ile ilgilidir. Eleman geçiş bölgesinin oluşturulması ve rotor ile ilgili titreşim bileşenlerinin filtrelenmesiyle rulmanların durumlarının gözlemlenmesi geliştirilebilir.

Angelo⁽⁸²⁾ dişli titreşim frekanslarının orta frekans bölgesi diye isimlendirdiği frekans bölgesine dahil olduğunu belirtmiştir.

1.5.1.3. Yüksek Frekans Bölgesi

Üçüncü frekans bölgesi yüksek frekans bölgesidir. Bu bölge 5 kHz'den yaklaşık 25 kHz'e kadar olan frekansları kapsar. Rulmanda bir kusur oluştuğunda üretilen titreşim sinyalleri kısa, ani darbeler şeklindedir. İvme ölçerler hafif sönümlü cihazlar oldukları için kendi rezonans frekansında çınlayarak bu tip sinyallere tepki gösterirler. İvme metrenin montaj rezonans frekansı kullanılarak ve genliği ivme biriminde ölçülerek rulmanların durumunu yüksek frekans bölgesinde gözlemlenmek mümkündür. Ancak gürültüden etkilenebilen problemler ve hasarın ilerlemesine rağmen yüksek frekans genlik değerlerini azaltan "rulman hasarının kendini ezmesi" nedeniyle yüksek frekans ölçümleri sadece "rotor titreşim" ve "eleman geçiş" bölgelerine ek olarak kullanılmalıdır.

Tecrübeler rulmanların durumu hakkındaki bilgilerin ve rulman hasarlarının belirtilerinin bir çoğunun eleman geçiş bölgesinde(1-7 Epx) olduğu görülmüştür. Rotor davranışı hakkındaki bilgiler genellikle dönme hızının 1/4 ve 3 katı (1/4x-3x) arasında oluşmaktadır. Oldukça yüksek frekanslardaki (8 Epx ve MHz bölgesine doğru daha büyük değerler) bilgiler makinenin durumu ile ilgili diğer bilgileri (sürtünmeler, kavitasyon, valf gürültüsü) içerdiği kadar, rulman hasarı hakkında oldukça erken uyarı verir.

Angelo⁽⁸²⁾ da rulman titreşimlerinin bu bölgeye dahil olduğunu belirtmiştir.

1.5.2. Arızalar ve oluşturdukları titreşim frekansları

Arızalar belirli frekanslarda titreşim üretirler. Bu frekansların bilinmesi sayesinde makinelerden elde edilen titreşim frekanslarında hangi arızaların katkısı olduğu belirlenebilir. Dolayısıyla makinedeki arıza da bu yolla tespit edilebilir. Dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik problemleri için devir sayısının katlarına bağlı olan frekans bilgileri kurallaştırılmıştır. Dişli ve rulman arızaları için ise diş sayısına, mil devrine ve rulman geometrisine bağlı olan arıza frekansları hesaplanmaktadır. Bu bölümde arızalar ve oluşturdukları belirgin frekanslar ele alınmıştır.

1.5.2.1. Dengesizlik

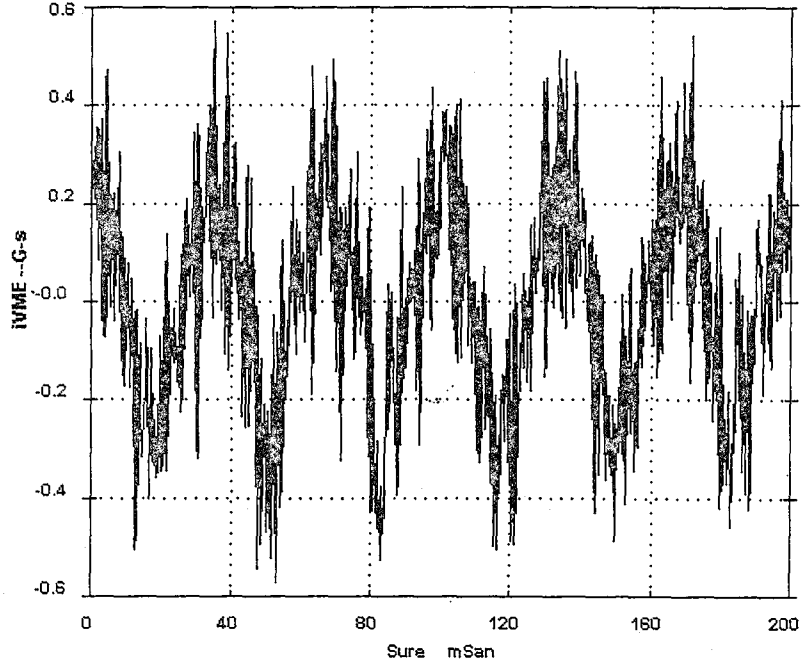
Makinelerde dönen elemanlar tarafından oluşturulan tüm kuvvetlerin denge halinde oluşuna denge (balans) denir. Bu denge halindeki herhangi bir değişme balanssızlığı oluşturur. Dengesizlik makinelerde görülen en yaygın titreşim şeklidir. Teorik olarak, mükemmel dengelenmiş bir makinede hiç titreşim oluşmaz. Pratikte

mükemmel olarak dengelenmiş makine yoktur. Tüm makineler az seviyede de olsa dengesizdirler. Bu dengesizlik spektrum grafiğinde mil dönme hızında (1x) bir tepe oluşturur. Dalga formu periyodik, basit, vuruntusuz ve sinüs deseni şeklinde oluşur. Eksenel titreşim varsa oldukça küçük olur (Şekil 1.13.a. ve 1.13.b.).

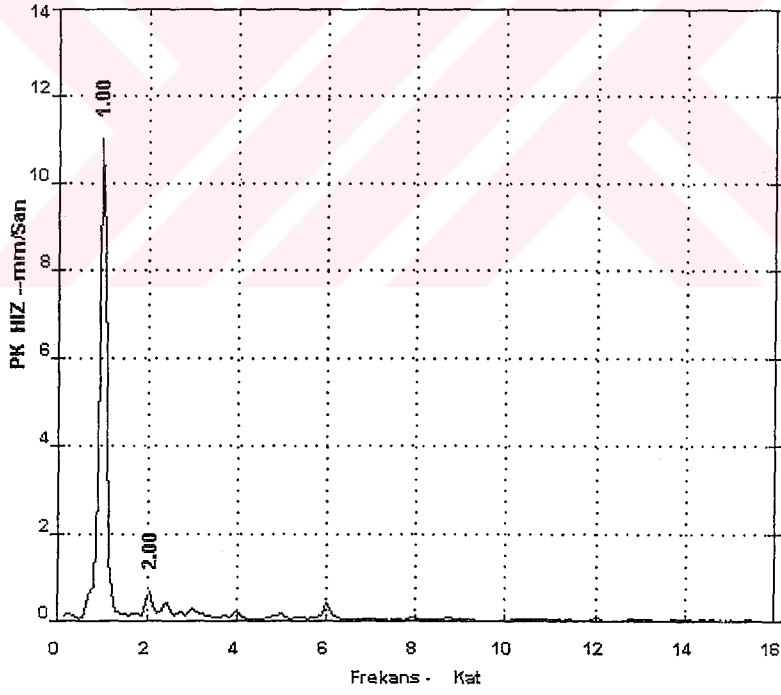
Dengesizlik kendi içinde tek düzlem ve çok düzlem dengesizliği olmak üzere iki sınıfta ele alınabilir.

1.5.2.1.1. Tek düzlem dengesizliği

Spektrum grafiğinde baskın olan 1x titreşim frekansını oluşturur. Yalnızca bir nokta dengesiz olduğu için, rotorun her dönüşünde yalnızca bir işaret oluşur. Spektrum grafiği diğer arızalar ile ilgili frekansları da içerir. Dengesizlik çok yönlü olduğu için makine yatağının düşey ve yatay yönlerinde görülür. 1x'in gerçek genliği düşey ve yatay yönlerde, genellikle aynı değildir ve yüksek seviyelerdedir. Düşey ve yatay yönlerdeki fark, yatakların katılığından kaynaklanmaktadır. Genellikle yatay düzlem daha hareket serbestisine sahiptir, bu yüzden düşey düzleme göre 1x'in genliği daha büyüktür.



Şekil 1.13.a. Dengesizlik dalga form grafiği



Şekil 1.13.b. Dengesizlik Spektrum grafiği

1.5.2.1.2. Çok düzlem dengesizliği

Çok düzlem dengesizliği mil dönme hızının çoklu harmoniklerinde frekanslar oluşturur. Harmoniklerin gerçek sayısı dengesiz noktaların sayısına, dengesizliğin şiddetine ve dengesiz noktalar arasındaki faz açısına bağlıdır.

Örneğin dört noktasından dengesiz bir makinede ölçülen titreşimin spektrum grafiğinde 1x, 2x, 3x, 4x frekansları olacaktır. Bu frekansların her birinin gerçek genliği, dört noktadaki dengesizliğin miktarına bağlıdır. 1x frekansı daima diğerlerinden büyüktür⁽⁸³⁾.

Statik dengesizlik durumunda, rotorda aynı rulman yerinde radyal-radyal veya yatay-yatay boyunca faz kayması olmaz, dikeyden yataya 90° ($\pm 20^\circ$) faz kayması olur⁽⁷⁵⁾.

Ölçüm sonuçlarından dengesizlik kesin olarak belirlenemiyorsa, makineyi değişik hızlarda çalıştırıp dönme devri frekansının genliğini izlemek kolaylık sağlar. Eğer dengesizlik varsa makinenin hızı artırılıınca titreşimin genliği de artacaktır⁽⁷⁵⁾.

1.5.2.1.3. Dengesizliğin nedenleri

- Elemanlardaki malzemenin homojen olmaması.
- Parçanın geometrik olarak simetrik olmaması.
- Çalışma şartlarında meydana gelen ısıl genleşme, korozyon, aşınma, madde birikimi, v.s.
- Montajın balans şartlarına eş değer şartlarda yapılamaması.
- Kaymalı yatakların eksantrik monte edilmesi sonucunda, geometrik merkezin dışında bir merkez etrafında dönüş.

- Gerilim artımı- pres, soğuk çekme,v.s. yöntemle imal edilen malzemede gerilim giderilmediyse veya montajda kaynak kullanıldıysa.

1.5.2.2. Mekanik Gevşeklik

Çalışan makine parçalarının bağlantılarında zamanla gevşemeler olmaktadır. Gevşeklik düşey ve yatay düzlemlerde olabilmekte, genellikle mil dönme devrinin çoklu harmonikleri (1x, 2x, 3x, 4x, v.s.) titreşim spektrum grafiğinde oluşmaktadır (Şekil 1.14.). Bazı durumlarda mil dönme devrinin yarım harmonikleri (0.5x, 1.5x, 2.5x, v.s.) de oluşmaktadır. Hemen hemen tüm durumlarda tam ve yarım harmonikler bulunmaktadır⁽⁸³⁾. Yukarıda da belirtildiği gibi mekanik gevşeklik düşey ve yatay olmak üzere ikiye ayrılabilir.

1.5.2.2.1. Düşey Gevşeklik

Düşey düzlemdeki gevşeklik mil dönme devrinin tam ve yarım harmonik titreşim frekanslarını (0.5x, 1x, 1.5x, 2x, 2.5x, v.s.) oluşturur. Bir çok durumda yarım harmonik frekansların genliği, yaklaşık olarak harmonik frekansların genliğinin yarısına eşittirler. Makinenin civatalar engelleyinceye kadar yukarıya çıkmasından oluşur. Bu esnada mil dönme hızının yarım çarpanları oluşur. Makine geri, orijinal yerine döndüğünde daha büyük darbeler oluşur ve mil dönme hızının tam harmonikleri oluşur⁽⁸³⁾.

Tam ve yarım harmonik frekansların genliklerindeki farklılık yer çekimi ivmesinden kaynaklanmaktadır. Makine düşeyde yukarı doğru çıktığında yer çekimi çıkış kuvvetine direnir. Bu yüzden makine ayağının bağlantı civatası ile teması

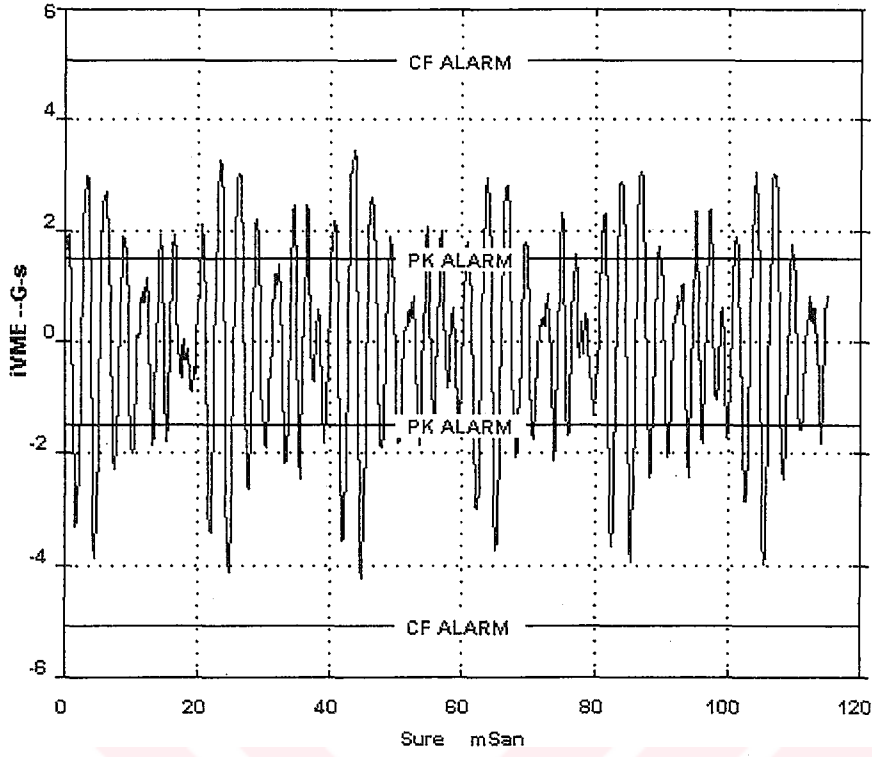
sonucu ortaya çıkan darbe kuvveti çıkış kuvveti ile yer çekimi arasındaki farka eşittir. Makine geri düştüğünde yerçekimi kuvveti dengesizlikten oluşan kuvvet ile birleşir. Makine ayağının zemin ile teması sonucu ortaya çıkan darbe kuvveti, yer çekimi kuvveti ile dengesizlikten oluşan kuvvetin toplamına eşittir.

1.5.2.2.2. Yatay gevşeklik

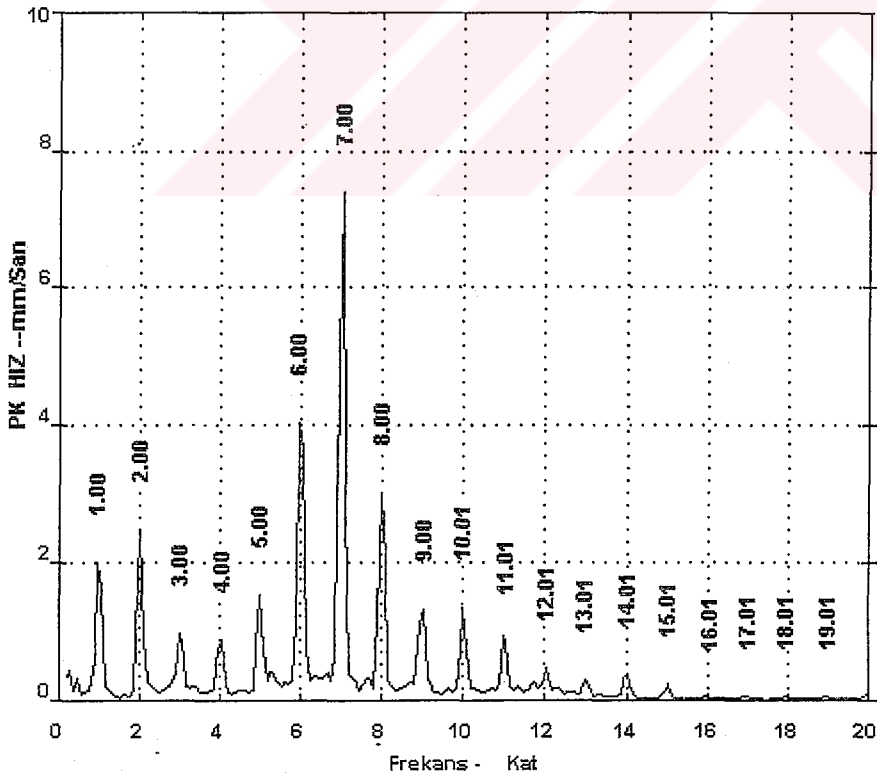
Bu durumda makinenin bağlantı ayakları yatay düzlemde esner, dikey gevşeklikten farklı olarak yer çekimi her ayakta eşit dağılmaktadır ve ayakların yönü geri döndüğünde çarpma enerjisinde bir artış olmamaktadır.

Yatay gevşeklik 1x ve 2x titreşim frekanslarını oluşturur. Makinenin enerji kaynağı makinenin dönen mili olduğu için esneme zamanı milin bir tam devrine yani 1x'e eşittir. Bu tek dönüş boyunca bağlantı ayakları denge konumunun her iki yönünde maksimum esneme miktarına ulaşırlar. Ayak ilk önce bir tarafa, sonra diğer tarafa yer değiştirdiği için yöndeki bu çift değişim mil dönüş hızının iki katında (2x) bir frekans üretir. Makine ayaklarının düşey ve yatay hareketlerinin yanında mekanik gevşekliğin bir çok şekli vardır. Sadece mekanik gevşekliğin bulunduğu durumların bir çoğunda mil hızındaki (1x) titreşim frekans genliğinde bir artış olur. Ayrıca gevşeklik bir veya daha fazla harmonik frekans oluşturur⁽⁸³⁾ (2x, 3x, 4x, veya harmoniklerin ve yarım harmoniklerin karışımı).

Ancak gevşekliğin hepsi bu klasik özelliği göstermez. Örneğin aşırı rulman boşlukları, çoklu harmonik frekanslı titreşim üretmez. Bu durumlarda titreşim, gevşekliği gösteren eşsiz frekansları içerir. Kaymalı yataklarda gevşeklik alt harmonik frekanslarda (mil hızından daha küçük, 0.5x gibi) bir artışa sebep olur. Rulmanlardaki gevşeklik bir veya daha fazla dönme frekansında artışa sebep olur.



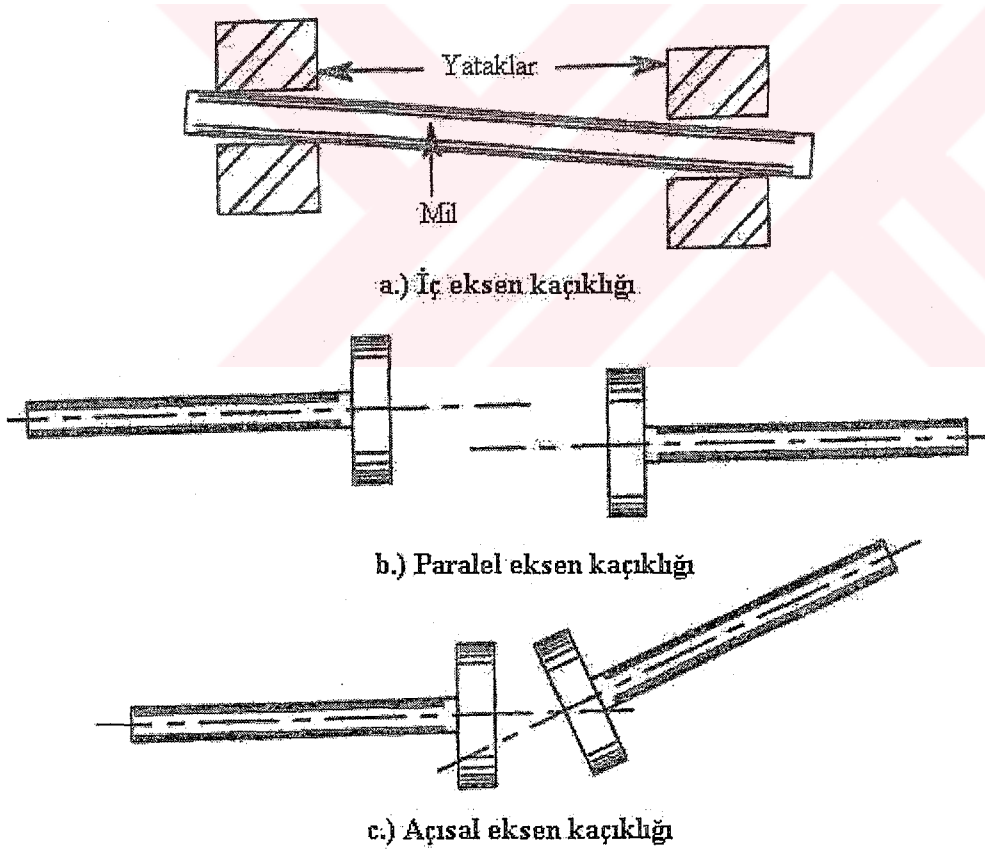
Şekil 1.14.a. Mekanik gevşeklik dalga form grafiği



Şekil 1.14.b. Mekanik gevşeklik spektrum grafiği

1.5.2.3. Eksen kaçıklığı

Eksen kaçıklığı, döndüren ve döndürülen makinelerin millerinin aynı merkezde olmaması durumudur⁽⁷⁶⁾. Eksen kaçıklığı, makinelerin yanlış montajı ve anormal ön yüke sebep olan rulman yatağının ısıl genişmesi sonucu oluşmaktadır⁽⁴⁴⁾. Gerçek olarak makinelerde daima vardır. Genel olarak eksen kaçıklığının miller ve onları bağlayan kaplinler, V-kayışları, ara bağlayıcılar arasında olduğu düşünülür. Ancak milin yataklarında ve makinenin diğer noktalarında da olabilir. İç, paralel ve açısallık olmak üzere üç çeşit eksen kaçıklığı söz konusudur (Şekil 1.15.)



Şekil 1.15. Eksen kaçıklığı çeşitleri ⁽⁸³⁾.

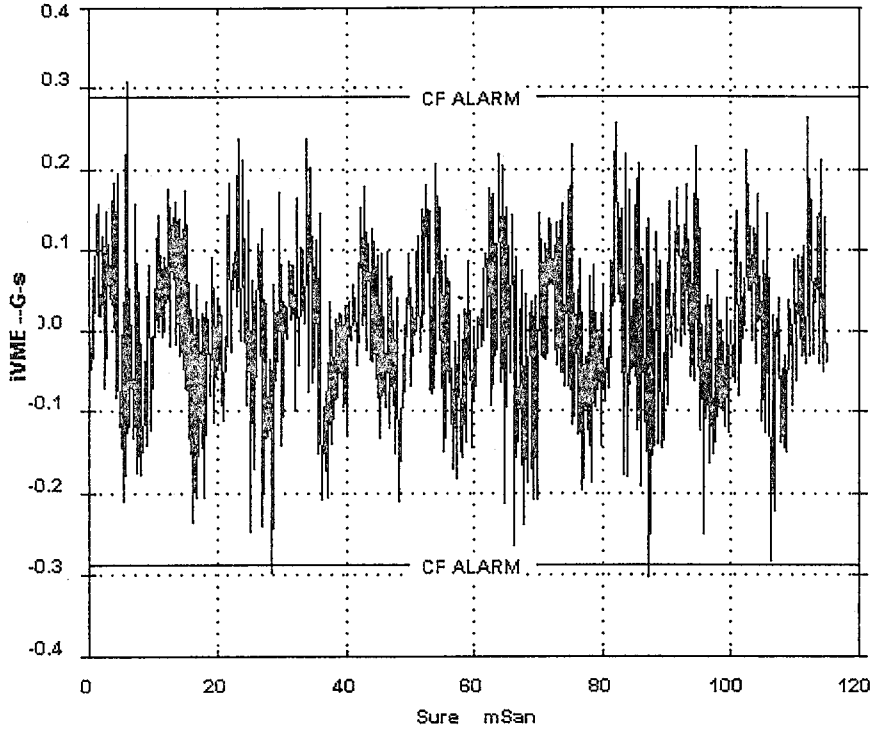
Her üç tip eksen kaçıklığı makinede bariz bir dengesizlik oluşturacağı için spektrum grafiğinde 1x frekansında bir tepeciğe sebep olan titreşim meydana getirir. İç (yatak) ve paralel eksen kaçıklığı aynı zamanda 2x harmonik frekansında bir tepecik oluşmasına neden olur. Mil bir devir yapmasına rağmen iki yüksek frekans oluşturur. Bunlar mil devrinin birinci (1x) ve ikinci (2x) harmonikleridir (Şekil 1.16.)

Açısal eksen kaçıklığı bir çok şekilde kendini gösterir ve titreşim spektrum grafiğinde 1x ve 2x frekanslarının oluşmasına yol açar. Faz ilişkisine bağlı olarak üçüncü harmonik (3x) frekansını da oluşturabilir. Aynı zamanda kuvvetli eksenel titreşim oluşturur.

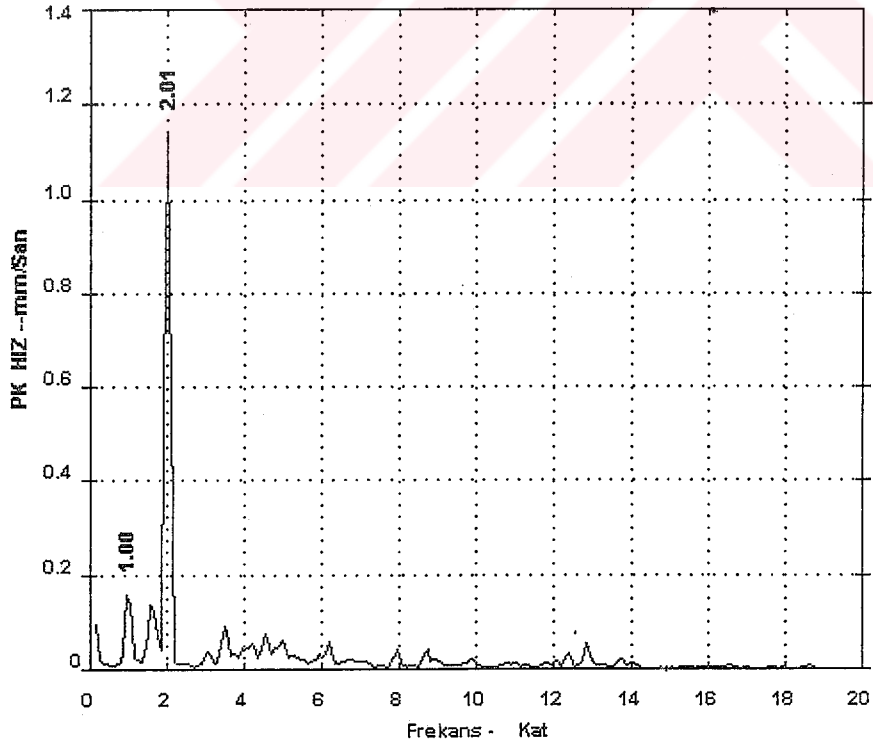
Bazı durumlarda eksen kaçıklığını mekanik gevşeklikten ayırmak zordur. Bu gibi durumlarda dalga formu tekrarlı bir şekle sahipse eksen kaçıklığına işaret eder⁽⁸⁴⁾. Pratik çalışmalardan eksen kaçıklığının en kolay belirtilerinden birisinin dalgaformunun “M” ve “W” şeklinde olduğu görülmüştür⁽⁸⁵⁾.

Açısal eksen kaçıklığı eksenel yönde kaplin boyunca tipik olarak $180^{\circ} (\pm 30^{\circ})$ faz kayması gösterir. Paralel eksen kaçıklığı radyal yönde kaplin boyunca tipik olarak $180^{\circ} (\pm 30^{\circ})$ faz kayması gösterir. Rulman eksen kaçıklığı, rulmanın bir tarafından diğer tarafına veya üst tarafından alt tarafına $180^{\circ} (\pm 30^{\circ})$ faz kayması gösterir⁽⁷⁵⁾.

Eksen kaçıklığı olan rulman, bazen yuvarlanma elemanı sayısı ile dönme hızının çarpımından elde edilen frekansta titreşime sebep olur⁽⁷¹⁾. Rulman eksen kaçıklığı, rulmanın bir tarafından diğer tarafına veya üst tarafından alt tarafına $180^{\circ} (\pm 30^{\circ})$ faz kayması gösterir⁽⁷⁵⁾.



Şekil 1.16.a. Eksen kaçıklığı dalga form grafiği



Şekil 1.16.b. Eksen kaçıklığı spektrum grafiği

Makinelerde karşılaşılan problemlerin belirlenmesinde hasarların oluşturduğu tipik titreşim frekansları bir çok çalışmada^(3, 76, 83, 86, 87) tablo haline getirilerek sunulmuştur. Bu çalışmalardan derlenen hasar frekansları Çizelge 1.1'de verilmiştir.

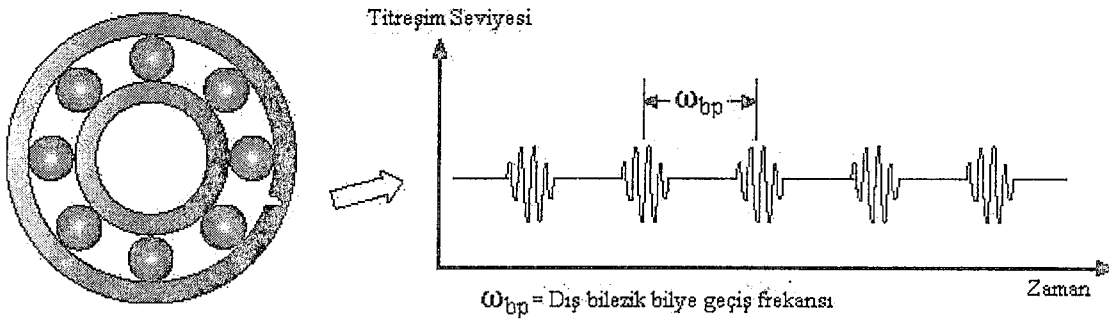
Çizelge 1.1. Arızalar ve oluşturdukları belirgin titreşim frekansları

Sebebi	Frekans	Yön	Faz ilişkisi	Genlik
1. Dengesizlik				
1.1.Kütle dengesizliği	1x	Radyal	Aynı noktada yatay düşey arasında 90°	Sabit
1.2.Statik dengesizlik	1x	Radyal	Radyalde iki yatakta aynı	
1.3.Dinamik dengesizlik	1x	Radyal	Eksenelde ve radyalde 180°	
2. Eğik Mil				
2.1. Eğik Mil	Genellikle 1x, zaman zaman 2x	Eksenel	Yataklar arası 180° fark	Sabit
3. Eksen kaçıklığı				
3.1.Paralel	1x, 2x, bazen 3x,4x	Radyal	Radyalde 180°	Sabit
3.2. Açısal	1x, 2x bazen 3x,4x	Eksenel	Eksenelde 180°	Sabit
3.3. Her ikisi	1x, 2x bazen 3x,4x	Radyal ve/veya eksenel	180° 180°	Sabit
4. Gevşeklik				
4.1. Rulman Yatakları gibi dönmeyen parçalar	1x,2x,3x baskın, 10x'e kadar düşük genlik	Radyal		Sabit
4.2.Yönlendirici gibi dönen parçalar	1x baskın, 10x'e kadar düşük genlik	Radyal		Sabit
5. Hasarlı Rulman Bölüm 1.5.2.4'te detaylı olarak verilmiştir.				
6. Kararsızlık				
7.1. Yağ Kırılması	0.4-0.46xdevir/dak	Radyal		Sabit
7.2.Rotorda aşınma	0.5xdevir/dak ve yarı harmoniklerinde kendini tekrarlar	Radyal		Sabit

1.5.2.4. Rulman Hasarları

Rulmanlardaki hasarlar şiddetli titreşimlere sebep olurlar. Rulman titreşiminin izlenmesi sayesinde bileziklerin ve yuvarlanma elemanlarının pürüzlülükleri belirlenebilir. Bu hasarları oluşturan sebepler, üretim ve montaj bozuklukları veya dış etkiler olabilir. Temas yüzeylerinin aşınması, yuvarlanma elemanının ve kafesin beraber çalışan yüzeyindeki hasar, temastaki kirlilik dış sebeplere örnek olarak verilebilir. Hasarlar yerel ve yayılı olmak üzere iki kategoride ele alınabilir^(68, 41).

Bölgesel hasarlar; yuvarlanma yüzeylerindeki çatlaklar, küçük delik şeklinde korozyon (pitting) ve kabarmalardır. Rulmanlarda sık rastlanan hasar, yorulma çatlaklarının sebep olduğu, bileziklerde ve yuvarlanma elemanlarındaki kabarmalardır. Bölgesel hasarlı bir eleman diğer elemanla çalıştığında iç yüzeydeki temas gerilmelerinde düzensiz değişimler olur. Bu durum çok kısa süreli bir darbe sinyalinin üretilmesine neden olur (Şekil 1.17.). Bu darbe sinyali hasarın varlığını belirlemek için izlenebilen, titreşim ve gürültü oluşturur.



Şekil 1.17. Hasarlı rulmanın oluşturduğu tipik sinyal ⁽⁸⁸⁾

Dağınık hasarlar; yüzey pürüzlülüğü, dalgalılık, ekseni kaçık bilezikler, çentik, korozyon aşınmaları, kir ve ölçü dışı yuvarlanma elemanlarıdır. Yüzey özellikleri rulman bileziklerinde gerçekleşen Hertz temas genişliği ile karşılaştırılan dalga boyu biriminde tanımlanır. Temas genişliğinin derecesinin dalga boyu özellikleri küçük ise pürüzlülük, daha büyükse dalgalılık olarak adlandırılır. Üretim hataları, yanlış montaj veya aşındırıcı yıpranma dağınık hasarlara sebep olur⁽⁴¹⁾.

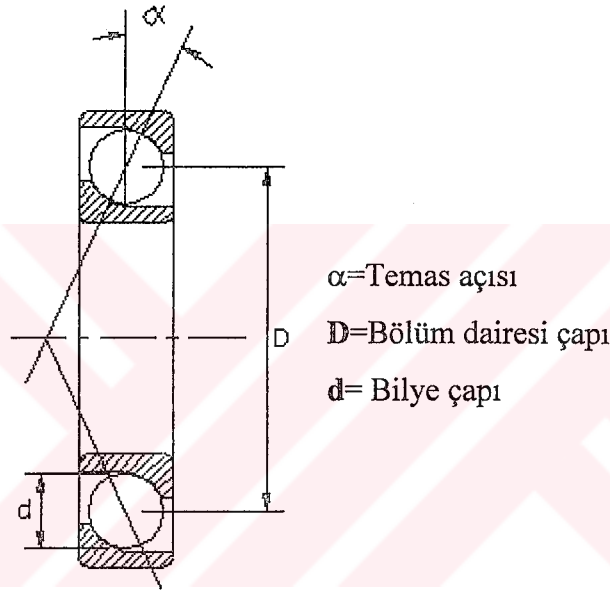
Üretim hataları, rulman yüzeyindeki düzgünlükler olarak tanımlanır. Bunlar rulman yüzeyindeki pürüzlülük ve dalgalılıktır. Pürüzlülük, spektrum grafiğinde yüksek frekans bileşenlerine sebep olur. Yüzey dalgalılığı ise spektrum grafiğinde düşük frekans bileşenlerine sebep olur. Yüzey dalgalılığının ve üretimden gelen diğer hataların veya rulman takılırken oluşan hasarın önüne geçmek öncelikli amaç olmalıdır. Çünkü bu hataların makine titreşimine etkisi önemlidir⁽⁵⁴⁾.

Montaj hataları, üretimden sonra rulmanların yanlış kullanılmaları sonucu ortaya çıkar. Bunlar; rulmanın yatağa yanlış montajı, kafesin yanlış montajı veya kafesin yanlış yüklenmesidir. Bu hatalar mekanik gevşekliğe, dengesizliğe veya eksen kaçıklığına sebep olabilirler.

Dağınık hasarlar darbeli titreşim ve gürültü oluştururlar. Bölgesel hasarlara yorulma ve çarpma izleri sebep olabilir. Yorulma, yüzeyin altında belli derinlikte küçük bir çatlak olarak başlar ve aşamalı olarak pullanma oluşmasına neden olur. Eğer titreşim izleme doğru olarak yapılırsa bu çatlak yüzeye erişmeden önce belirlenebilir, çünkü rulman elemanlarında yorulma olayı ile ilişkili yapısal değişimler rulman geometrisini etkilemese de titreşim spektrumunu etkiler. Bu durum, temas halindeki rulmanın rijitlik ve sönümlemesindeki değişimlerden kaynaklanmaktadır⁽⁶⁸⁾.

1.5.2.4.1. Rulman hasar frekansları

Rulmanlarda bir hasar oluşması durumunda hasarı karakterize eden dört çeşit hasar frekansı vardır: iç bilezik, dış bilezik, yuvarlanma elemanı ve kafes frekansı. Bunlar Şekil 1.18. göz önüne alınarak, denklem 1.10. ile 1.13. arasında ifade edilmiştir.



Şekil 1.18. Rulman geometrisi

1.5.2.4.1.1. Kafes Frekansı (ω_c)

Rulman kafesi bileziklerin hızlarına bağlı olarak ω_c frekansında döner. Bölüm 1.3'te de belirtildiği gibi kafes yuvarlanma elemanlarını birbirlerine bağlayarak onların birbirlerine çarpmaması için aralarında belirli boşluklar oluşturulmasını sağlar. İyi bir yağlama sağlansa bile yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasında sürtünme olur. Genellikle mil hızının yarısına yakın kadar bir hızla döner⁽⁸³⁾.

1.5.2.4.1.2. Bilye Dönme Frekansı (ω_b)

Her bir bilye veya yuvarlanma elemanı bilezikler etrafında döndüğü için kendi eksenini etrafında döner. Spektrum grafiğinde “bilye dönme frekansını” oluşturan bu dönme hareketi “bilye dönmesi” olarak adlandırılır.

1.5.2.4.1.3. Dış bilezik bilye geçiş frekansı (ω_{bp})

Bilyeler veya yuvarlanma elemanlarının dış bilezik üzerinden geçerken oluşturdukları titreşim frekansıdır.

1.5.2.4.1.4. İç bilezik bilye geçiş frekansı (ω_{bpi})

Bilye veya yuvarlanma elemanlarının iç bilezik üzerinde bağıl dönme hareketleri neticesinde oluşan titreşim frekansıdır. İç bilezik mil ile aynı hızda döner ve bilyeler iç bilezik üzerinden daha düşük bir hızla geçerler.

Rulman aşınması durumunda hasarlar ilk önce dış bilezikte kabarma şeklinde kendini gösterir. Kabarma daha da derinleştiğinde dış bilezik frekansının genliği artar. Arızanın son aşamasında yuvarlanma elemanları, kabarmayı iç bileziğe taşırlar ve iç bilezik frekansları artar. Bu sırada kısa süreli vuruntu sinyalleri daha büyük ve çok sık olur. Dış bilezik frekanslarının bağıl genliği ve iç bilezik frekanslarının varlığı arıza zamanını gösterecektir. Tecrübelerden belirli bir rulman frekansında 2.5 mm/s genliğin önemli, görülebilen bir rulman hasarının göstergesi olduğu görülmüştür. Bu noktada rulman sökülüp incelense büyük ihtimalle dış bilezikte oluşan hasar gözle görülebilecektir⁽⁷⁶⁾.

Rulman elemanlarında bir hasar oluştuğunda bu hasar, rulman hasar frekanslarını uyaracak ve bu frekans spektrum grafiğinde görülecektir.

Kafeste bir hasar oluşması durumunda kafes frekansı, harmonikleri ve yan bantları oluşacaktır.

Dış bilezikte bir hasar oluştuğunda dış bilezik hasar frekansı (ω_{bp}), harmonikleri ve yan bantları oluşacaktır.

İç bilezikte bir hasar oluştuğunda iç bilezik hasar frekansı, harmonikleri ve yan bantları oluşacaktır. Açısal temaslı rulmanlarda iç bilezik hasarı olması durumunda titreşimlerin mil dönme hızı, kafes hızı, iç ve dış bilezik bilye geçiş hızlarında, bunların harmoniklerinde ve bu hızların hepsinde oluşabildiği görülmüştür⁽⁶⁸⁾.

Bilye veya yuvarlanma elemanlarının biri veya daha çoğunda bir hasar oluştuğunda bilye bir tam devirde hem iç bileziğe, hem de dış bileziğe vuracaktır. Bu yüzden bilye hasarı durumunda hasar frekansı bilye frekansından (ω_b) ziyade iki katında ($2x\omega_b$) kendini gösterecektir⁽⁸³⁾, eğer ω_b , $2x\omega_b$, veya bunların harmonikleri tabii frekansla çakışır veya yeteri kadar yaklaşırsa rezonans meydana gelir⁽⁶⁸⁾.

Açısal temaslı rulmanlarda bilyelerin içerisinde bir tane ölçü dışı bilye varsa bunun kafes hızında titreşimler ürettiği görülmüştür. Birden fazla ölçü dışı bilye rulmanlardaki dizilişlerine göre titreşim oluştururlar. Simetrik diziliş kafes hızının çoklu katlarında, diğer tüm dizilişler kafes hızında titreşim üretir. Herhangi bilyeli bir rulman için ölçü dışı bilyelerin sebep olduğu en büyük radyal titreşimler bilyelerin sayısı ile kafes hızının çarpımının ikiye bölünmesiyle bulunan hızda ($Nx\omega_c/2$) oluşurlar⁽³⁶⁾.

Rulman hakkında yeterli bilgi edinilemiyorsa, sadece yuvarlanma elemanı sayısının (bilye, silindirik) bilinmesi ile rulman hasar frekansları yaklaşık olarak denklem 1.14., 1.15. ve 1.16. kullanılarak elde edilirler⁽⁷⁶⁾.

$$\omega_{bp} = \frac{n}{2} N \left[1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right] \quad 1.10.$$

$$\omega_{bpi} = \frac{n}{2} N \left[1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right] \quad 1.11.$$

$$\omega_b = \frac{N}{2} \left(\frac{D}{d} \right) \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \cos^2(\alpha) \quad 1.12.$$

$$\omega_c = \frac{N}{2} \left[1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right] \quad 1.13.$$

$$\omega_c \cong 0.4x(\text{mil hızı}) \quad 1.14.$$

$$\omega_{bp} \cong 0.4x(\text{mil hızı})xN_b \quad 1.15.$$

$$\omega_{bpi} \cong 0.6x(\text{mil hızı})xN_b \quad 1.16.$$

burada N_b yuvarlanma elemanı sayısıdır. Bu ifadelerin çıkış noktası, iç bileziğin mil hızının %60 , kafesin %40 ve dış bileziğin de %40 hızında döndüğü gerçeğidir. Yuvarlanma elemanı sayıları bilinmiyorsa ortalama 10 alınabilir. Çünkü bir çok rulman, çoğunluğu 9-11 arasında kalmak üzere, 7 ile 15 arasında yuvarlanma elemanına sahiptir⁽⁷⁶⁾.

Eğer rulman bileziklerinde veya yuvarlanma elemanlarındaki hasarlar ilerlerse hasar titreşim frekansları ve onların harmoniklerindeki piklerin genliği artacaktır. Rulman elemanlarında küçük olsa bile daima yüzey pürüzlülüğü olmaktadır, bu

yüzden sağlam rulmanlardan elde edilen titreşim sinyallerinde rulman hasar frekansları görülebilir.

İç bilezik hasar titreşiminin genliği dış bilezik hasar frekansına göre daha düşüktür. Çünkü, iç bilezikte hasarın oluşturduğu titreşim sinyali algılayıcıya varıncaya kadar yuvarlanma elemanları, dış bilezik ve yatak yuvasından geçer. Bu süre içinde sinyal sönümlenir ve genliği oldukça düşük olur⁽⁷⁵⁾.

Kaynaklarda rulman hasarlarının belirtileri yukarıda açıklandığı şekilde verilmektedir. Bunun yanında farklı iki kaynaktan^(89, 90) bu belirtiler daha detaylı olarak verilmiştir. Bu veriler Çizelge 1.2.'de görülmektedir.

Çizelge 1.2. Rulman hasarları ve oluşturdukları titreşim frekansları

No	Hasar tipi	Esas modülasyon frekansları	Öneriler
1	Dış bilezik etrafında dönme	RPM	
2	Rulmanın radyal genleşmesi	2xRPM	
3	Dış bilezikte eksen kaçıklığı	$2x\omega_{bp}$	
4	Dış bilezikte aşınma	ω_{bp}	
5	Dış bilezikte kabarmalar (çatlaklar)	$kx\omega_{bp}; k=1,2,3,....$	
6	İç bilezikte aşınma	$KxRPM; k=1,2,3,....$	
7	İç bilezikte kabarmalar(çatlaklar)	$kx\omega_{bpi}; k=1,2,3,...$	
8	Kafes ve yuvarlanma elemanlarında aşınma	ω_c veya $(RPM-\omega_c)$	
9	Yuvarlanma elemanlarında kabarmalar	$kx\omega_b; k=1,2,3,....$	
10	Rulmanın bir kaç yüzeyinde hasar	$(\omega_{bp} + \omega_{bpi})$ veya $(\omega_{bp} + RPM)$ veya $(RPM - \omega_c)(N_b + 1)$	$(\omega_{bp} - RPM)$ yok $(RPM - \omega_c)(N_b - 1)$ yok
11	Montaj yuvasında bilezik kayması	$KxRPM; k=1,2,3,...$	Diğer modülasyon frekansları yok
12	Yağlama hasarları		Genel titreşim seviyesinde artma

RPM- Mil dönme hızı; N_b - Yuvarlanma elemanı sayısı

1.5.2.4.1.5. Rulman hasar oluşumunun titreşim spektrumundaki belirtileri

Rulmanlarda hasar oluşumunun spektrum grafiğindeki frekans davranışları dört safhada açıklanabilir⁽⁹¹⁾:

1. Safha: Hasarlı rulmanın ilk belirtisi olarak rulman hasar frekanslarının daha yüksek frekanstaki çarpanları spektrum grafiğinde görülecektir. İlk önce bu yüksek frekansların görülmesinin nedeni, yuvarlanma elemanlarının hasarlı bölgeye çarpması ile rulman yüksek rezonans frekansları uyarılacak ve böylece yüksek frekans-geniş bant titreşim oluşacaktır. Bu aşamada esas hasar frekansları görülmez.

2. Safha: Spektrum grafiğinde çok fazla titreşim hasar frekansı harmoniği oluşur. Devam eden bozulma genellikle mil dönme hızı ile hasar frekansının modülasyonu ile ifade edilir. Bu aşamada hasar frekansı harmoniklerine göre yan bantların genliği çok önemlidir. Yan bant genliği hasar frekansı genliğini geçerse hasarın önemli olduğu anlaşılır.

3. Safha: Bu aşamada spektrum grafiğinde titreşim hasar frekansı harmonikleri ve yan bant frekanslarına ek olarak esas hasar frekansı da görülür. Aynı zamanda ω_b ve ω_c ile ilişkili yan bantlar da oluşur. Genellikle, ω_b ve ω_c , ω_{bpi} veya ω_{bp} 'nin yan bantları olarak görülür. Bu durum yuvarlanma elemanları ve kafesin hasarlandığı, rulman bozulmasının sonlarına gelindiğini gösterir. Uygulanan yük ve mil hızına bağlı olarak rulmanın ömrü azalmıştır.

4. Safha: Rulman bozulmaya devam ettiği için rulman elemanlarının bozulmasını hızlandıran iç boşluk artmaya başlar. Bu durum rulmanda geniş bant gürültüsünü artıran çok fazla vuruntunun oluşmasına imkan tanır. Artan vuruntu spektrum grafiğinde yükselen gürültü seviyesi olarak görülecektir. Gürültü seviyesi arttığı için tepeciklerin genliği azalacak ve ayırt edilmesi güçleşecektir. Bu noktada

hasar had safhaya çıkmıştır. Rulmanın ömrü %2'den daha az kalmıştır. Rulmanın değiştirilmesi için hemen bir bakım planlaması yapılmalıdır.

Frekans ortamında titreşim hasar frekansı ve harmoniklerinin yanında görülebilen diğer frekans çeşitleri mil dönme frekansı ile rulman hasar frekanslarının oluşturduğu "yan bantlar"dır.

Rulmanla ilgili hasarlar söz konusu olduğunda hasar titreşim sinyalleri genellikle dönme frekansı tarafından modülasyona uğratılır. Bu etki iç bilezik ve bileye frekanslarında daha kuvvetlidir. Örneğin dış bilezikte bir hasar olması durumunda $\omega_{bp} + \omega_b$, $\omega_{bp} - \omega_b$, $\omega_{bp} + 2\omega_b$, $\omega_{bp} - 2\omega_b$, $2\omega_{bp} + \omega_b$, $2\omega_{bp} - \omega_b$, v.s. yan bantları uyarılabilir⁽⁸⁰⁾.

Dönen makinede mil dönme frekansı makinenin yükündeki değişimden, temas açısından, ölçüm şartlarından ve kaymadan etkilenmektedir. Rulman hasar frekansları da dönme frekansına bağlı olduğu için onlar da değişmektedir. Bu yüzden ölçümle elde edilen titreşim hasar frekansları, harmonikleri ve yan bantları ile teorik olarak hesaplanan değerleri bire bir uyuşmayabilir ama yakın değerler elde edilir^(48, 54, 92).

1.6. Makinelerin Durumlarını izleme teknikleri

Makinelerin titreşim bilgileri kullanılarak durumlarını izleme tekniği makinelerin ve yapıların çalışırken titreşim ürettiği prensibi dikkate alınarak uygulanmaktadır. Makine düzgün bir şekilde kullanılırsa titreşim seviyeleri genellikle küçük ve sabittir. Ancak, hasarlar oluşur ve makinenin işleyişi değişirse titreşimi de değişmektedir^(27, 93).

Makinelerin durumunun izlenmesinin öncelikli amacı makineyi normal çalışma şartlarında tutmak, makinenin arızalanmasını ve üretim kaybını önlemektir. Yine aynı öncelikte başka bir amaç ise verimli ve etkili bir bakım faaliyeti için zamanında bilgi sağlamaktır^(94, 95).

Periyodik izleme, sürekli izleme ve her ikisinin birlikte uygulandığı durum olmak üzere üç çeşit izleme şekli vardır⁽⁹⁶⁾.

Periyodik izlemede belli aralıklarla makinenin titreşimi ölçülür, elde edilen değerler makine imalatçısının belirttiği titreşim değerleri ile veya ISO 2372, 3945, VDI 2056 gibi standartlarca belirlenmiş titreşim şiddet kriterleri ile karşılaştırılarak makinenin durumu hakkında bir karara varılır.

Sürekli izleme, kritik konumda bulunan ve çok pahalı olan makinelerde uygulanır. Titreşim seviyesi, belirli bir sınırı aşınca alarm yoluyla operatörü ikaz eden veya sistemi durduran ölçüm cihazları kullanılır. Bu cihazlar makinelerin yatakları üzerine dıştan sürekli monte edilen algılayıcılar, kontrol odasına yerleştirilen gösterge panelleri ve ikaz sisteminden oluşur⁽⁹⁶⁾.

Sürekli izlenen makinelerde, algılanamayan hasar ihtimaline karşı periyodik izlemenin uygulandığı durumlar da olmaktadır. Makinelerin yataklarından bir algılayıcı ile ölçülen titreşim sinyalleri makinelerin iç yapısında gelişen olaylar hakkında önemli bilgiler içermektedir. Algılayıcı ile elde edilen titreşim değerlerini değerlendirme işi makinenin durumu hakkında bir karar verebilmek için önemlidir. İki çeşit titreşim izleme tekniği vardır: Zaman ve frekans tanım teknikleri.

1.6.1. Zaman tanım teknikleri

1.6.1.1. Seviye belirleme teknikleri

Bütün tekniklerin içerisinde en basit ve kolay olanı titreşim sinyalinin seviyesini ölçmektir⁽⁸⁶⁾. İki yaklaşım kullanılmaktadır. Birincisi, frekansları geniş bant içinden geçirerek sinyalin genel seviyesini ölçmektir. Bu "geniş bant seviye ölçümü" olarak bilinir. İkinci yaklaşım, sınırlı bir frekans bandında olan değişimleri dikkate alır. Bu ise "passband seviye ölçümü" olarak bilinir. Her iki durumda seviyeler ya en büyük tepe ölçülerek ya da karelerin ortalamasının karekökü (RMS) hesaplanarak değerlendirilebilir⁽⁸⁶⁾.

1.6.1.1.1. Tepe seviye ölçümü

Zaman tanımındaki en basit yaklaşım "tepe seviyesi"ni, "genel RMS seviyesi"ni ve "krest faktörü"nü ölçmektir^(41, 97). Tepe seviyesi yalnızca bir defa oluşacağı için istatistiksel bir nicelik değildir ve bu yüzden sürekli çalışan sistemlerde hasar belirlemede güvenli bir kriter değildir⁽⁹⁷⁾.

1.6.1.1.2. RMS ve Krest Faktörü

Maksimum tepe $x_{max} = \max\{x(i)\}$ ve RMS, $x_{rms} = \sqrt{\frac{\sum x_i^2}{N}}$ olmak üzere;
Krest faktörü, $K_f = \frac{x_{max}}{x_{rms}}$ olarak ifade edilir⁽⁸⁰⁾.

Burada x_i zaman sinyalini, N ölçüm sayısını göstermektedir.

Bannister⁽¹³⁾ rulman hasarının başlangıcında tepe değerinde bir artış olurken RMS değerinin neredeyse değişmediğini, hasar ilerlediğinde tepe sinyal seviyesinin her

zaman artmadığı halde çok fazla tepeden dolayı RMS değerinin arttığını, hasar iyice ilerlediğinde ise RMS ve tepe değerlerinin aniden arttığını belirtmiştir. Yine aynı çalışmada Krest Faktörü değerleri; 4-6 arası iyi, 6-12 ilk hasar başlamış rulmanın göstergesi olarak sınıflandırmıştır.

Alfredson vd.⁽¹⁴⁾ çift sıra bilyeli rulmanlarla yaptıkları testler sonucunda Krest Faktörünün 3 ile 6 arasında değerler aldığını görmüşlerdir. İleri derecede hasarlı rulmanlarda vuruntular arttıkça Krest Faktörünün alışılmadık bir biçimde düştüğünü, tepe değerleri sabit kalırken RMS değerinin arttığını belirtmişlerdir. Testler sonucunda, önemli vuruntular oluşturan hasarlı durumlar hariç, Krest Faktörünün rulman hasarını belirlemede güvenli bir yaklaşım olmadığı sonucuna varmışlardır.

Lebold vd.⁽⁹⁸⁾ zaman tanımında hasarları belirlemede en basit yaklaşımın RMS metodu olmasına rağmen, bu yaklaşımın rulman hasarlarının ilk aşamasında önemli değişimleri göstermediğini belirtmişlerdir. Aynı çalışmada normal çalışma şartlarında Krest Faktörünün 2 ile 6 arasında değerler aldığı, 6'nın üzerindeki değerlerin bir problemin işareti olduğu belirtilmiştir.

Yüksek hızlı makinelerde bir darbe tarafından üretilen titreşim sinyali, bir sonraki darbeye ulaşmadan önce bozulmayabilir. Bu sinyaller RMS genliğini büyük oranda artırır ve Krest Faktörünü düşürürler. Bunun da ötesinde pratikte Krest Faktörünün hasar tespitinde pek hassas olmadığı belirtilmekte, çok daha iyi bir yaklaşım olan "Kurtosis ölçümü" önerilmektedir⁽⁸⁶⁾.

1.6.1.1.3. Kurtosis

Kurtosis istatistiksel olarak krest faktöründen çok daha güvenlidir. Kurtosis kavramı zaman sinyallerinin genlik dağılımı teorisinden gelmektedir. Hasarsız, yeni bir rulmandan elde edilen rast gele bir sinyalin genlik dağılımı genellikle Gauss dağılımını izler. Hasar artmaya başlayınca algılayıcı sinyali keskin olur ve ivme ölçümlerinde çok büyük genlikli değerler oluşur. Bu durum "olasılık dağılım fonksiyonu" ile ifade edilebilir⁽⁸⁶⁾.

$$\text{Kurtosis, } k = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^4 p(x) dx}{\sigma^4} \quad 1.18.$$

formülü ile ifade edilir⁽⁹⁷⁾. Burada x , sinyal seviyesini, \bar{x} , sinyal ortalamasını, $p(x)$, x 'in ihtimaliyet yoğunluk dağılımını, σ , sinyalin standart sapmasını göstermektedir.

Bannister⁽¹³⁾ sağlam bir rulman için Kurtosis değerinin 3 olduğunu ve sinyal dağılımının Gauss ihtimaliyet yoğunluk fonksiyonunu verdiğini belirtmiştir. Kurtosis değerindeki bir artışın, tipik olarak 6, bilezikte yorulmadan kaynaklanan tek bir kabarmanın işareti olduğunu, sinyal dağılımının Gauss dağılımından uzaklaştığını belirtmiştir. Hasar iyice ilerleyince Kurtosis değerinin tekrar 3'e düştüğünü, iyi durumda ve ileri derecede hasarlı durumda Kurtosis değerinin aynı seviyede olmasından kaynaklanan olumsuzluğu aşmak için Kurtosisle birlikte RMS değerinin beraber ölçülmesi gerektiğini belirtmiştir.

Tandon⁽⁴¹⁾ bu olumsuzluğu gidermek için kurtosis değerinin seçilen frekans bantlarında ölçülmesini önermiştir. Ayrıca Kurtosis metodunun endüstride pek tutulmadığını da belirtmiştir.

Alfredson vd.⁽¹⁴⁾ hasarlı rulmanda hasarın derecesine bağı olarak, Kurtosis değerinin 3.5 ile 36 arasında değıştığını, daha büyük değerlerin önemli vuruntulu hasarlarda oluştuğunu, daha küçük değerlerin ise rulmanın aşırı yüke maruz kaldığı, yağı azaldığı veya kirlendiğı durumlarda oluştuğunu deneysel olarak ortaya koymuşlardır.

Heng⁽³⁷⁾ ise Kurtosis değerinin mil hızı ile değıştığını deneysel olarak gözlemlemiştir.

Rulman hasarlarını belirlemede yaygın olarak kullanılan metotlardan birisi de "şok puls metodu" tekniğidir. Bu metot, rulmanda bir hasar oluşması durumunda vuruntuların sebep olduğu darbeleri titreşim sinyallerinin ölçülmesi prensibine göre çalışır⁽⁸⁶⁾. SPM bu darbeleri ölçmek için rezonans frekansı yaklaşık 32 kHz olan düşük sönümlü piezo elektrik algılayıcı kullanır^(86, 99). Gelişen SPM tekniğinde kullanılan algılayıcı bu frekansa sahip olduğu için, 32 kHz rezonans frekansın seçimi tamamen rast geledir. Bu darbeleri sinyaller, algılayıcının rezonans frekansını yükselterek uyarırlar. SPM rulman hasarlarını belirlemek için geliştirilmesine rağmen pompalarda kavitasyonun ve yataklarda mekanik darbenin sebep olduğu yapısal şok sinyalleri de algılayabilmektedir⁽⁹⁹⁾.

1.6.1.2. Dalga form tanıma teknikleri

Bir rulmanda farklı elemanlardaki hasarlar farklı titreşim desenleri oluştururlar. Bilindiğı gibi hasarlı bir rulman sabit bir hızla dönüyorsa her bir hasar, rulmanın hızına, geometrisine ve hasarın yerine bağı olan "darbe tekrarlanma frekansında" düzenli darbeler üretir. Titreşim algılayıcısı ile elektrik sinyaline çevrilen bu vuruntular bir osiloskop ekranında, günümüzde çok gelişmiş olan titreşim

analizörlerinin ekranlarında veya bilgisayar ortamında incelenerek vuruntunun frekansları belirlenebilir.

Dış bilezikteki bir kabarma yuvarlanma elemanlarının yük altında hasar üzerinden geçişinde, ω_{bp} frekansında kısa süreli oluşan, neredeyse sabit genlikli vuruntular sayesinde ayırt edilebilir. Bir iç bilezik hasarı hasarın yüke göre bağlı hareketinden dolayı oluşan genlik modülasyonlu ω_{bpi} frekansında tekrarlanan kısa süreli vuruntular oluşturur. Modülasyon frekansı ω_s 'dir. Yuvarlanma elemanlarının oluşturduğu dalga formu ω_b frekansında tekrarlanan kısa süreli vuruntular ile özdeşleşir. Hasarlı yuvarlanma elemanı yüklü bölgede ω_c frekansı ile döndüğü için genlik modülasyonu da oluşabilir⁽⁸⁶⁾.

Rulman bilgileri bilindiği takdirde bu hasar frekansları Bölüm 1.5.2.4.1'de verilen formüllerle hesaplanabilir.

Sadece zaman ortamı analizi ile problem belirlenemez ama sebebi hakkında ipuçları verir. Sinyal-gürültü oranı yüksek iken ve sinyal çok karmaşık değilse zaman ortamı analizi yararlı olabilir. Dişli kutusu analizinde sinyal-gürültü oranını yükseltmek için kullanılan eş zamanlı sinyal ortalaması gibi teknikler, rulmanların analizinde denemeye değmemektedir. Çünkü yuvarlanma elemanlarının bileziklere göre bağlı pozisyonu bileziğin her dönüşünde değişmektedir⁽⁸⁶⁾.

Rulmanda birden fazla hasarlı eleman bulunması durumunda dalga formunda üst üste binmiş bir çok desen olacağı için dalga formu desen analizi yetersiz kalmaktadır.

1.6.2. Frekans tanım teknikleri

Frekans tanım teknikleri hasarın oluşturduğu frekansı belirlemeye dönük metotlardır.

1.6.2.1. Frekans (Spektral) Analizi

Hangi hasarın hangi titreşim frekansında olduğu bilinmektedir. Elde edilen titreşim değerlerindeki frekanslar analiz edilip bu frekansı oluşturan arızanın bulunması ile uğraşılır.

Rulman hasarlarını belirlemede en yaygın kullanılan metot frekans tanım bölgesi veya spektral analizdir^(99, 100, 101). Bir sinyalin belirgin özellikleri frekans tanım bölgesinde zaman tanım bölgesinden çok daha kolay şekilde belirlenebilmektedir.

Her bir rulman elemanının rulman geometrisi ve dönme hızı kullanılarak hesaplanabilen farklı hasar frekansları vardır. Elemanda bir hasar oluşması durumunda bu elemanın hasar frekansının titreşim enerjisinde bir artış meydana gelir.

Rulman hasarının ilk aşamasında hasar frekansı bileşenleri oldukça küçüktür ve doğrudan spektrum grafiğinden belirlenmesi zordur. Bu yüzden küçük, tekrarlı hasar frekansı sinyalleri "zarf tekniği" kullanılarak kuvvetlendirilip kolayca analiz edilebilmektedir⁽⁹⁹⁾.

Zaman tanım bölgesindeki titreşim sinyalleri Fourier analizi kullanılarak frekans tanım bölgesine dönüştürülür.

Herhangi bir titreşim sinyali ne kadar karmaşık veya doğrusal olmazsa olmasın, farklı genlik ve frekanslara sahip çok sayıda basit harmonik terimin toplamı olarak ifade edilebilir. Bu tekniğe Fourier analizi (FFT) denilmektedir⁽⁹⁶⁾.

Fourier analizini gerçekleştirmek için, sinyali farklı merkez frekanslara sahip bir dizi analog filtreden geçirmek veya tüm frekans aralığında ayarlanabilen filtreden geçirmektir. Yapılacak esas seçim, filtrenin bant aralığıdır ve bant aralığının ayarlı frekansın sabit bir yüzdesinde mi olması gerektiği veya ayarlı frekanstan bağımsız sabit mutlak bant genişliğinde mi olması gerektiğidir⁽⁸⁶⁾.

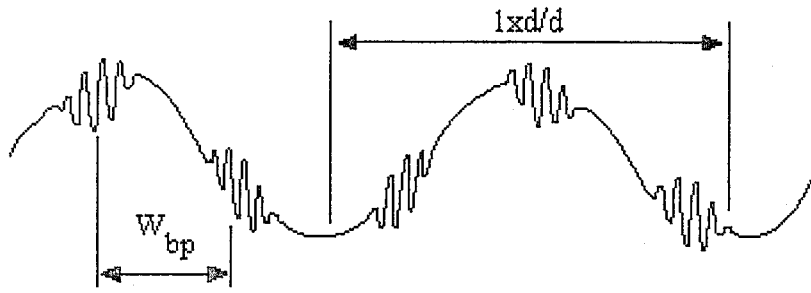
Günümüzde kullanılan titreşim analizörlerindeki FFT algoritması gerçek ve sanal dizilerden oluşan karmaşık frekans spektrumunu verebilmektedir.

1.6.2.2. Zarf Analizi (Yüksek Frekans Rezonans Tekniği)

Zaman dalga formu analizinin geliştirilmiş hali olan Zarf Belirleme Tekniği, elde edilen titreşim sinyallerini rezonans frekansı civarındaki yüksek frekansları geçiren bir filtreden geçirerek rulman hasarlarının sebep olduğu yüksek frekans bileşenlerini açığa çıkarıp, dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik, rulman arızası, dişli kavrama frekansı v.s. den kaynaklanan titreşim frekans sinyallerini ayıklayan bir metottur⁽¹¹⁾.

Bu teknik, kavrama halindeki dişlilerden ve diğer elemanlardan gelen zemin titreşimi üzerindeki kısa süreli hasar darbelerini ayırt etmek için yapı ve algılayıcının rezonanslarını kullanmaktadır. Sonra bu vuruntular düzelticiler yardımıyla elektronik olarak belirlenmektedirler. Böylece elde edilen sinyal hasar hakkında anlamlı bilgi elde etmek için değişik yollarla veya spektral analizle kullanılabilir⁽⁸⁶⁾.

İlk önce karmaşık sinyaller (Şekil 1.19.a.) yüksek geçiş bant filtresinden geçirilir (Şekil 1.19.b), elde edilen rulman hasar titreşim sinyallerini ortaya çıkarmak için zarf uygulanır (Şekil 1.19.c) son olarak zarf uygulanan sinyaller FFT işlemine tabi tutularak spektrum elde edilir⁽⁸⁸⁾ (Şekil 1.19.d).



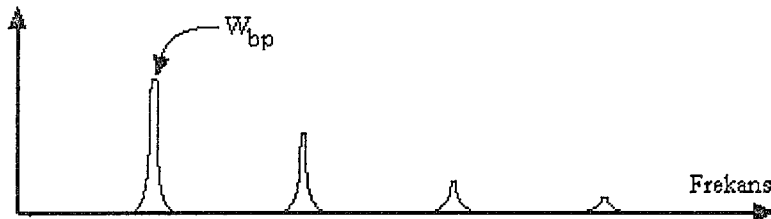
Şekil 1.19.a. Düşük frekans sinyalleri ve rulman hasar titreşim sinyallerinden oluşan bir dalga formu



Şekil 1.19.b. Filtreden geçirilmiş rulman hasar titreşim sinyalleri



Şekil 1.19.c. Hasar titreşim sinyallerinin zarfı



Şekil 1.19.d. Zarf işlemine tabi tutulan sinyalin FFT spektrumu

Şekiller kaynak⁽⁸⁸⁾den alınmıştır.

1.6.2.3. Spektral Gösterim (Çağlayan Gösterimi)

Spektral gösterim (aynı zamanda çağlayan olarak ta bilinir) genellikle farklı hızlarda ölçülen titreşim spektrumundan oluşur. Zaman, yük, sıcaklık dahil diğer parametrelerin çeşitliliği gösterim için üçüncü boyutun örnekleridir. Hız ile titreşimdeki değişimin gösterimi için yaygın metot, makinenin durma veya çalışmaya başlama anında peş peşe spektra'ları ölçmektir^(86, 102).

Makineler normal olarak geniş bir hız aralığında çalışırlar. Şiddetli titreşimler makine kritik hızlarda çalışırken oluşur. Bu titreşimlerin bir problem oluşturup oluşturmayacaklarını belirlemek için pratik ve hızlı bir metot, değişik hızlar için spektral gösterimi grafik olarak elde etmektir. Her bir spektrum makine bir hız aralığından geçerken onun titreşim bileşenlerini gösterir. Hızdaki bir artışla, yapısal rezonanslar sabit kalırken, mil ile ilişkili tüm frekanslar frekans ekseninin sağ tarafına doğru kayarlar⁽⁸⁶⁾.

1.6.2.4. Kepstrum Analizi

Rulman ve dişli titreşimlerinden elde edilen farklı harmonik bileşenleri ve yan bantları kolayca belirlemeye yarayan bir metottur⁽¹⁰³⁾. Kepstrum logaritmik spektrumun (logaritmik genlik, fakat doğrusal frekans ölçeği) spektrumu olarak tanımlanır⁽¹⁰⁴⁾.

$$C_{xx}(\tau) = F^{-1}\{\log G_{xx}(f)\} \quad 1.21.$$

Burada $G_{xx}(f)$ güç spektrumudur.

Özellikle bir çok dişliden oluşan dişli kutularından elde edilen titreşim sinyallerinde yan bantlar arasındaki aralığı zayıf çözünürlüğü yüzünden frekans analizi ile değerlendirmek güç olabilmektedir. Bu yüzden kepstrum analizi geliştirilmiştir⁽¹⁰⁰⁾.

1.6.3. Akustik izleme metotları

Akustik emisyon analizi rulman hasarları hakkında bir yaklaşım sağlar. Rulman malzemesindeki ani değişmelerin neden olduğu yüksek gerilme dalgaları akustik emisyonun oluşmasına sebep olur. Hasarlı rulmandaki gerilme belirli bir seviyeye ulaştığında akustik emisyonun neden olan elastik dalgaların oluşması ile sonuçlanan hızlı bir enerji boşalması olur. Oluşan akustik emisyon uygun algılayıcılar ile ölçülür. Akustik emisyonun titreşim izlemeye olan üstünlüğü şudur: Akustik emisyon metodu ile yüzeyin altında oluşan çatlaklar algılanabilmekte, titreşim metodunda ise çatlak yüzeye ulaştığında (görüldüğünde) algılanabilmektedir⁽⁹⁹⁾.

Titreşim ve Akustik emisyon metotları hakkında daha fazla bilgi^(41, 32, 13) numaralı kaynaklarda bulunabilir.

1.6.4. Zaman-Frekans tanım bölgesi teknikleri

Son yıllarda zaman-frekans ortamı tekniklerini birlikte gerçekleştiren "wavelet analizi" yaygın bir şekilde kullanılmaktadır^(59, 92, 99, 101). Bu tekniğin teorisi ve uygulaması hakkında detaylı bilgi⁽⁹⁹⁾ numaralı kaynakta bulunabilir.

1.6.5. Ticari programlar

Titreşim ölçümü ve analizinde kullanılan ticari yazılımlardan kısaca bahsetmenin de yerinde olacaktır. Dünya çapında yaygın olarak kabul gören ticari programlar şunlardır:

1.6.5.1. CSI Peakvue

Computational System Incorporated (CSI) firmasının 2115 ve 2120 titreşim analizörleri ile beraber kullanılan bu metot, piezo elektrik malzeme kullanılarak yüksek frekans zorlaması ile yapıda kısa süreli gerilme dalgaları oluşturulup bu zorlamaya sistemin verdiği tepkinin ölçülmesi prensibine dayanmaktadır^(105, 106).

1.6.5.2. Vibrotek Dream

Rulman hasarlarını belirlemek için geliştirilen bu metot ile rulman hasarları başlangıç, orta ve aşırı olmak üzere üç seviyede belirlenebilmektedir⁽¹⁰⁷⁾.

1.6.5.3. SKF CMVA ULS

SKF firması tarafından geliştirilen bu teknik, 100 d/d'dan daha küçük hızlardaki rulmanlarda hasar başlangıcını belirlemek için "zarf tekniği"ni kullanmaktadır⁽⁹⁹⁾.

1.6.5.4. SKF SEE

Bu tekniğin esası 250 kHz-350 kHz frekans aralığında yüksek frekans akustik emisyon sinyallerini belirlemeye dayanır. Metal-metal teması sonucu oluşan akustik

emiyon sinyalleri algılanır, rulmanda yeni oluşmaya başlayan hasarlar belirlenir. Özellikle yağlama problemlerini belirlemede bu teknik üstündür⁽¹⁰⁸⁾.

1.6.5.5. Bently Nevada REBAM

Bently Nevada firması tarafından geliştirilen bu metot, yüksek verimli “eddy current” yer değıştirme sensörü kullanılarak rulmanın dış bileziğinin yer değıştirmesinin ölçülmesi prensibine dayanmaktadır⁽⁸¹⁾.

1.6.5.6. Entek EMONITOR Odyssey

Entek firmasının geliştirdiği bu ölçüm ve yazılım seti, titreşim, yağ ısı ve diğer durum izleme tekniklerini birleştiren çok kapsamlı bir titreşim ölçüm ve analiz aracıdır⁽¹⁰⁹⁾.

1.7. Çalışmanın Amacı

Bu çalışma ile dönen makinelerin vazgeçilemez parçalarından olan rulman hasarlarının, hasar tehlikeli bir hale gelmeden önce, makinenin çalışmasına ara vermeden titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım yöntemi ile belirlenmesi hedeflenmiştir. Yine aynı şekilde dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik problemleri de çalışmanın kapsamındadır. Bu çalışma kapsamında elektrik kaynaklı problemler ele alınmamıştır.

Önceki çalışmalar kısmında da görüldüğü gibi rulman hasarları üzerine yapılan çalışmalar genellikle laboratuvar ortamında bir test düzeneği kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Bu testlerde rulman davranışı iki şekilde incelenmektedir:

Birincisinde rulman elemanlarına (iç bilezik, yuvarlanma elemanı, kafes, dış bilezik) suni hasarlar oluşturulur, bu şartlar altında rulman test edilir ve titreşim davranışları incelenir.

İkincisinde ise sağlam rulman hasarlanıncaya kadar teste tabi tutulur. Tüm test boyunca rulmanın titreşim davranışı incelenir.

Görüldüğü gibi çalışmalar genelde laboratuvar ortamında, yani ideal şartlarda gerçekleştirilmektedir. Halbuki gerçek şartlar altında çalışan rulman hasarının oluşturduğu titreşim davranışı daha önemlidir. Bilindiği gibi ideal şartlar ile gerçek şartlar arasında daima önemli farklar olmaktadır.

Gerçek şartlarda yan yana çalışan onlarca makine vardır. Rulmanlar başta yapay karıncalanma, devir ve yükte değişme, kirli çalışma ortamları, yağlama bozuklukları, çalışma sıcaklığı değişimi olmak üzere bir sürü bozucu etkiye maruz kalırlar. Bu etkiler altında rulmanda hasar oluşumunu belirlemenin çok daha gerçekçi olacağı düşüncesi ile bu çalışma amaçlanmıştır. Çalışmayı diğerlerinden ayıran en önemli nokta da burasıdır.

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Uygulama Çalışmaları

Bu çalışma TÜPRAŞ Kırıkkale rafinerisinde pompalar ve fanlardan oluşan makineler seçilerek, bu makinelerde meydana gelen arızaların kestirimci bakım yöntemiyle belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın gerçekleştirilmesinde makineler, veri toplama cihazları ve toplanan verilerin değerlendirilmesini sağlayan yazılım programı kullanılan materyali oluşturmaktadır.

2.1.1. Makineler

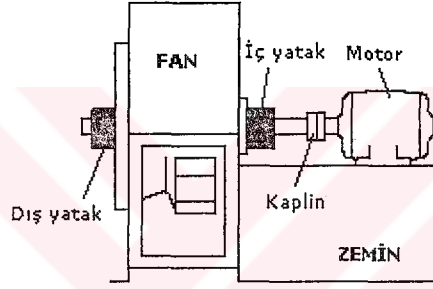
Yukarıda da bahsedildiği gibi bu çalışmayı gerçekleştirmek için 20 adet makine periyodik olarak izlenmiştir. Burada sadece arıza tespit edilen makineler kısaca tanıtılacaktır.

2.1.1.1. K2253A Baca gazı fanı

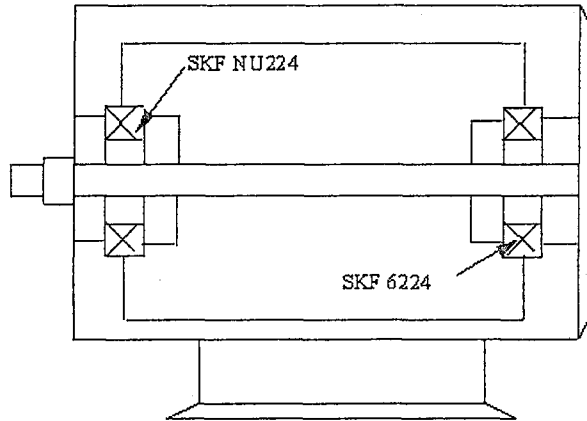
Elektrik üreten buhar türbinine buhar sağlayan A kazanında yanma sonucu oluşan gazları atmosfere atan bu fanın teknik özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir. Fanın üç tane yedeği vardır. Dönüşümlü olarak çalışmaktadırlar. Fanın çizimi Şekil 2.1.'de görülmektedir. Motor dış yatak rulmanında dış bilezik hasarı tespit edilmiştir. Motor yataklarının çizimi de Şekil 2.2.'de verilmiştir.

Çizelge 2.1. K2253A Fanı teknik özellikleri

Güç	315 kW
Devir	741 d/d
Fan kanat sayısı	18
Kanat dış çapı	2250 mm
Yaklaşık fan kütlesi	5000 kg
Motor Rulmanı	NU224-iç yatak, 6224-dış yatak



Şekil 2.1. K2253A Fanı



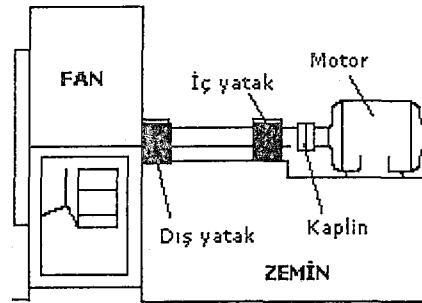
Şekil 2.2. K2253A Fan motoru rulmanları

2.1.1.2. K2251C Temiz hava fanı

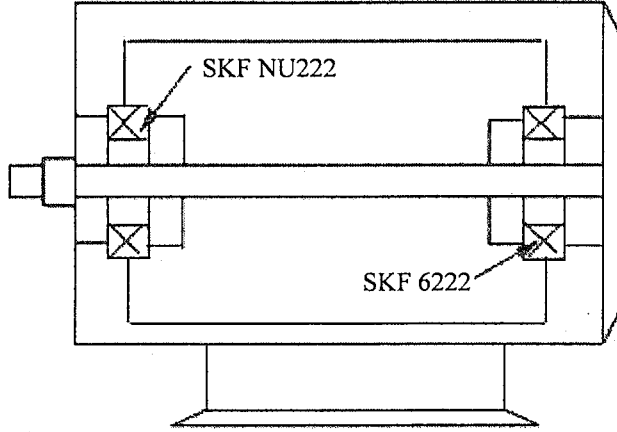
Elektrik üreten buhar türbinine buhar sağlayan C kazanında yanma için gerekli olan temiz havayı sağlayan iki fandan birisi olan bu fanın teknik özellikleri Çizelge 2.2'de verilmiştir. Fanın yedi tane yedeği vardır. Dönüşümlü olarak çalışmaktadırlar. Fanın çizimi Şekil 2.3.'te görülmektedir. Motor dış yatak rulmanında dış bilezik hasarı tespit edilmiştir. Motor yataklarının çizimi de Şekil 2.4.'te verilmiştir.

Çizelge 2.2. K2251C Fanı teknik özellikleri

Güç	200 kW
Devir	985 d/d
Fan kanat sayısı	16
Kanat dış çapı	1830 mm
Motor Rulmanı	NU222-iç yatak, 6222-dış yatak



Şekil 2.3. K2251C Fanı



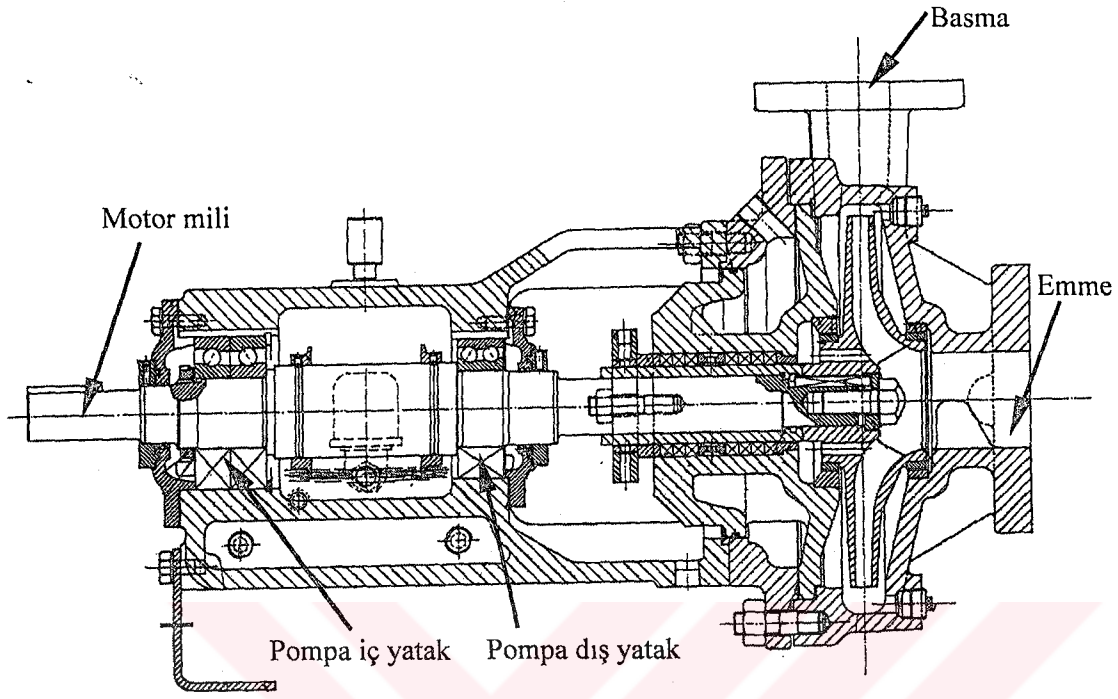
Şekil 2.4. K2251C Fan motoru rulmanları

2.1.1.3. G2203B ve G2203C Pompaları

Bu pompalar dönüşümlü olarak çalışmaktadırlar. Rafineri bünyesinde ihtiyaç olan, gazlardan arındırılmış suyu gerekli yerlere dağıtmak için kullanılmaktadırlar. Teknik özellikleri Çizelge 2.3.'te verilmiştir. Yine pompanın montaj resmi Şekil 2.5.'te görülmektedir.

Çizelge 2.3. G2203B, G2203C pompaları teknik özellikleri

Güç	75 kW
Devir	2950 d /d
Kapasite	90 m ³ /h
Pompa Rulmanı	NU411-iç yatak, 6411-dış yatak



Şekil 2.5. G2203B ve G2203C Pompaları kesit görünüşü

2.1.1.4. 2212A Pompası

HCP ünitesindeki buhar kazanına ihtiyaç olan suyu basmak için kullanılmaktadır. Bir tane yedeği vardır, dönüşümlü çalışmaktadırlar. Teknik özellikleri Çizelge 2.4'te verilmiştir.

Çizelge 2.4. 2212A Pompası teknik özellikleri

Güç	160 kW
Devir	2975 d /d
Kapasite	63 m ³ /h, 9 kademeli
Pompa Rulmanı	6311-iç yatak, 7309-dış yatak

2.1.1.5. G2201D Pompası

Buhar kazanına gerekli olan suyu sağlar. Teknik özellikleri Çizelge 2.5'te verilmiştir.

Çizelge 2.5. K2201D Pompası teknik özellikleri

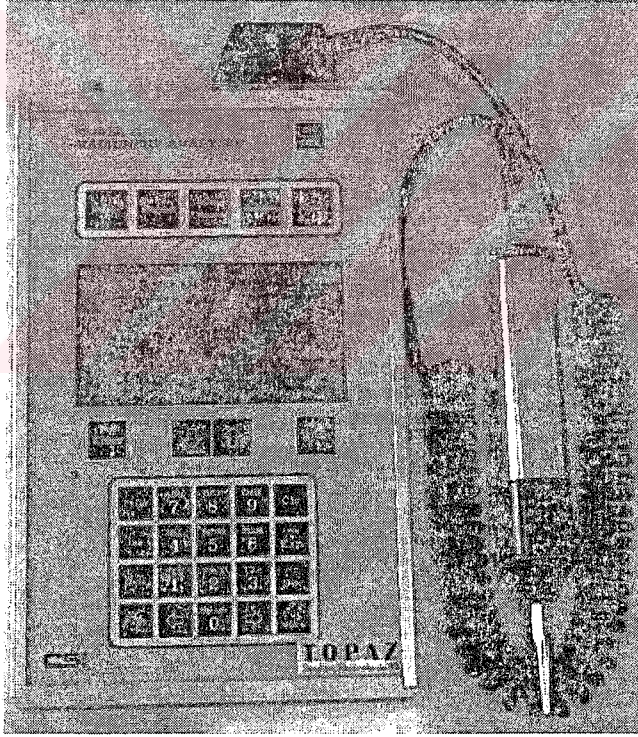
Güç	1000 kW
Devir	2975 d /d
Kapasite	176 m ³ /h, 9 kademeli
Pompa rulmanı	3310-dış yatak

2.1.2. Veri Toplama Cihazları ve Veri toplama

Makinelerin durumu hakkında doğru bir değerlendirme yapabilmek için öncelikle makinenin iç yapısında olup bitenleri yansıtan titreşimleri doğru ve hassas bir şekilde ölçmek gerekmektedir.

Titreşim ölçerken algılayıcının doğru yere yerleştirilmesi önemlidir. Hasarlı rulman kısa süreli darbeler ürettiği için algılayıcı doğru yere yerleştirilmezse bu darbeler kaydedilemez. Algılayıcının doğru yerleştirilme yeri makinenin tipine, kullanılan rulmanın tipine ve makinenin konstrüksiyonuna bağlıdır. En iyi sinyal ölçme pozisyonu, algılayıcıyı yük bölgesinde yatağa mümkün olduğu kadar yakın yerleştirmektir.

Titreşim ölçümleri CSI ⁽¹¹⁰⁾ firmasının ürettiği 2110 model titreşim analizörü ve SN 350 ivme algılayıcısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.6.).

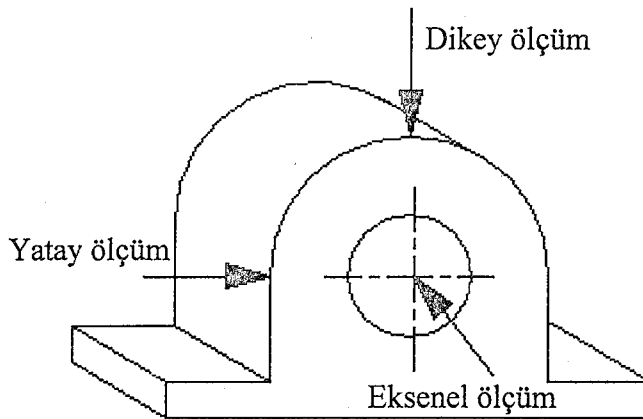


Şekil 2.6. Veri toplama cihazı

Titreşim analizörleri bir algılayıcı sayesinde titreşimi algılayıp elektrik sinyaline dönüştürmekte, bu sinyalin FFT (Fast Fourier Transform) dönüşümünü gerçekleştirmekte ve hafızasında saklamaktadır. Böylece alınan ölçümü hem zaman, hem de frekans ortamında değerlendirmek mümkün olmaktadır. Analizörler bir program ile beraber kullanılmaktadır. Ölçümü yapılacak makineler için, bu program kullanılarak “tur” diye adlandırılan dosyalar oluşturulmakta, bu dosyada ölçümü yapılacak noktalar tanımlanmakta, her bir nokta için makinenin devir sayısı, sensör/sinyal bilgisi, alt ve üst frekans değerleri, ölçüm birimi (hız-ivme), alarm ve arıza limitleri de tanımlanmaktadır. Makinelere alınan veriler bilgisayar ortamına aktarılmakta ve bu programlar ile gerekli analizler yapılabilmektedir.

Bu çalışmada veri toplama için ivme algılayıcısı kullanılmış, zaman ortamı verileri ivme biriminde, frekans ortamı verileri de hız biriminde elde edilmiştir.

Rulmanlı yataklarda yağ film tabakası çok incedir ve temas noktalarında radyal doğrultuda relatif hareket yoktur. Yatağın iç ve dış mobilitesi hemen hemen aynıdır. Bu nedenle yatağın dış yüzeyinde yapılan titreşim ölçümleri iç yapıdaki gelişmeleri en doğru şekilde yansıtır⁽⁹⁶⁾. Doğru bir titreşim analizi için her bir yataktan yatay ve düşey yönde, her milden de aksel yönde en az bir ölçüm alınmalıdır⁽⁷⁵⁾ (Şekil 2.7.).



Şekil 2.7. Titreşim ölçüm yönleri

Algılayıcı, aksel ölçümde mil eksenine paralel olacak şekilde, dikey ve yatay ölçümde ise mil eksenine dik ve eksen görececek şekilde makine gövdesine temas ettirilmelidir. Ölçüm alınan nokta belirgin bir şekilde işaretlenmeli ve periyodik ölçümler daima bu noktadan alınmalıdır.

Elle tutulan algılayıcılar kullanıldığında, makine ile teması sağlamak için algılayıcıya uygulanan kuvvetin ve algılayıcının pozisyonunun sürekli aynı olmasına dikkat edilmelidir. Hassas yapılmayan ölçümlerde bu faktörler ölçüm sonuçlarında büyük sapmalara neden olmaktadır.

Veri toplamada önemli olan bir başka nokta ise frekans bandının seçimidir. Aranılan arıza frekanslarının ölçüm aralığında kalması sağlanmalıdır. Rulman arızaları için "2 Hz- 70x dönüş devri" aralığının seçilmesi veya maksimum frekans (üst frekans) değeri olarak " $\omega_{bpi} \times \text{bilge sayısı}$ " seçilmesi tavsiye edilmektedir⁽⁹¹⁾.

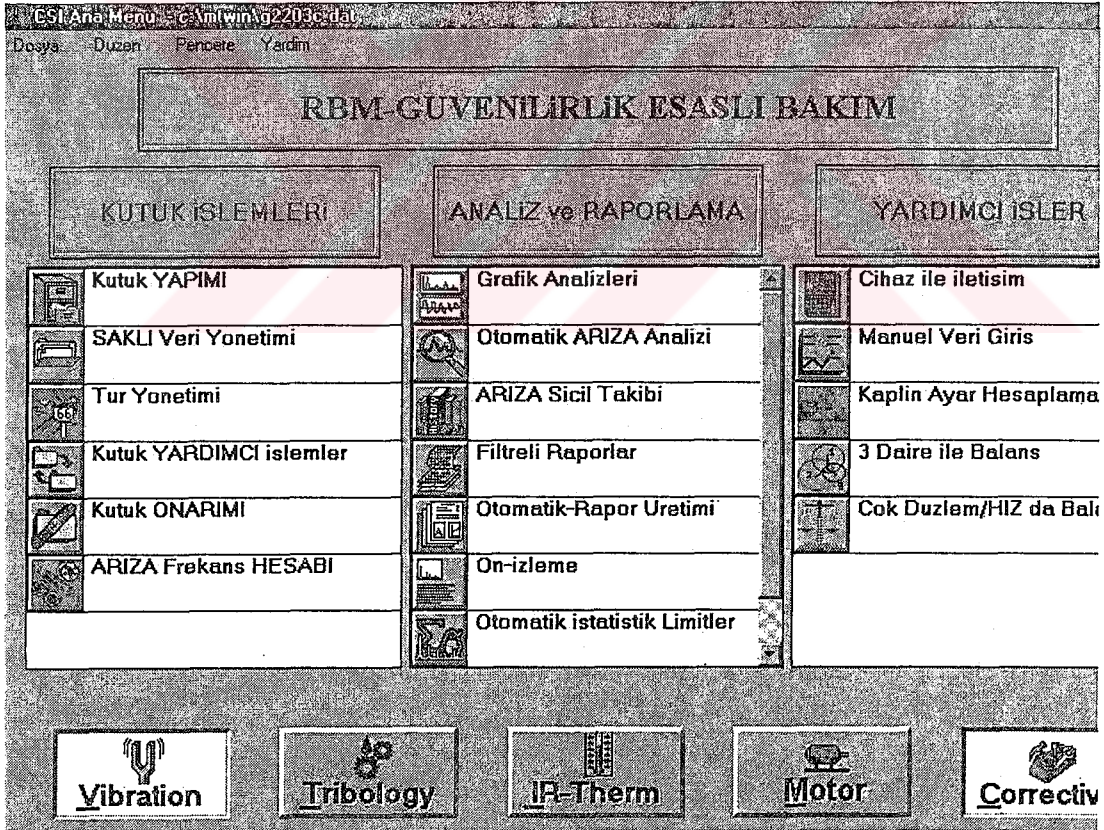
Elde edilen titreşim değerlerinin hassasiyetinde önemli olan faktörlerden birisi "çözünürlük"tür. Genelde ölçüm cihazlarında çözünürlük 200-3200 çizgi arasında olmaktadır. Yeteri kadar hassas bir ölçüm, çözünürlüğün 800 seçilmesi ile sağlanabilir. Bu çalışmada elde edilen titreşim değerleri çözünürlük 800 kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Veri toplamada en önemli gereçlerden birisi ivme algılayıcısıdır. Ölçüm sonucunu etkileyen faktörlere karşı en uygun olan algılayıcılar "piezo elektrik algılayıcılar"dır. Bu algılayıcılar kullanılarak çok hassas ölçüm elde edilebilmektedir. Bilindiği gibi ivme algılayıcılar fiziksel olayı algılayıp elektrik sinyaline dönüştürmektedirler.

İvme algılayıcılarının bu çalışma kapsamında detaylı olarak incelenmesine gerek duyulmamıştır. Bu konu ile ilgili detaylı bilgiler^(91, 111) numaralı kaynaklarda bulunabilir.

2.1.3. Kestirimci Bakım Programı

Bölüm 2.1'de de belirtildiği gibi titreşimi ölçülecek makinelerin, noktaların, cihaz düzeninin hazırlanıp cihaza aktarılması, alınan ölçümlerin cihazdan bilgisayara aktarılıp değerlendirilmesi işlemleri hep yazılım programı ile gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde önemli bir araç olan bu yazılım programını(MT 3.50) ele alarak kestirimci bakım tekniğinin işleyişinden kısaca bahsetmek yerinde olacaktır. Program Windows altında çalışmaktadır. Ana menüsü Şekil 2.8'de görülmektedir.



Şekil 2.8. MT 3.50 Programı ana menüsü

Titreşim analizörleri "tur" diye isimlendirilen, ölçülecek makine ve nokta bilgilerinin tanımlı olduğu dosyaların hafızalarına yüklenmesi sonucunda ölçüm yapabilmektedir. Bu yüzden bir ölçüm işlemi için ilk yapılacak iş tur oluşturmaktır.

2.1.3.1. Tur yapımı

2.1.3.1.1. Kütük üretimi

Bu programda Tur yapımı için ilk önce Şekil 2.8'de "Kütük yapımı" butonuna basılmalıdır. Bir sonraki ekran görüntüsü Şekil 2.9'da görülmektedir.

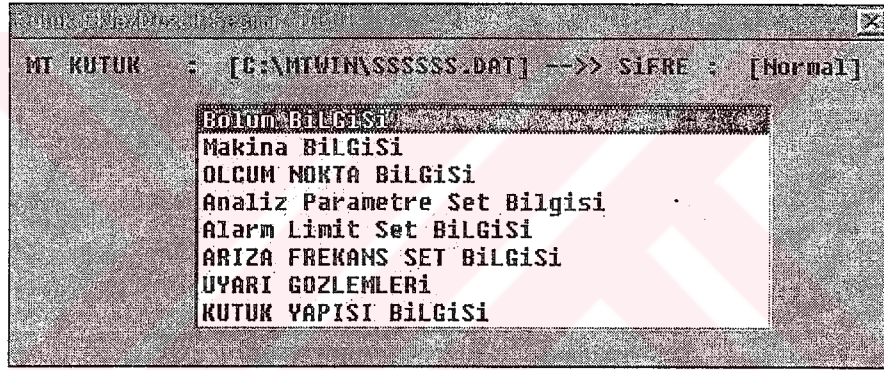


Şekil 2.9. Kütük yönetim fonksiyonları

Bu menüde "Yeni Kütük Üret" butonu seçildiğinde gelen menüde uzantısı *dat* olan bir dosya ismi verilip gerekli seçimler yapıldığında ekranda "Kütük üretim parametreleri" olarak isimlendirilen yeni menü oluşmaktadır. Bu menüde kütükle ilgili bilgilerin seçildiği "Genel kütük düzen bilgisi", "Birim seçimleri dB referans

değer", "İlişkili birim ve veri dosya" alt menüler bulunmaktadır. Bu alt menülerde gerekli bilgiler girildikten sonra işlem tamamlanırsa Kütük yapımı gerçekleştirilmiş olur ve ekrana yeniden Şekil 2.9'daki "Kütük yönetim fonksiyonları" menüsü gelmektedir.

Bu aşamada bir kütük ismi oluşturulmuştur ama henüz makine ve titreşim değerleri ile ilgili bilgiler tanımlanmamıştır. Şekil 2.9'daki menüde "Bilgi ekle/düzeltil" butonu seçildiğinde kütük için gerekli bilgilerin girileceği alt menü ekranda oluşmaktadır(Şekil 2.10.)

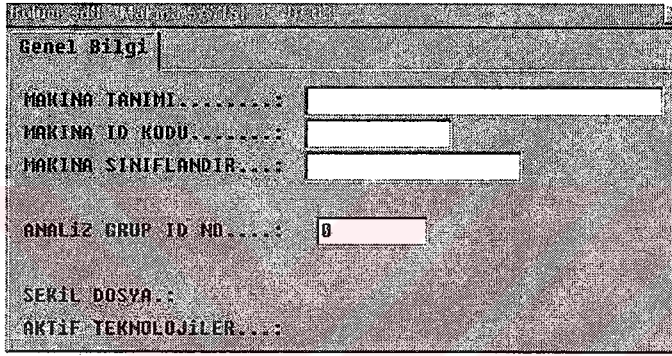


Şekil 2.10 Kütük Ekle/Düzeltil seçimi

Kütüğün, dolayısı ile turun tanımlanabilmesi için bu menüde bulunan alt başlıklar sırası ile seçilip gerekli bilgiler doldurulmalıdır.

2.1.3.1.2. Bölüm ve Makina bilgisi

"Bölüm bilgisi" için ölçüm yapılacak üniteyi anımsatacak kısa bir kod girilmelidir. "Makina Bilgisi" kısmında ölçümü yapılacak olan makineleri tanıtmak gerekmektedir (Şekil 2.11). Burada makineyi tanıttıcı kısa bilgiler ve ölçümde kullanılacak olan teknoloji seçilmeli. Bu çalışmada titreşim ölçüleceği için titreşim teknolojisi seçilmiştir.



MAKINA TANIMI.....	
MAKINA ID KODU.....	
MAKINA SINIFLANDIR.....	
ANALIZ GRUP ID NO.....	0
SEKİL DOSYA :	
AKTİF TEKNOLOJİLER.....	

Şekil 2.11. Makine tanımlanması

2.1.3.1.3. Ölçüm noktası bilgisi

Bu kısımda ölçüm alınacak nokta ile ilgili "ölçüm noktasının tanıtımı", "ölçümün alınacağı birim tipi", "makinenin devri", o noktadaki frekans aralığını kapsayan "Analiz parametre set kodu", ölçüm sonuçlarını değerlendirmede kullanılan "Alarm limit set kodu" ve "ölçüm alım periyodu" ile ilgili bilgiler Şekil 2.12'de görülen yerlere yazılmalıdır. Bu kısım sağlıklı bir titreşim ölçümü alabilmek için gerekli olan en önemli tanımlama noktalarındandır. Burada "Sensör/sinyal bilgisi" alt başlığı altında bulunan, sensör ve sinyalle ilgili seçimler doğru olarak doldurulmalıdır.

NOKTA BİLGİSİ	SENSOR/SINYAL BİLGİSİ
ÖLÇÜM NOKTASI ID KODU VE YÖNÜ.....:	P01
ÖLÇÜM NOKTASI TANITIMI.....:	
ÖLÇÜ BİRİM TİP KODU.....:	HIZ <-- ium
UYGULANACAK BİRİMLER.....:	STANDART
ÖLÇÜM NOKTA DEVRİ(RPM).....:	3600.0
ANALİZ PARAMETRE SET KODU..:	9
ALARM LİMİT SET KODU.....:	6
ÖLÇÜM ALIM PERİYODU (GÜN) :	30.0
İSTATİSTİK HESAPLAMALAR İÇİN ALINACAK VERİ SAYISI.:	12
ARIZA FREKANS DÜZENİNİ SİL ?	<input checked="" type="checkbox"/>

Şekil 2.12. Ölçüm nokta bilgisi

2.1.3.1.4. Analiz parametre set bilgisi

Burada ölçümü alınacak noktadaki durum belirtilmelidir. Örneğin ölçümü alınacak nokta bir rulmanlı yatak ise analiz parametre set bilgisinden rulmanlı yatak set kodu, kaymalı yatak ise ona uygun set kodu seçilmelidir. Set kodları bilgisi program içinde tanımlanmış kodlardır (Şekil 2.13.).

Analiz Parametre setini seç- D804	
SET	TANIM
1	KAYMALI YATAK (10xDEVİR-kat)CSI
2	KAYMALI YATAK (15xRPM-KAT) - CSI
3	RULMANLI YATAK (50xRPM-Kat) - CSI
4	RULMANLI YATAK (70xRPM-KAT) - CSI
5	DİSLİ (KAT---120xRPM) - CSI
6	DİSLİ (KATLAR-240xRPM) - CSI
7	Motor Cubuk-YüksekFrek (MDV)-CSI
8	Motor HiRes Kauma VanBand (MIV)
9	RULMANLI YATAK (70xRPM-KAT) - CSI
10	KAYMALI YATAK (Kat 20xRPM) - CSI

Şekil 2.13. Analiz parametre set bilgisi

Buradan ölçüm noktasına uyan bir kod seçildikten sonra ölçümle ilgili en önemli parametrelerin belirlendiği "Titreşim analiz parametre seti" kısmının belirlenmesi gerekmektedir.

2.1.3.1.4.1. Titreşim analiz parametre seti

Bu kısımda titreşim ölçümünde önemli olan spektrum parametreleri (frekans birimi, frekans limiti, alt frekans, üst frekans, spektra satır sayısı, alınacak ortalama sayısı, spektra ortalama modu, analiz pencere tipi, spektral ağırlık, 1/3 Oktav analiz yap, analiz parametre sayısı) belirlenmelidir (Şekil 2.14.).

Spektrum Parametreleri	Signal İşleme Parametreleri	Dalgaform Parametreleri
Set TANINLAMASI: RULMANLI YATAK (70xRPM-KAT)- GSI		
SPEKTRAL FREKANS BİRİMİ : Kat		
ÖLÇÜM ALINACAK ALT FREKANS LİMİTİ (CPM): 120.0		
ÜST FREKANS (CPM / KAT) : 70.5		
ALT FREKANS (CPM / KAT) : 0.0		
SPEKTRA SATIR SAYISI : 400		
ALINACAK AVERAJ SAYISI : 6		
SPEKTRA AVERAJ MODU : Normal Mod		
ANALİZ PENCERE TİPİ : Hanning		
SPEKTRAL AĞIRLIK (SES) : Yok		
1/3 OKTAV ANALİZ YAP (SES) ? <input type="checkbox"/>		
ANALİZ PARAMETRE SAYISI : 8		

Şekil 2.14. Titreşim parametre seti

Titreşim parametre seti düzenlendikten sonra seçilmiş olan set koduna göre oluşan "frekans bantları" düzenlenmelidir (Şekil 2.15).

2.1.3.1.4.2. Frekans bantları

Bu işlemle yapılan şey spektrum grafiğini alt bantlara bölmektir. Titreşim sonuçları analiz edilirken bu seçilen bantlara göre değerlendirilmektedir. Program bunu istatistiksel metotlar kullanarak yapmaktadır.

Analiz Parametre Seti 9- RULMANLI YATAK (70xRPM-KAT)-CSI-DE 06				
TANIMLAMA	PARAMETRE Birim	Tipi	ALT Frekans	UST Frekans
AltHarmonik	DFLTU	ORD INT	0.05	0.8
1xRPM	DFLTU	ORD INT	0.8	1.2
2xRPM	DFLTU	ORD INT	1.2	2.2
3xRPM	DFLTU	ORD INT	2.2	3.2
4xRPM	DFLTU	ORD INT	3.2	4.2
5-10xRPM	DFLTU	ORD INT	4.2	10.2
11-65xRPM	DFLTU	ORD INT	10.2	70.5
1-20 KHz	ACCEL	CPMVHFD	60000.0	1.20e+006

Şekil 2.15. Frekans bantları

Frekans bantları belirlendikten sonra "Alarm limitlerinin" belirlenmesi gerekmektedir.

2.1.3.1.5. Alarm limit seti

Makineler için üretici firmanın belirlediği titreşim çalışma değerleri veya ISO 2372 gibi standartlarda verilen değerlere göre alarm değerleri seçilmelidir. Elde edilen ölçüm bu belirlenen sınırları geçince program gerekli uyarıları gösterebilmektedir. Alarm limit setinin belirlenmesi analiz setinin belirlenmesine

benzerdir. Ölçülecek noktanın özelliğine göre (Rulman, kaymalı yatak, v.b.) setlerden birisi seçilir, sonra "Alarm limit parametre seti" düzenlenir (Şekil 2.16).

Vibrasyon Alarm Limit Set Yenile7- DE08

Set TANIMI : RULMANLI YATAK (SINIF 3) - GSI

Maksimum sapma ("Bs"): 3.0

	Birim KOD	ALARM Tip	ARIZA "D"	ALARM "C"	ALT YON "Lo/Hi"	TEMEL ORAN "B"
GENEL	VELOC	DU-A	15.24	11.43	0.0	1.25
PARAMETRE 1	VELOC	DU-A	13.462	9.652	0.0	2.0
PARAMETRE 2	VELOC	DU-A	7.366	5.842	0.0	1.4
PARAMETRE 3	VELOC	DU-A	4.826	3.302	0.0	1.6
PARAMETRE 4	VELOC	DU-A	6.096	4.572	0.0	2.0
PARAMETRE 5	VELOC	DU-A	4.826	3.302	0.0	2.0
PARAMETRE 6	ACCEL	DU-A	3.0	1.5	0.0	3.0
PARAMETRE 7	VELOC	DU-A	6.4648	2.5141	0.0	1.6
PARAMETRE 8	VELOC	DU-A	6.4648	2.5141	0.0	1.6
PARAMETRE 9	VELOC	DU-A	6.4648	2.5141	0.0	1.6
PARAMETRE 10	VELOC	DU-A	6.4648	2.5141	0.0	1.6
PARAMETRE 11	VELOC	DU-A	6.4648	2.5141	0.0	1.6
PARAMETRE 12	VELOC	DU-A	6.4648	2.5141	0.0	1.6

Şekil 2.16. Titreşim alarm limit seti

2.1.3.1.6. Arıza Frekans seti

Burada beklenen arıza frekansları (rulman hasar frekansları, dişli arızaları, dengesizlik v.b.) girilir, ölçüm sonuçları değerlendirilirken bu frekansların ölçümden elde edilen frekanslarla spektrum grafiğinde çakışıp çakışmadıkları kontrol edilir.

Diğer bilgiler de girildikten sonra ana menüde "Tur Yönetimi" seçeneği kullanılarak kütük oluşturulur.

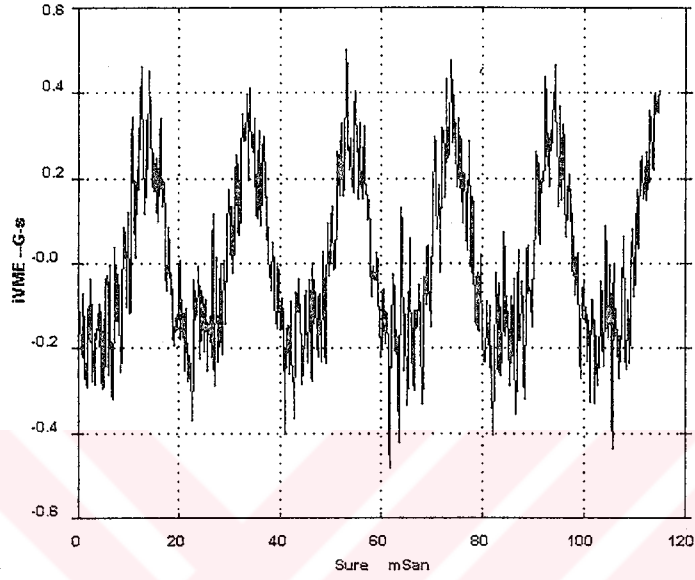
2.1.3.2. Ölçümlerin değerlendirilmesi

Kestirimci bakım yazılımları önceki ölçümler ve yeni ölçümü istatistiki yöntemleri kullanarak sonuç üretmektedir. Bunun için ilk önce makinenin işletmeye yeni alındığı zamanki titreşim ölçümü (referans ölçüm), eğer bu mümkün olmamışsa izlenmeye başlandığı andaki titreşim değerleri kaydedilmelidir. Program bu ilk ölçümü referans ölçüm olarak alır ve sonraki ölçümlerle bunu karşılaştırır. Programda, kaydedilen ölçümlerin ivme-zaman (dalga form), hız-zaman (spektrum) grafikleri görüntülenebilmektedir (Şekil 2.17 ve 2.18). Ayrıca program sayesinde algılayıcı biriminde ölçülen titreşim değerleri diğer birimler cinsinden de görüntülenebilmektedir.

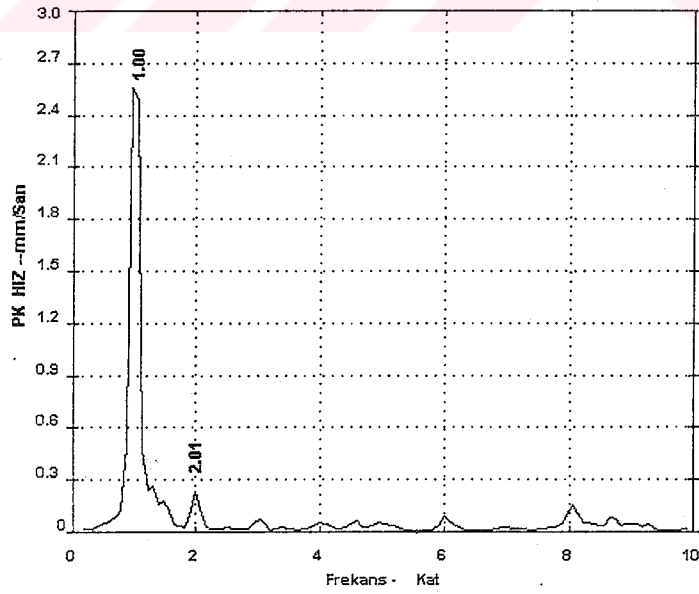
Titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesinde en genel olanı o ölçüm noktasına ait geçmişe dönük ölçümlerin hepsini bir şekil üzerinde görüntülemek ve oluşan farklılıkları hemen görmektir. Bu hem dalga form, hem de spektrum çizimleri için yapılmalıdır (Şekil 2.19 ve 2.20). Ölçümleri değerlendirmede bir diğer yöntem ise yeni ölçümü referans ölçümle karşılaştırarak aradaki farkı tespit etmektir (Şekil 2.21).

Kestirimci bakım programlarının en önemli özelliklerinden birisi kullanıcı tarafından seçilen alarm, uyarı ve arıza değerlerini esas alarak, ölçümlerin eğilimlerini hesaplayıp muhtemel arıza zamanını kestirmesidir. "Genel değer eğilimi" izlenebildiği gibi, "parametre eğilimleri" de izlenebilmektedir (Şekil 2.22 ve 2.23). Bazı durumlarda "genel değer eğilimi" sağlıklı sonuç vermemekte, bu yüzden araştırılan arıza frekansının bandının eğilimine bakmak daha sağlıklı sonuçlar vermektedir. İstenirse tüm parametrelerin eğiliminin tek grafikte çizildiği "çoklu parametre eğilimi" de izlenebilir (Şekil 2.24.). Sonuçları değerlendirirken hangi

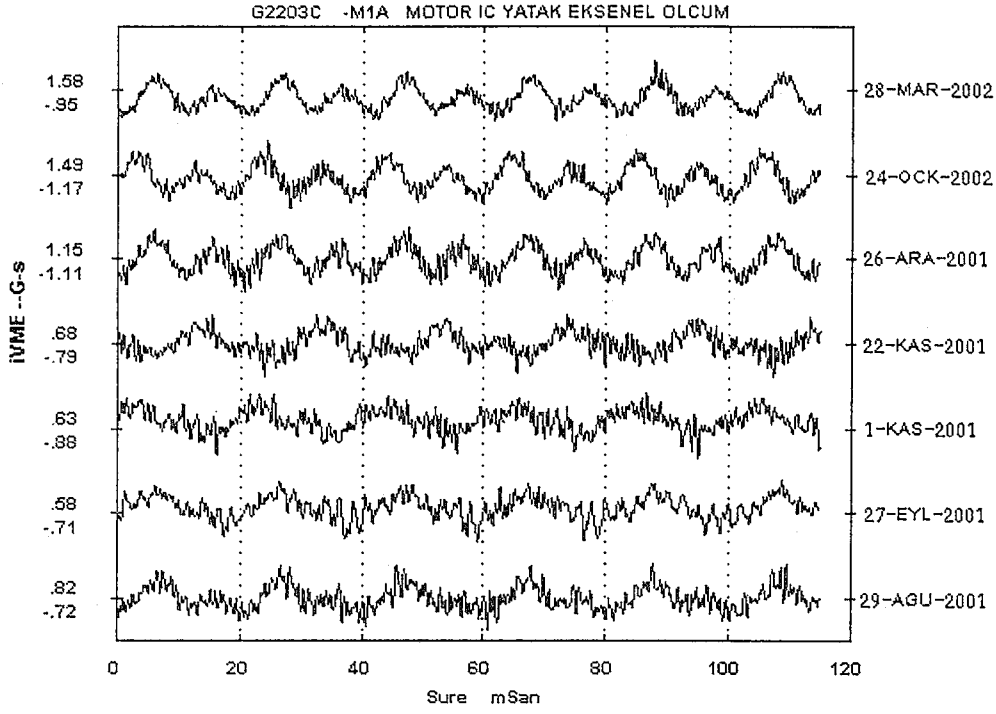
noktaların titreşiminin daha büyük olduğunu karşılaştırmak için farklı noktaların spektrum, dalga form grafiklerini ve parametre eğilimlerini tek grafikte çizmek de mümkündür. Bu yolla titreşimin nedeni daha kolay belirlenebilir.



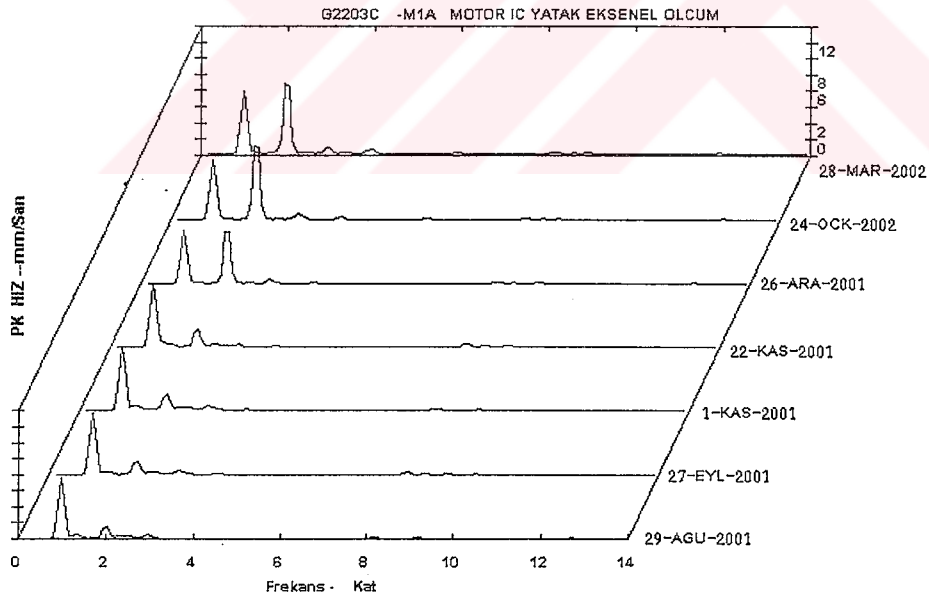
Şekil 2.17. Dalga form grafiği



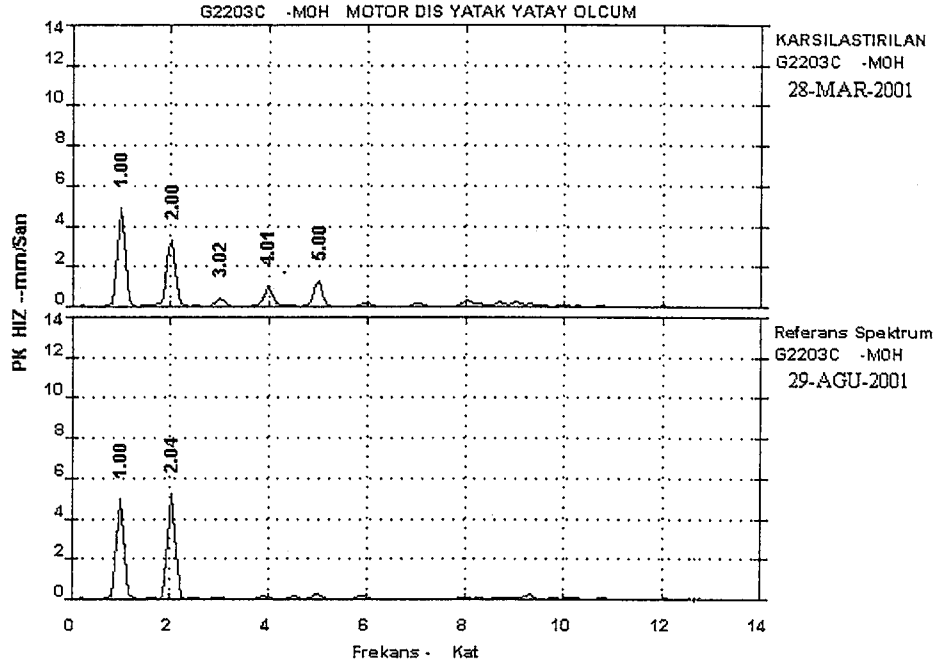
Şekil 2.18. Spektrum grafiği



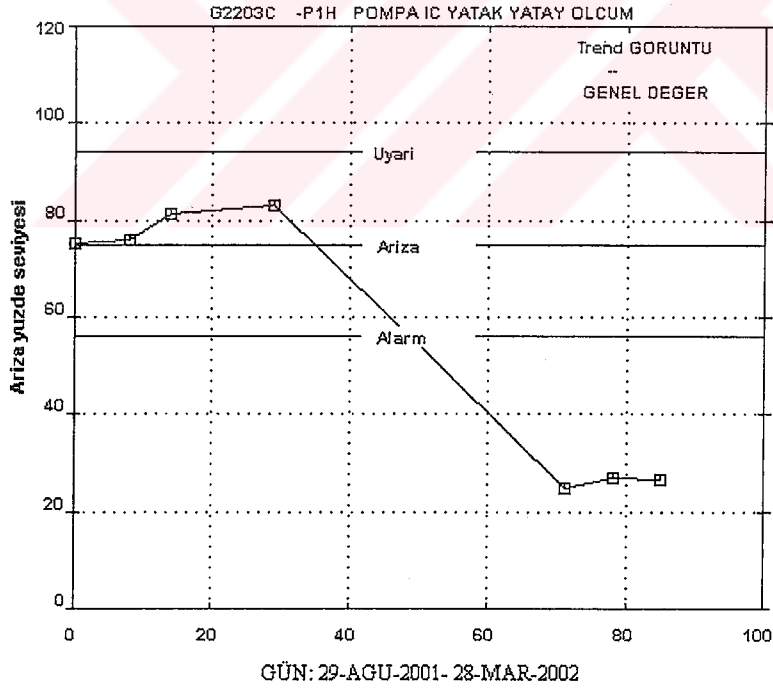
Şekil 2.19. Çoklu dalga form grafiği



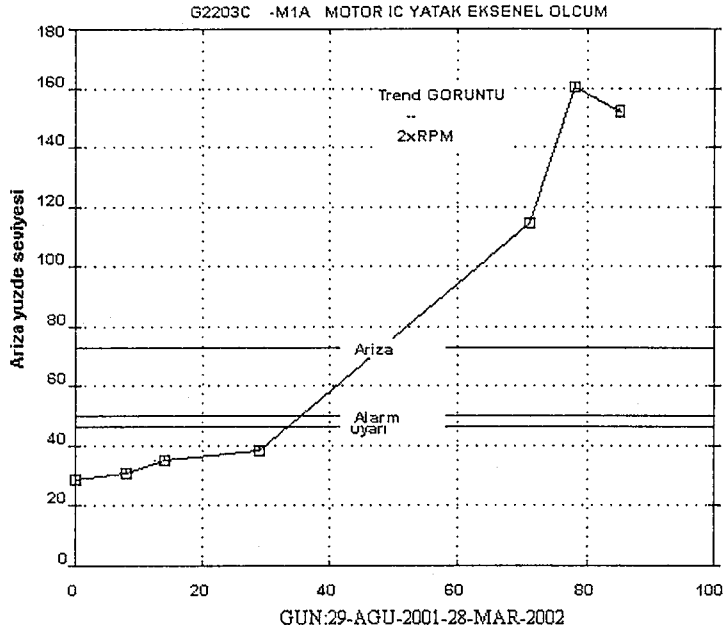
Şekil 2.20. Çoklu spektrum grafiği



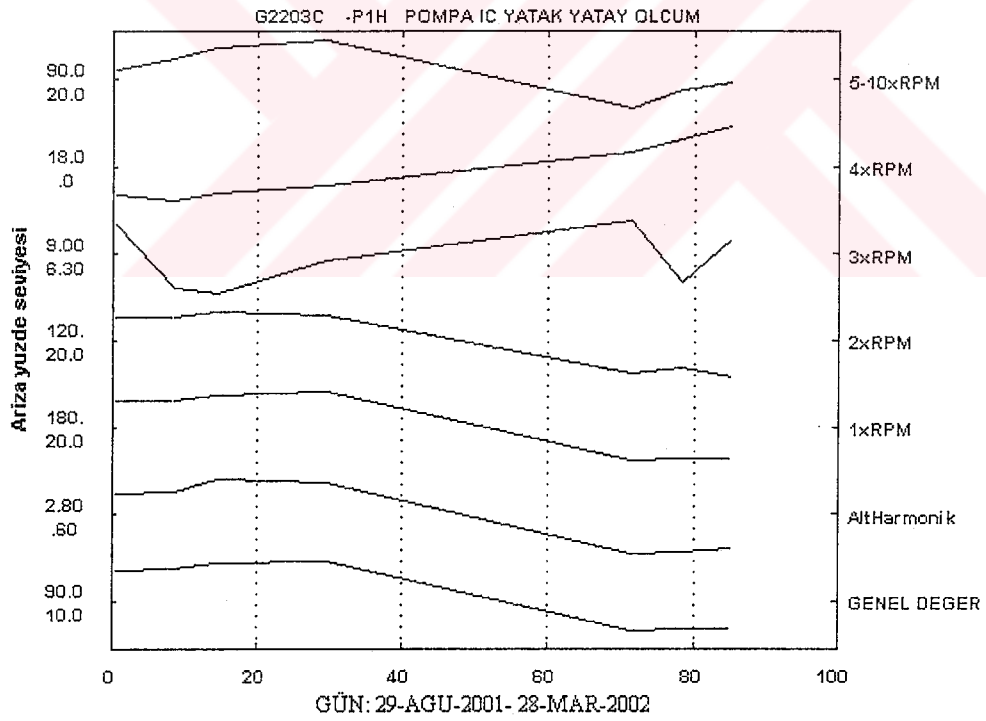
Şekil.2.21. Fark spektrumu



Şekil 2.22. Genel değer eğilimi



Şekil 2.23. 2xRPM Parametre eğilimi



Şekil 2.24. Çoklu parametre eğilimi

3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında dönen makinelerde dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik ve rulman hasarları incelenmiştir. Dönen elemanlarda oluşan diğer arıza çeşitleri (elektrik arızası, yağlama, kavitasyon, v.b.) bu çalışmaya dahil edilmemiştir. Bahsedilen hasarlar başarılı bir şekilde belirlenmeye çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

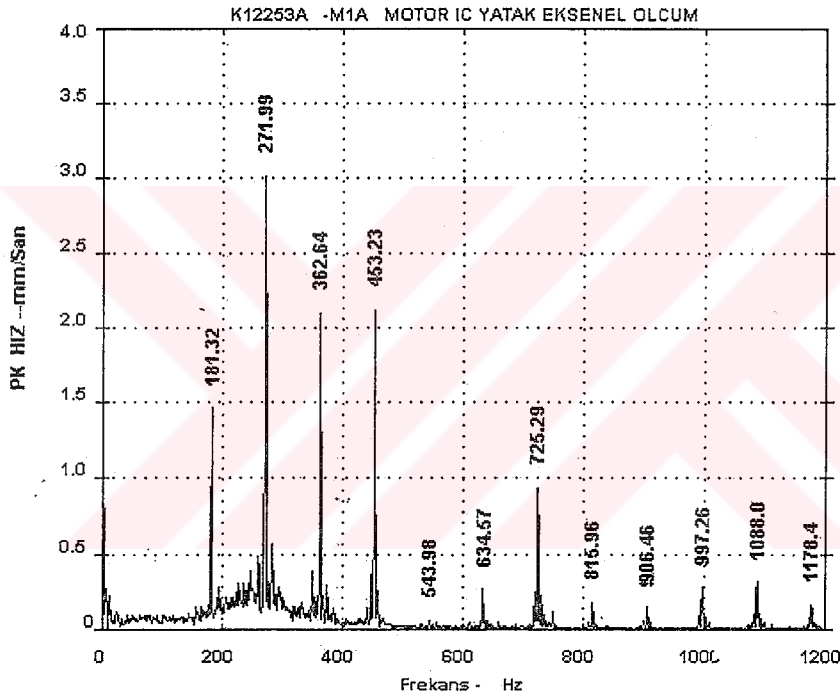
3.1. Rulman Hasarları

Bilindiği gibi bu çalışmada hasar oluşumu zamana bırakılmıştır. Makinelerde normal çalışma şartları altında zaman içinde oluşan hasarlar tespit edilmiştir. Bir çok makine bu çalışma kapsamına alınmasına rağmen ikisi dış bilezik, ikisi de gevşek rulman olmak üzere rulmanla ilgili dört tane hasar tespit edilmiştir. Bunlar aşağıda sunulmuştur.

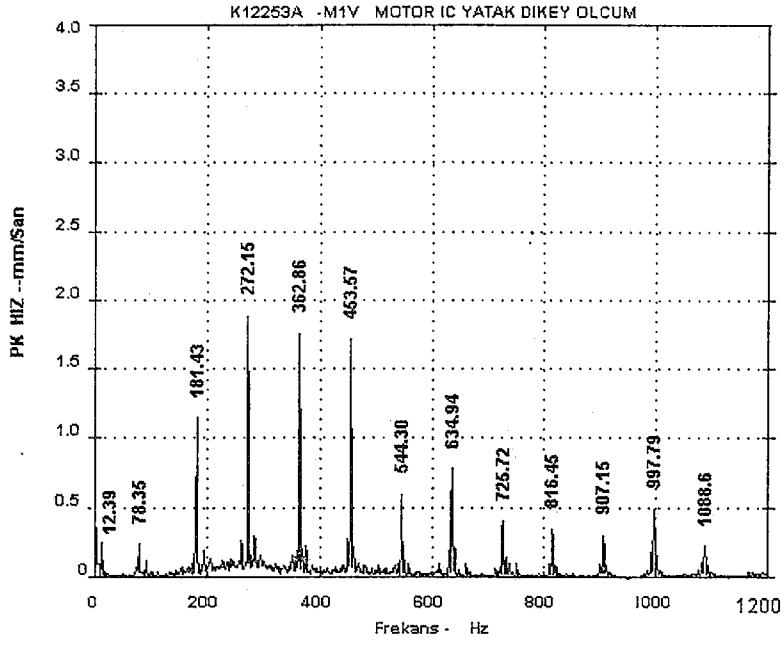
3.1.1. K2253A Fanı motor iç yatak rulmanı (SKF NU224) dış bilezik hasarı

Rafineride buhar üretmek için kullanılan A kazanında, yanma sonucu oluşan gazı atmosfere atmak için kullanılan büyük fan (Bölüm 2.1.1.1., Şekil 2.1.), kestirimci bakım programına dahil edilen makinelerden biridir. Ölçümler aksenal, yatay ve dikey olmak üzere üç doğrultuda alınmıştır. İlk (referans) ölçüm 5 Temmuz 2001 günü gerçekleşmiştir (Şekil 3.1., 3.2, 3.3, 3.4, 3.5). Fanın bu tarihten önceki titreşim bilgileri elde edilememiştir. İlk ölçüm sonucunda motor iç yatakta bir rulman hasarı

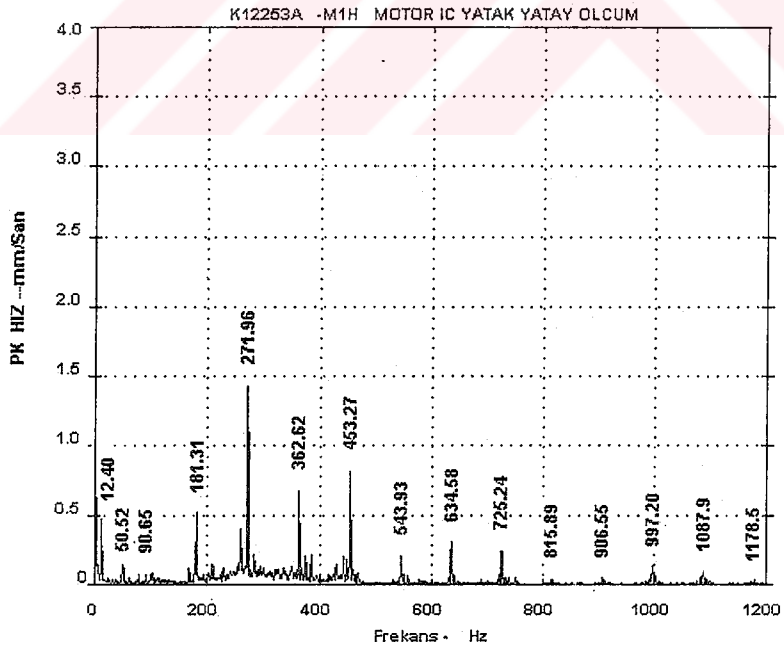
olduğu izlenimi elde edilmiş, yapılan analiz sonucunda ölçüm sonucu elde edilen titreşim frekans bileşenlerinin iç yatak rulmanından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Dalga formunda her bir devirde tek vuruuntu oluştuğu, bu vuruntunun tekrarlanma frekansının dış bilezik bilye geçiş frekansına (91.55 Hz) eşit olduğu belirlenmiştir (şekil 3.4.). SKF NU224 rulman geometrisi ve mil devri dikkate alınarak hesaplanan hasar frekansları Ek-1'de verilmiştir.



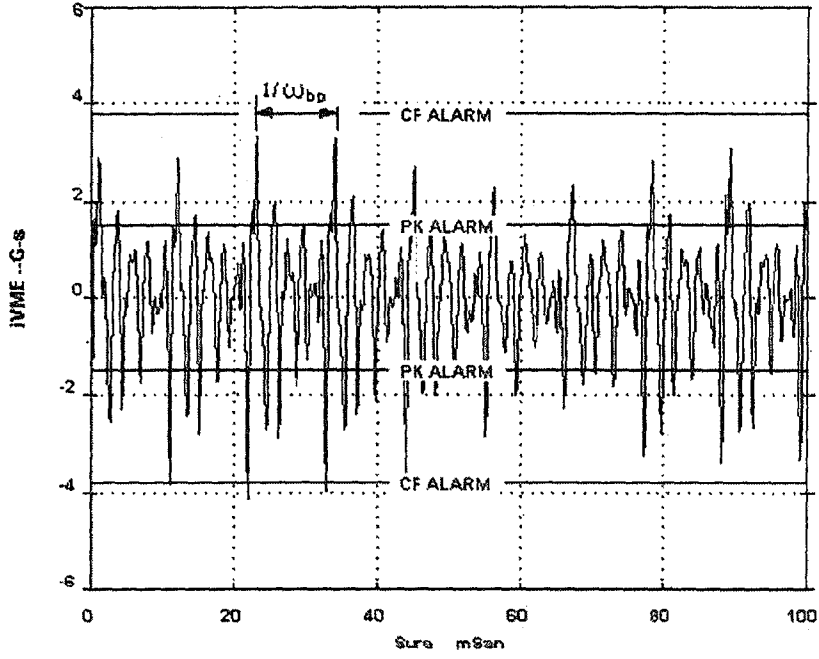
şekil 3.1. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği



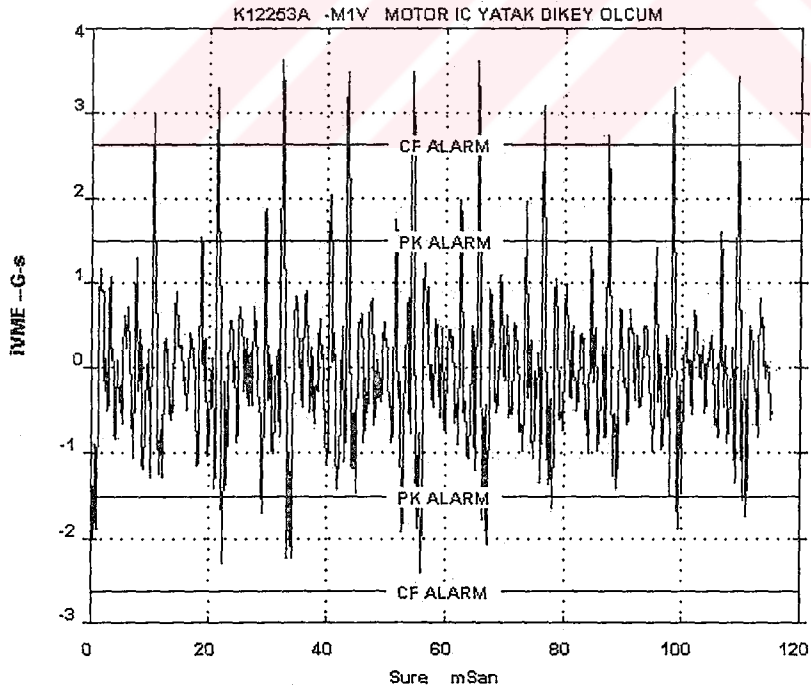
Şekil 3.2. K2253A Fanı iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği



Şekil 3.3. K2253A Fanı iç yatak M1H noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği



Şekil 3.4. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm dalga form grafiği



Şekil 3.5. K2253A Fanı iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm dalga form grafiği

Rulmanda oluşan hasarın dış bilezik hasarı olduğu aşıkardır. Çünkü hasarlı rulmanın ürettiği titreşimlerin frekansları, dış bilezik bilye geçiş frekansının (ω_{bp}) katlarından ve bunların mil dönme frekansında oluşturdukları yan bantlardan oluşmaktadır.

Eksenel ölçümden elde edilen spektrum grafiği incelendiğinde $2x\omega_{bp}$, $3x\omega_{bp}$, $4x\omega_{bp}$, $5x\omega_{bp}$, $6x\omega_{bp}$, $7x\omega_{bp}$, $8x\omega_{bp}$, $9x\omega_{bp}$, $10x\omega_{bp}$, $11x\omega_{bp}$, $12x\omega_{bp}$, $13x\omega_{bp}$ harmoniklerinde ve yan bantlarında frekanslar oluştuğu belirlenmiştir (Çizelge 3.1.).

Çizelge 3.1. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri

K2253A Fanı Motor iç yatak M1A noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri		
Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları (Hz)	Teorik hesapla elde edilen hasar ve karşılıkları (Hz)	frekansları
181.32	183.1 -	$2x\omega_{bp}$
271.99	274.65 -	$3x\omega_{bp}$
362.64	366.2 -	$4x\omega_{bp}$
453.23	457.75 -	$5x\omega_{bp}$
543.98	549.29 -	$6x\omega_{bp}$
634.57	640.84 -	$7x\omega_{bp}$
725.29	732.39 -	$8x\omega_{bp}$
815.96	823.94 -	$9x\omega_{bp}$
906.46	915.49 -	$10x\omega_{bp}$
997.26	1007.04 -	$11x\omega_{bp}$
1088	1098.59 -	$12x\omega_{bp}$
1178.4	1190.13 -	$13x\omega_{bp}$

Dikey yönde alınan ölçümden elde edilen spektrum grafiği incelendiğinde de $2x\omega_{bp}$, $3x\omega_{bp}$, $4x\omega_{bp}$, $5x\omega_{bp}$, $6x\omega_{bp}$, $7x\omega_{bp}$, $8x\omega_{bp}$, $9x\omega_{bp}$, $10x\omega_{bp}$, $11x\omega_{bp}$, $12x\omega_{bp}$ harmoniklerinde, dış bilezik bilye geçiş frekansı harmoniklerinin ise mil dönme

hızında modülasyon oluşturması sonucu yan bantlarda frekanslar oluştuğu belirlenmiştir (Çizelge 3.2.). Yan bantlar tablolara dahil edilmemiştir.

Çizelge 3.2. K2253A Fanı iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri

K2253A Fanı Motor iç yatak M1V noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri	
Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları (Hz)	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları ve karşılıkları (Hz)
181.43	183.1 - $2x\omega_{bp}$
272.15	274.65 - $3x\omega_{bp}$
362.86	366.2 - $4x\omega_{bp}$
453.57	457.75 - $5x\omega_{bp}$
544.30	549.29 - $6x\omega_{bp}$
634.94	640.84 - $7x\omega_{bp}$
725.72	732.39 - $8x\omega_{bp}$
816.45	823.94 - $9x\omega_{bp}$
907.15	915.49 - $10x\omega_{bp}$
997.79	1007.04 - $11x\omega_{bp}$
1088.6	1098.59 - $12x\omega_{bp}$

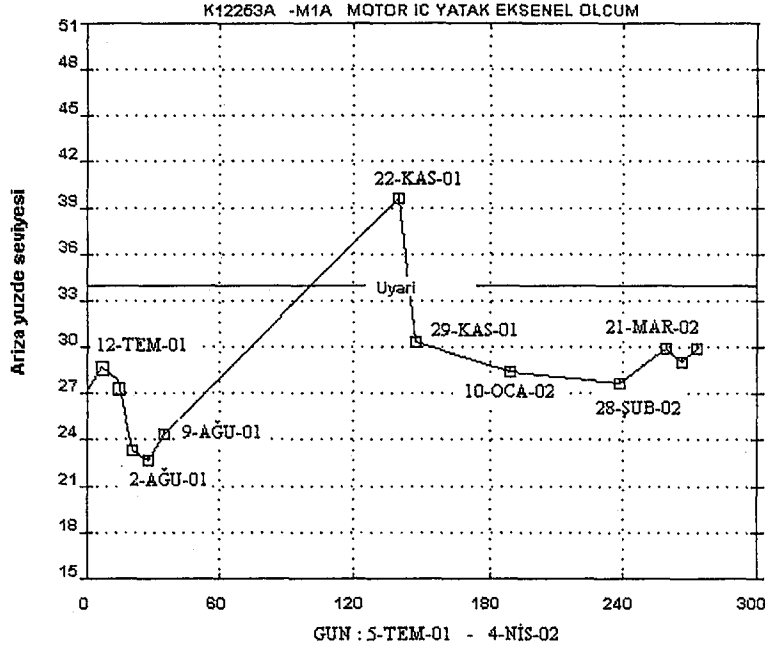
Yatay yöndeki ölçümden elde edilen spektrum grafiği incelendiğinde $1x\omega_{bp}$, $2x\omega_{bp}$, $3x\omega_{bp}$, $4x\omega_{bp}$, $5x\omega_{bp}$, $6x\omega_{bp}$, $7x\omega_{bp}$, $8x\omega_{bp}$, $9x\omega_{bp}$, $10x\omega_{bp}$, $11x\omega_{bp}$, $12x\omega_{bp}$, $13x\omega_{bp}$ harmoniklerinde ve yan bantlarında frekanslar oluştuğu belirlenmiştir (Çizelge 3.3).

Çizelge 3.3. K2253A Fanı iç yatak M1H noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri

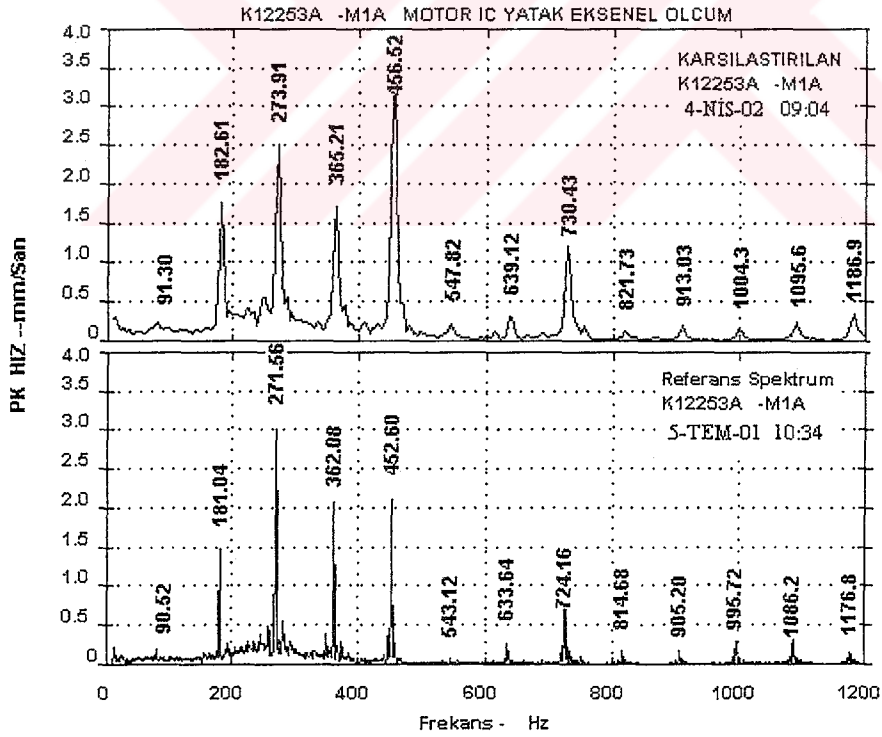
K2253A Fanı Motor iç yatak M1H noktası titreşim referans ölçüm frekans bileşenleri	
Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları (Hz)	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları ve karşılıkları (Hz)
90.65	91.55 - $1 \times \omega_{bp}$
181.31	183.1 - $2 \times \omega_{bp}$
271.96	274.65 - $3 \times \omega_{bp}$
362.62	366.2 - $4 \times \omega_{bp}$
453.27	457.75 - $5 \times \omega_{bp}$
543.93	549.29 - $6 \times \omega_{bp}$
634.58	640.84 - $7 \times \omega_{bp}$
725.24	732.39 - $8 \times \omega_{bp}$
815.89	823.94 - $9 \times \omega_{bp}$
906.55	915.49 - $10 \times \omega_{bp}$
997.20	1007.04 - $11 \times \omega_{bp}$
1087.9	1098.59 - $12 \times \omega_{bp}$
1178.5	1190.13 - $13 \times \omega_{bp}$

Yan bantlar esas frekanslara göre oldukça küçük değerlerdedir. Hasar nedeniyle oluşan titreşimlerin frekansının bir çok harmoniğinin bulunması, yan bantların esas frekansa göre küçük değerlerde olması, hasarın ilerlemiş fakat rulmanın daha kullanılabilir bir ömre sahip olduğunun ve bu aşamada rulmanı değiştirmeye gerek olmadığını bir göstergesidir⁽⁸¹⁾. Ayrıca tüm yönlerde alınan ölçümler içinde en büyük titreşim genliğinin 3 mm/s (pk) olduğu görülmektedir. Bu değer, fan III.sınıfa dahil olduğu için, **ISO 2372'ye göre** (Ek-1.) “izin verilen titreşim sınırları” içinde kalmaktadır. Bu aşamada periyodik ölçümler alınarak rulmanın izlenmesine devam edilmesi gerektiği düşünülmüştür. Ölçümlere devam edildiğinde, yan bantların gittikçe kaybolduğu, buna karşılık zemindeki kabarmasının arttığı gözlenmiştir. Yüksek titreşim değerleri aksenal yöndeki ölçümden alındığı için, değerlendirme

yapılırken bu yöndeki M1A noktası sonuçları verilmiştir. Titreşim değerlerinde normal olan küçük dalgalanmaların yanında 22 Kasım 2001 tarihinde alınan titreşim değerinde önemli bir artış gözlenmiştir. Fakat bu geçici bir durum olmuş, daha sonraki ölçüm değerleri normal seviyede gerçekleşmiştir (Şekil 3.6). Aslında önemli bir aşamaya geldiği anlaşılan bu hasarın zamanla ilerlememiş gibi görünmesinin sebebi, bu makinenin ölçüm süresince hep yedekte tutulmasındandır. Ölçüm süresince makine yalnızca 10 hafta (2.5 ay) çalışmıştır. Çalıştığı zamanlar ölçüm alınabilmiştir. Ölçümler birer hafta arayla alınmıştır. Uzun süreli aralıklar makinenin çalışmadığı zamanlardır. Sınırlı çalışmadan dolayı hasar gelişiminin yavaş olduğu, bu yüzden de zamanla hasarın sabit kaldığı izlenimi doğmaktadır. Halbuki bu makinenin düzenli olarak çalışmaya başlaması ile birlikte hasarın artmaya devam edeceği, en geç üç veya dört ay içinde rulmanın değiştirilme ihtiyacının doğacağı beklenilmektedir. Titreşim trendinden de görüleceği gibi titreşim değerleri son ölçümlerde bir artış göstermiştir. Son ölçümün spektrum grafiğinden de (Şekil 3.7) görüldüğü gibi hasar titreşim frekansı harmoniklerinin şiddeti artmış, yan bantlar neredeyse kaybolmuştur.



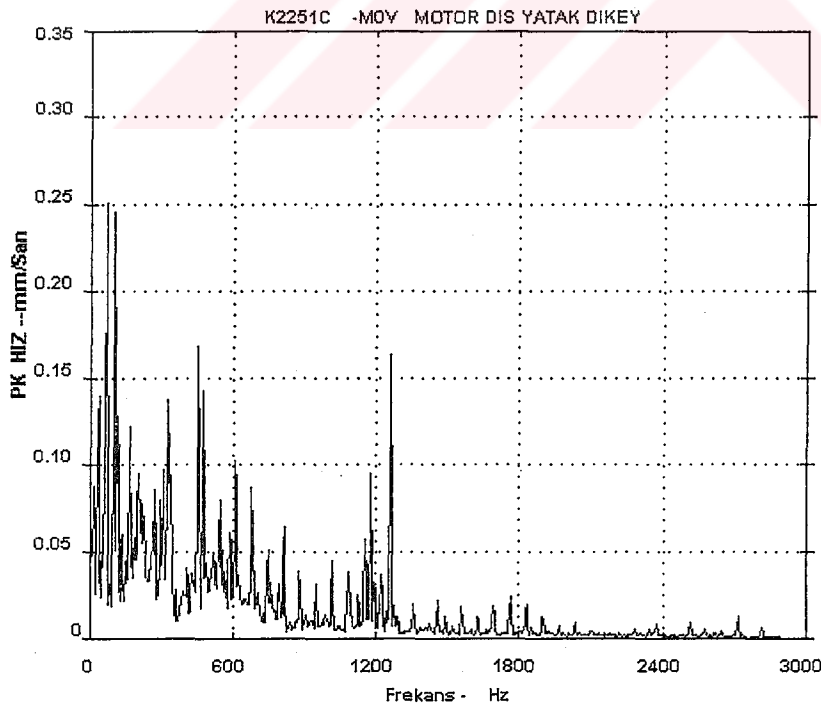
Şekil 3.6. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası titreşim eğilimi



Şekil 3.7. K2253A Fanı iç yatak M1A noktası fark spektrumu

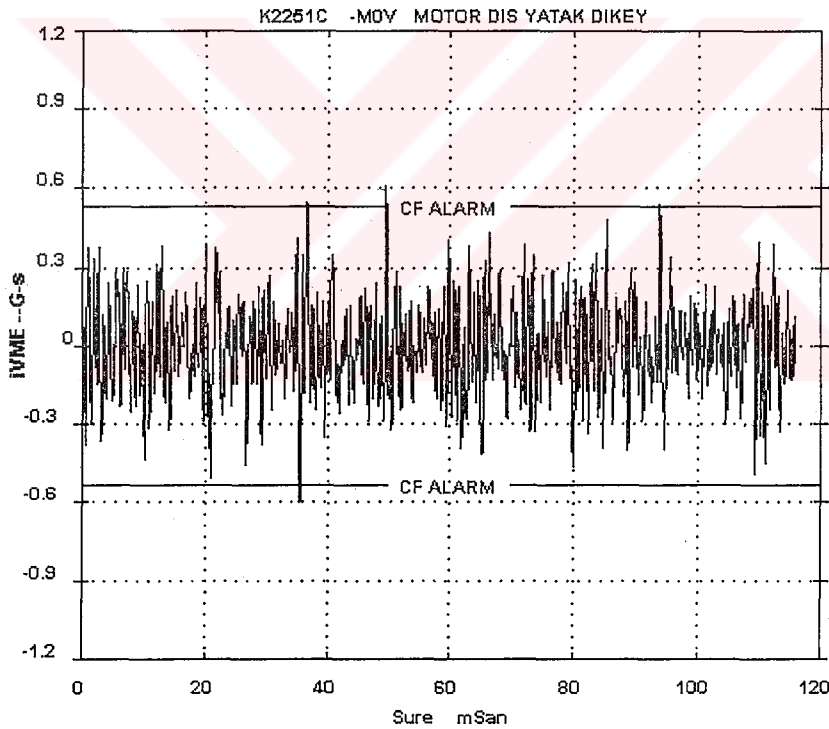
3.1.2. K2251 C Fanı motor dış yatak rulmanı (SKF 6222) dış bilezik hasarı

Bu fan, buhar üreten C kazanında yanma için gerekli olan temiz havayı sağlamaktadır. İlk ölçüm 20 Eylül 2001 tarihinde gerçekleştirilmiştir. İlk ölçümlerden elde edilen titreşim frekansları incelendiğinde (spektrum grafiğinin detayı ve rulman arıza frekansları Ek-2'de verilmiştir) spektrum grafiğinin, (Şekil 3.8.) dış bilezik hasar titreşim frekansının bir katından ($1 \times \omega_{bp}$) 40 katına kadar harmoniklerinden ($40 \times \omega_{bp}$) oluştuğu görülmüştür (Çizelge 3.4). Bu durum dış bilezikte çatlak oluştuğuna^(89, 91) işaret etmektedir. Fakat spektrum grafiğine ek olarak dalga form grafiğinin (Şekil 3.9.) de incelenmesi sonucunda henüz rulman hasarının oluşmadığı, yeni başlamakta olduğu anlaşılmıştır. Çünkü dış bilezikte hasar oluşması durumunda dalga formunda belirgin vuruntu olmalı ve bu vuruntunun frekansı dış bilezik frekansına (67.6 Hz) eşit olmalıdır.



Şekil 3.8. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim referans ölçüm spektrum grafiği

Ölçümlere devam edildiğinde titreşimin genel olarak sabit kaldığı, 30 Mayıs 2002 (hasarın belirginleştiği ölçüm) tarihinden itibaren titreşim değerinin düştüğü görülmüştür (Şekil 3.10.a ve Şekil 3.10.b). Titreşim değerleri bu seviyede seyrederken 30 Mayıs 2002 günü gerçekleştirilen ölçüm sonucunda rulman hasarının iyice belirginleştiği tespit edilmiştir (Şekil 3.11.a, 3.11.b.). Frekans analizi sonucunda dış bilezik hasar titreşim frekansı harmoniklerinin oluşmaya devam ettiği, referans ölçüm değerlerinde de olduğu gibi bilye ve iç bilezik hasar titreşim frekanslarının da oluştuğu görülmüştür (Çizelge 3.5.). Bu durum dış yüzeyde oluşan hasarın bilyelere, oradan da iç bileziğe taşındığının belirtisidir.



Şekil 3.9. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim referans ölçüm dalga form grafiği

Dalga formunun (Şekil 3.10.a.) incelenmesi neticesinde hasarın belirtisi olan dış bilezik hasar titreşim frekansında her devirde tek vuruş oluştuğu görülmüştür. Bu da dış bilezikte sadece bir hasarlı nokta olduğunun belirtisidir. Titreşim genliğinin düştüğü de tespit edilmiştir. Bu durumun hasar boyutunun ilerlemiş olması ile ilişkili olduğu bilinmektedir^(30, 15, 72). Titreşim genliğinin küçük mertebelerde gerçekleşmesinin bir başka nedeni sinyalin ivme algılayıcısına ulaşınca kadar sönümlenmesinden kaynaklanmaktadır.

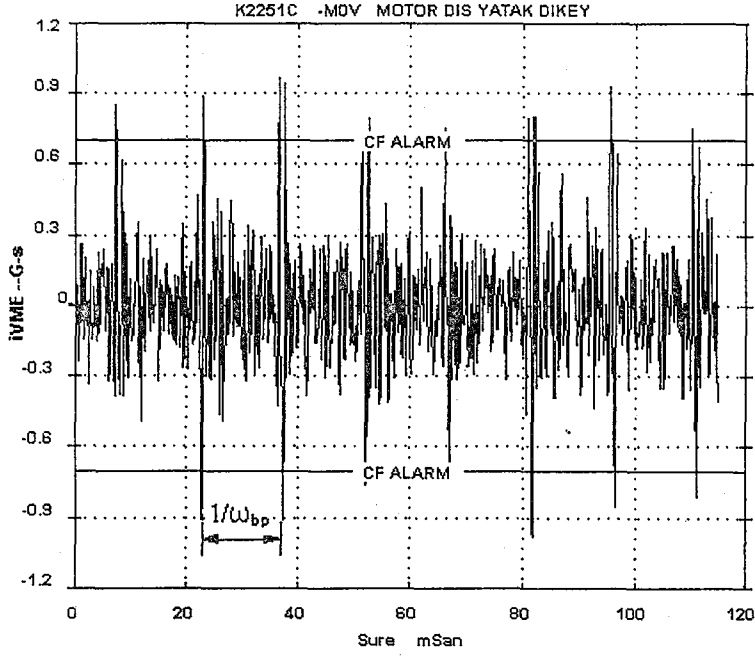
Çizelge 3.4. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası frekans analizi

Frekans (Hz)	Genlik (mm/s)	Karşılığı
16.29	0.089	1xRpm
33.09	0.14	2xRpm
66.69	0.25	1x ω_{bp}
83.77	0.03	2x ω_b
99.56+ Yan bant	0.25	1x ω_{bpi}
131.75	0.06	2 x ω_{bp}
168.1	0.12	4x ω_b
202.2	0.1	3 x ω_{bp}
271.91	0.1	4 x ω_{bp}
293.91	0.1	3x ω_{bpi}
308.01	0.13	7x ω_b
339.2	0.11	5 x ω_{bp}
406.64	0.04	6 x ω_{bp}
440.35	0.086	10x ω_b
453.05	0.17	7 x ω_{bp}
473.84	0.14	7 x ω_{bp}
515.4	0.05	12x ω_b
542.01	0.08	8 x ω_{bp}
584.08	0.06	6x ω_{bpi}
609.4	0.1	9 x ω_{bp}
677.75	0.11	10 x ω_{bp}
744.41	0.05	11 x ω_{bp}
791.76	0.03	8x ω_{bpi}
812.98	0.064	12 x ω_{bp}
880.62	0.039	13 x ω_{bp}
949.26	0.03	14 x ω_{bp}
1016.7	0.04	15 x ω_{bp}

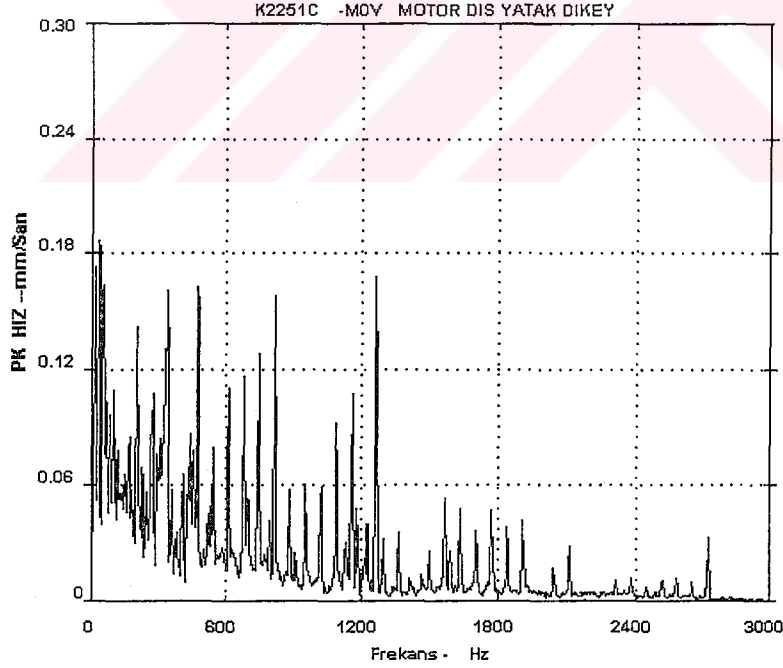
Çizelge 3.4. (devam)

1084.4	0.04	16 x ω_{bp}
1126.1	0.025	26x ω_{bp}
1152.9	0.057	17 x ω_{bp}
1176.7	0.1	27 x ω_b
1220.8	0.036	18 x ω_{bp}
1257.6	0.16	13x ω_{bpi}
1292.3	0.032	19 x ω_{bp}
1356.6	0.02	20 x ω_{bp}
1490.7	0.01	22 x ω_{bp}
1558.8	0.02	23 x ω_{bp}
1626.6	0.01	24 x ω_{bp}
1694.9	0.02	25 x ω_{bp}
1761.9	0.02	26 x ω_{bp}
1829.8	0.02	27 x ω_{bp}
1898.2	0.01	28 x ω_{bp}
1961.4	0.0045	29 x ω_{bp}
2515.2	0.009	58 x ω_b
2714.3	0.013	40 x ω_{bp}
2311.9	0.1	34 x ω_{bp}
2379.6	0.011	35 x ω_{bp}
2583.5	0.01	38 x ω_{bp}
2652.5	0.01	39 x ω_{bp}
2723.2	0.03	40 x ω_{bp}

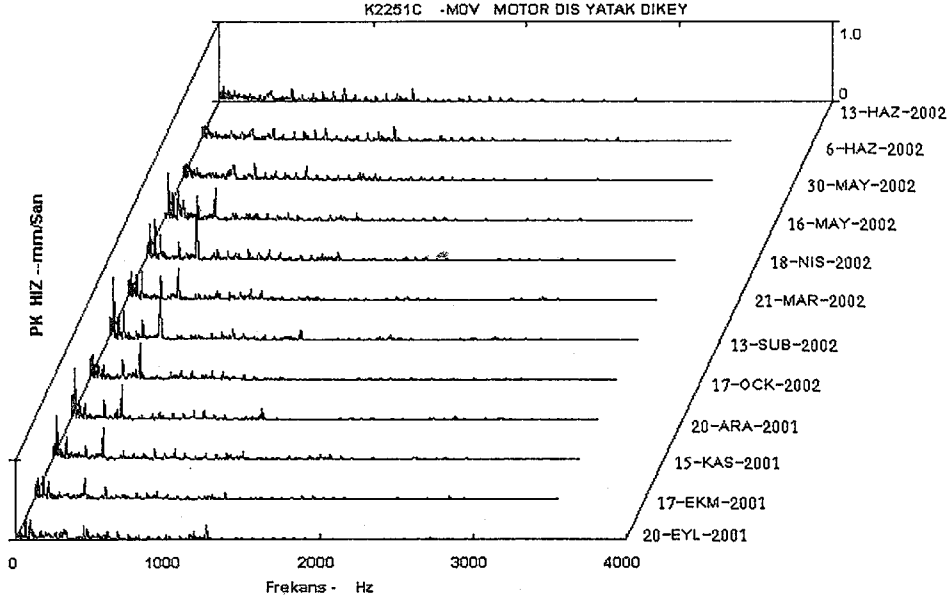
Makinenin konstrüksiyonu gereği ölçüm alınan nokta mil merkezinden 45 cm uzakta kalmaktadır. Titreşim genlik değerlerini belirlenen titreşim şiddet tabloları (ISO 2372, v.b.) ile karşılaştırıp karar vermek her zaman doğru olmayabilir. Bu örnekte görüldüğü gibi makinenin yapısı ve ölçümle ilgili istisna durumlar göz önünde bulundurularak değerlendirme yapılmalıdır. Burada elde edilen titreşim değerleri titreşim şiddet kriterlerine göre karşılaştırılsa titreşim değeri güvenli çalışma bölgesinde kalacaktır. Halbuki frekans analizi ve dalga form grafiğinden hasarın ilerlemiş olduğu gerçeği anlaşılmaktadır.



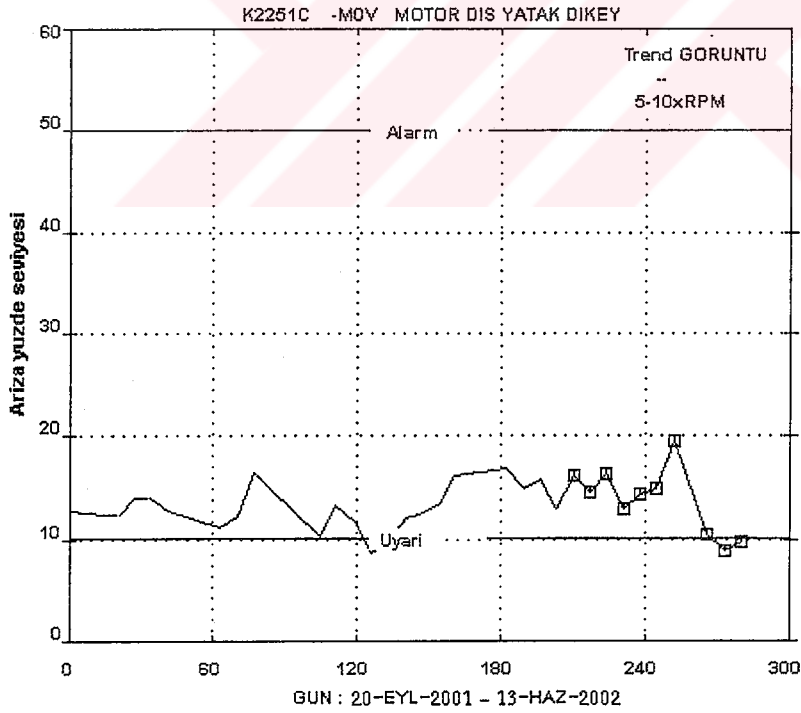
Şekil 3.10.a. K2251C Fanı dış yatak rulmanı dış bilezik hasarı titreşim dalga form grafiği



Şekil 3.10.b. K2251C Fanı dış yatak rulmanı dış bilezik hasarı titreşim spektrum grafiği



Şekil 3.11.a. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim spektrum değişimi



Şekil 3.11.b. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası titreşim eğilimi

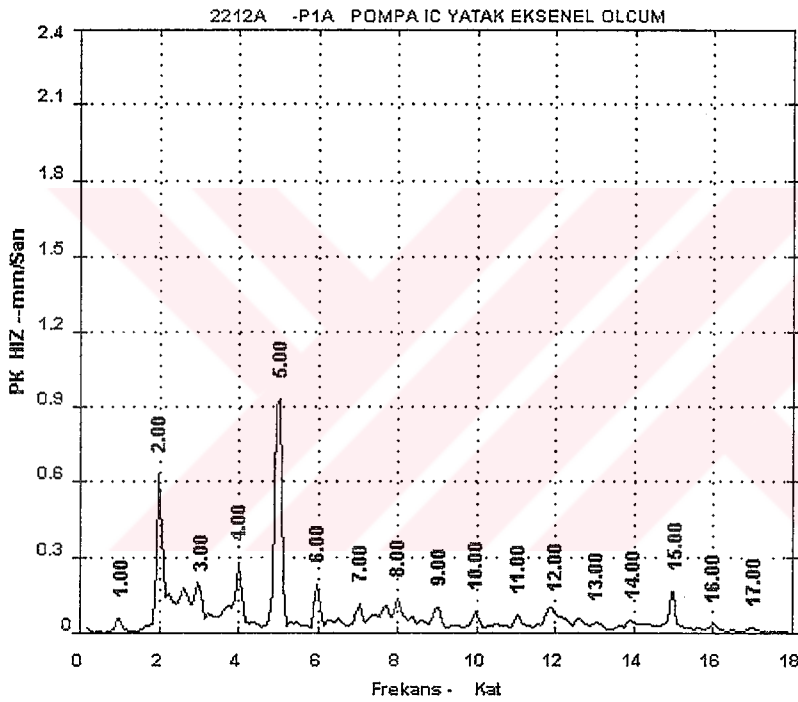
Çizelge 3.5. K2251C Fanı dış yatak MOV noktası hasarlı rulman titreşim frekansları

Frekans (Hz)	Genlik(mm/s)	Karşılığı
32.96+Yan bant	0.19	2xRpm
67.63	0.104	1x ω_{bp}
82.94	0.097	2x ω_b
98.53+Yan bant	0.11	1x ω_{bpi}
132.68	0.056	2 x ω_{bp}
167.69	0.085	4x ω_b
202.87	0.142	3 x ω_{bp}
227.99	0.07	5x ω_b
272.33	0.107	4 x ω_{bp}
337.71+Yan bant	0.161	5 x ω_{bp}
407.43	0.065	6 x ω_{bp}
440.35	0.086	10x ω_b
475.89	0.163	7 x ω_{bp}
544.31	0.079	8 x ω_{bp}
612.23	0.11	9 x ω_{bp}
679.81	0.116	10 x ω_{bp}
748.18	0.128	11 x ω_{bp}
816.09	0.159	12 x ω_{bp}
883.96	0.057	13 x ω_{bp}
951.97	0.062	14 x ω_{bp}
1019.9	0.059	15 x ω_{bp}
1088	0.093	16 x ω_{bp}
1155.9	0.107	17 x ω_{bp}
1223.9	0.04	18 x ω_{bp}
1261.7	0.169	13x ω_{bpi}
1292.3	0.032	19 x ω_{bp}
1361.7	0.036	20 x ω_{bp}
1410.9	0.008	21 x ω_{bp}
1496	0.026	22 x ω_{bp}
1563.4	0.054	23 x ω_{bp}
1631.8	0.047	24 x ω_{bp}
1700.7	0.037	25 x ω_{bp}
1767.8	0.042	26 x ω_{bp}
1835.9	0.039	27 x ω_{bp}
1903.7	0.043	28 x ω_{bp}
1961.4	0.0045	29 x ω_{bp}
2039.9	0.0026	30 x ω_{bp}
2107.6	0.0065	31 x ω_{bp}
2311.9	0.1	34 x ω_{bp}
2379.6	0.011	35 x ω_{bp}
2583.5	0.01	38 x ω_{bp}
2652.5	0.01	39 x ω_{bp}

3.1.3. 2212A Pompası iç yatak rulmanı gevşeklik hasarı

Rafineride HCP ünitesi buhar kazanlarının ihtiyacı olan suyu sağlamak için kullanılan pompa, kestirimci bakım programına dahil edilen makinelerden biridir.

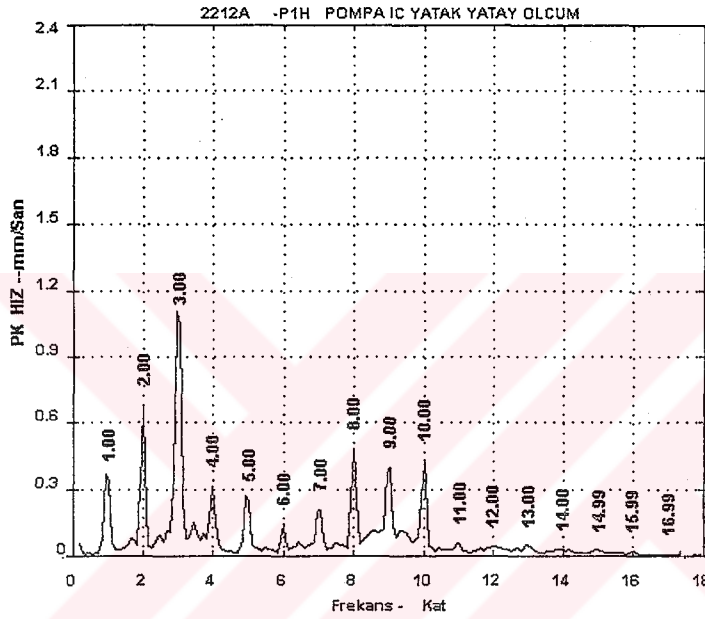
Ölçümler aksenal, yatay ve dikey olmak üzere üç doğrultuda alınmıştır. İlk ölçüm 17 Ekim 2001 günü gerçekleşmiştir (Şekil 3.12, 3.13, 3.14, 3.15, 3.16). Pompanın bu tarihten önceki titreşim bilgileri elde edilememiştir.



Şekil 3.12. 2212A Pompası iç yatak aksenal titreşim referans ölçüm spektrum grafiği

Her üç yönde elde edilen ölçümler incelendiğinde aksenal ve yatay yönde yüksek genlikli, dikey yönde ise düşük genlikli olmak üzere, mil dönme devrinin 17 katına (17x) kadar varan tepeciklerin varlığı dikkat çekmektedir. Bilindiği gibi bu durum gevşeklik probleminin bir belirtisidir.

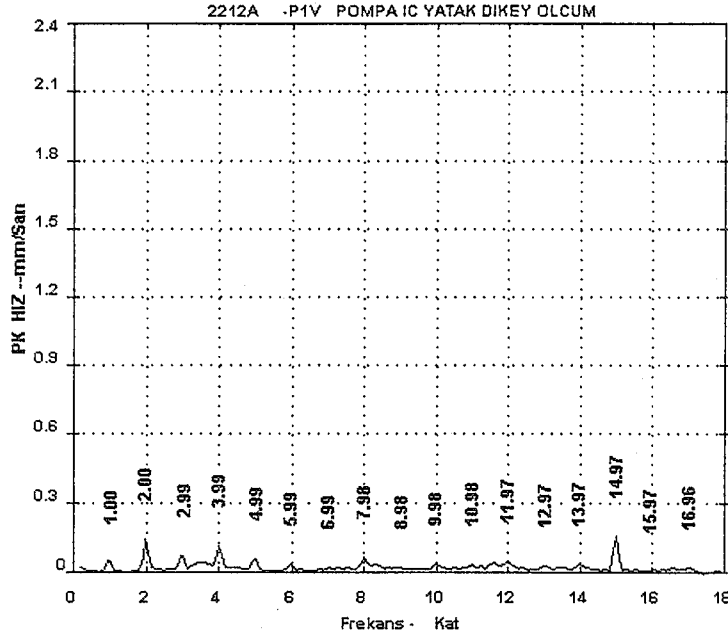
Gevşekliğin nedenleri araştırıldığında zemin bağlantılarında herhangi bir çözülmeye rastlanmamıştır. Gevşeklik belirtisinin bu yataktan elde edilmesi, rulmanın gevşek olduğu kanaatini doğurmuştur. Titreşim genliklerinin ISO 2372'ye göre kabul edilebilir seviyede (maksimum 1.11 mm/s-pk) olması sebebiyle bu aşamada rulmana bir müdahale yapılmamıştır.



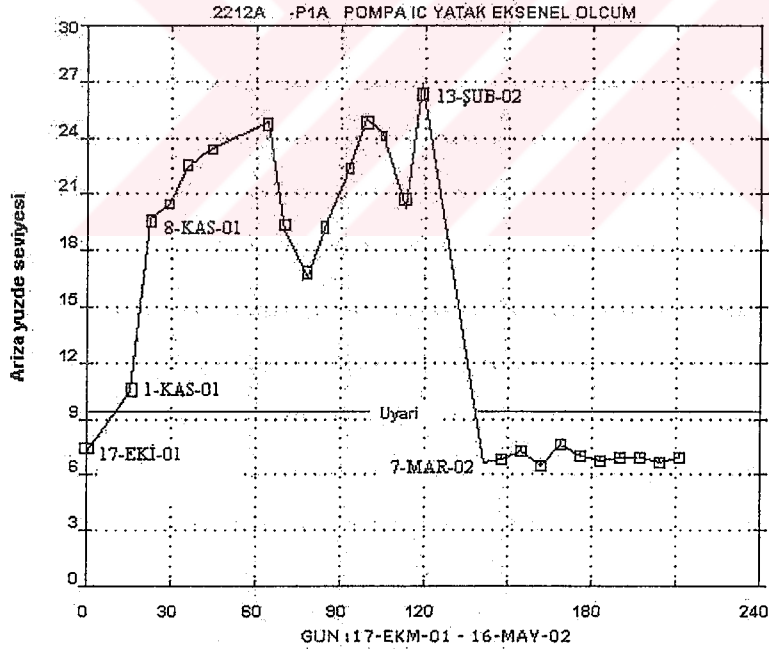
Şekil 3.13. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim referans ölçüm spektrum grafiği

Titreşim ölçümlerine devam edildiğinde titreşimin artmakta olduğu görülmüştür. 15 gün sonra alınan ölçümde az bir artış olmuş, onu takip eden ölçümde ise ciddi bir artış ile problemin gelişmekte olduğu görülmüştür (Şekil 3.15, 3.16).

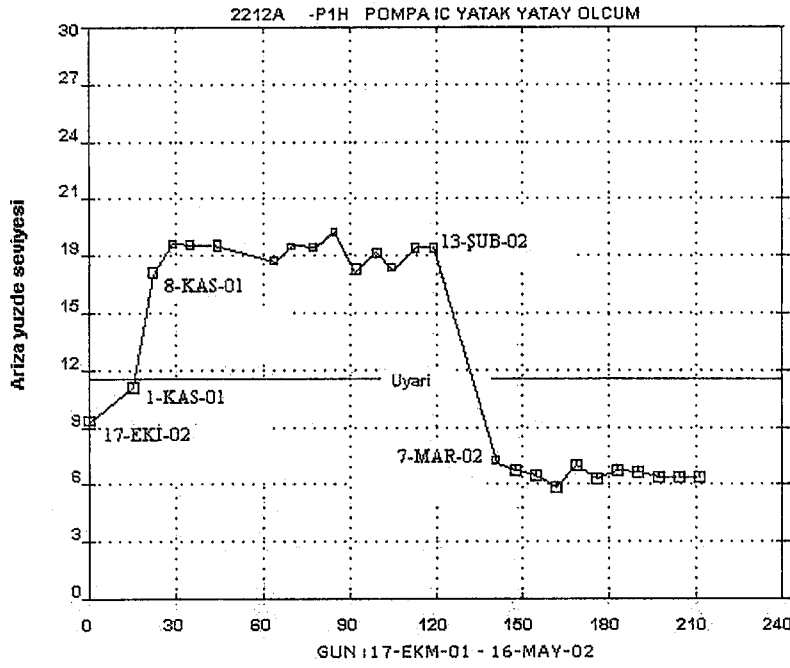
Titreşim genliğinde önemli artışın olduğu 8 Kasım 2001 tarihli ölçüm sonuçları Şekil 3.17, 3.18, 3.19 ve 3.20'de görülmektedir.



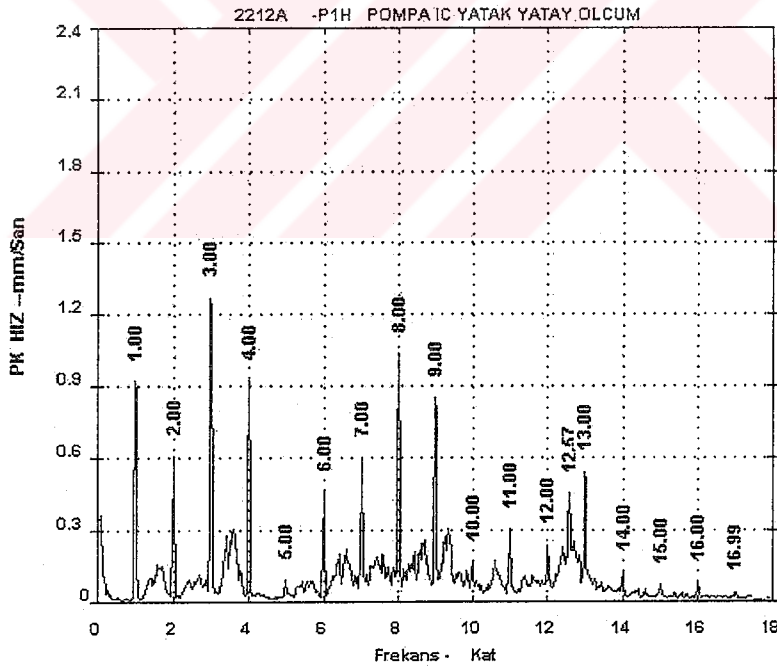
Şekil 3.14. 2212A Pompası iç yatak dikey titreşim referans ölçüm spektrum grafiği



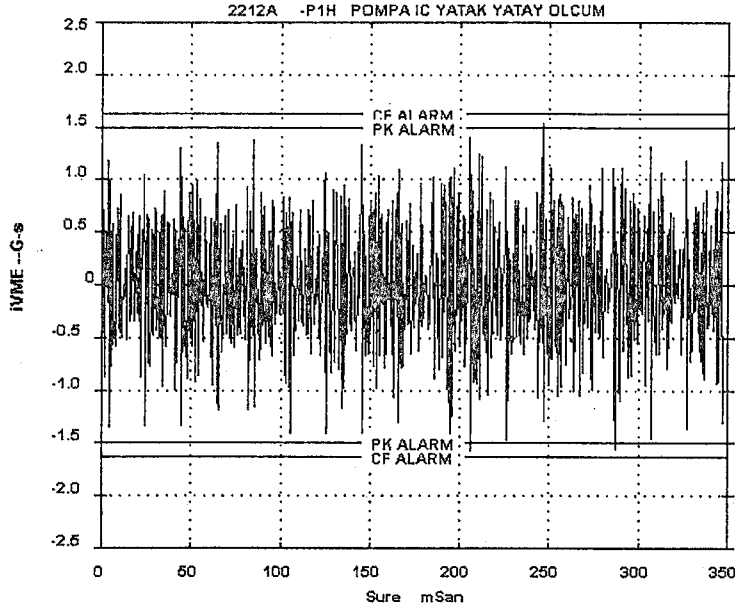
Şekil 3.15. 2212A Pompası iç yatak aksenal titreşim eğilimi



Şekil 3.16. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim eğilimi



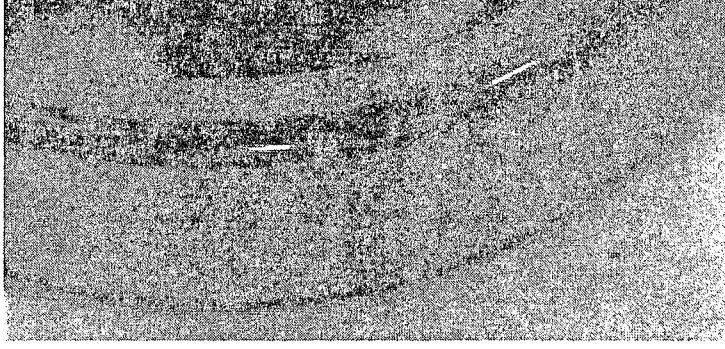
Şekil 3.17. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim spektrum grafiği



Şekil 3.18. 2212A Pompası iç yatak yatay titreşim dalga formu

Spektrum grafiklerinden, titreşim genliklerinde ve zeminde kabarma görülmekte, dalga form grafiklerinde görülen, genlikleri eşit olmayan belirgin vuru, gevşekliğin ilerlemekte olduğunun göstergesidir. Yine sonraki ölçüm değerlerinde mil dönme devri harmoniklerinin yanında yarım harmoniklerin de olduğu görülmüştür, bu durum dönen eleman gevşekliğinin açık belirtisidir⁽⁸⁴⁾.

Titreşim değerlerinde görülen artış sonucu pompanın bakıma alınıp rulmandaki gevşekliğin giderilmesi kararlaştırılmıştır. Planlı bakımın yapılacağı güne kadar pompanın durumunun izlenmesine devam edilmiştir. Bakım müdürlüğünün belirlediği 19 Şubat 2002 günü rulman sökülmüştür. Yapılan inceleme neticesinde yatağın aşındığı tespit edilmiştir. Yatağın aşınan kısmı kaynak ile dolgu yapıp taşlanmıştır. Rulmanın dış bileziğinde korozyon başlangıcı tespit edilmiştir (Şekil 3.19).

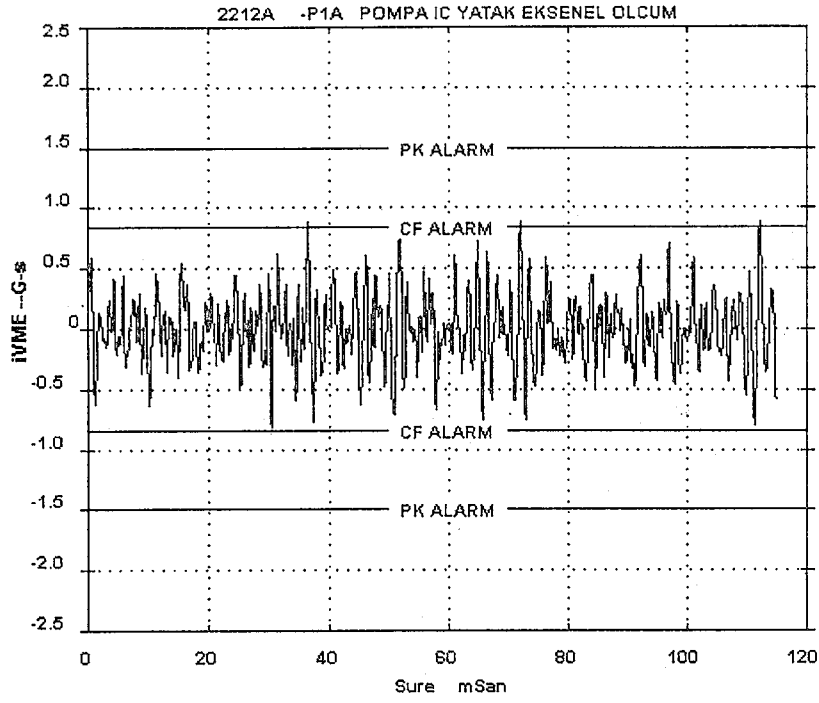


Şekil 3.19. 2212A Pompası iç yatak rulmanı dış bileziğinde korozyon başlangıcı

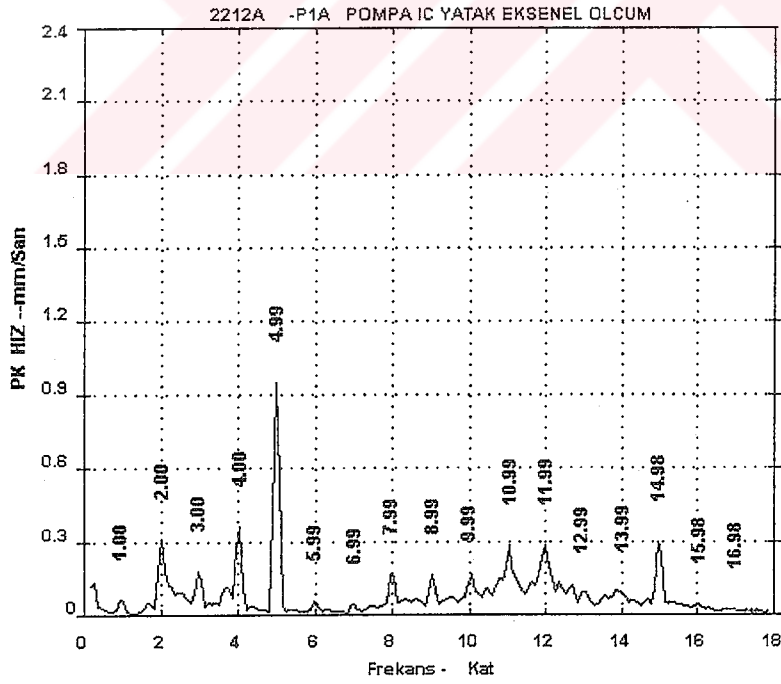
Rulmanda henüz görevini yerine getirmeye engel herhangi bir hasar oluşmamasına rağmen firma rulmanı değiştirmiştir. Aslında rulmanın epeyce bir ömre sahip olduğu görülmüştür.

Yataktaki gevşeklik problemi giderildikten sonra titreşim değerleri normal değerine inmiştir (Şekil 3.20, 3.21).

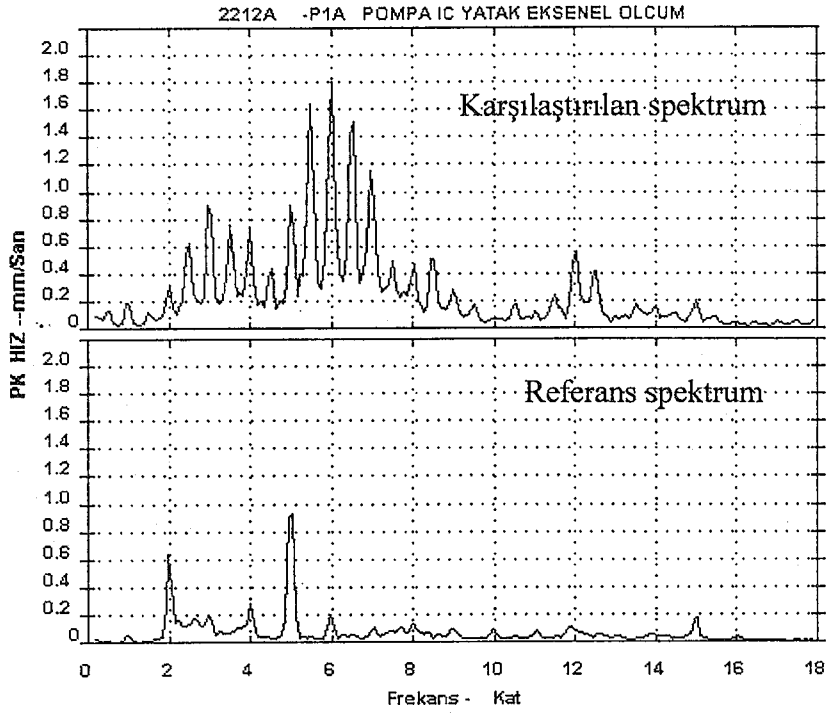
Titreşim değerlerinin zaman içerisindeki değişimi Şekil 3.22 ve 3.23'de görülmektedir. Yatağın hasarsız ve hasarlı durumdaki titreşim değeri karşılaştırması Şekil 3.22'de görülmektedir.



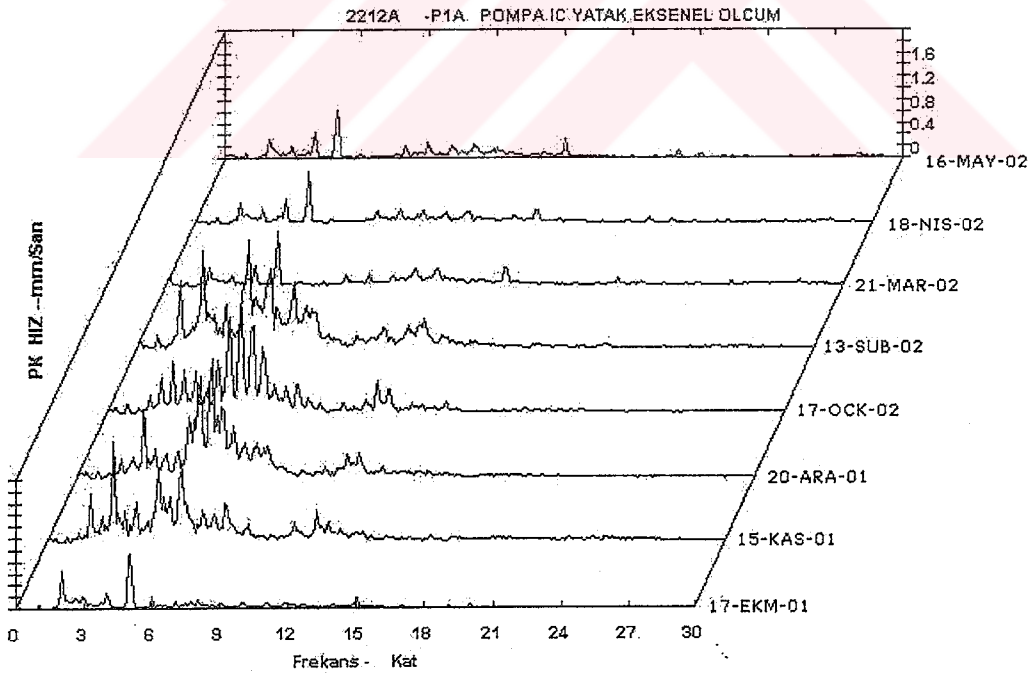
Şekil 3.20. 2212A Pompası iç yatak P1A noktası tamir sonrası titreşim dalga formu



Şekil 3.21. 2212A Pompası iç yatak P1A noktası tamir sonrası titreşim spektrumu



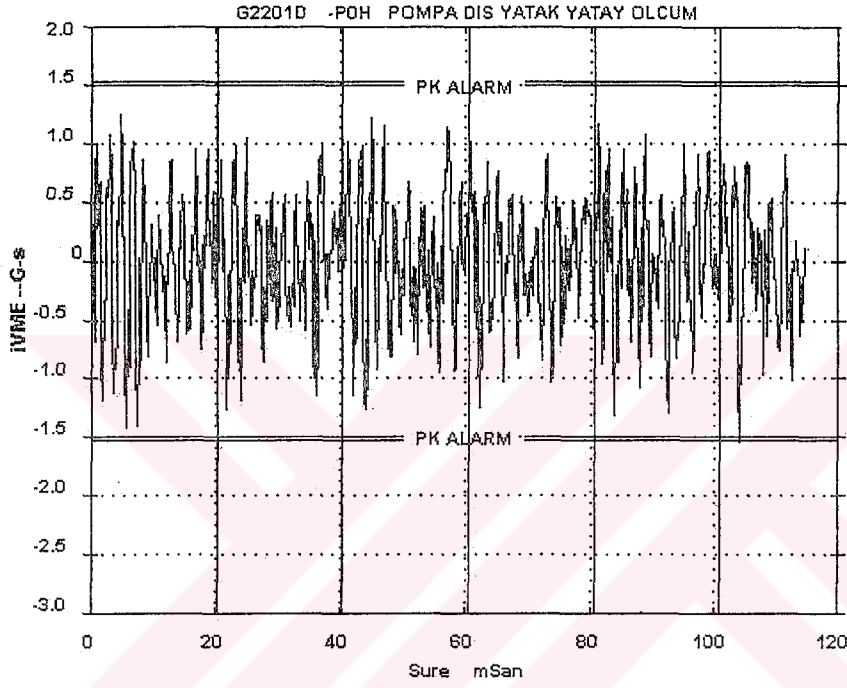
Şekil 3.22. 2212A Pompası iç yatak P1A noktası titreşim fark spektrumu



Şekil 3.23. 2212A Pompası iç yatak eksenel ölçüm çoklu spektrum grafiği

3.1.4. G2201 D Pompası pompa dış yatak rulman gevşeklik arızası

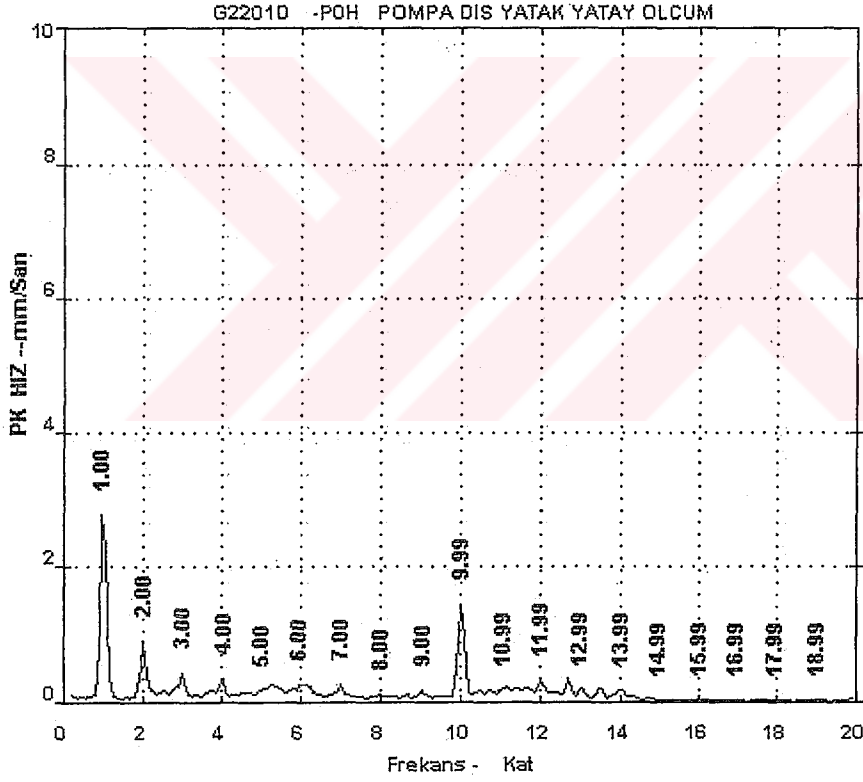
Rafineride buhar üreten D kazanının su ihtiyacını karşılamakla görevli bu pompa kestirimci bakım programına dahil edilen makinelerden biridir. İlk ölçüm 30 Ocak 2002 günü gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.24, 3.25).



Şekil 3.24. G2201D Pompası dış yatak referans titreşim yatay ölçüm dalga form grafiği

Eksenel ve dikey yönde gerçekleştirilen ölçümlerin genliği yatay yöne göre oldukça düşük kalmıştır. Bu yüzden pompa titreşimini karakterize etmede en uygun ölçüm yönü yatay yön olarak görülmüştür. Sonuçlar için yalnızca yatay yöndeki ölçümler verilecektir.

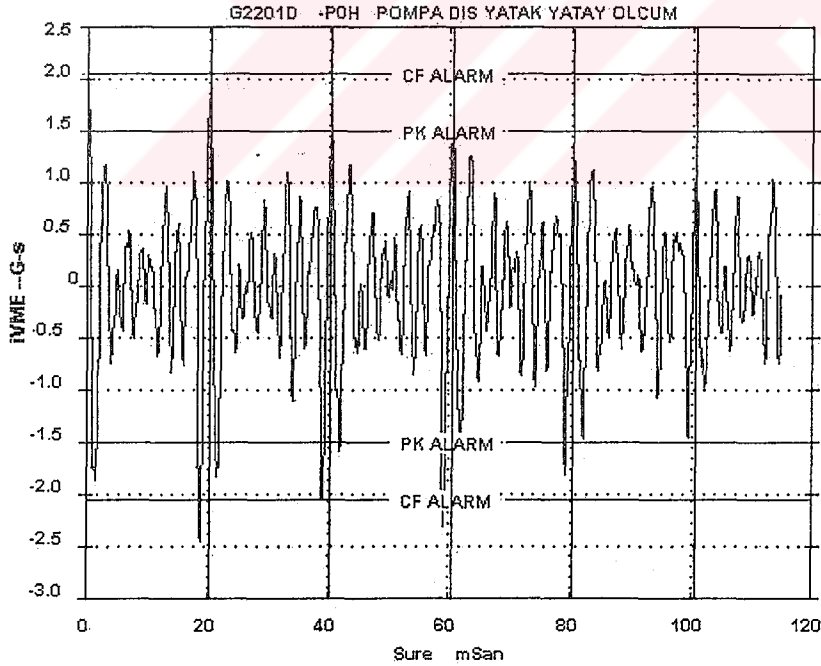
İlk ölçüm sonuçlarından görüleceği gibi spektrum grafiğinde mil dönme devrinin 15 katına (15x) kadar varan tepelikler vardır. Daha önce de belirtildiği gibi bu durum gevşekliğin belirtisidir. Ölçüm cihazının titreşim değerlerini canlı görüntüleme özelliği kullanılarak pompa gövdesi ve yatağın değişik yerlerinden ölçümler gerçekleştirilmiş, sonuçta gevşekliğin rulmandan kaynaklandığı tespit edilmiştir. Titreşim genliğinin düşük seviyede (maksimum 2.78 mm/s-pk) olması nedeniyle bu aşamada bakıma gerek duyulmamış, pompanın durumunun normal izlenmesine devam edilmesi kararlaştırılmıştır.



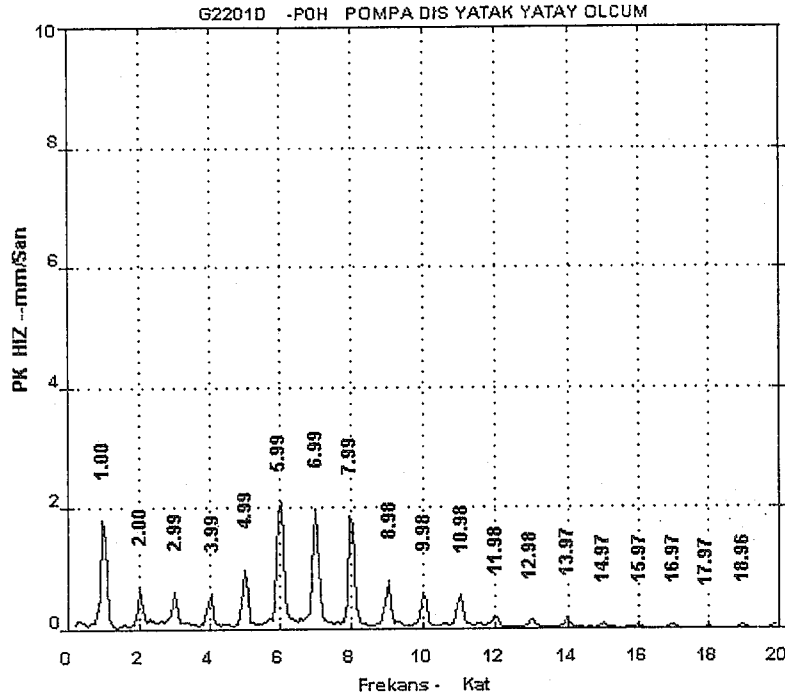
Şekil 3.25. G2201D Pompası dış yatak referans titreşim yatay ölçüm spektrum grafiği

İlk ölçümden dört hafta sonra alınan ölçümde (28 Şubat 2002) titreşim değerlerinde belirgin bir artış görülmüş (maksimum 5.2 mm/s-pk-Şekil 3.26., 3.27.) ve bu artış devam eden ölçümlerde de sürmüştür (Şekil 3.28., 3.29., 3.30.). Spektrum grafiklerinde titreşim genliğindeki artış ve dalga form grafiğinde oluşan aşırı vuruntular gevşekliğin önemli bir hal aldığını, bakım yapılması gerektiğini göstermektedir.

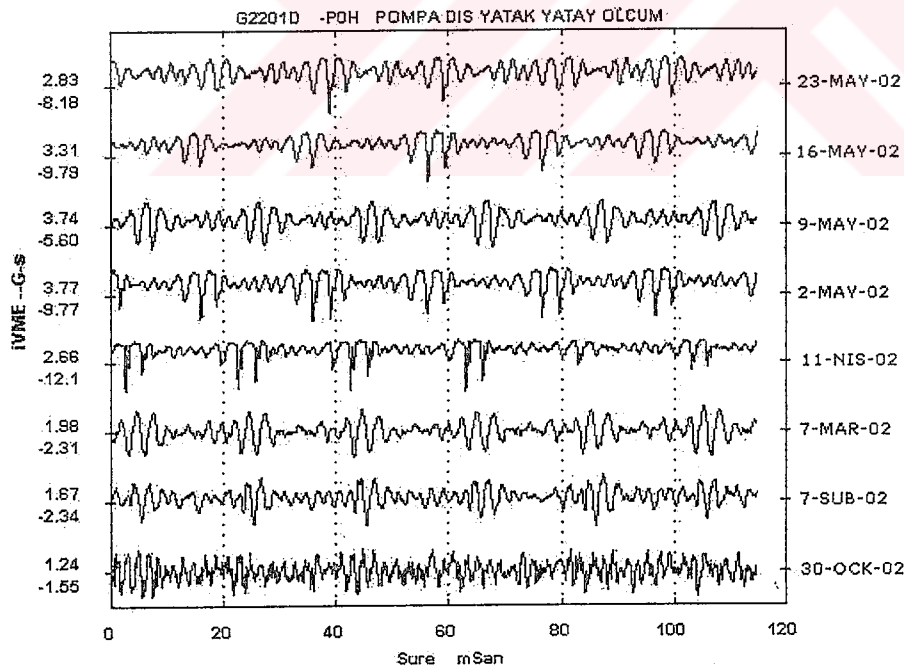
Bakım müdürlüğüne bu durum iletilmiş fakat firmada kestirimci bakım felsefesinin tam olarak yerleşmemiş olması sebebiyle bu rulmanın bakımı plana alınmamıştır. Yani firmanın anlayışına göre “şu anda pompa çalışmaktadır, buhar kazanının ihtiyacı olan suyu sağlamaktadır, dolayısıyla müdahaleye gerek yoktur”. Bu anlayış maalesef günümüzde ülkemizdeki bir çok firmada yaygındır.



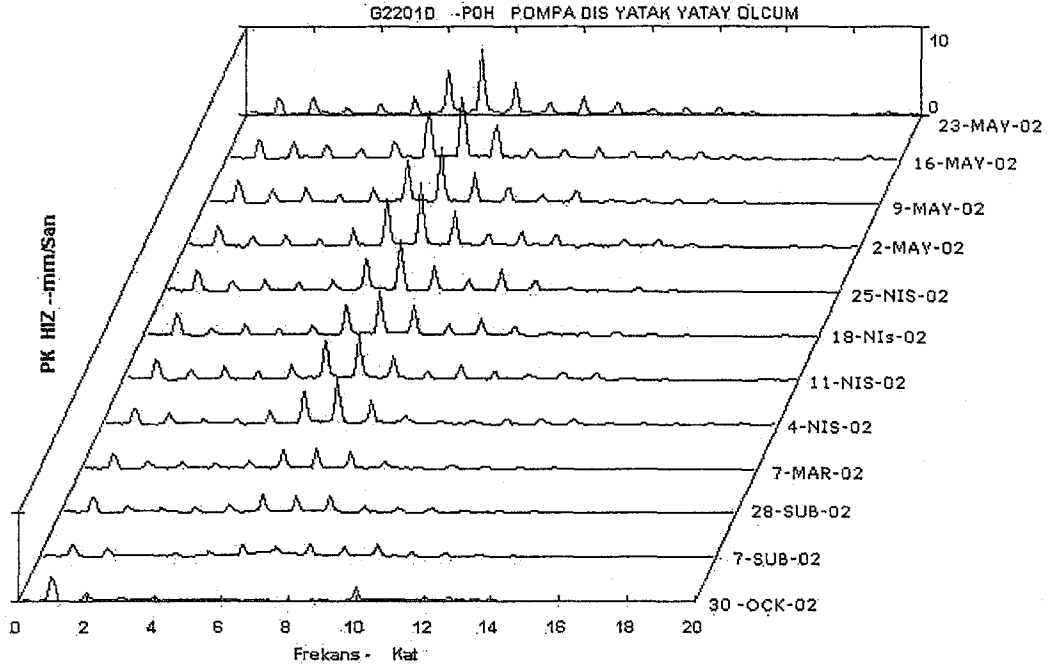
Şekil 3.26. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim dalga form grafiği



Şekil 3.27. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim spektrum grafiği



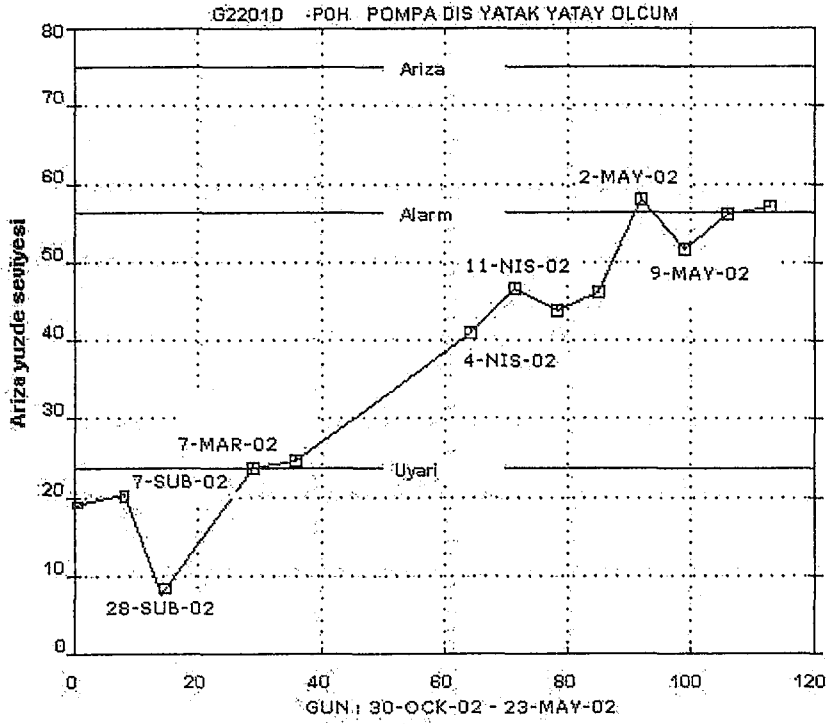
Şekil 3.28. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim çoklu dalga form grafiği



Şekil 3.29. G2201D Pompası dış yatak yatay ölçüm titreşim çoklu spektrum grafiği

Kestirimci bakım felsefesine tamamen ters bir anlayıştır. Bugün oldukça basit bir durum olan rulman gevşekliği giderilmemekte, belki bu durum daha sonra rulmanın dağılmasına ve yatağın bozulmasına sebep olacaktır.

Titreşim analizinde spektrum grafiklerinin yanında dalga form grafikleri de hasar hakkında önemli bilgiler içermektedir. Bu yüzden bir hasarın sebebi araştırılırken daima her ikisi göz önünde bulundurulmalıdır. Şekil 3.29.'daki çoklu spektrum grafiğinde 7 şubat 02 tarihli ölçümde önemli bir artış görülmemesine rağmen, aynı tarihli ölçümün çoklu dalga form grafiğinde vuruntular belirgin bir hal almıştır. Bu da gevşekliğin artmaya başladığının bir göstergesidir.



Şekil 3.30. G2201D Pompası pompa dış yatak yatay ölçüm titreşim eğilimi

Titreşim eğilim grafiğinden de görüldüğü gibi genel olarak titreşim değerleri sürekli artmaktadır. Ölçümlerdeki inişli-çıkışlı küçük dalgalanmalar sistemdeki yük ve devir sayısındaki değişmeden kaynaklanmaktadır. Hatta titreşim ölçümü gerçekleştirilirken ivme algılayıcısının ölçüm alınan noktaya temas ettirilmesindeki farklılıklar da ölçüm sonucunu belli oranda etkilemektedir. Tüm bu değişmelere rağmen eğilim grafiği makinenin durumu hakkında yeterli bilgiyi sağlamada önemli bir araçtır.

3.2. Eksen kaçıklığı ve dengesizlik arızaları

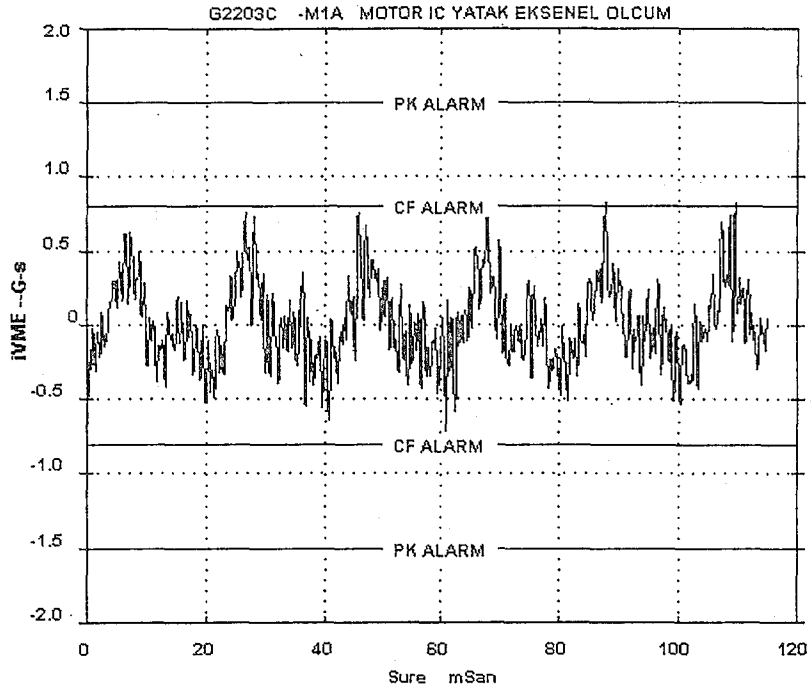
3.2.1. G2203C Pompası Eksen kaçıklığı arızası

Bu pompanın motor yataklarından alınan ilk ölçüm sonucunda (Şekil 3.31.a, 3.31.b, 3.32.a, 3.32.b) dengesizliğe ek olarak kaplin ile mil arasında eksen kaçıklığı oluşmakta olduğu tespit edilmiştir. Bunun belirtileri hem iç yatak, hem dış yatakta eksenel, yatay ve dikey yönlerde alınan ölçümlerde baskın 1x'in yanında, baskın 2x tepesi ve 3x, 4x, 5x, 6x küçük genlikli tepelerin varlığı (Çizelge 3.6), ayrıca dalga formundaki düzenli-tekrarlı titreşimdir. Özellikle eksenel yönde elde edilen dalga formunda her bir devirde bir sinüs dalgasına ek olarak oluşmakta olan küçük sinüs dalgası bu durumun açık belirtisidir. Titreşim değerleri karşılaştırıldığında iç yataktan elde edilen değerlerin daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durum oluşmakta olan eksen kaçıklığının iç yatak tarafında olduğunu gösterir. Dolayısıyla kaplinde eksen kaçıklığı olduğu açıktır.

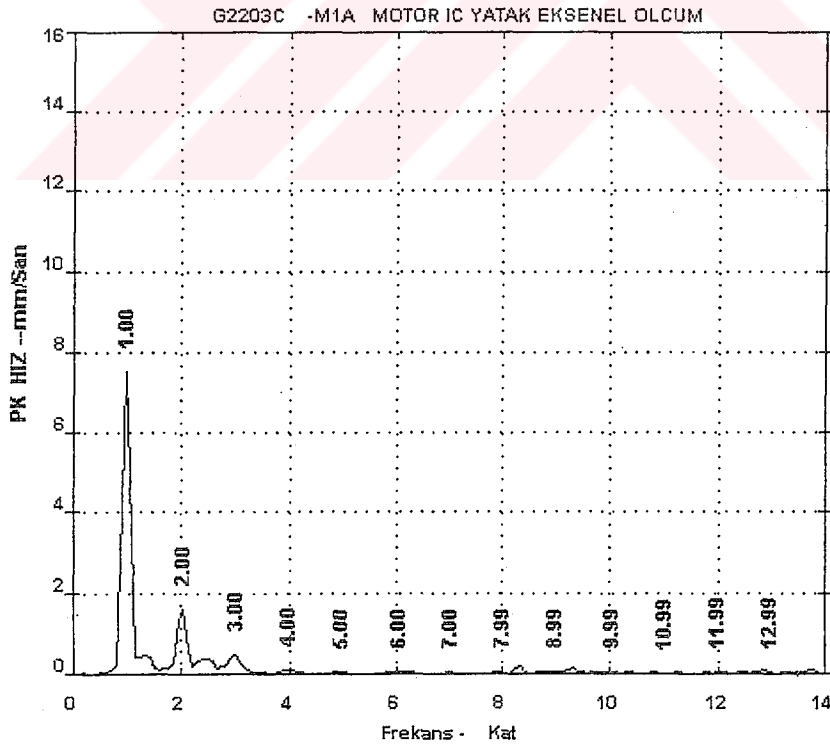
Kaplinde oluşan eksen kaçıklığını açıklamakta eksenel ve dikey ölçüm daha bilgilendirici olduğu için sadece bu doğrultulardaki ölçüm sonuçları verilmiştir.

Çizelge 3.6. G2203C Pompası motor yatakları titreşim referans ölçüm genlik değerleri

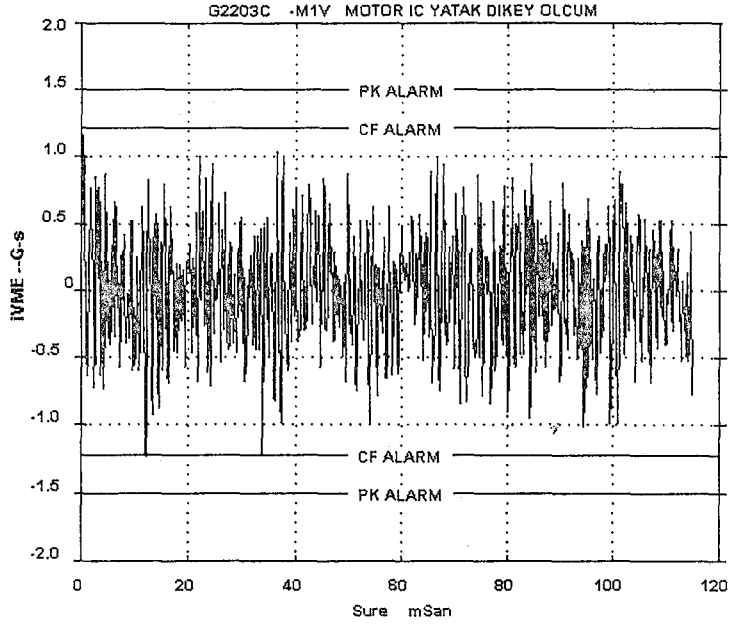
Kat	Motor iç yatak			Motor dış yatak		
	Eksenel	Yatay	Dikey	Eksenel	Yatay	Dikey
1x	7.5 mm/s	7.3 mm/s	3.4 mm/s	6.8 mm/s	5 mm/s	2.8 mm/s
2x	2 mm/s	6 mm/s	1.8 mm/s	1.6 mm/s	5.3 mm/s	1 mm/s
3x	0.5 mm/s	0.26 mm/s	3 mm/s	0.5 mm/s	0.1 mm/s	0.2 mm/s
4x	-	-	0.2 mm/s	-	-	0.1 mm/s
5x	-	-	0.07 mm/s	-	-	0.1 mm/s
6x	-	0.58 mm/s	0.22 mm/s	-	0.1 mm/s	0.3 mm/s



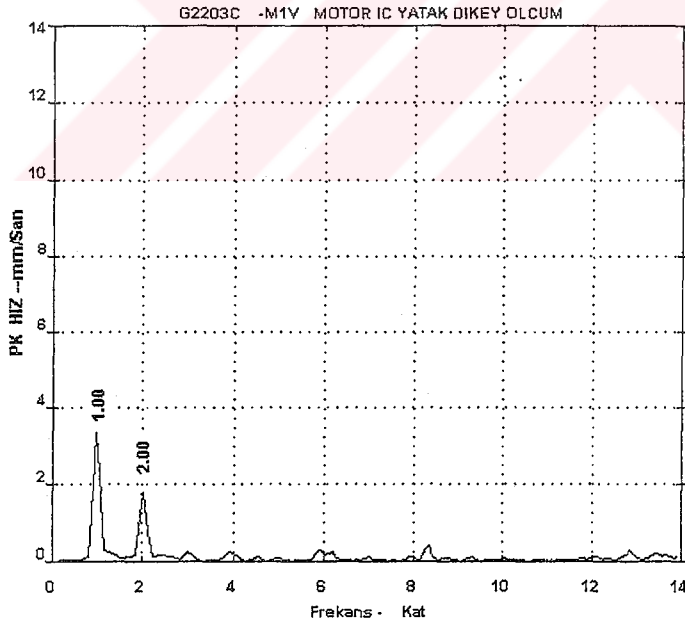
Şekil 3.31.a. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim aksel ölçüm dalga form grafiği



Şekil 3.31.b. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim aksel ölçüm spektrum grafiği

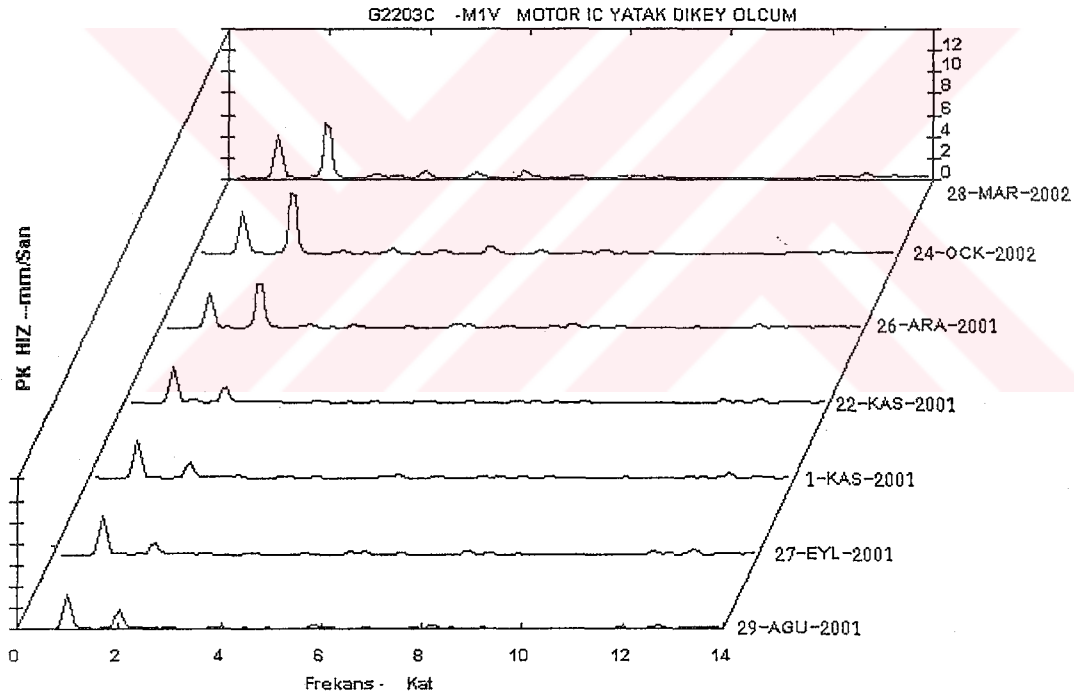


Şekil 3.32.a. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim dikey ölçüm dalga form grafiği

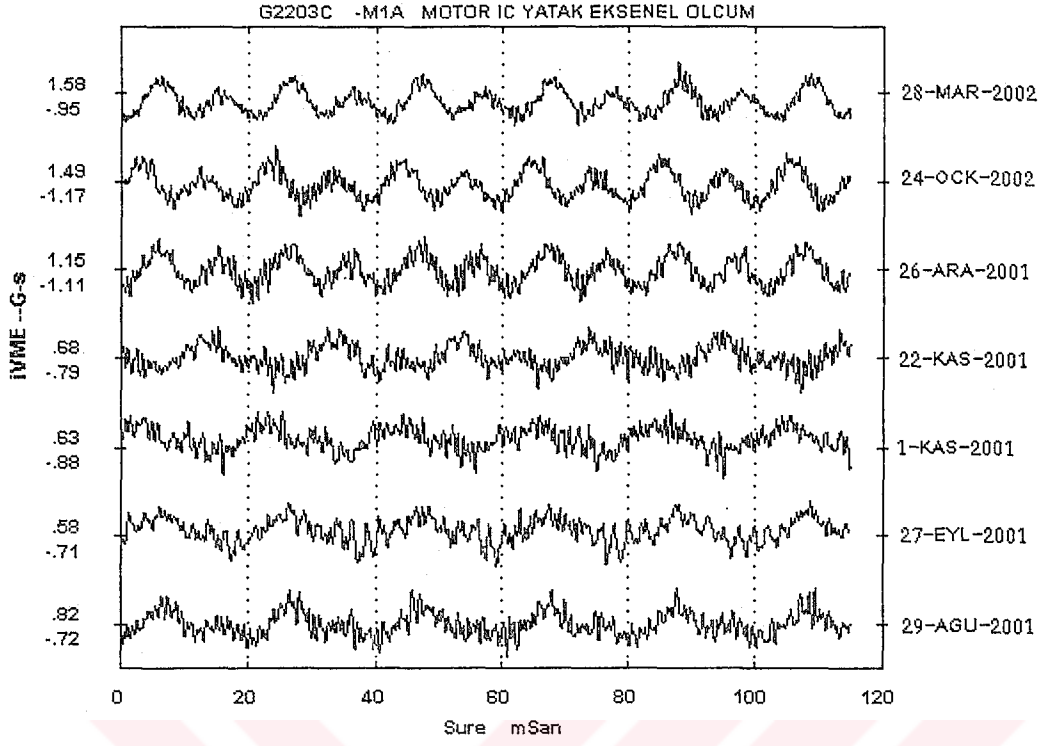


Şekil 3.32.b. G2203C Pompası motor iç yatak referans titreşim dikey ölçüm spektrum grafiği

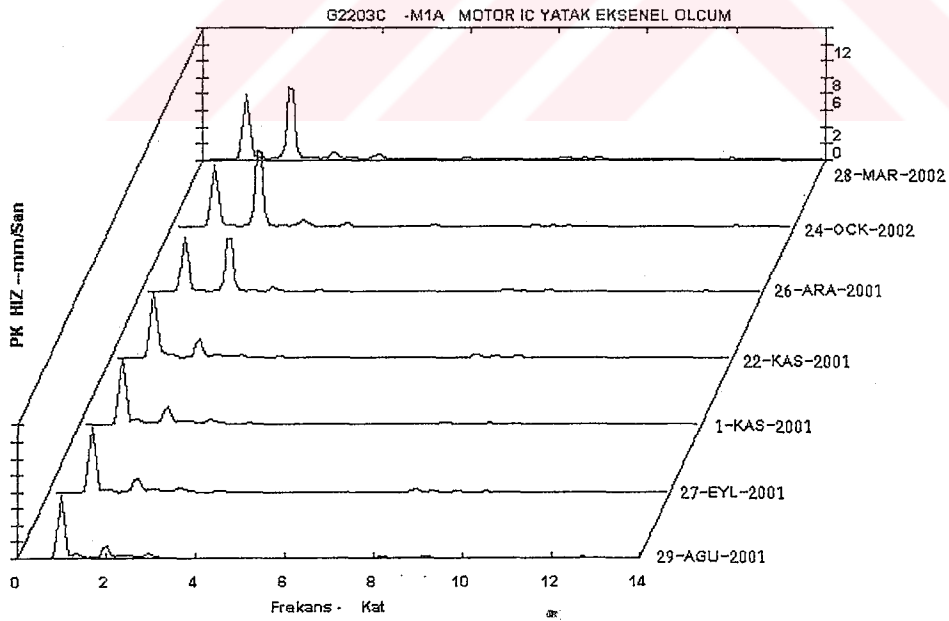
Ölçümlere devam edildiğinde aksel ve yatay ölçümlerde 1x'in genliği sabit kalırken 2x'in genliğinde önemli bir artış görülmüştür (Şekil 3.33, 3.34.a, 3.35). Bu durum yukarıda da bahsedildiği gibi eksen kaçıklığının gelişmekte olduğunun belirtisidir. Yine aksel ölçüm çoklu dalga form grafiğinde de görüldüğü gibi çok net düzenli dalgalar eksen kaçıklığının göstergesidir (Şekil 3.34.a). mm/s-pk değerine çıkmıştır. Bu değer "izin verilemez" çalışma bölgesine karşılık gelmektedir. Gelinen aşamada pompa bakıma alınmalı, hem dengesizlik hem de eksen kaçıklığı problemi giderilmelidir.



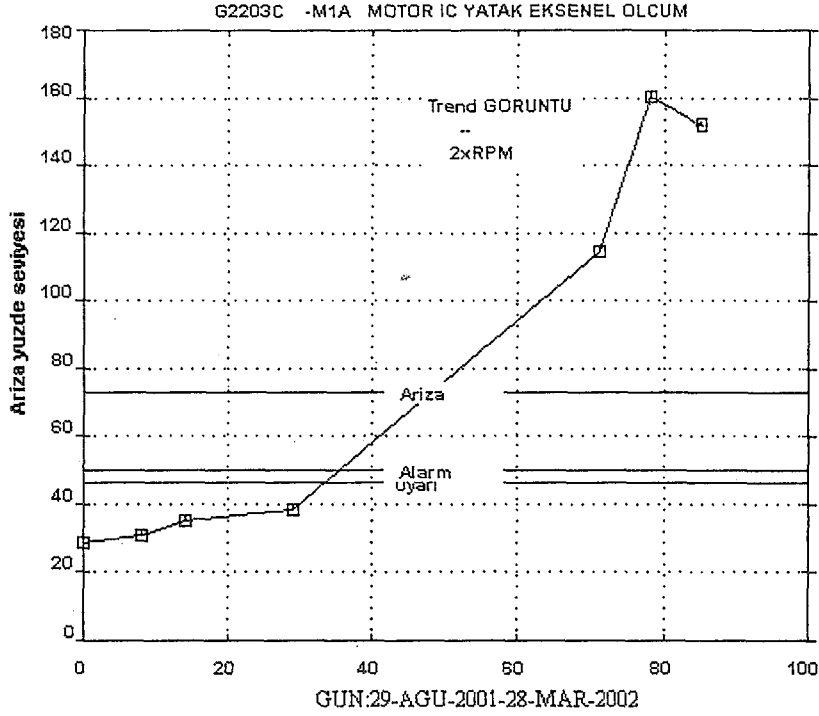
Şekil 3.33. G2203C Pompası motor iç yatak dikey ölçüm çoklu spektrum grafiği



Şekil 3.34.a. G2203C Pompası motor iç yatak aksenal ölçüm çoklu dalga form grafiği



Şekil 3.34.b. G2203C Pompası motor iç yatak aksenal ölçüm çoklu spektrum grafiği



Şekil 3.35. G2203C Pompası motor iç yatak aksenal ölçüm titreşim eğilimi

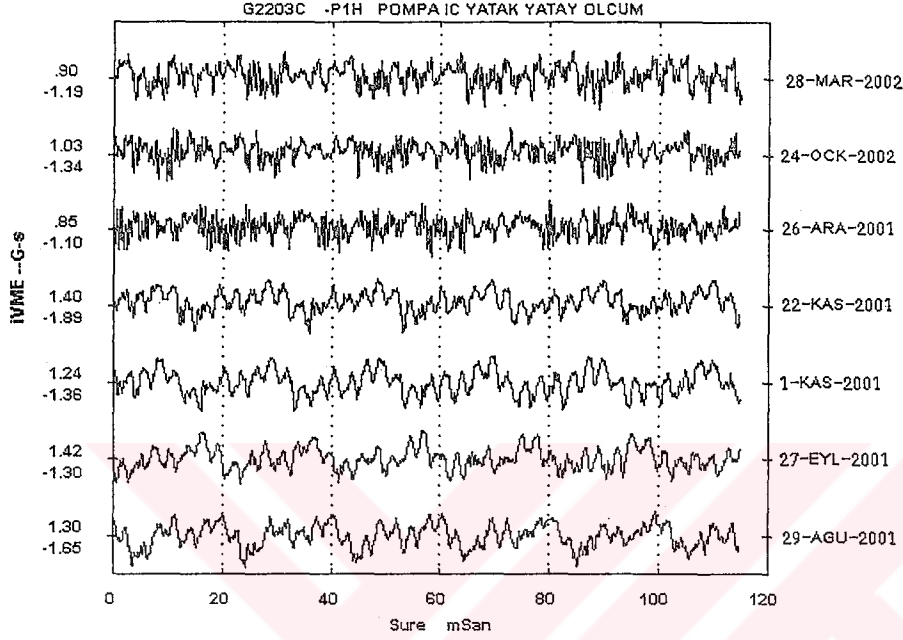
3.2.2. G2203C Pompası iç yatak eksen kaçıklığı

Yine aynı pompada pompa yataklarından alınan ilk ölçüm sonucunda kaplinde oluşan eksen kaçıklığının etkisi çok fazla belirginleşmiştir. Pompa iç ve dış yatakta aksenal, yatay ve dikey yönde gerçekleştirilen referans titreşim ölçümlerin genlikleri Çizelge 3.7.'de verilmiştir. Titreşim genliklerinin büyük olması pompanın "izin verilemez" bölgede çalıştığını, derhal bakım yapılması gerektiğini göstermektedir.

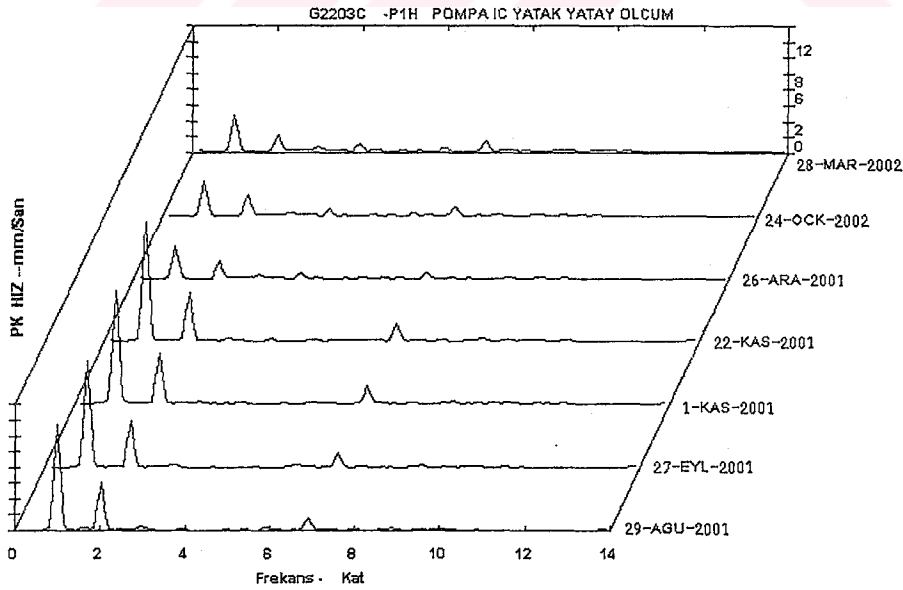
Çizelge 3.7. G2203C Pompası pompa yatakları titreşim referans ölçüm genlik değerleri

Kat	Pompa iç yatak			Pompa dış yatak		
	Eksenel	Yatay	Dikey	Eksenel	Yatay	Dikey
1x	-	13.5 mm/s	11.4 mm/s	4.8 mm/s	11 mm/s	6.8 mm/s
2x	-	6.1 mm/s	2.9 mm/s	1.6 mm/s	5.3 mm/s	5.3 mm/s
7x	-	1.5 mm/s	1.5 mm/s	-	1.3 mm/s	1 mm/s

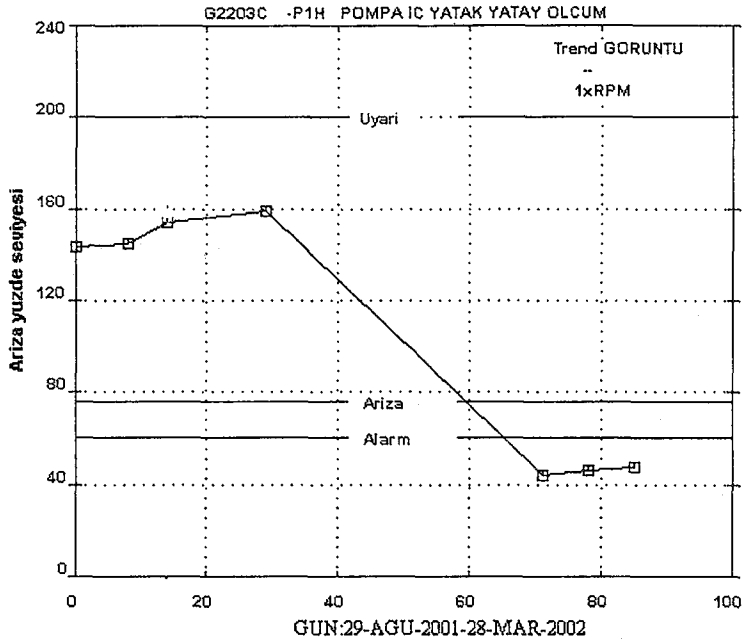
Eksen kaçıklığının açık belirtileri Şekil 3.36. ve 3.37'de görülmektedir. Gerekli bakım, personel tarafından gecikmeli olarak yapılmıştır. Titreşim değerleri "güvenli çalışma" değerlerine inmiştir (Şekil 3.38)



Şekil 3.36. G2203C Pompası iç yatak yatay ölçüm çoklu dalga form grafiği



Şekil 3.37. G2203C Pompası iç yatak yatay ölçüm çoklu spektrum grafiği

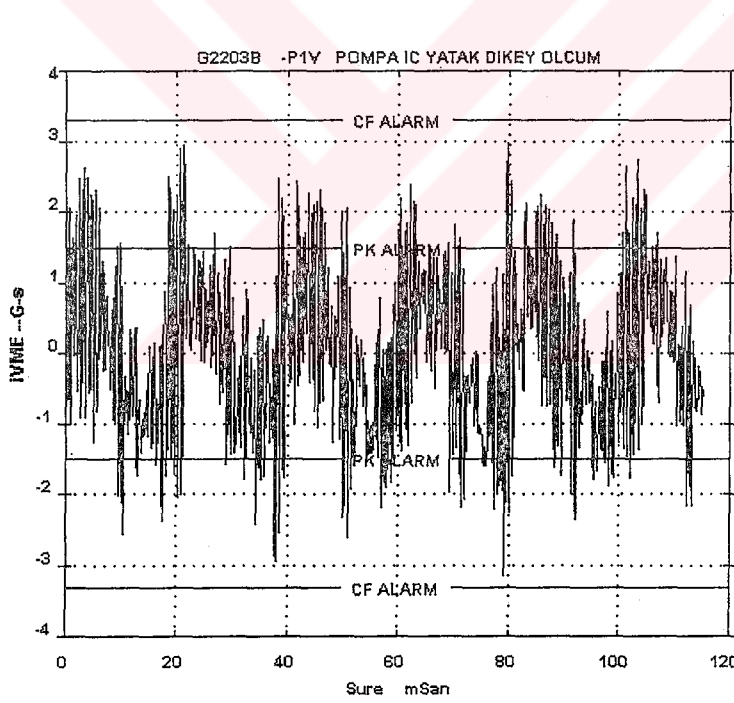


Şekil 3.38. G2203C Pompası iç yatak yatay ölçüm titreşim eğilimi

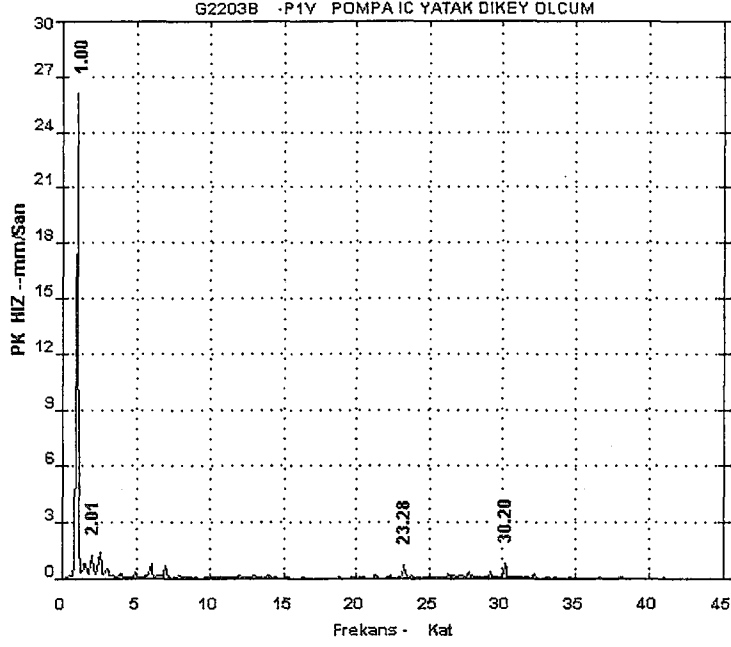
3.2.3. G2203B Pompası dengesizlik-eksen kaçıklığı arızası

Bu pompadan ilk ölçüm 14 Mart 2002'de alınmıştır. Bu ölçümler sonucunda dönme devrinin bir katında baskın tepe olduğu, dalga formunda da her bir devirde sinüs grafiği olduğu (Şekil 3.39.a ve 3.39.b), ayrıca 1000-2000 Hz frekans bölgesinde rulmandan kaynaklanan düşük genlikli titreşim frekansları olduğu görülmüştür (Şekil 3.40). Yatay ve dikey yönde alınan ölçümlerden dikey yöndeki titreşim enerjisini daha belirgin olarak verdiği için sonuçlarda dikey yöndeki ölçüm değerleri verilmiştir. Yukarıda bahsedilen 1x frekansı ve sinüs deseni dengesizlik belirtisidir. Bu durum açık bir şekilde görülmektedir. Titreşim genliğinin oldukça büyük olması (26 mm/s-pk) hemen bakım yapılması gerektiğinin bir göstergesidir. İlgili personele bu durum iletilmiş, bir ay sonra bakım yapılmıştır. Bu süre içerisinde pompa yüksek titreşimde çalışmak zorunda kalmıştır. Bu durum 1000-2000 Hz bölgesinde oluşan rulman frekanslarının genliklerinde artışa sebep olmuştur (Şekil

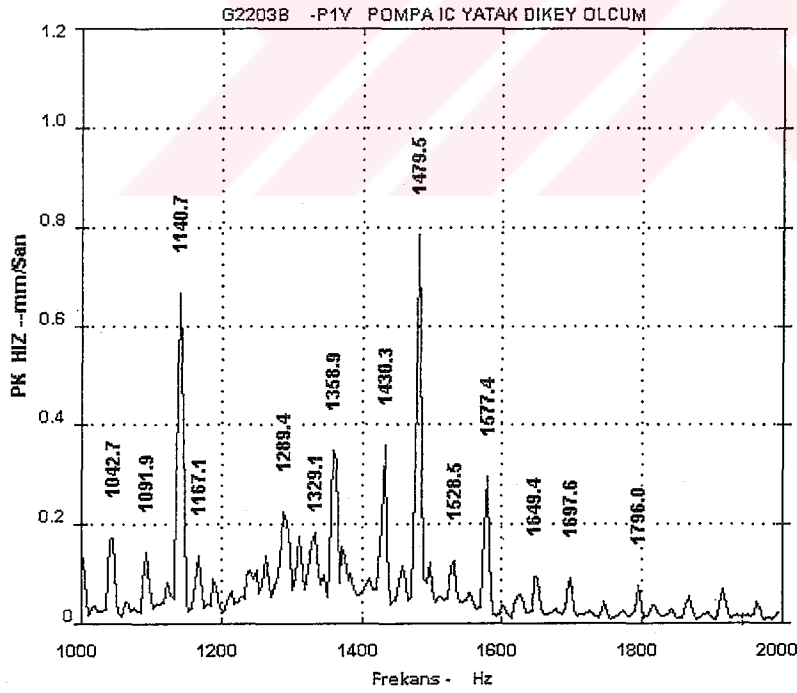
3.43.). 1000-2000 Hz bölgesinde oluşan rulman titreşim frekanslarının iç yataktaki 6411 rulmanının bilye ve dış yataktaki NU 411 rulmanının silindirik bilye frekanslarından kaynaklandığı anlaşılmıştır (Çizelge 3.8.). Rulman hasar frekansları Ek-3'te verilmiştir. Bakım sonrasında dengesizlikten kaynaklanan titreşim genliklerinde önemli oranda düşüş görülmüş (Şekil 3.41, 3.42, 3.44), fakat rulmandan kaynaklanan titreşimin genliğinde artışın devam ettiği görülmüştür. 16 Mayıs 2002 tarihinden sonraki ölçümlerde rulman hasarı kendini belli etmeye başlamıştır, dalga form grafiğinde tam net olmayan vuruntular başlamıştır (Şekil 3.41).



Şekil 3.39.a. G2203B Pompası pompa iç yatak referans titreşim dikey ölçüm dalga form grafiği



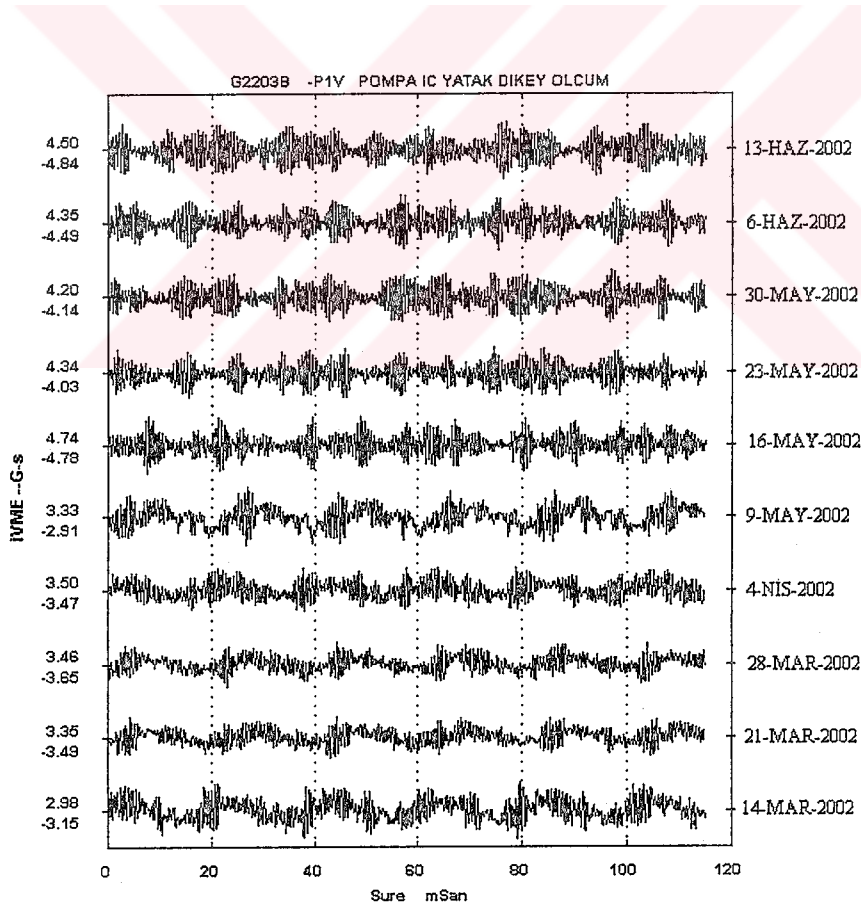
Şekil 3.39.b. G2203B Pompası pompa iç yatak referans titreşim dikey ölçüm spektrum grafiği



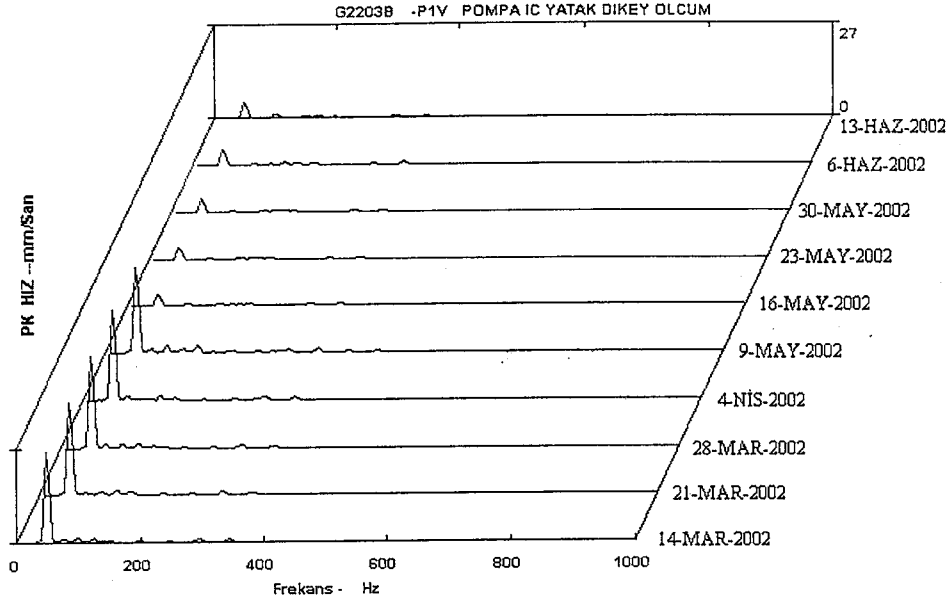
Şekil 3.40. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm 1000-2000 Hz spektrum grafiği

Çizelge 3.8. G2203B Pompası iç yatak P1V noktası rulman titreşim frekansları

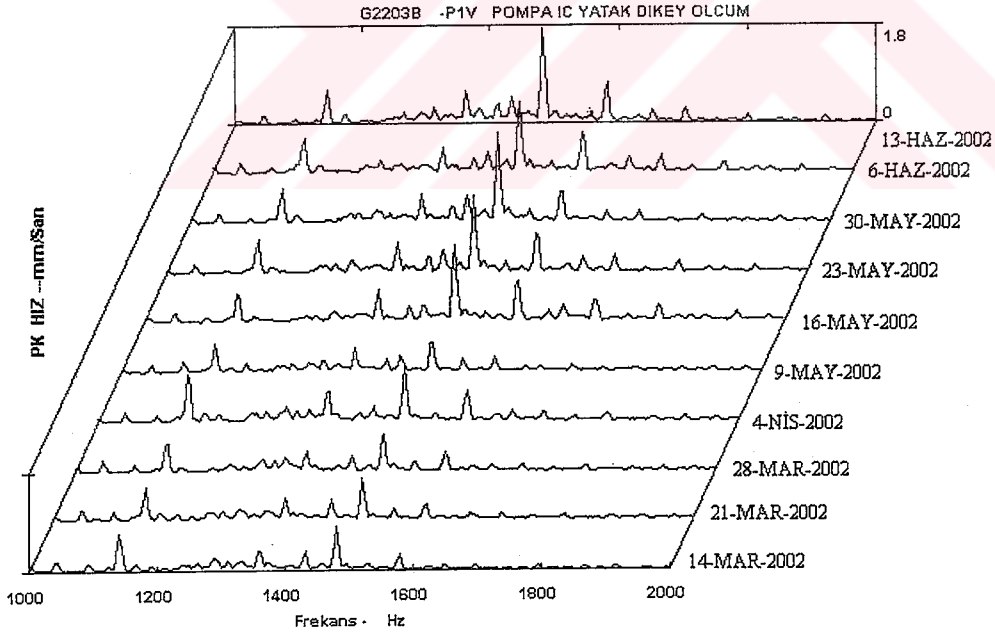
Frekans (Hz)	Şiddet (mm/s-Pk)	Sebebi	
		6411-iç yatak	NU 411-dış yatak
1042.7	0.16	-	$9 \times \omega_b$
1091.9	0.14	$5 \times \omega_{bp}$	-
1140.7	0.66	$14 \times \omega_b$	-
1289.4	0.22	-	$6 \times \omega_{bp}$
1329.1	0.18	$6 \times \omega_{bpi}$	-
1358.9	0.35	-	$12 \times \omega_b$
1479.5	0.78	$18 \times \omega_b$	-
1528.5	0.12	$7 \times \omega_{bpi}$	-
1577.4	0.3	$19 \times \omega_b$	-
1649.4	0.1	$20 \times \omega_b$	-
1697.6	0.08	$21 \times \omega_b$	-
1796	0.07	$22 \times \omega_b$	-



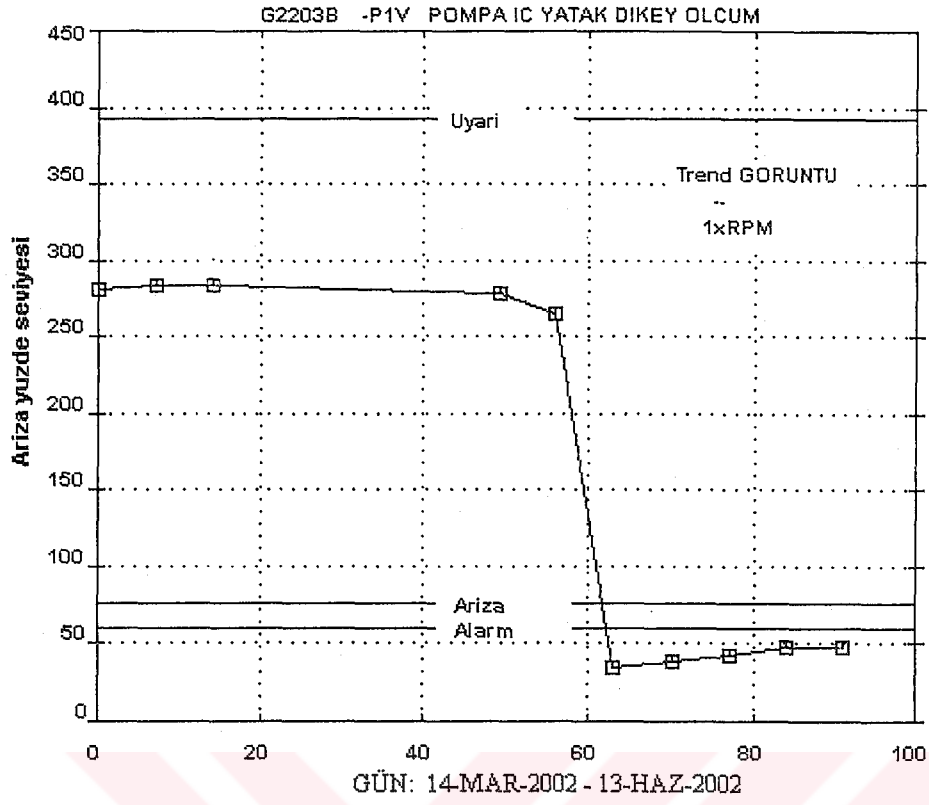
Şekil 3.41. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm çoklu dalga form grafiği



Şekil 3.42. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm çoklu spektrum grafiği



Şekil 3.43. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm 1000-2000 Hz çoklu spektrum grafiği



Şekil 3.44. G2203B Pompası pompa iç yatak dikey ölçüm titreşim genel eğilimi

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada kestirimci bakım tekniği kullanılarak iki dış bilezik, iki de gevşeklik problemi olmak üzere dört rulman hasarı belirlenmiş, bunlar makineler için tehlikeli hale gelmeden tespit edilmiştir.

K2253A fan motorunun iç yatak rulmanında oluşan dış bilezik hasarının belirtisi teoride belirtildiği gibi gerçekleşmiştir. Bilindiği gibi yalnızca bir dış bilezik hasarı oluşması halinde dış bilezik hasar titreşim frekansı ve bunun harmonikleri, bazen de yan bantları oluşur^(68, 75, 91). Bu çalışmada elde edilen hasar titreşim frekansları temel frekansın (ω_{bp}) katları ($1x\omega_{bp}, 2x\omega_{bp}, 3x\omega_{bp}, \dots$) şeklinde olmuştur. Bunun sebebi dalga formu grafiğinin de incelenmesi ile açığa çıkmaktadır. Bölüm 3.1.1., Şekil 3.4'te görüldüğü gibi her bir devirde bir tam vuruşta oluşmakta ve bunun tekrarlanma frekansı dış bilezik bilye geçiş frekansına eşittir. Bunun nedeni rulmanın dış bileziğinde “yalnızca bir noktada” hasar oluşmuş olmasındandır.

K2251C Fan motorunun dış yatak rulmanında oluşan dış bilezik hasarının belirtisi beklenildiği gibi hasar titreşim frekansının çoklu katları ($1x\omega_{bp}, 2x\omega_{bp}, 3x\omega_{bp}, \dots$) olarak ortaya çıkmıştır. Bu frekansların yanında, bilye ve iç bilezik hasar titreşim frekansları da elde edilmiştir. Dalga formunun incelenmesi neticesinde her bir devirde tek bir vuruşta oluştuğu, vuruşunun hasar titreşim frekansında ($1x\omega_{bp}$) kendini tekrarladığı, hasarın dış bilezikte tek noktada oluştuğu anlaşılmıştır. Aynı zamanda iç bilezik ve bilye geçiş frekanslarının oluşması bilyenin hasarı iç bileziğe taşınmasından kaynaklanmış olabilir. Bu yataktaki ölçüm noktası mil merkezine 45 cm uzaklıktadır. Bu yüzden, ölçülen titreşim sinyalleri sönüme uğramıştır. Titreşim frekans genliklerinin düşük değerlerde olması yanılmamalıdır.

2212A Pompasının iç yatağında oluşan rulman gevşekliği klasik gevşeklik belirtisini (mil dönme frekansının çoklu katları) göstermiştir. Hasar oluştuktan sonra planlı bakıma kadar problem oluşturmada çalışmıştır. Gevşeklik probleminin rulman dış bileziğinde koyu sarı renkte korozyon başlattığı ve yatak yuvasında aşındırma oluşturduğu görülmüştür.

G2201D Pompasının dış yatağında oluşan rulman gevşekliği yine mil dönme devrinin çoklu katlarında titreşim frekansları , dalga formunda ise aşırı vuruntular oluşturarak kendini belli etmiştir. Bu rulman sökülmediği için gevşekliğin yatakta veya dış bilezikte oluşturduğu hasar gözlemlenememiştir.

G2203B Pompasından alınan ilk ölçümlerde pompa iç yatağında dengesizlik tespit edilmiştir. 1x frekansının varlığı ve dalga formunda sinüs dalgası bu durumun açık göstergesidir (Bölüm 3.2.3., Şekil 3.39.a ve 3.39.b.). Titreşim genliğinin aşırı büyük olması sonucu hemen bakım yapılması gerekmiştir. Bakım gecikince bu aşırı titreşim 1000-2000 Hz frekans bölgesinde oluşan rulman titreşim frekanslarının genliğini artırmış, yani rulmanda hasar oluşumunu tetiklemiştir. Bu durum Bölüm 3.2.3, Şekil 3.43'te net olarak görülmektedir. Elde edilen rulman titreşim frekansları baskın olarak bilye geçiş frekans katlarındadır. Henüz çok erken aşamasında olduğu sanılan hasarın rulmanın hangi elemanında olduğu tam olarak anlaşılamamıştır. Bu gibi durumlarda dalga formundaki vuruntunun frekansı iyi bilgi vermektedir, ama burada oluşan dalga formunda bu frekans tespit edilememiştir. Tam düzenli, tekrarlı bir vuruntu henüz oluşmamıştır.

G2203C Pompasının motor iç yatağından alınan ölçümler sonucunda dengesizliğe ek olarak kaplin ile mil arasında eksen kaçıklığı oluşumu başladığı tespit edilmiştir. Bunun en açık belirtisi spektrum grafiğinde yüksek genlikli 1x frekansı, dalga

formunda ise bir tam devirde bir sinüs grafiğine ek olarak ikinci bir küçük sinüs grafiğinin oluşmasıdır (Bölüm 3.2.1, Şekil 3.31.a ve 3.31.b.). 1x frekansı sabit kalırken 2x frekansının artma eğiliminde olması eksen kaçıklığının arttığını göstermektedir (Bölüm 3.2.1., Şekil 3.34.b). Aynı şekilde kaplindeki eksen kaçıklığının etkisi pompa iç yatağından alınan ölçümlerde kendini göstermiştir.

Bu çalışma ile kazanılan tecrübe ve bilgi birikimi doğrultusunda aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

Makineler imal edilirken tasarımları titreşim ölçümüne elverişli şekilde yapılmalıdır. Bu çalışma neticesinde görülmüştür ki başta motorların dış yatakları olmak üzere bir çok makinede titreşim ölçüm noktası için birinci dereceden elverişli yerler yerine, yataktan uzak noktalardan ölçüm almak zorunda kalınmaktadır. Bu durum o noktadan ölçülen titreşim sinyallerinin tam olarak algılanamamasına sebep olmaktadır. Yine makinelerin montajı titreşim ölçme gereği göz önünde bulundurularak yapılmalıdır.

Herhangi bir arızanın derecesine karar verirken genel titreşim değerine göre hareket etmek yanıltıcı olabilmektedir. Bu yüzden arızanın dahil olduğu frekans bandındaki değişiklik de mutlaka dikkate alınmalıdır. Örneğin dengesiz bir makinede bu durumun ne seviyede olduğuna (sabit mi kalmış, artmış mı, azalmış mı) karar vermek için muhakkak titreşimin 1x frekansının eğilimi dikkate alınmalıdır. Genel titreşim eğiliminde bir değişme olmazken arızaların dahil olduğu frekans bandındaki eğilimde önemli değişmeler olabilmektedir.

Verimli bir arıza teşhisi için makinelerin montajından itibaren titreşim davranışı düzenli şekilde kaydedilmelidir. Bu yolla makinenin imalat, montaj ve çalışmasından doğabilecek kronik problemlerin belirlenmesi daha kolay olacaktır.

Bazı kaynaklarda geleneksel frekans analizinin hasarların belirlenmesinde yetersiz kaldığı belirtilmektedir. Halbuki bu çalışma karmaşık olmayan makinelerde frekans analizinin hasarları belirlemede yeteri kadar hassas olduğunu göstermiştir. Dengesizlik, mekanik gevşeklik, eksen kaçıklığı gibi düşük frekanslarda oluşan arızaların bu yöntemle belirlenmesi zaten oldukça kolaydır. Düzenli olarak takip edilen makinelerde oluşan rulman hasarları ise yine bu yöntemle belirlenebilmektedir. Frekans analizi bir çok rulman ve dişliden oluşan karmaşık makinelerden elde edilen frekansları belirlemede yetersiz kalabilmektedir. Bu noktada hasarın ne kadar erken belirlenebileceği sorusu gündeme gelebilir. Bir rulman hasarı belirlendikten sonra rulman 3 ile 12 ay arası daha çalışma ömrüne sahiptir. Önemli olan, makineleri aniden çalışamaz hale getirecek yıkıcı arızanın önlenmesidir. Bu da düzenli olarak gerçekleştirilen ölçümlerle anlaşılabilir.

Bu çalışmanın gerçekleştirildiği işletmedeki bakım personelinin anlayışına göre dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik arızaları makine çalıştığı sürece önemsenmemektedir. Halbuki bu arızalar makinede doğabilecek daha önemli arızaların nedeni olmaktadır. Bu çalışmada belirlenen G2203B pompası rulman hasarı bu nedenle oluşmuştur. Pompa uzun süre dengesizlik ve eksen kaçıklığı etkisinde çalıştırılmıştır. Bu durum pompa iç yatak rulmanında hasar oluşmasına sebep olmuştur.

Arızaları belirlemede sonuçları değerlendirmek için insan faktörünü mümkün olduğu kadar ortadan kaldıran, değerlendirme işini otomatikleştirmeye dönük çalışmalar geliştirilmelidir. Bunun için yapay sinir ağları, bulanık mantık metotları kullanılabilir. Ayrıca görsel yazılım programları kullanılarak gerçek sistemlerin simülasyonu gerçekleştirilebilir.

Bu çalışmada elde edilen titreşim ölçümleri genel titreşim seviyesini göstermektedir. Buna ek olarak sinyal işleme teknikleri kullanılarak daha hassas sonuçlar elde edilebilir.



KAYNAKLAR

1. A.D. Dimarogonas "The Origins of Vibration Theory", Journal of Sound and Vibration, 140(2), 181-189, (1990)
2. S. M. P.E. Jr. Johnson "Vibration Tests for Bearing Wear" ,ASHRAE Journal, 52-55, October (2000)
3. R. K. Mobley, An Introduction to Predictive Maintenance, Van Nostrand Reinhold, New York, 1990
4. C. Chu, J.-M. Proth ve P. Wolff "Predictive Maintenance: The One-Unit Replacement Model"; Int. J. Production Economics, 54, 285-295, (1998)
5. H. T. Belek, "Endüstriyel Tesislerin Bakımında Modern Yaklaşım: Dinamik Erken-Uyarıcı Bakım Yöntemleri"; Mühendis ve Makina, 29(339),29-36, Nisan (1988)
6. K. Bilgin, Makine Performansının Titreşim Analizi Metotları Yardımıyla Belirlenmesi ve Rulmanlarda Titreşim Analizi ile Hasar Tespiti, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü., 1996
7. H. Perret "Elastische Spielschwingungen Konstant Belasterer Wälzlager", Werkstatt Betr.,vol.83, No.8, pp.354, 1950
8. O.G. Gustafsson ve T. Tallian "Research Report on Study of The Vibration Characteristics of Bearings", SKF Inc. Report AL63IO23,1963.
9. P. K. Gupta, L. W. Winn ve D. F. Wilcock "Vibrational Characteristics of Ball Bearings", Journal of Lubrication Technology, 284-289, April (1977)
10. P. D. McFadden ve J. D. Smith, "Model for The Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing", Journal of Sound and Vibration, 96(1a),

69-82, (1984)

11. P.D. McFadden ve J. D. Smith " Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings by the High Frequency Resonance Technique- A Review", Tribology International, 17(1), 3-10, February (1984)

12. P. D. McFadden ve J. D. Smith, "The Vibration Produced by a Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing", Journal of Sound and Vibration, 98(2), 263-273, (1985)

13. R. H. Bannister " A Review of Rolling Element Bearing Monitoring Techniques", Condition Monitoring of Machinery and Plant, Power Industries Division of ImechE, 11-24, (1985)

14. R. J. Alfredson, M. I. E. Aust ve J. Mathew "Time Domain Methods for Monitoring the Condition of Rolling Element Bearings", Mechanical Engineering Transaction Australia, vol. ME 10, 2, 102-107, July (1985)

15. R. J. Alfredson, M. I. E. Aust ve J. Mathew "Frequency Domain Methods for Monitoring the Condition of Rolling Element Bearings", Mechanical Engineering Transaction Australia, vol. ME 10, 2, 108-112, July (1985)

16. H. T. Belek ve S. Güvenç "Endüstriyel Tesislerin Bakımında Modern Yaklaşım: Dinamik erken-uyarıcı bakım yöntemleri", Mühendis ve Makina, cilt 29, sayı 339, sayfa 29-36, Nisan 1988

17. H. T. Belek ve S. Güvenç "Endüstriyel Tesislerin Bakımında Modern Yaklaşım: Dinamik erken-uyarıcı bakım yöntemleri", Mühendis ve Makina, cilt 29, sayı 340, sayfa 17-22, Mayıs 1988

18. H. Karadoğan ve T. Belek "Endüstriyel Vantilatörlerde Uyarıcı Dinamik Bakım"; 3. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, sayfa 94-105, Foça - İzmir, 12-14 Ekim, 1988

19. M. C. Karakurt "An investigation into Rolling Element Bearing Diagnostics via Digital Signal Processing", Msc. Thesis, METU 1989, TURKEY
20. R.G. Harker ve J. L. Sandy "Rolling Element Bearing Monitoring and Diagnostics Techniques", Journal of Engineering Gas Turbines and Power, **111**, 251-256, April (1989)
21. A. Daadbin ve J. C. H. Wong "Different Vibration Monitoring Techniques and Their Application to Rolling Element Bearings", International Journal of Mechanical Engineering Education, **19**(4), 295-304, (1991)
22. J. E. Berry "How Tracking Rolling Element Bearings Health with Vibration Signature Analysis", SV, Sound and Vibration, **25**(11), 24-35, November (1991)
23. J.M. Franco, N. Aktürk ve R. Gohar "Vibration of a Rigid Shaft Supported by Radial Ball Bearings with Several Defects", ASME Paper 92-GT-164, International Gas Turbine and Aero Engine Congress and Exhibition, Cologne, Germany, (1992)
24. N. Aktürk, M. Uneeb and R. Gohar "Vibration of a shaft supported by angular contact ball bearings", Proceedings of the 1992 Engineering Systems Design and Analysis Conference, June 29- July 3, 1992, İstanbul, Turkey
25. Su, Y. -T ve Lin, S. -J "On Initial Fault Detection of Tapered Roller Bearing: Frequency Domain Analysis", Journal of Sound and Vibration, **155**(1) , 75-84, (1992)
26. T.I. Liu ve J. M. Mengel "Intelligent Monitoring of Ball Bearing Conditions", Mechanical Systems And Signal Processing, **6**(5), 419-431, (1992)
27. I.E. Alguindigue, A.L-Buczak ve R. E. Uhrig "Monitoring and Diagnosis of Rolling Element Bearings Using Artificial Neural Networks", IEEE Transactions on Industrial Electronics, **40**(2), 209-217, April (1993)
28. H. R. Martin ve F. Honarvar "Application of Statistical Moments to Bearing

- Failure Detection"; Applied Acoustics, **44**, 67-77, (1995)
29. C. J. Lee ve S. Y. Li "Acoustic Emission Analysis Bearing Condition Monitoring"; Wear, **185**, 67-74, (1995)
30. N. Aktürk, M. Uneeb ve R. Gohar "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", Journal of Tribology, **119**, 747-753, October (1997)
31. G. D. Hagiü ve M.D. Gafitanu "Dynamic Characteristics of High Speed Angular Contact Ball Bearings"; Wear, **211**, 22-29, (1997)
32. J. Shiroishi, Y. Li, T. Kurfess ve S. Danyluk "Bearing Condition Diagnostics via Vibration and Acoustic Emission Measurements", Mechanical Systems and Signal Processing, **11**(5), 693-705, (1997)
33. M. Subrahmanyam ve C. Sujatha " Using Neural Networks for the Diagnosis of Localized Defects in Ball Bearings", Tribology International, **30**(10), 739-752, (1997)
34. N. Aktürk and M. Uneeb"Application of Vibration Monitoring to Rotating Machinery", Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Cilt 10, No.3, sayfa 419-433, Temmuz 1997
35. R. Gohar ve N. Aktürk "Vibrations Associated with Ball Bearings", ImechE, 43-64, (1998)
36. N. Aktürk ve R. Gohar "The Effect of Ball Size Variation on Vibrations Associated with Ball-Bearings", Proc. Instn. Mech. Engrs..**212** Part J, 101-109, (1998)
37. Heng, R.B.W. ve Nor, M.J.M. "Statistical Analysis of Sound and Vibration Signals for Monitoring Rolling Element Bearing Condition "; Applied Acoustics, **53**, no.1-3, 211-226, (1998)

38. A. C. McCormick, A. K. Nandi ve L. B. Jack "Application of Periodic Time-Varying Autoregressive Models to The Detection of Bearing Faults"; Proc. Instn. Mech. Engrs. **212** part C, 417-428, (1998)
39. T. Momono ve B. Noda "Sound and Vibration in Rolling Bearings", Motion and Control, **6**, 9-37, NSK, (1999), aynı zamanda [http:// www.nsk.com / eng / journal / y9906-f / mc6_29.pdf](http://www.nsk.com/eng/journal/y9906-f/mc6_29.pdf) adresinden de elde edilebilir..
40. Y. H. Wijnant, J. A. Wensing ve G. C. V. Nijen " The Influence of Lubrication on The Dynamic Behaviour of Ball Bearings"; Journal of Sound and Vibration **222**(4), 579-596, (1999)
41. N. Tandon ve A. Choudhury "A Review of Vibration and Acoustics Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", Tribology International, **32**, 469-480, (1999)
42. L. R. Padovese "Comparision of Neural Networks Performance for Fault Classification in Rolling Bearing", Proceedings of the IASTED International conference Applied Modelling and Simulation, pp. 6-11, September 1-3, (1999), Cairns, Australia
43. Y. Li, S. Billington, C. Zhang, T. Kurfess, S. Danyluk ve S. Liang "Adaptive Prognostics for Rolling Element Bearing Condition"; Mechanical Systems and Signal Processing , **13**(1), 103-113, (1999)
44. Y.-S. Lee ve C.-W. Lee "Modelling and Vibration Analysis of Misaligned Rotor-Ball Bearing Systems"; Journal of Sound and Vibration, **224**(1), 17-32, (1999)
45. D. Brie "Modelling of the Spalled Rolling Element Bearing Vibration Signal: An Overview and Some New Results"; Mechanical Systems and Signal Processing **14**(3), 353-369, (2000)
46. M. Tiwari, K. Gupta ve O. Prakash "Dynamic Response of an Unbalanced Rotor

Supported on Ball Bearings"; Journal of Sound and Vibration **238**(5), 757-779, (2000)

47. P. D. McFadden ve M. M. Toozhy "Application on Synchronous Averaging to Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings"; Mechanical Systems and Signal Processing, **14**(6), 891-906, (2000)

48. J. Piñeyro, A. Klemnow ve V. Lescano "Effectiveness of New Spectral Tools in the Anomaly Detection of Rolling Element Bearings"; Journal of Alloys and Compounds, **310**, 276-279, (2000)

49. D. Ho ve R. B. Randall "Optimisation of Bearing Diagnostic Techniques Using Simulated and Actual Bearing Fault Signals": Mechanical Systems and Signal Processing, **14**(5), 763-788, (2000)

50. K. Shibata, A. Takahashi ve T. Shirai "Fault Diagnosis of Rotating Machinery Through Visualisation of Sound Signals"; Mechanical Systems and Signal Processing, **14**(2), 229-241, (2000)

51. B.-S. Yang, Y.-C. Jo ve D. -S. Lim "Defect Diagnostics of Rolling Element Bearing Using Fuzzy Dichotomy Technique", JSME International Journal Series C, **43**(2), (2000)

52. D-M. Yang ve J. Penman "Intelligent Detection of Induction Motor Bearing Faults Using Current and Vibration Monitoring", Proceedings of COMADEM 2000, 13. International Congress on Condition Monitoring and Diagnostics Engineering Management, pp. 461-470, 3-8 December,(2000), Houston, Texas USA

53. C. Wang ve R. X. Gao " A Virtual Instrumentation System for Integrated Bearing Condition Monitoring", IEEE Transactions on Instrumentation And Measurement, **49**(2), 325-332, April (2000)

54. I.Y. Tumer ve E. M. Huff " Evaluating Manufacturing and Assembly Errors In

Rotating Machinery to Enhance Component Performance", Proceedings of DETC'00 2000 ASME Design Engineering Technical Conferences September 10-13, (2000), Baltimore, Maryland, USA

55. B. Al-Najjar " Accuracy, Effectiveness and Improvement of Vibration-Based Maintenance in Paper Mills: Case Studies"; Journal of Sound and Vibration, **229**(2), 389-410, (2000)

56. N. Aktürk, İ. Üzkurt, Ş. Yüksel "Rulmanların çalışabilirlik durumlarının belirlenmesi", Mühendis ve Makina, Cilt 41, No. 481, Şubat 2000

57. J. J. Yu, D. E. Bently, P. Goldman, K. P. Dayton ve B. G.V. Slyke "Rolling Element Bearing Defect Detection and Diagnostics Using Displacement Transducers", pp 1-10, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, ASME Paper 2001-GT-28 , June 4-7, (2001), New Orleans, LA.

58. Williams, T., Ribadeneira, X., Billington, S. ve Kurfess, T. "Rolling Element Bearing Diagnostics in Run-To-Failure Lifetime Testing"; Mechanical Systems and Signal Processing, **15**(5), 979-993, (2001)

59. R. Rubini ve U. Meneghetti "Application of Envelope and Wavelet Transform Analyses for Diagnosis of Incipient Faults in Ball Bearings", Mechanical Systems and Signal Processing, **15**(2), 287-302, (2001)

60. J. Altmann ve J. Mathew "Multiple Band-Pass Autoregressive Demodulation for Rolling-Element Bearing Fault Diagnosis"; Mechanical Systems and Signal Processing, **15**(5), 963-977, (2001)

61. J.P. Dron, L. Rasolofondraibe, F. Bolaers, A. Pavan "High-Resolution Methods in Vibratory Analysis: Application to Ball Bearing Monitoring and Production Machines"; International Journal of Solids and Structures, **38**, 4293-4313, (2001)

62. N. Jamaludin ve D. Mba " Monitoring Extremely Slow Rolling Element

Bearings: Part I"; NDT&E International **35**(6), 349-358, (2002)

63. N. Jamaludin ve D. Mba " Monitoring Extremely Slow Rolling Element Bearings: Part II"; NDT&E International **35**(6), 359-366, (2002)

64. A. İ. Sönmez ve A. Baykasoğlu " Bilgisayar Yardımı ile Küçük ve Orta Ölçekli İşletmeler için Bakım Sistemi Planlaması", Mühendis ve Makina, **37**(438), 17-22, (1996)

65. S. Braun ve B. Datner "Analysis of Roller/Ball Bearing Vibrations", Journal of Mechanical Design, **101**(119-125), January (1979)

66. VibraMetrics Inc. "On the road to effective predictive maintenance", World Pumps, 43-45, October (1998)

67. D. Dowson, History of Tribology, Longman, London, 1979

68. N. Aktürk, Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings , PhD. Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, April 1993, London

69. Y. Yukawa "Trends and Future Prospects for Rolling Bearing Technologies", KOYO Engineering Journal English Edition, no.159E, 23-30, (2001)

70. "Identifying the Stages of Bearing Damage", [http:// www.apr-technology.com.au / techfiles /bearing . html](http://www.apr-technology.com.au/techfiles/bearing.html) adresinden elde edilebilir.

71. "Condition Monitoring of Ball/Roller Bearings" Handbook of Condition Monitoring: Chapter 5, Sayfa 97-144, by SKF Condition Monitoring, San Diego, USA

72. W. Sheithe "Better Bearing Vibration Analysis-Advances in Monitoring and Analysis Methods Enable Earlier Detection of Potential Failures", Hydrocarbon Processing, 57-64, July (1992)

73. "Bearing Failure: Causes and Cures", Wilcoxon Research; <http://www.>

wilcoxon.com / product_presentations / bearing.pdf adresinden elde edilebilir.

74. "Roller Bearing Service Damage and Causes", Torrington Company, <http://www.torrington.com/products/catalog/Form634.pdf> adresinden elde edilebilir.

75. B. Overton "Basic Vibration Primer", DoctorKnow®Application Paper, Computational Systems Incorporated, Knoxville, TN, USA.

76. V. Wowk, Machinery Vibration: Measurement and Analysis, McGraw-Hill, Inc., 1991

77. "Titreşim Ölçme ve Titreşim Grafiği Analiz Teknikleri", Seminer Notları, Topaz Makina, Mayıs 1998, Ankara

78. Relationships of Sinusoidal Velocity, Acceleration, Displacement; Industrial Monitoring Instrumentation Company

79. M. Xu "Spike Energy™ Measurement and Case Histories", Entek IRD International Corporation

80. J. M. F. Salido "Design of A Diagnosis System for Rotating Machinery Using Fuzzy Pattern Matching and Genetic Algorithms"; Master Thesis, Kyushu Institute of Technology, Japan, 23 February 1998

81. "Predictive maintenance through the monitoring and diagnostics of rolling element bearings", Application Note, Bently Nevada Corporation, aynı zamanda <http://www.bently.com/articles/apnotes/an044.asp> adresinden elde edilebilir.

82. M. Angelo, Vibration Monitoring, Technical Review, no.1, Brüel&Kjaer, Denmark, 1987

83. R. Keith Mobley, Vibration Fundamentals, Newnes Yayınevi, USA, 1999

84. "Introduction Time Waveform Analysis", Computational System Inc., Knoxville, USA, aynı zamanda <http://www.compusys.com> adresinden elde edilebilir.

85. T. A. Dunton "An Introduction to Time Waveform Analysis", Universal

Technologies Inc., aynı zamanda [http://www.unitechinc.com/pdf/IntroductiontoTimeWaveformAnalysis . pdf](http://www.unitechinc.com/pdf/IntroductiontoTimeWaveformAnalysis.pdf) adresinden elde edilebilir.

86. A. F. Khan, Condition Monitoring of Rolling Element Bearings: A Comparative Study of Vibration Based Techniques, PhD. Thesis, University of Nottingham, 1991

87. R. K. Köse "Teknolojik Gelişmenin Bakım Planlamasına Katkısı: Bilgisayar Yardımıyla Kestirimci Bakım", Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 2(2), 42-50, Aralık (1989)

88. "Introduction to Demodulation", The Nationalelectrical Carbon Products Company, [http:// www. nationalelectrical. Com / CONTENT / publications / demod%20guide . pdf](http://www.nationalelectrical.Com/CONTENT/publications/demod%20guide.pdf) adresinden elde edilebilir.

89. Y. A. Azovtsev, A. V. Barkov ve I. A. Yudin "Automatic Diagnostics and Condition Prediction of Rolling Element Bearings Using Enveloping Methods", 18th Annual Meeting of the Vibration Institute, June 1994 , aynı zamanda [http://www.vibrotek.com/ articles/new94vi/index.htm](http://www.vibrotek.com/articles/new94vi/index.htm) adresinden elde edilebilir.

90. "Basic Methods Used by DREAM for Diagnostics and Prediction", [http://www.vibrotek.com / dpisa /overview /index.htm](http://www.vibrotek.com/dpisa/overview/index.htm) adresinden elde edilebilir.

91. T. Reeves, "Failure Modes of Rolling Element Bearings", DoctorKnow®Application Paper, Computational Systems Incorporated, Knoxville, TN, USA.

92. A. Ypma, R. Ligteringen, E. E. E. Frietman ve R. P. W. Duin "Recognition of Bearing Failures Using Wavelets and Neural Networks"; Proceedings of the IEEE Time-Frequency and Time-Scale Workshop, 27-29 August, 1997, Coventry, UK

93. Broch, J.T., Mechanical Vibrations and Shock Measurements, Bruel &Kjaer, Naerum Offset, Denmark, 1984.

94. J. T. Renwick "Condition Monitoring of Machinery Using Computerized

Vibration Signature Analysis"; IEEE Transactions on Industry Applications, vol.IA-20, no.3, 519-527, May/June (1984)

95. J. T. Renwick ve P.E. Babson "Vibration Analysis-A Proven Technique As A Predictive Maintenance Tool"; IEEE Transactions on Industry Applications, vol.IA-21, no.2, 324-331, March/April (1985)

96. T. Belek "Makinalarda Titreşim Ölçümlerinin İzlenmesi Yolu İle Gerçekleştirilen Erken Uyarıcı Dinamik Bakım Yöntemleri", 2. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Sayfa 370-393, ODTÜ, Gaziantep , 22-24 Eylül 1986,

97. S. S. Rao, Mechanical Vibrations, Third Edition, Addison Wesley Publishing Company, 1995

98. M. Lebold, K. McClintic, R. Campbell, C. Byington ve K. Maynard "Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics", Proceedings of the 54th Meeting of the Machinery Failure Prevention Technology, sayfa 623-634, Virginia Beach, VA, May 1-4, 2000

99. D-M. Yang , Development of Novel Intelligent Condition Monitoring Procedures for Rolling Element Bearings, PhD. Thesis, Department of Engineering, University of Aberden, UK, December 2001.

100. J. Ma, C. J. Li "Gear defect detection through model-based wideband demodulation of vibrations", Mechanical Systems and Signal Processing, (1996) 10(5), 653-665

101. S. M. Pandit, G. A. Joshi ve D.Paul "Bearing Defect Detection Using DDS And Wavelet Methods", DSC-vol.50/PED-vol.63, Symposium on Mechatronics, sayfa 285-293, ASME 1993.

102. A. Dimaraganos, Vibrations for Engineers, Second Edition, Prentice Hall, 1995

103. N. J. Wismer, Gearbox analysis using cepstrum analysis and comb liftering,

Application Note, Brüel&Kjaer

104. R. B. Randall "Cepstrum analysis and gearbox fault diagnosis", Edition 2, Application Note, Brüel&Kjaer

105. J. C. Robinson ve J. E. Berry "Description of PeakVue and Illustration of Its Wide Array of Applications in Fault Detection and Problem Severity Assessment", <http://www.technicalassociates.net/PeakVUE.htm> adresinden elde edilebilir.

106. J. C. Robinson ve B. Cook "Rolling Element Bearing Defect Analysis Using Peakvue", DoctorKnow® Application Paper, [http:// www.compsys.com / 4500 / files / Application--GENERAL _PeakVue % 20and %20its% 20application% 20of % 20detecting % 20rolling %20.doc](http://www.compsys.com/4500/files/Application--GENERAL_PeakVue%20and%20its%20application%20of%20detecting%20rolling%20.doc) adresinden elde edilebilir.

107. <http://www.vibrotek.com/products.htm>

108. What is *SEE*? ,<http://www.apr-technology.com.au/see.htm>

109. http://www.entekird.com/news/press/pr_mim.htm

110. CSI Computational System Incorporated, <http://www.compusys.com>

111. M. Serridge ve T.R. Licht, Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers, Brüel&Kjaer, Denmark, November 1987.

EK-1

SKF NU224 Rulmanı hasar frekansları, harmonikleri ve yan bantları

Bilye geometrisi:

Bilye çapı	: 23.978 mm
Bölüm dairesi çapı	: 167,88 mm
Bilye sayısı	:17
Temas açısı	:0
Mil devri (n)	:741 d/d (12.35 Hz)

Buna göre hasar frekansları :

ω_c	= 5.385 Hz
ω_b	= 43 Hz
ω_{bp}	= 91.549 Hz
ω_{bpi}	= 122.141 Hz olarak elde edilirler

Çizelge 1. SKF NU224 Rulmanı hasar frekansları

	1x	2x	3x	4x	5x	6x	7x
ω_c	5,39	10,77	16,16	21,54	26,93	32,31	37,70
ω_b	43,00	86,00	129,00	172,01	215,01	258,01	301,01
ω_{bp}	91,55	183,10	274,65	366,20	457,74	549,29	640,84
ω_{bpi}	122,14	244,28	366,42	488,56	610,71	732,85	854,99
8x	9x	10x	11x	12x	13x	14x	15x
	43,08	48,47	53,85	59,24	64,62	70,01	75,39
	344,01	387,01	430,01	473,02	516,02	559,02	602,02
	732,39	823,94	915,49	1007,04	1098,59	1190,13	1281,68
	977,13	1099,27	1221,41	1343,55	1465,69	1587,84	1709,98
							1832,12

SKF 6224 Rulmanı hasar frekansları, harmonikleri ve yan bantları

Bilye geometrisi:

Bilye çapı	: 30,162 mm
Bölüm dairesi çapı	: 167,5 mm
Bilye sayısı	:9
Temas açısı	:0
Mil devri (n)	:741 d/d (12.35 Hz)

Buna göre hasar frekansları :

$$\omega_c = 5.063 \text{ Hz}$$

$$\omega_b = 33.18 \text{ Hz}$$

$$\omega_{bp} = 45.568 \text{ Hz}$$

$$\omega_{bpi} = 65.582 \text{ Hz olarak elde edilirler.}$$

Çizelge 2. SKF 6224 Rulmanı hasar frekansları harmonikleri

		1x	2x	3x	4x	5x	6x	7x
ω_c	5,06	5,06	10,13	15,19	20,25	25,32	30,38	35,44
ω_b	33,18	65,58	66,36	99,54	132,72	165,9	199,08	232,26
ω_{bp}	45,57	45,57	91,14	136,7	182,27	227,84	273,41	318,97
ω_{bpi}	65,58	33,18	131,16	196,75	262,33	327,91	393,49	459,08
8x	9x	10x	11x	12x	13x	14x	15x	16x
40,5	45,57	50,63	55,69	60,76	65,82	70,88	75,95	81,01
265,4	298,63	331,80	364,98	398,16	431,34	464,52	497,7	530,88
364,5	410,11	455,67	501,24	546,81	592,38	637,94	683,51	729,08
524,66	590,24	655,83	721,41	786,99	852,57	918,15	983,74	1049,32
17x	18x	19x	20x	21x	22x	23x	24x	25x
86,07	91,14	96,20	101,26	106,32	111,39	116,45	121,51	126,58
564,06	597,24	630,42	663,60	696,78	729,96	763,14	796,32	829,50
774,65	820,22	865,78	911,35	956,92	1002,49	1048,05	1093,62	1139,19
1114,90	1180,48	1246,07	1311,65	1377,23	1442,81	1508,4	1573,98	1639,56

Çizelge 3. SKF 6224 Rulmanı dış bilezik bilye geçiş frekansı (ω_{bp}) yan bant

hasar frekansları

Wbp -1xR	Wbp+1xR	Wbp-2xR	Wbp+2xR	2xWbp-1xR	2xWbp+1xR	2xWbp-2xR	2xWbp+2xR
33,22	57,92	20,87	70,27	78,78	103,48	66,44	115,84
3xWbp-1xR	3xWbp+1xR	3xWbp-2xR	3xWbp+2xR	4xWbp-1xR	4xWbp+1xR	4xWbp-2xR	4xWbp+2xR
124,35	149,05	112	161,4	169,92	194,62	157,57	206,97
5xWbp-1xR	5xWbp+1xR	5xWbp-2xR	5xWbp+2xR	6xWbp-1xR	6xWbp+1xR	6xWbp-2xR	6xWbp+2xR
215,49	240,19	203,14	252,54	261,06	285,76	248,71	298,11
7xWbp-1xR	7xWbp+1xR	7xWbp-2xR	7xWbp+2xR	8xWbp-1xR	8xWbp+1xR	8xWbp-2xR	8xWbp+2xR
306,62	331,32	294,27	343,67	352,19	376,89	339,84	389,24
9xWbp-1xR	9xWbp+1xR	9xWbp-2xR	9xWbp+2xR	10xWbp-1xR	10xWbp+1xR	10xWbp-2xR	10xWbp+2xR
397,76	422,46	385,41	434,81	443,33	468,03	430,98	480,38
11xWbp-1xR	11xWbp+1xR	11xWbp-2xR	11xWbp+2xR	12xWbp-1xR	12xWbp+1xR	12xWbp-2xR	12xWbp+2xR
488,89	513,59	476,54	525,94	534,46	559,16	522,11	571,51
13xWbp-1xR	13xWbp+1xR	13xWbp-2xR	13xWbp+2xR	14xWbp-1xR	14xWbp+1xR	14xWbp-2xR	14xWbp+2xR
580,03	604,73	567,68	617,08	625,60	650,30	613,25	662,65
15xWbp-1xR	15xWbp+1xR	15xWbp-2xR	15xWbp+2xR	16xWbp-1xR	16xWbp+1xR	16xWbp-2xR	16xWbp+2xR
671,16	695,86	658,81	708,21	716,73	741,43	704,38	753,78
17xWbp-1xR	17xWbp+1xR	17xWbp-2xR	17xWbp+2xR	18xWbp-1xR	18xWbp+1xR	18xWbp-2xR	18xWbp+2xR
762,30	787,00	749,95	799,35	807,87	832,57	795,52	844,92
19xWbp-1xR	19xWbp+1xR	19xWbp-2xR	19xWbp+2xR	20xWbp-1xR	20xWbp+1xR	20xWbp-2xR	20xWbp+2xR
853,43	878,13	841,08	890,48	899,00	923,70	886,65	936,05
21xWbp-1xR	21xWbp+1xR	21xWbp-2xR	21xWbp+2xR	22xWbp-1xR	22xWbp+1xR	22xWbp-2xR	22xWbp+2xR
944,57	969,27	932,22	981,62	990,14	1014,84	977,79	1027,19
23xWbp-1xR	23xWbp+1xR	23xWbp-2xR	23xWbp+2xR	24xWbp-1xR	24xWbp+1xR	24xWbp-2xR	24xWbp+2xR
1035,70	1060,40	1023,35	1072,75	1081,27	1105,97	1068,92	1118,32
25xWbp-1xR	25xWbp+1xR	25xWbp-2xR	25xWbp+2xR	26xWbp-1xR	26xWbp+1xR	26xWbp-2xR	26xWbp+2xR
1126,84	1151,54	1114,49	1163,89	1172,41	1197,11	1160,06	1209,46

Çizelge 4. ISO 2372'ye göre makine sınıfları

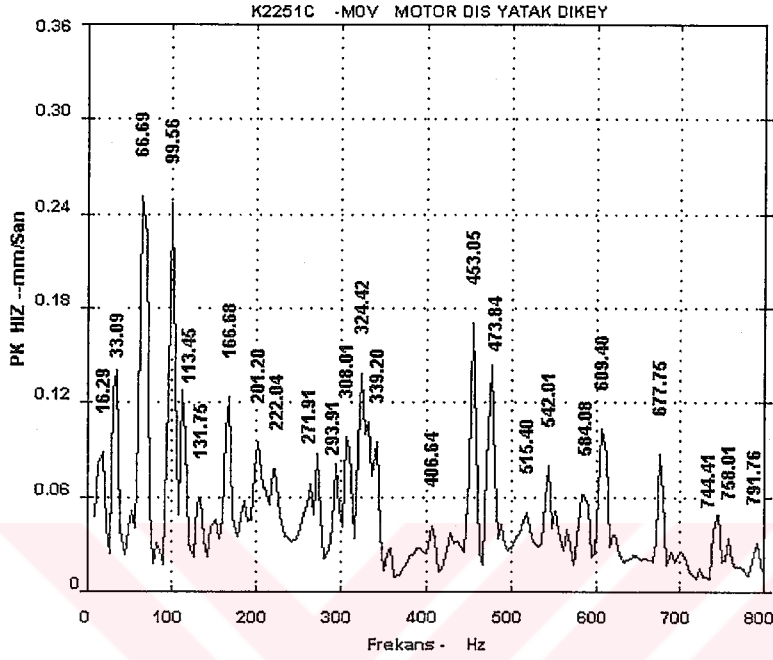
Makine sınıfı	Güç aralığı (P)	Tanımı
I	P<15 kW	Küçük makineler ve çok büyük makinelerin alt parçaları
II	15<P<75	Özel zemin bağlantısı olmayan orta ölçekli makineler ile özel zemin üzerinde rijit bağlantılı 300 kW'a kadar olan makineler
III	P>75	Titreşim ölçme doğrultusunda dayanıklı zemine sahip ve bu zemin üzerinde rijit bağlantılı, dönen, büyük makineler
IV	P>75	Titreşim ölçme doğrultusunda esnek zemine sahip ve bu zemin üzerine montajlı, dönen büyük makineler

Çizelge 5. ISO 2372 Titreşim Şiddet Standardı

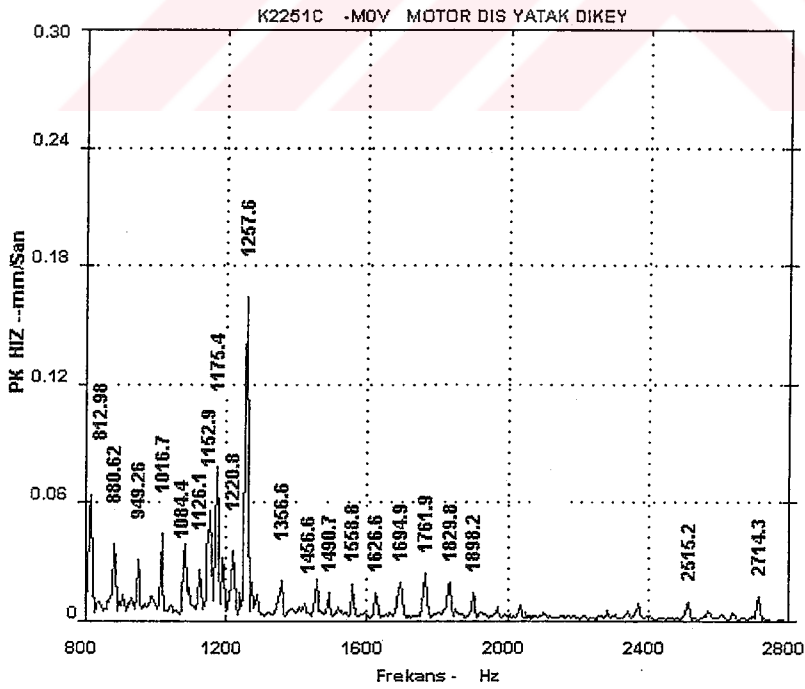
Titreşim şiddet aralığı sınırları(Hız)- ISO 2372			Sınıflarına göre makinelerin titreşim şiddet aralıkları:			
in/s(PK)	mm/s (PK)	mm/s (RMS)	Sınıf I < 20 HP	Sınıf II 20-100 HP	Sınıf III >100 HP	Sınıf IV >100 HP
0.015	0.381	0.28	A	A	A	A (İyi)
0.025	0.635	0.45				
0.039	0.991	0.71	B	B	B	B (izin verilebilir)
0.062	1.575	1.12				
0.099	2.515	1.80	C	C	C	C (idare eder)
0.154	3.912	2.80				
0.248	6.3	4.50	D	D	D	D (İzin verilemez)
0.392	10	7.10				
0.617	15.67	11.2	D	D	D	D (İzin verilemez)
0.993	25.22	18.0				
1.540	39.12	28.0	D	D	D	D (İzin verilemez)
2.480	63	45.0				
3.940	100	71.0	D	D	D	D (İzin verilemez)

A: İyi
B: İzin verilebilir
C: İdare eder
D: İzin verilemez
 20Hp=15kW
 100Hp=75 kW

EK-2



Şekil 1.a. K2251C fanı MOV noktası referans ölçüm 0-800 Hz spektrum grafiği



Şekil 1.b. K2251C fanı MOV noktası referans ölçüm 800-2800 Hz spektrum grafiği

SKF 6222 Rulmanı geometrisi, hasar frekansları ve harmonikleri

Bilye geometrisi:

Bilye çapı	: 28,58 mm
Bölüm dairesi çapı	: 155 mm
Bilye sayısı	:10
Temas açısı	:0
Mil devri (n)	:985 d/d (16.41 Hz)

Buna göre hasar frekansları :

$$\omega_c = 6,782 \text{ Hz}$$

$$\omega_b = 43,562 \text{ Hz}$$

$$\omega_{bp} = 67,818 \text{ Hz}$$

$$\omega_{bpi} = 98,482 \text{ Hz} \text{ olarak elde edilirler.}$$

Çizelge 1. SKF 6222 Rulmanı geometrisi, hasar frekansları ve harmonikleri

		1x	2x	3x	4x	5x	6x	7x	8x
ω_c	6,782	6,782	13,564	20,345	27,127	33,909	40,691	47,473	54,255
ω_b	43,562	43,562	87,124	130,687	174,249	217,811	261,373	304,935	348,497
ω_{bp}	67,818	67,818	135,636	203,455	271,273	339,091	406,909	474,727	542,546
ω_{bpi}	98,482	98,482	196,964	295,445	393,927	492,409	590,891	689,373	787,854
9x	10x	11x	12x	13x	14x	15x	16x	17x	18x
61,036	67,818	74,600	81,382	88,164	94,945	101,73	108,51	115,29	122,07
392,060	435,62	479,2	522,746	566,308	609,870	653,43	696,99	740,56	784,12
610,364	678,18	746,00	813,82	881,637	949,455	1017,27	1085,09	1152,91	1220,73
886,336	984,82	1083,3	1181,781	1280,263	1378,745	1477,23	1575,71	1674,19	1772,67
19x	20x	21x	22x	23x	24x	25x	26x	27x	28x
128,85	135,64	142,42	149,20	155,98	162,76	169,55	176,33	183,11	189,89
827,68	871,24	914,81	958,37	1001,93	1045,49	1089,05	1132,62	1176,18	1219,74
1288,55	1356,3	1424,2	1492	1559,82	1627,64	1695,46	1763,27	1831,09	1898,91
1871,15	1969,6	2068,1	2166,6	2265,08	2363,56	2462,04	2560,53	2659,01	2757,49

EK-3

SKF NU411 Rulmanı geometrisi, hasar frekansları ve harmonikleri

Bilye geometrisi:

Bilye çapı	: 19.99 mm
Bölüm dairesi çapı	: 97.18 mm
Bilye sayısı	:11
Temas açısı	:0
Mil devri (n)	:2950 d/d (49.22 Hz)

Buna göre hasar frekansları :

ω_c	= 19,548 Hz
ω_b	= 114,578 Hz
ω_{bp}	= 215,025 Hz
ω_{bpi}	= 326,395 Hz olarak elde edilirler.

Çizelge-1 SKF NU 411 Rulmanı arıza frekansları ve katları

		1x	2x	3x	4x	5x	6x	7x
ω_c	19,55	19,55	39,10	58,64	78,19	97,74	117,29	136,83
ω_b	114,58	114,58	229,16	343,73	458,31	572,89	687,47	802,04
ω_{bp}	215,02	215,02	430,05	645,07	860,10	1075,12	1290,15	1505,17
ω_{bpi}	326,40	326,40	652,79	979,19	1305,58	1631,98	1958,37	2284,77
	8x	9x	10x	11x	12x	13x	14x	15x
	156,38	175,93	195,48	215,02	234,57	254,12	273,67	293,22
	916,62	1031,20	1145,78	1260,35	1374,93	1489,51	1604,09	1718,66
	1720,20	1935,22	2150,25	2365,27	2580,30	2795,32	3010,35	3225,37
	2611,16	2937,56	3263,95	3590,35	3916,74	4243,14	4569,53	4895,93
	5222,32							
	17x	18x	19x	20x	21x	22x	23x	
	332,31	351,86	371,41	390,95	410,50	430,05	449,60	
	1947,82	2062,40	2176,97	2291,55	2406,13	2520,71	2635,28	
	3655,42	3870,45	4085,47	4300,49	4515,52	4730,54	4945,57	
	5548,72	5875,11	6201,51	6527,91	6854,30	7180,70	7507,09	

SKF 6411 Rulmanı geometrisi, hasar frekansları ve harmonikleri

Bilye geometrisi:

Bilye çapı	: 26.988 mm
Bölüm dairesi çapı	: 97.5 mm
Bilye sayısı	:7
Temas açısı	:0
Mil devri (n)	:2950 d/d (49.22 Hz)

Buna göre hasar frekansları :

$$\omega_c = 17,755 \text{ Hz}$$

$$\omega_b = 81.897 \text{ Hz}$$

$$\omega_{bp} = 124.282 \text{ Hz}$$

$$\omega_{bpi} = 219.418 \text{ Hz} \text{ olarak elde edilirler.}$$

Çizelge 2. SKF 6411 Arıza frekansları ve harmonikleri

	1x	2x	3x	4x	5x	6x	7x	
ω_c	17,75	35,51	53,26	71,02	88,77	106,53	124,28	
ω_b	81,90	163,79	245,69	327,59	409,48	491,38	573,28	
ω_{bp}	124,28	248,56	372,85	497,13	621,41	745,69	869,97	
ω_{bpi}	219,42	438,84	658,25	877,67	1097,09	1316,51	1535,93	
	8x	9x	10x	11x	12x	13x	14x	15x
	142,04	159,79	177,55	195,30	213,05	230,81	248,56	266,32
	655,17	737,07	818,97	900,86	982,76	1064,66	1146,55	1228,45
	994,26	1118,54	1242,82	1367,10	1491,38	1615,66	1739,95	1864,23
	1755,34	1974,76	2194,18	2413,60	2633,02	2852,44	3071,85	3291,27
	16x	17x	18x	19x	20x	21x	22x	23x
	284,07	301,83	319,58	337,34	355,09	372,85	390,60	408,35
	1310,35	1392,24	1474,14	1556,04	1637,94	1719,83	1801,73	1883,63
	1988,51	2112,79	2237,07	2361,36	2485,64	2609,92	2734,20	2858,48
	3510,69	3730,11	3949,53	4168,94	4388,36	4607,78	4827,20	5046,62

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Mersin'in Mut ilçesine bağlı Yalnızcabağ köyünde doğdu. İlkokulu köyünde, orta ve lise eğitimini de İzmit'te tamamladı. 1988 yılında girdiği Selçuk Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Bölümü'nden 1992 yılında mezun oldu. 1992-1994 yılları arasında imalat yapan bir şirkette Makine Mühendisi olarak çalıştı. 1994 yılında Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. 1994-1996 yılları arasında Yüksek Lisans çalışmasını "İki Kollu Düzlemsel Robot Mekanizmasında Esnekliğin Yörüngeye Etkisi" konusunda tamamladı. 1996 yılında Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Ana bilim Dalında Doktora öğrenimine başladı.

**EC FÖRSEKÖĞRETİM KURULU
BOKU MANTASTON MERKEZİ**