

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MAKİNELERDE TİTREŞİM ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ
BAKIM**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisi Engin YILDIRIM

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Makine Teorisi ve Dinamiği

MANİSA 2014

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MAKİNELERDE TİTREŞİM ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ
BAKIM**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisi Engin YILDIRIM

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19 Şubat 2014

Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Şubat 2014

Tez Danışmanı : Yard. Doç. Dr. M. Mehmet Fatih KARAHAN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Erdoğan ÖZKAYA

: Yard. Doç. Dr. Tuğrul ERDEM

MANİSA 2014

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER	i
SEMBOLLER LİSTESİ.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	v
ÇİZELGELER LİSTESİ	xii
KISALTMALAR LİSTESİ.....	xiii
TEŞEKKÜR.....	xiv
ÖZET.....	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
2. BAKIM METOTLARI.....	5
2.1. Arıza Çıktığı Zaman Bakım.....	5
2.2. Koruyucu Bakım.....	7
2.3. Kestirimci Bakım	8
2.3.1. Kestirimci Bakım Teknikleri.....	10
2.3.2. Kestirimci Bakım Uygulanması	13
2.4. Proaktif Bakım.....	14
3. TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR	16
3.1. Periyot.....	18
3.2. Frekans	18
3.3. Açısal Frekans	18
3.4. Faz	18
3.5. Dalga Formları	19
3.6. Genlik.....	19
3.6.1. Tepe Değer (X_0).....	19
3.6.2. Tepeler Arası Değer ($2X_0$)	19
3.6.3. RMS	20
3.6.4. Ortalama	21
3.6.5. Yer Değiştirme	21
3.6.6. Hız.....	21
3.6.7. İvme	21
3.7. Harmonik.....	23
3.8. Yan Bant	23
4. TİTREŞİM ÖLÇÜMÜNDE KULLANILAN TRANSDÜSERLER.....	25

4.1. Deplasman Ölçerler	26
4.2. Hız Ölçerler	26
4.3. İvme Ölçerler.....	26
4.3.1. Delta Kayma Tipi Tasarım	27
4.3.2. Düzlemsel Kaymalı Tasarım	28
4.3.3. Baskıda Çalışan Tip Tasarım	28
4.4. Transdüser Montaj Şekilleri	29
4.4.1. Saplamalı Bağlantı.....	29
4.4.2. Yapıştırıcılı Bağlantı.....	30
4.4.3. Mıknatıslı Bağlantı	30
4.4.4. Hızlı Bağlantı.....	30
4.4.5. Ölçüm Kalemi Kullanılması	30
4.5. Çevresel Faktörler.....	31
4.6. Transdüser Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar	32
4.6.1. Hassasiyet Derecesi	32
4.6.2. Frekans Bandı.....	32
4.6.3. Doğal Frekans Bandı	33
4.6.4. Sıcaklık Bandı	33
4.6.5. Ağırlık.....	33
4.6.6. Ölçüm Yönü	33
4.6.7. Transdüser Boyutu.....	33
4.6.8. Güç Kaynağı	33
5. FREKANS TANIM TEKNİKLERİ.....	34
5.1. Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT).....	34
5.2. Zaman Dalga Formu	35
5.3. Frekans (Spektral) Analizi.....	35
5.4. Zarf Analizi	35
5.5. Kepstrum Analizi	37
5.6. Titreşim İle İlgili Standartlar	38
6. ARIZALAR VE TİTREŞİM İLİŞKİSİ	40
6.1. Makinalarda Titreşim Tipleri.....	40
6.1.1. Mutlak Yatak Titreşimleri	41
6.1.2. İzafi Şaft Titreşimleri	41
6.1.3. Mutlak Şaft Titreşimleri	41
6.2. Titreşim Frekans Bölgeleri	42
6.2.1. Rotor Titreşim Bölgesi.....	42
6.2.2. Eleman Geçiş Frekans Bölgesi.....	42

6.2.3. Yüksek Frekans Bölgesi	42
6.3. Makinalarda Arızalar ve Oluşturdukları Titreşim Frekansları.....	43
6.3.1. Dengesizlik.....	43
6.3.2. Mekanik Gevşeklik	49
6.3.3. Eksen Kaçıklığı	50
6.3.4. Rezonans	52
6.3.5. Kayış Problemleri.....	52
6.3.6. Eğik Mil	55
6.3.7. Dişli Sistem Arızaları.....	56
6.3.8. Kaymalı Yatak Hasarları	58
6.3.9. Rulman Hasarları	59
7. KOMPRESÖRLER VE DÖVME MAKİNALARI	68
7.1. Kompresörler	68
7.1.2. Kompresör Çeşitleri	68
7.2. Dövme Makinaları	71
7.2.1. Kullanılan Makinelerin Çalışma Prensibine Göre	71
7.2.2. Dövme İşleminin Yapıldığı Sıcaklığa Göre	73
7.2.3. Dövme İşleminde İzlenen Yol ve Kalıp Özelliklerine Göre	73
8. VERİ TOPLAMA CİHAZI	74
8.1. Vibrotest 60 Veri Toplama Cihazı	74
8.1.1. Data Collector (Veri Toplayıcı).....	74
8.1.2. Overall Vibration / BCU.....	75
8.1.3. Spectrum / Kepstrum	75
8.1.4. Envelope Analysis / BCS	75
8.1.5. CPB – Spectrum	76
8.1.6. Tracking	76
8.1.7. Balancing	76
9. UYGULAMA ÇALIŞMASI	77
9.1. Kompresör Hasarları.....	77
9.1.1. Bir Numaralı Kompresörde Oluşan Hasarlar	80
9.1.2. İki Numaralı Kompresör Rulman Hasarları	122
9.2. Kaymalı Yatak Hasarı	150
9.3. 6213 C4 Sabit Bilyalı Rulman Hasar Frekansları	156
9.3.1. 1 Numaralı Kompresör Hasarlı Rulman Titreşim Frekansları.....	156
9.3.2. 2 Numaralı Kompresör Hasarlı Rulman Titreşim Frekansları.....	156
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	157
KAYNAKLAR	159

SEMBOLLER LİSTESİ

C_{xx}	Kepstrum
f	Frekans
Hz	Hertz
N_b	Yuvarlanma elemanı sayısı
Rpm	Dakikadaki mil dönme hızı
T	Periyot
f_{kafes}	Kafes frekansı
f_{bilya}	Bilya geçiş frekansı
f_{du}	Dış bilezik bilya geçiş frekansı
$f_{iç}$	İç bilezik bilya geçiş frekansı
n_x	Mil dönme hızının n katı
ω	Açısal hız
TMF	Dış kavrama frekansı
Cpm	Dakikadaki devir sayısı (C ircle P er M inute)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Arıza çıktığı zaman bakım.....	6
Şekil 2.2. Arıza çıktığı zaman bakımın maliyet analizi.....	6
Şekil 2.3. Koruyucu bakım	7
Şekil 2.4. Koruyucu bakım maliyet analizi.....	8
Şekil 2.5. Kestirimci bakım maliyet analizi	9
Şekil 2.6. Kestirimci bakımın avantajları ve dezavantajları	10
Şekil 2.7. Kestirimci bakım	14
Şekil 2.8. Trend analizi.....	14
Şekil 2.9. Bakım Metotları	15
Şekil 3.1. Basit titreşim sistemi.....	16
Şekil 3.2. Harmonik Titreşim	17
Şekil 3.3. Faz farkı.....	19
Şekil 3.4. RMS gösterimi.....	20
Şekil 3.5. Konum, hız, ivme arasındaki ilişki	22
Şekil 3.6. Yan bant oluşumu	24
Şekil 4.1. Transdüserlerin çalışma aralıkları	25
Şekil 4.2. Delta kayma tipi tasarım.....	27
Şekil 4.3. Düzlemsel kaymalı tasarım	28
Şekil 4.4. Baskıda çalışan tip tasarım	29
Şekil 4.5. Saplamalı bağlantı.....	30
Şekil 4.6. Çevresel Faktörler	32
Şekil 5.1. Hızlı fourier dönüşümü	34
Şekil 5.2. Dalga Formu.....	36
Şekil 5.3. Filtreden geçirilmiş titreşim sinyalleri.....	36
Şekil 5.4. Titreşim sinyallerinin zarfı.....	37
Şekil 5.5. Zarf spektrumu	37
Şekil 6.1. Makinalarda titreşim tipleri (a)	40
Şekil 6.2. Makinalarda titreşim tipleri (b)	40
Şekil 6.3. Statik Dengesizlik	44
Şekil 6.4. Dengesizlik spektrum grafiği	46
Şekil 6.5. Kuvvet çifti dengesizliği	46
Şekil 6.6. Moment dengesizliği.....	47
Şekil 6.7. Dinamik dengesizlik.....	48
Şekil 6.8. Gevşek mil spektrum grafiği	49
Şekil 6.9. Gevşek Temel	50
Şekil 6.10. İç eksen kaçıklığı ve spektrum grafiği	51
Şekil 6.11. Açısal eksen kaçıklığı ve spektrum grafiği	51
Şekil 6.12. Paralel eksen kaçıklığı ve spektrumu.....	52
Şekil 6.13. Rezonans spektrumu	52
Şekil 6.14. Aşınmış, gevşek veya yanlış eşleştirilmiş kayış titreşim spektrumu	53
Şekil 6.15. Kayış ve kasnak kaçıklığı spektrumu	54
Şekil 6.16. Kasnak eksantrikliği spektrumu.....	54
Şekil 6.17. Kayış rezonansı spektrumu.....	55
Şekil 6.18. Eğik mil spektrumu	55
Şekil 6.19. Dişli spektrum grafiği	56
Şekil 6.20. Dişli kepestrum grafiği	57

Şekil 6.21. Spektrum ve Kepstrum grafiklerinin karşılaştırılması	57
Şekil 6.22. Kaymalı yatak yağ filmi dengesizliği spektrum grafiği	58
Şekil 6.23. Kaymalı yatak yıpranma problemi titreşim spektrumu grafiği	58
Şekil 6.24. Hasarlı rulmanın oluşturduğu tipik sinyal	59
Şekil 6.25. Rulman aşınma başlangıcı	60
Şekil 6.26. Rulman Aşınma Gelişimi	61
Şekil 6.27. Rulman Geometrisi.....	61
Şekil 6.28. İç Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği	62
Şekil 6.29. Bilya Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği.....	63
Şekil 6.30. Dış Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği.....	64
Şekil 6.31. Titreşim Spektrum Grafiği.....	65
Şekil 6.32. Zarf Spektrum Grafiği	65
Şekil 6.33. Sağlam bir rulmana ait zarf spektrum grafiği.....	66
Şekil 6.34. Rulman arızasının dört aşamasının spektrum grafiği	67
Şekil 7.1. Santrifüj kompresör fanı	68
Şekil 7.2. Eksenel kompresör.....	69
Şekil 7.3. Pistonlu kompresör ve kısımları	71
Şekil 7.4. Şahmerdan	72
Şekil 8.1. Veri toplama cihazı	74
Şekil 8.2. Vibrotest 60 görev menüsü	75
Şekil 9.1. Ölçüm alınan bir numaralı kompresör	77
Şekil 9.2. Ölçüm alınan iki numaralı kompresör.....	78
Şekil 9.3. Kompresörlerden alınan ölçümlerin şematik gösterimi	78
Şekil 9.4. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013).....	81
Şekil 9.5. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013).....	81
Şekil 9.6. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013).....	82
Şekil 9.7. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013).....	82
Şekil 9.8. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013).....	83
Şekil 9.9. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013)	84
Şekil 9.10. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013)	84
Şekil 9.11. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013)	85
Şekil 9.12. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013)	85
Şekil 9.13. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013)	86
Şekil 9.14. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013)	87
Şekil 9.15. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013)	87
Şekil 9.16. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013)	88
Şekil 9.17. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013)	88
Şekil 9.18. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013)	89
Şekil 9.19. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013).....	90
Şekil 9.20. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013).....	90
Şekil 9.21. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013).....	91
Şekil 9.22. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013).....	91
Şekil 9.23. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013).....	92
Şekil 9.24. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013).....	93
Şekil 9.25. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013).....	94
Şekil 9.26. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013).....	94
Şekil 9.27. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013).....	95
Şekil 9.28. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013).....	95

Şekil 9.29. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013)	97
Şekil 9.30. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013)	97
Şekil 9.31. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013)	98
Şekil 9.32. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013)	98
Şekil 9.33. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013)	99
Şekil 9.34. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)	100
Şekil 9.35. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)	101
Şekil 9.36. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)	102
Şekil 9.37. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)	102
Şekil 9.38. Bir Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)	103
Şekil 9.39. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)	103
Şekil 9.40. Bir Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)	104
Şekil 9.41. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)	104
Şekil 9.42. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)	105
Şekil 9.43. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	105
Şekil 9.44. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,1000 Hz)	106
Şekil 9.45. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,2000 Hz)	107
Şekil 9.46. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği(19.03.2013,1000 Hz)	108
Şekil 9.47. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,2000 Hz)	108
Şekil 9.48. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,1000 Hz)	109
Şekil 9.49. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,2000 Hz)	109
Şekil 9.50. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)	110
Şekil 9.51. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,2000 Hz)	110
Şekil 9.52. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,1000 Hz)	111
Şekil 9.53. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	111
Şekil 9.54. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)	112

Şekil 9.55. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)	113
Şekil 9.56. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)	113
Şekil 9.57. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)	114
Şekil 9.58. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)	114
Şekil 9.59. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)	115
Şekil 9.60. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)	115
Şekil 9.61. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)	116
Şekil 9.62. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)	116
Şekil 9.63. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	117
Şekil 9.64. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)	117
Şekil 9.65. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)	118
Şekil 9.66. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)	118
Şekil 9.67. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)	119
Şekil 9.68. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)	119
Şekil 9.69. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)	120
Şekil 9.70. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)	120
Şekil 9.71. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)	121
Şekil 9.72. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)	121
Şekil 9.73. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	122
Şekil 9.74. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)	124
Şekil 9.75. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)	124
Şekil 9.76. İki Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)	125
Şekil 9.77. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)	126
Şekil 9.78. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)	126

Şekil 9.79. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)	127
Şekil 9.80. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)	127
Şekil 9.81. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)	128
Şekil 9.82. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 1000 Hz)	128
Şekil 9.83. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 2000 Hz)	129
Şekil 9.84. İki Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)	129
Şekil 9.85. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	130
Şekil 9.86. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,1000 Hz)	130
Şekil 9.87. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,2000 Hz)	131
Şekil 9.88. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,1000 Hz)	131
Şekil 9.89. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,2000 Hz)	132
Şekil 9.90. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,1000 Hz)	132
Şekil 9.91. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,2000 Hz)	133
Şekil 9.92. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)	133
Şekil 9.93. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,2000 Hz)	134
Şekil 9.94. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,1000 Hz)	134
Şekil 9.95. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,2000 Hz)	135
Şekil 9.96. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,1000 Hz)	136
Şekil 9.97. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,2000 Hz)	136
Şekil 9.98. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)	138
Şekil 9.99. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)	138
Şekil 9.100. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)	139
Şekil 9.101. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)	139
Şekil 9.102. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)	140

Şekil 9.103. İki Numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)	140
Şekil 9.104. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)	141
Şekil 9.105. İki Numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)	141
Şekil 9.106. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 1000 Hz)	142
Şekil 9.107. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 2000 Hz)	142
Şekil 9.108. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)	143
Şekil 9.109. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	143
Şekil 9.110. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,1000 Hz)	144
Şekil 9.111. İki Numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,2000 Hz)	144
Şekil 9.112. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,1000 Hz)	145
Şekil 9.113. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,2000 Hz)	145
Şekil 9.114. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,1000 Hz)	146
Şekil 9.115. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)	146
Şekil 9.116. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)	147
Şekil 9.117. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)	147
Şekil 9.118. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,1000 Hz)	148
Şekil 9.119. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,2000 Hz)	148
Şekil 9.120. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,1000 Hz)	149
Şekil 9.121. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)	149
Şekil 9.122. Ölçüm alınan kaymalı yatak	150
Şekil 9.123. Kaymalı yatak spektrum grafiği (12.03.2013, 100 Hz)	151
Şekil 9.124. Kaymalı yatak spektrum grafiği (19.03.2013, 100 Hz)	151
Şekil 9.125. Kaymalı yatak spektrum grafiği (27.03.2013, 100 Hz)	152
Şekil 9.126. Kaymalı yatak spektrum grafiği (09.04.2013, 100 Hz)	152
Şekil 9.127. Kaymalı yatak spektrum grafiği (24.05.2013, 100 Hz)	153
Şekil 9.128. Kaymalı yatak spektrum grafiği (24.05.2013, 50 Hz)	153
Şekil 9.129. Kaymalı yatak spektrum grafiği (24.05.2013, 20 Hz)	154
Şekil 9.130. Kaymalı yatak spektrum grafiği (26.09.2013, 100 Hz)	154
Şekil 9.131. Kaymalı yatak spektrum grafiği (26.09.2013, 50 Hz)	155

Şekil 9.132. Kaymalı yatak spektrum grafiği (26.09.2013, 20 Hz) 155

ÇİZELGELER LİSTESİ

ÇİZELGE

2.1. Kestirimci bakım parametrelerinin hata türlerini belirlemesi.....	11
4.1. Transdüserlerin bağlantı tiplerine göre kullanılabilecekleri frekanslar.....	31
5.1. ISO IS 2372.....	38
5.2. ISO IS 3945.....	39
9.1. Ölçüm alınan bir numaralı kompresörün teknik özellikleri.....	79
9.2. Ölçüm alınan iki numaralı kompresörün teknik özellikleri.....	79
9.3. Bir numaralı kompresör birinci yatak gevşek mil frekansları.....	80
9.4. Bir numaralı kompresör ikinci yatak gevşek mil frekansları.....	86
9.5. Bir numaralı kompresör birinci yatak dengesiz mil frekansları.....	93
9.6. Bir numaralı kompresör ikinci yatak dengesiz mil frekansları.....	96
9.7. Bir numaralı kompresör birinci yatak rulman dış bilezik frekansları	100
9.8. Bir numaralı kompresör ikinci yatak rulman dış bilezik frekansları	112
9.9. İki numaralı kompresör birinci yatak rulman dış bilezik frekansları	123
9.10. İki numaralı kompresör birinci yatak rulman iç bilezik frekansları	123
9.11. İki numaralı kompresör ikinci yatak rulman dış bilezik frekansları	137
9.12. İki numaralı kompresör ikinci yatak rulman iç bilezik frekansları	137

KISALTMALAR LİSTESİ

d / d	devir / dakika
FFT	Hızlı Fourier dönüşümü
RMS	Sinyalin karelerinin ortalamasının karekökü (R oot M ean S quare)
RCFA	Köken nedenli arıza analizi
rad / s	radyan / saniye
m / s	metre / saniye
mm / s	milimetre / saniye
g	Yer çekimi ivmesi
mV	milivolt
ISO	International Standardization Organization
kW	Kilovat
Epx	Eleman geçiş hızı
kHz	Kilohertz
Y.B.	Yan Bant

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmayı yaparken bana her tŸrlŸ yardımı sağlayan ve bu tezin oluőumunda bilgi ve tecrŸbesiyle yol gŸsteren danıőman hocam Yrd. Doç. Dr. M. M. Fatih KARAHAN' a teőekkŸrlerimi sunmayı borç bilirim.

Bu çalıőmayı fabrikalarında yapmama mŸsaade eden İZELTAŞ A.Ő' nin yŸneticilerine teőekkŸr ederim. Bu alıőmanın İZELTAŞ A.Ő de yapılmasına vesile olan ve çalıőmamda bana saęlamıő olduğu yardımlardan ŸtŸrŸ Yiğit ERAYHAN' a teőekkŸr ederim. Çalıőmamı yapmamda benden desteğini esirgemeyen İZELTAŞ A.Ő çalıőanlarına da teőekkŸr ederim.

YŸksek lisans eğitimim sŸresince benden yardımlarını esirgemeyen Ali YURDDAŐ ve Saim KURAL hocalarıma da teőekkŸr ederim. Tez çalıőmamda benden yardımını esirgemeyen Arő. GŸr. Cihan MIZRAK' a teőekkŸr ederim. YŸksek lisans eğitimim sŸresince benden yardımını esirgemeyen Ercan ÇALIŞIR' a teőekkŸr ederim.

Her zaman yanımda olup benden desteklerini esirgemeyen başta annem olmak Ÿzere aileme teőekkŸr etmeyi borç bilirim.

ÖZET

Makine parçaları çalışmalarına bağlı olarak zaman içerisinde aşınırlar. Makina parçalarında ortaya çıkan aşınmalar zamanla makinada hasarların meydana gelmesine sebep olurlar. Oluşan hasarlar işletmelerde bakım çalışmaları ile ortadan kaldırılmaya çalışılır. Bakım çalışmalarının maliyetleri işletmenin bakım stratejisi ile yakından ilgilidir. Bakım maliyetlerini en aza indirmek için kestirimci bakım yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemlerin en önemlisi ve en kapsamlısı titreşim analizi ile kestirimci bakımdır. Kestirimci bakımda temel prensip, makinalardan çalışma esnasında ölçümler alarak onların performanslarının izlenmesi ve ölçümle elde edilen veriler doğrultusunda makinanın bakıma ihtiyacı olup olmadığının belirlenerek çalışmanın kısa süreliğine durdurularak gerekli bakımın yapılmasıdır.

Bu çalışmada rulmanlarla yataklanmış kompresörlerde ve kaymalı yatağa sahip dövme makinasında titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım çalışması yapılmıştır. Bu amaçla makinaların yataklarından periyodik olarak titreşim ölçümleri alınıp analiz edilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda kaymalı yatakta yıpranma ve rulmanlarda arızalar tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kestirimci Bakım, Arıza Teşhisi, Titreşim Analizi

ABSTRACT

Machine parts erode over time depending on their working. The erosions that appear in the machine parts lead to damages in the machine in time. Damages that break out in the machine are attempted to be removed by maintenance work in the firms. The cost of maintenance works is closely related to the maintenance strategy of the firm. In order to minimize the cost of maintenance, predictive maintenance methods are developed. Of all the methods the vibration analysis and predictive maintenance are the most important and comprehensive ones. The main principle in the predictive maintenance is to observe the performance of the machines by taking measurements from them while the machines are still working and then to do the needed service after stopping the work temporarily by determining whether the machine needs any maintenance according to the data provided by the measurement or not.

In this study, predictive maintenance work has been carried out by using vibration analysis in the forging machine that has sliding bearing and in the compressors with ball bearing. For this purpose, vibration measurements have been taken periodically from the bearings of the machines and then analyzed. After the studies carried out, abrasion in the journal bearing as well as the failure in the ball bearings have been identified.

Key Words: Fault Diagnosis, Vibration Analysis, Predictive Maintenance

1. GİRİŞ

Titreşim, en genel haliyle bir cismin denge konumu etrafında yapmış olduğu salınım hareketi olarak tarif edilir. Titreşim genelde istenmeyen bir durumdur. Çünkü makinanın çalışması esnasında işini zorlaştıracak hatta kimi zaman makinaryı rezonansa sokarak tahrip olmasına sebep olacaktır. Titreşimler, hareketli parçalara sahip makinaların ve bu makinalara bağlı yapıların içerisindeki dinamik kuvvetlerin etkisi sonucu oluşur. İyi tasarlanmış bir makinada dahi az da olsa bir titreşim vardır. Makinalar çalıştıkça aşınır ve bazı parçaları küçükte olsa şekil değişimlerine uğrarlar ve dinamik özelliklerinde değişimler meydana gelir. Parçalar arasındaki boşluklar artarak eksen kaçıklıkları ve dengesizlikler meydana gelir. Bütün bu etkenler titreşim enerjisinde artışa sebep olurlar. Artan titreşim enerjisi makinadaki titreşim genliklerinin artmasına yol açar.

Son yıllarda teknolojinin gelişimine bağlı olarak titreşim ölçümlerinde de önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Titreşim ölçümü ve analizi çok farklı amaçlar doğrultusunda yapılmaktadır. Tabii frekansın tespiti, gürültü ölçümü, yapılardaki ve malzemelerdeki hasarların belirlenmesi, ürün kalite kontrolü, makine durumunun izlenmesi titreşim ölçümü ve analizinin bazı nedenleri olarak verilebilir.

Makinalarda beklenmeyen ani hasarların oluşumu hem üretim planını aksatır hem de ekonomik anlamda büyük kayıplara yol açarak maliyet artışına sebep olur. Bu yüzden makinalarda kestirimci bakım tekniklerinden biri olan titreşim ölçümü önemli yer tutmaktadır. Bu yöntemin temel prensibi çalışma esnasında yapılan ölçümlerle makinaların performanslarının izlenerek, bakımın ne zaman gerekli olacağına karar verip, kısa bir süre için çalışmaya ara vererek önceden belirlenen arızayı onarmaktır [1]. Bu yöntemde arıza önceden belirlenip kısa sürede onarıldığından üretimde aksamaya ve ekonomik kayıplar oluşmaz.

Sürekli üretimin önemli olduğu tesislerde titreşim ölçümüne dayalı makina bakımı 1970'lerden beri uygulanmaktadır. Çimento, demir-çelik, kimya, petrol ve kağıt sanayi bu yöntemi kolayca benimsemiş ve makinaların daha az durması ile birlikte üretimdeki artış sonucu karlılıklarını büyük ölçüde artırmışlardır. [2,3].

Kestirimci bakım ile arıza teşhisi konusu pek çok araştırmacı tarafından ele alınmıştır.

McFadden ve Smith [4,5] sabit yük etkisindeki bir rulmanın iç bileziğindeki tek ve çoklu hasarın oluşturduğu titreşimi tanımlamak için matematiksel bir model oluşturmuşlar, deneysel yolla elde edilen sonuçların hesapla bulunan sonuçlarla uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir.

Aktürk et al [6] açısız temaslı iki rulman ile yataklanmış mil-rulman sisteminde eksenel ve radyal titreşimleri incelemek için matematiksel model oluşturmuşlardır.

Aktürk ve Gohar [7] iki açısız bilyalı rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilya boyutunda meydana gelen değişimin milin eksenel ve radyal titreşimlerine olan etkisini incelemişlerdir. Bu amaçla bir bilgisayar programı oluşturulmuş ve sonuçlar zaman ve frekans ortamında sunulmuştur. Ölçü dışı bilyaların kafes hızında ve harmoniklerinde titreşimler oluşturduğu tespit edilmiştir.

Tandon ve Choudhury [8] rulmanlarda oluşan bölgesel ve yayılı hataları belirlemeye yarayan titreşim ve akustik ölçüm metotlarını içeren çalışmalarını özetlemişlerdir.

Orhan ve diğerleri [9] mevcut olan titreşim analizi metodu ile rulman arızalarının belirlenmesi ele alınmıştır. Rulman titreşimleri, ölçümü ve analizi özet olarak verilmiş, silindirik tip yuvarlanma elemanına sahip bir rulmanda oluşan dış bilezik hasarının titreşim analiziyle belirlenmesi sunulmuştur.

Arslan ve diğerleri [10] Sağlam ve hasarlı durumdaki açısız temaslı bilyalı rulmanların titreşimini incelemek için bir şaft-rulman modeli oluşturulmuştur. Modelde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak modellenmiş ve ek olarak bilyaların titreşimini incelemek için, bilyalar da kütleli olarak kabul edilmiştir. Şaft ve bilyalar için hareket denklemleri elde edilmiş ve bu denklemler geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla radyal ve eksenel yönde çözülmüştür. Simülasyon programından şaft ve bilyalar için bulunan sonuçlar zaman ve frekans tanım bölgesinde incelenmiş ve rulman bilyalarının kütleli olarak kabul edilmesinin şaftın genel titreşimini çok fazla etkilemediği görülmüştür.

Bakım yönetiminin verimliliği ile ilgili son araştırmalar göstermektedir ki bakım masraflarının %33' ünün gerekli olmadığı halde yapılan veya zamanında yapılmayan bakımlar sonucu israf edildiğini göstermiştir. Daha da 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 [11].

Karahan [18] yaptığı çalışmasında titreşim analizi ile makinelerde arıza teşhisi konusunu ele almıştır. Çalışmasının sonucunda, titreşim analizi ile kestirimci bakım yapılarak dış bilezik rulman hasarı ve kaymalı yatakta yıpranma problemini tespit etmiştir.

Denli [22] çalışmasında bakım onarım tekniklerini tanıtmış, kestirimci bakım metotları anlatılmış ve bazı uygulama örneklerini vermiştir.

Açıkel ve diğerleri [23] Sürekli baskı form makinasına ait ana motor soğutma fanına ait titreşimleri incelemiştir. Alınan referans titreşimlerin analiz edilmesiyle fan dönme devrinde zirveler tespit etmişlerdir. Bu zirvelerin dengesizlikten kaynaklandığını ve titreşim seviyeleri kabul edilebilir sınırların üzerinde olduğundan fan sökülerek bakıma alınmıştır. Bakım çalışması sonucu yerine takılan fandan yine titreşim ölçümleri alınmış ve bu sefer titreşim genliklerinin düşük seviyelere indikleri gözlemlenmiştir.

Aktürk ve diğerleri [24] Rulman titreşimlerinin oluşması, ölçülmesi ve değerlendirilmesinden bahsetmişlerdir. Önemli frekansların hesaplanmasında kullanılan formüller verilerek kestirimci bakım ile ilgili hazır bir referans oluşturmuşlardır.

Arslan [25] çalışmasında titreşim analizi ile fanlarda arıza teşhisi ve kestirimci bakım konusunu incelemiştir. Çalışmasında sistemde çalışır haldeki bir fanın yedeği ile test standı oluşturmuş ve arızalar bilinçli olarak oluşturulmuştur. Çalışmasında her arızanın belli frekanslarda titreşim ürettiğini görmüş ve FFT analizi ile makinada arıza çeşitleri ve boyutları hakkında bilgi sahibi olunabileceğini tespit etmiştir.

Baykara [26] çalışmasında titreşim analizi ile şanzımanlarda arıza teşhisi ve kestirimci bakım konusunu ele almıştır. Yapmış olduğu çalışma sonucunda, titreşim verilerini analiz ederek, şanzıman dişlilerindeki hasarları ve rulman boşluklarını FFT spektrum grafiklerinde tespit etmiştir.

Köse [27] çalışmasında makina arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi konusunu ele almıştır. Bu çalışmada, makinalarda balanssızlık, kaplin ayarsızlığı, mekanik çözülme, dişli, rulman, kaymalı yatak, kayış ve motor arızalarının FFT spektrum grafiklerini, örnekler vererek açıklamıştır.

Gahafari [28] yaptığı çalışmasında makine arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi konusunu ele almıştır. Bu çalışmada fanlarda ortaya çıkabilecek balans, şaft problemleri, rulman

hasarları ve rezonansı ele almış, bunlarla ilgili problemlerde nasıl bir FFT spektrum grafiği oluştuğunu örnekler vererek açıklamıştır.

Orhan et al [29] yaptıkları çalışmada bir kestirimci bakım tekniği olarak titreşim izleme ve spektrum analizi ile küresel ve silindirik bilya elemanına sahip rulmanlı yataklarda hata teşhisi konusunu incelemişlerdir. Bu çalışmada küresel bilya elemanına sahip rulmanlı yatakta eksen kaçıklığı ile rulman dış bilezik hasarı ve silindirik bilya elemanına sahip rulmanlı yatakta ise rulman dış bilezik hasarı başarılı şekilde teşhis edilmiştir.

Bu çalışmada el aletleri üretiminin yapıldığı bir fabrikanın makinalarında titreşim analizi ile kestirimci bakım çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu maksatla fabrikada bulunan dövme makinasının kaymalı yatağından ve iki farklı kompresörün rulmanlı yataklarından periyodik olarak titreşim ölçümleri alınmıştır. Ölçümlerden elde edilen titreşimler hem spektrum analizi hem de zarf analizi ile incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda kaymalı yatakta yıpranma ile 1 numaralı kompresörün rulmanlı yataklarında dış bilezik hasarı ile milde dengesizlik ve gevşeklik, 2 numaralı kompresörde ise hem rulman iç bilezik hasarı ile rulman dış bilezik hasarı tespit edilmiştir.

2. BAKIM METOTLARI

Ulusların kalkınması üretimlerinin artırılmasıyla doğru orantılıdır. Üretim olmadan bir ulusun diğer uluslarla yarışabilmesi mümkün değildir. Ancak bu durum tek başına yeterli değildir. Çünkü ürün başına düşen maliyetin mümkün olduğunca düşük seviyede olması da üretimin artırılması kadar önemlidir. Bakım nedeniyle makinaların sürekli olarak durdurulması, birim zamanda alınacak ürün miktarını sınırlandıran en önemli parametrelerden biridir. Bu durumda üretim maliyetini ve bunu doğrudan etkileyen üretimde duruş zamanının azaltılması için endüstriyel işletmelerde bakım nedeniyle harcanması gereken sürenin asgari seviyeye indirilmesi önem arz etmektedir.

Bakım bir işletmede bulunan bütün makina, donanım ve sistemlerin görevlerini tam olarak ve en iyi performansla yerine getirebilmesi ve bu durumun devamlılığının sağlanabilmesi için yapılan faaliyetlerin bütünüdür. Özellikle üretimin süreklilik arz ettiği işletmelerde bakım çok önemli bir yere sahiptir. İşletmelerde üretimin sürekli olarak devam edebilmesi, üretimi gerçekleştiren makinaların düzgün bir şekilde çalışabilmesi ile mümkündür. Çalışan makinalarda zaman içerisinde aşınma, yıpranma gibi durumların oluşmasıyla performanslarında düşüşler görülür. Bununla birlikte çıkan ürünlerin kalitesi de zamanla düşer. Bu durum işletmelerde finansal açıdan pek çok sıkıntının ortaya çıkmasına neden olur. İşletmelerin bu sıkıntıları aşmalarında uyguladıkları bakım metotları önemli yer tutar.

Günümüze kadar işletmeler çeşitli bakım metotları kullanarak üretimlerinin sürekliliğini sağlamaya çalışmışlardır. Bakım metotları genel olarak dört ana başlık altında incelenebilir. Bunlar arıza çıktığı zaman bakım, koruyucu bakım, kestirimci bakım ve proaktif bakımdır.

2.1. Arıza Çıktığı Zaman Bakım

Bu bakım metodunda ana felsefe makinanın arızalanana kadar çalıştırılması ve makina tamamen durma noktasına geldiğinde ya da gelmeden hemen önce bakıma alınarak hasarlı parçaların onarılması veya değiştirilmesidir. Bu bakım metodunda arıza yapacak makina parçası önceden bilinemediğinden bakım birimi daima kriz modunda çalışmak durumundadır. Arıza olduğunda bakımın gerçekleştirilebilmesi için çok fazla yedek parçanın bulunmasına ihtiyaç duyulur. Ayrıca işletme tarafından önceden belirlenmiş üretim planları aksadığından hem üretim miktarında düşüş yaşanır hem de ürün başına düşen maliyetlerde artış ortaya çıkar. Bununla birlikte aniden ortaya çıkan arıza çalışan personeli de risk altına sokar. Bu yöntemde aniden ortaya çıkan arızalar işçilerin çalışma sürelerini arttırarak onların demoralize olmasına sebep olur. Bütün bu durumlar göz önüne alındığında bu metot, makinanın durması üretimi

etkilemiyorsa, çalışan personeli riske atmıyorsa ve gerek işçi gerekse malzeme maliyetleri sorun oluşturmuyorsa kullanılmalıdır.

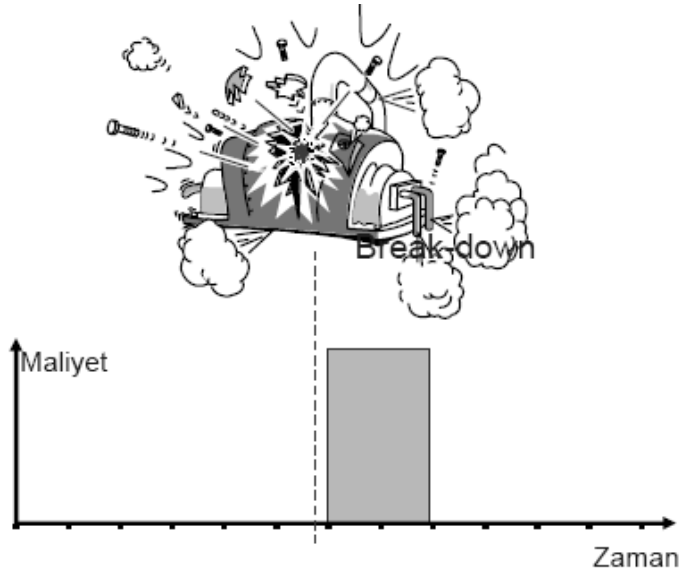


Şekil 2.1. Arıza çıktığı zaman bakım^[12]

Arıza çıktığı zaman bakımın dezavantajları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- İkincil arızalar
- Güvenliğin tehlikeye düşmesi
- Planlanmamış duruşlar
- Parça israfı
- Fazla sayıda yedek parça stoğuna ihtiyaç duyulması
- Çalışanların demoralize olması

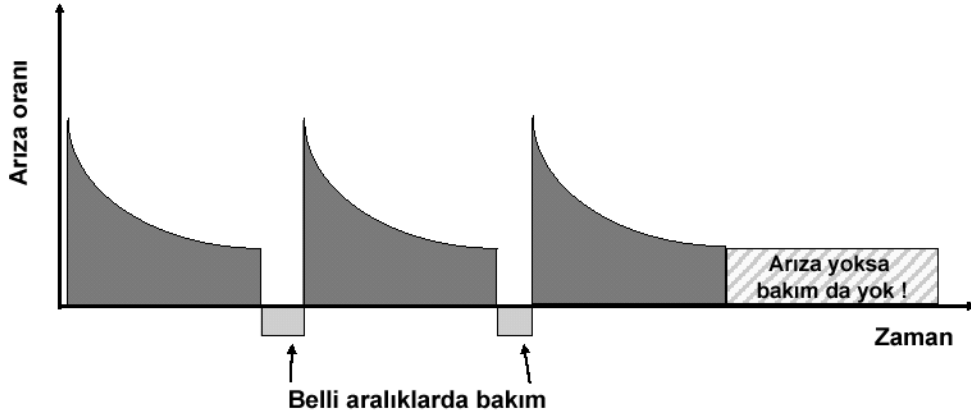
Bu dezavantajların maliyetlerin artışına etkisi şekil 2.2'deki gibidir.



Şekil 2.2. Arıza çıktığı zaman bakımın maliyet analizi^[12]

2.2. Koruyucu Bakım

Günümüz işletmelerinde en çok kullanılan bu bakım metodu bir periyodik bakım uygulamasıdır. Bu bakım metodunda her makina için belli bir çalışma zamanı belirlenir. Bu zaman dolunca gerekli olup olmadığına bakılmaksızın makina bakıma alınır. Bu bakım metodu, arızalanması durumunda üretimi aksatacak, arızalanmasının maliyeti çok yüksek olabilecek makinalara uygulanır. Makinalarda periyodik biçimde ayar, yağlama, parça değişimi ve temizlik yapılır. Bu sayede beklenmedik arızalar azalır, düzenli bir biçimde bakım ve ayar yapıldığı için makinaların ömrü artar, verimlilikleri yükselir ve tükettikleri enerji miktarı azalır. Ancak makinada herhangi bir arıza olmadığı halde bakım yapılarak çalışma ömrünü tamamlamamış parçaların değiştirilmesi maliyetlerde artışa neden olur. Bununla birlikte bazı parçalar değiştirilirken yapılan hatalı ayar ve montajlar bir sonraki bakım periyodundan önce makinanın bozulmasına neden olabilir. Bununla birlikte planlanan bakım periyodundan önce beklenmedik bir arızanın ortaya çıkması da mümkündür.



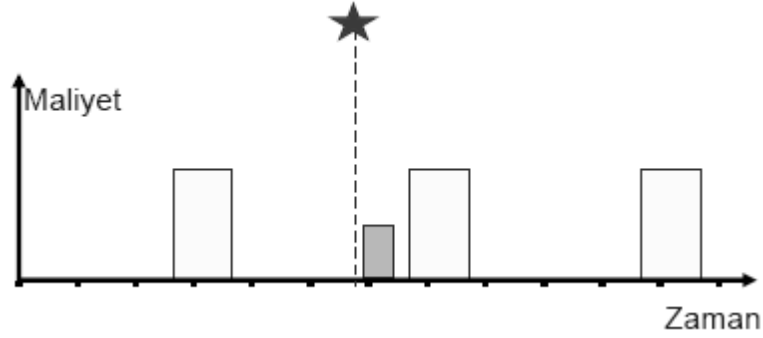
Şekil 2.3. Koruyucu bakım ^[12]

Şekil 2.3'de anlaşılacağı üzere bakım esnasında sökme ve yeniden monte etme makinanın hem ayarını hem de hassasiyetini bozabilir.

Koruyucu bakımın dezavantajları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Daha fazla revizyon ihtiyacı
- Zamanından önce arıza oluşma riski
- Düzgün çalışan makinalarda gereksiz bakım
- Revizyonların uzun zaman alması
- Revizyonlar için uzmanlaşmış personel ihtiyacı

Bu dezavantajların maliyetler üzerine etkisi şekil 2.4'te görüldüğü gibidir.



Şekil 2.4. Koruyucu bakım maliyet analizi^[12]

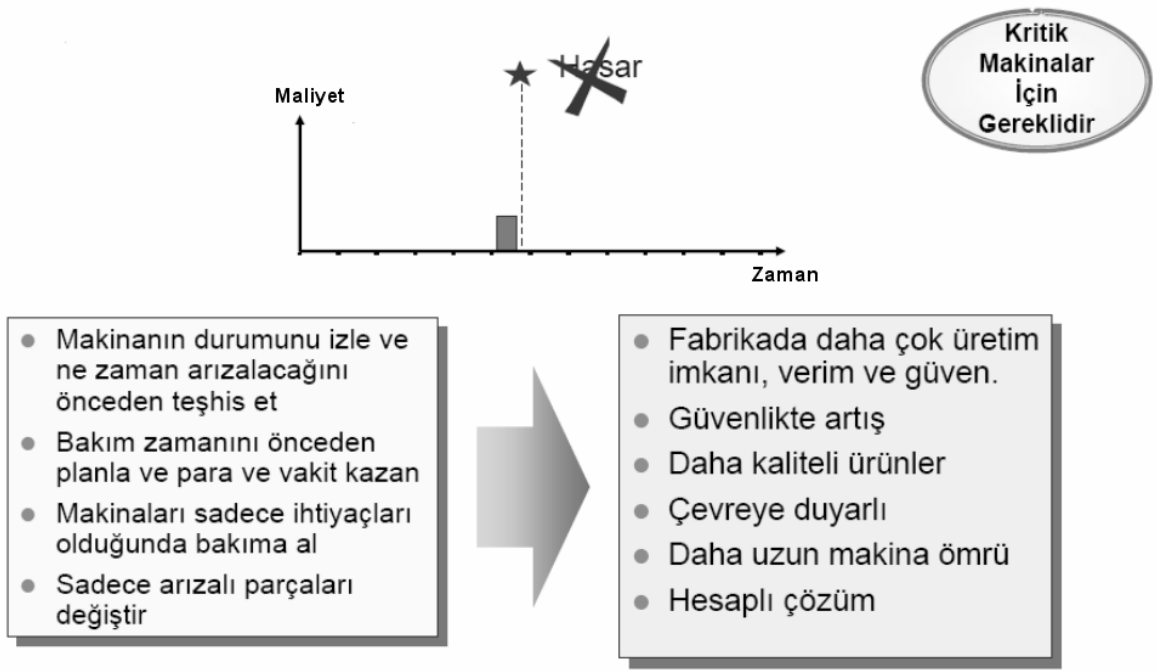
2.3. Kestirimci Bakım

Bu metot, makinaların durumlarının periyodik olarak izlenmesi ve arıza teşhis edildiğinde bakım faaliyetlerinin gerçekleştirilmesi esasına dayanır.

Kestirimci bakım metodunda bazı parametrelerin periyodik olarak ölçümleri yapılır. Makinaların çalışma koşulları da göz önünde bulundurularak periyodik olarak alınan ölçümler analiz edilmeli ve olumsuz durumlar tespit edildiğinde makinaların hasarlı parçaları tanımlanmalı ve program dahilinde bakıma alınmalıdır. Bu yöntemin en büyük avantajı hasar oluşmadan arızanın teşhis edilmesi ve arızalı parçanın değiştirilmesi veya onarılmasıdır. Bu sayede koruyucu bakımda olduğu gibi bakıma ihtiyacı olmayan parçaların değiştirilmesinin önüne geçilir. Bununla birlikte hangi parçada arıza olduğu bilindiği için bakım süresi diğer yöntemlerden oldukça kısadır. Ayrıca makina hakkında bilgi sahibi olduğu için gereksiz yedek parça bulundurulmasının da önüne geçilmiş olur. Bu yöntemin en önemli aşaması hasarlı parçaların tanımlanması yani hata teşhisinin yapıldığı aşamadır. Yapılacak yanlış bir teşhis işletmede ciddi ekonomik kayıplara neden olabilir. Bu yüzden hata teşhisini yapacak personelin iyi eğitilmiş olması oldukça önemlidir.

Bu metot özellikle üretimin, bakım için dahi durdurulmasının hem ekonomik hem de sistem yönünden sakıncalı olduğu tesislerde öncelikli olarak kullanılabilir. Kestirimci bakım metodu başta çimento, kağıt, elektrik santralleri, cam ve petro-kimya tesislerinde kullanılmaya başlamıştır. Zaman içerisinde diğer sektörlerde de kullanımı artmaktadır.

Şekil 2.5'te kestirimci bakımın maliyet analizi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.5. Kestirimci bakım maliyet analizi ^[12]

Kestirimci bakım metodunun avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

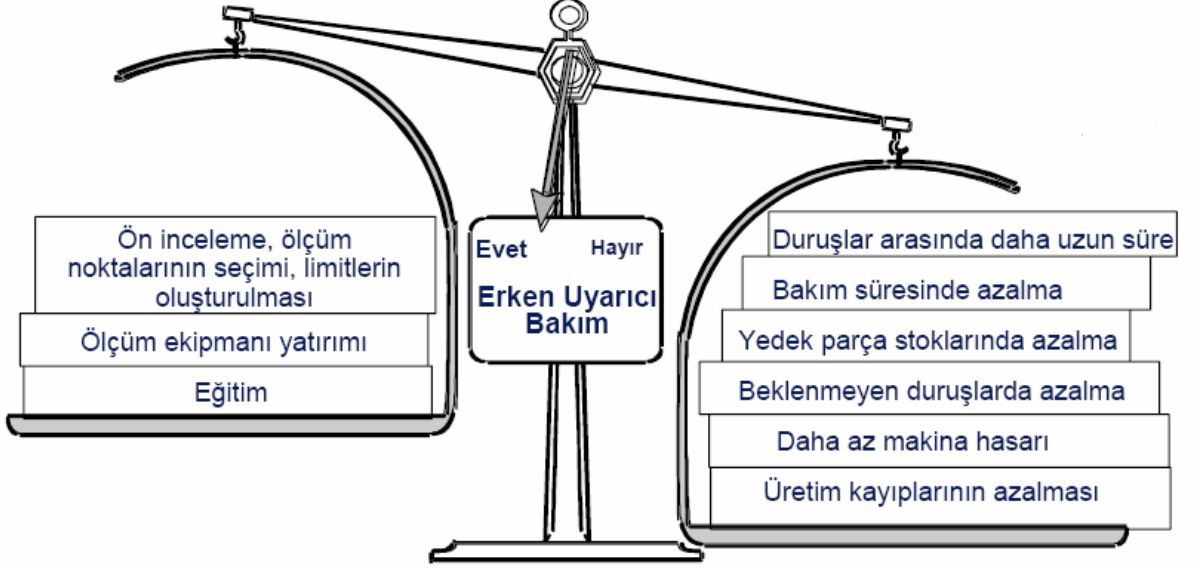
- Yapılan ölçümlerle makinada ileride oluşması muhtemel problemler üretim esnasında teşhis edilerek beklenmedik ani durmaların önüne geçilir, bu sayede güvenilirliği ve üretimi arttırır.
- Problemlerin makinaya hasar vermeden önce belirlenip tamir edilmesi sağlanır.
- Makinanın herhangi bir parçasında oluşan hasarın diğer parçalara geçişi engellenir.
- Üretim planının düzgün bir şekilde devam etmesi sağlanır.
- Hasarın hangi parçada olduğu önceden bilindiğinden bakım süresi kısalmır.
- Hangi parçanın değiştirilmesi gerektiği önceden bilindiği için piyasadan hemen temin edilebilecek parçaların stokta tutulmasına gerek kalmayacağı için yedek parça stoğu azalır.
- Oluşabilecek hasarlar ilerlemeden tamir edileceğinden makinanın ömrü artar.

Diğer yöntemlerde olduğu gibi bu yönteminde dezavantajları vardır.

Kestirimci bakım metodunun dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Bakım çalışmasını gerçekleştirecek personelin iyi eğitilmiş olması gerekir.
- Bakım çalışmasının yapılabilmesi için gereken teçhizatın temin edilmesi
- Periyodik incelemelerin yapılacağı yerin uygun biçimde seçilebilmesi

Şekil 2.6'da kestirimci bakımın avantajları ve dezavantajları gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Kestirimci bakımın avantajları ve dezavantajları ^[12]

2.3.1. Kestirimci Bakım Teknikleri

Kestirimci bakım çalışmaları makinaların birçok parametresinin takip edilmesiyle gerçekleştirilebilir. Bu parametrelere sıcaklık, basınç, sızdırma, yağ kalitesi, titreşim ve gürültü örnek olarak verilebilir. Hangi parametrenin kullanılacağı ile ilgili karar hem incelenecek olan problemin türüne hem de işletmenin çalışma koşullarına bağlıdır. Çizelge 2.1'de bu parametrelerin çeşitli hasarlar hakkında verdikleri bilgiler karşılaştırılmıştır. Bu çizelgeden de anlaşılacağı üzere kestirimci bakım parametreleri içerisinde titreşim, makinalarda oluşması muhtemel arızalar hakkında en geniş bilgiyi sunan parametredir.

Çizelge 2.1. Kestirimci bakım parametrelerinin hata türlerini belirlemesi ^[3]

Makinalardaki Arıza nedeni	PARAMETRE				
	Sıcaklık	Basınç	Sızdırma	Yağ Analizi	Titreşim
Dengesizlik					X
Eğik mil – Eksen kaçıklığı	X				X
Rulmanlı Yatakta Hasar	X			X	X
Kaymalı Yatakta Hasar	X	X	X	X	X
Dişlilerde Hasar				X	X
Mekanik Gevşeklik					X

2.3.1.1. Yağ Analizi

Mekanik parçalar 10 mikronluk bir yağ filmi üzerinde çalışırlar. Bu yağ filmi ortadan kalkarsa arıza meydana gelir. Yağ filminin temiz ve sağlıklı olması çok önemlidir. Yağ analizi metodu ile makinanın durumu hakkında önemli ipuçları elde edilir. Bu ipuçları vasıtasıyla makinada bakımın gerekli olup olmadığı hakkında karar verilebilir. Yağ analizi ile makina parçalarının aşınmaları hakkında bilgi sahibi olunur. Rulmanlar ve dişlilerin durumu hakkında mikroskobik parçacıkların varlığı incelenir. Ayrıca yağın köpüklenmesi, renginin koyuluğu ve su karışmış olması da makinanın çalışma şartları hakkında bilgi verir.

2.3.1.2. Sıcaklık

Makinalar çalıştıkça meydana gelen sürtünme kuvvetlerinden ve diğer etkilerden dolayı sıcaklık artışına maruz kalırlar. Bazı durumlarda makinanın sıcaklığı, sağlıklı çalışabilme seviyelerinin üstüne çıkabilir. Ayrıca bazı bağlantı yerlerinde sıcaklık değişimine bağlı olarak parçaların birbirlerinden gevşemesi durumu oluşabilir. Bu durum hem makina ve üretimi

gerçekleştirilen ürünlerin kalitesine olumsuz etkide bulunur hem de çalışan personelin güvenliğini tehlikeye sokabilir. Sıcaklık analizi metodu ile bu olumsuz durumların önüne geçilir. Bu maksatla makinanın önemli noktalarından yağ ve soğutma sıvısının sıcaklıklarının ölçümü yapılarak, sıcaklıkların sağlıklı çalışabilme sınırları içerisinde olup olmadığı kontrol edilir.

2.3.1.3. Gürültü Kontrolü

Makina parçalarında sürtünme, dengesizlik ve diğer sebeplerden meydana gelen titreşimlerin oluşturduğu gürültülerin analiz edilerek, normal şartlardaki değerleri ile karşılaştırılması makinanın çalışma koşulları hakkında önemli bilgiler sunar.

2.3.1.4. Partikül Analizi

Rulmanlar, dişli kutuları gibi dönen parçalara sahip makinalarda aşınan kısımlar parça bırakır. Aşınan parçaların toplanması ve analiz edilmesiyle makinalarda oluşabilecek hasarlar hakkında önemli bilgiler edinilir.

2.3.1.5. Korozyonun İncelenmesi

Özellikle ıslak ve nemli ortamlarda çalışan makina parçalarında korozyon aşınması meydana gelir. Bu yöntemle makinaların ultrasonik kalınlık ölçümleri yapılarak korozyon aşınması olup olmadığı belirlenir. Boru hatları ve açık deniz uygulamaları bu yöntemin en çok uygulanabileceği sistemlerdir.

2.3.1.6. Performans Analizi

Makinaların çalışması ile ilgili var olan problemlerin tespit edilebilmesi için kullanılan oldukça etkili bir metottur. Çalışan makinalarda zamanla verimlilik azalması meydana gelmektedir. Makinanın verimliliği, iç yapısı hakkında bize önemli bilgiler sunar.

2.3.1.7. Titreşim Kontrolü

Kestirimci bakım metotları içerisinde en çok kullanılanı olan titreşim kontrolü, dönel parçaya sahip her türlü makinada uygulanabilmesi ve problem çözme aralığının çok geniş olmasından dolayı sıklıkla tercih edilmektedir. Çalışan sistemlerde daima bir titreşim mevcuttur. Titreşimler makinaların çalışma koşulları hakkında önemli bilgiler sunar. Titreşimlerin

ölçülmesiyle makinalarda arızaların büyümeden kontrol altına alınabilmesi mümkündür. Makinalarda titreşimlerin sürekli yada periyodik olarak incelenmesi sistemin temelini oluşturur.

2.3.2. Kestirimci Bakım Uygulanması

Kestirimci bakım metodunun endüstrideki uygulamaları gün geçtikçe artmaktadır. İlk yatırım maliyetinin yüksek olması bir dezavantaj olarak görülse bile başarı ile uygulanan hasar teşhisleri ile işletmelere uzun vadede büyük faydalar sağlamaktadır. Kestirimci bakım metodlarından temelde dört tanesi kullanılır. Bunlar titreşim kontrolü analizi, yağ analizi, kızılötesi termografi ve ultrasonik analizlerdir [22]. İşletmelerin çalışma koşullarına ve ihtiyaçlarına bağlı olarak diğer metotlarda kullanılmaktadır. Makinaların çalışma koşullarının belirlenebilmesi için genel olarak iki çeşit ölçüm yöntemi kullanılır [2].

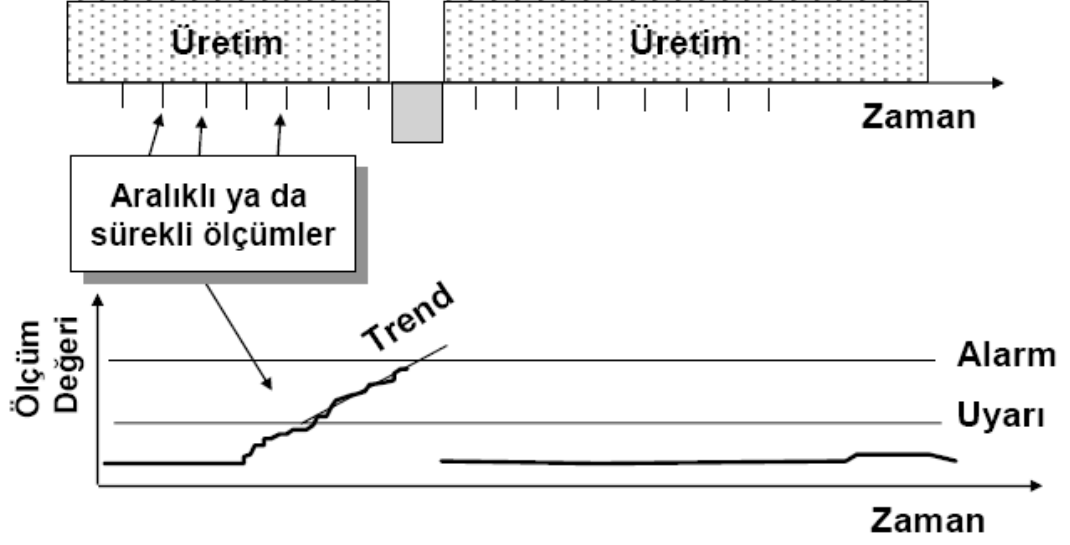
- Sürekli ölçümler
- Periyodik ölçümler

Sürekli ölçümler, performansı takip edilecek makinanın çalışma koşullarında ani değişimlerin yaşanabildiği ya da ölçüm yapılacak yere güvenli şekilde ulaşmanın mümkün olmadığı durumlarda önerilir.

Periyodik ölçümler, ani değişimlerin beklenmediği, sayıca fazla ve işletme için kritik olmayan makinaların performanslarının takip edilmesinde tavsiye edilir.

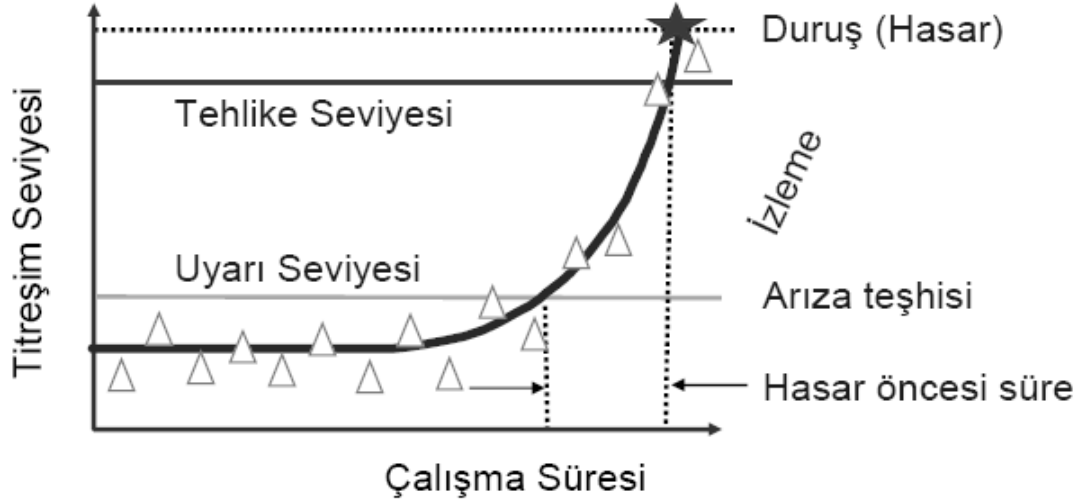
İki metotta da alınan ölçümler bir bilgisayara gönderilir. Uygun bilgisayar programı ile ölçümlerde elde edilen sonuçlar analiz edilerek makinada olması muhtemel hatalar teşhis edilir.

Kestirimci bakım yönteminde son alınan ölçüm ile daha önceki ölçümlerin karşılaştırılmasının yapılmasıyla makinanın trend analizi yapıp, gelecekte oluşması muhtemel hata belirlenerek, makina zarar vermeden önlem alınır [18].



Şekil 2.7. Kestirimci bakım^[12]

Trend analizinde önce ortaya çıkan hasarlar belirlenir sonra bu hasarların oluşturdukları arızaların zaman içindeki durumları takip edilir son olarak makina hasar oluşmadan hemen önceye kadar çalıştırılır. Şekil 2.8'de trend analizinin uygulanaşı verilmiştir.



Şekil 2.8. Trend analizi^[12]

2.4. Proaktif Bakım

Bu bakım metodunun temeli bütün arızaların nedenlerinin araştırılıp sorunların kökenlerine inmektir. Proaktif bakım metodunda bütün sorunlar analiz edildiği için sorunların

tekrarlanmaması sağlanır. Gerek kestirimci bakım gerekse korucu bakım metotlarının tamamı köken nedenli arıza analizi (RCFA) nden faydalanmaktadır. RCFA arızaya neden olan problemlerin tam olarak nereden kaynaklandığını tespit eder. Bunu gerçekleştirebilmek için uygun bir kurulum ve bakım yöntemlerinin benimsenip uygulanmasını sağlar. Bununla birlikte problemlerin tekrarlanmasının önüne geçebilme için ekipmanın yeniden tasarlanmasını yada modifikasyonunu gündeme getirir [30].

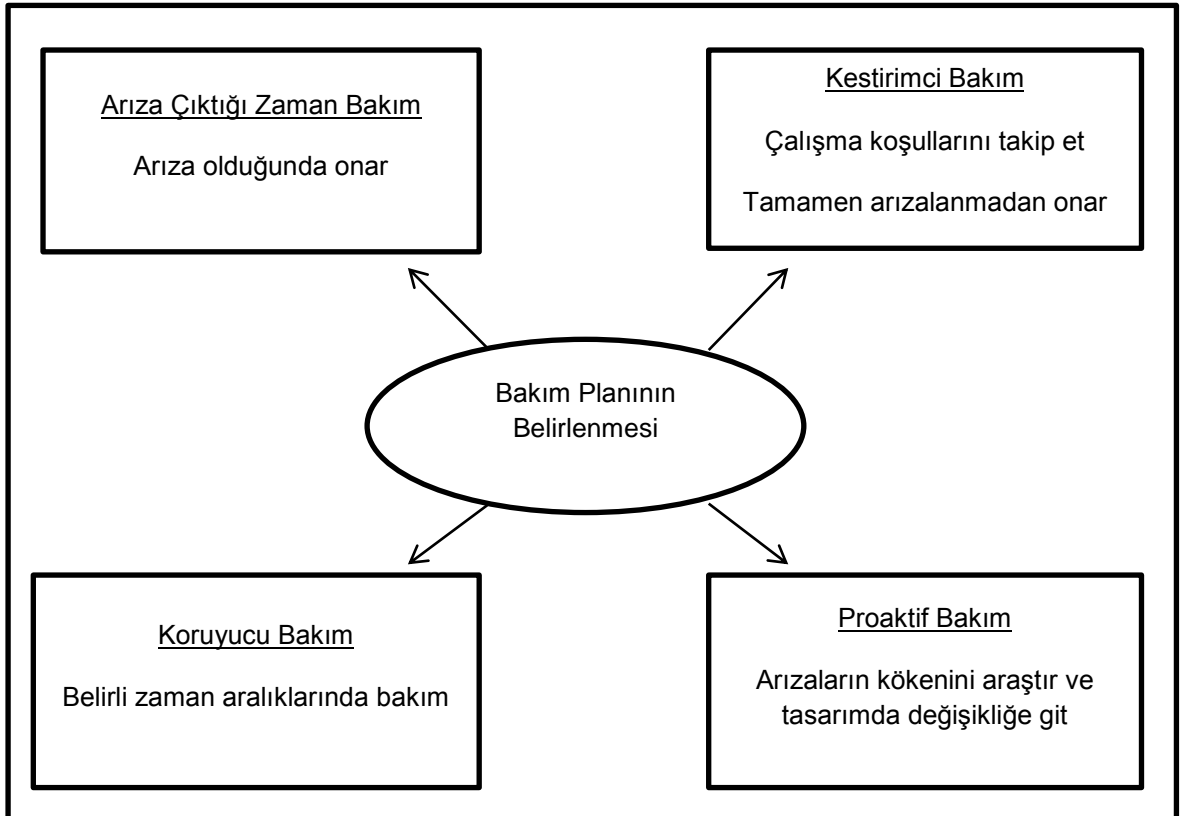
Proaktif bakımın avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Problemlerin teşhisi ile yapılacak modifikasyonlarla arızaların tekrarının önlenmesi
- Stokta daha az yedek parça bulundurulması
- Sadece gerekli durumlarda bakım yapılması

Proaktif bakımın dezavantajları şu şekilde sıralanabilir.

- Arızanın kökenine inilirken ek güç sarf edilir
- İyi eğitilmiş personel ihtiyacı

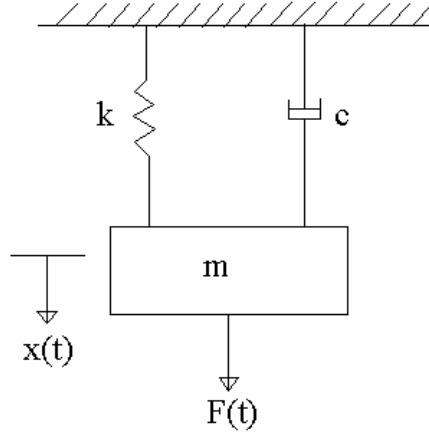
Şekil 2.9'da bakım metotları gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Bakım Metotları

3. TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Titreşim, bir kütlenin referans bir konum etrafındaki gidip gelme hareketidir. Şekil 3.1'de en basit haliyle bir titreşim sistemi gösterilmiştir.



k: Yay
Elemanı

c: Visko
z Sönüm
Elemanı

x(t): Denge
Konumundan
Uzaklık

F(t): Dış
Kuvvet

Şekil 3.1. Basit titreşim sistemi^[18]

Bir F dış kuvveti sisteme uygulandığında iki şey meydana gelir.

1. Yay gerilir
2. Pistonun içinde bulunan sönüm elemanı yukarı doğru hareket eder.

Uygulanan bu F kuvveti sistemde bulunan üç şeyin üstesinden gelir.

1. m kütlesinin ataleti
2. Yayın k rijitliği
3. Damperleme elemanının c sönümlemesi

Tüm mekanizmalar titreşime neden olan kuvvetlere karşı nasıl tepki göstereceğini belirleyen üç temel özelliğe sahiptir. Bunlar;

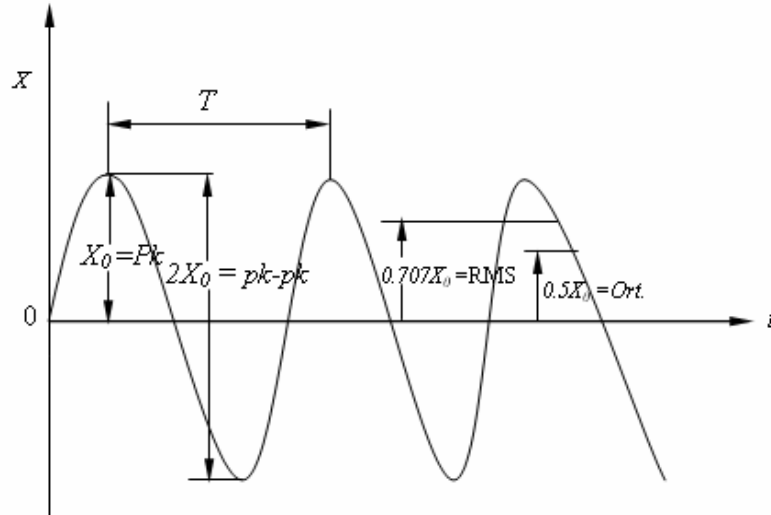
- **Kütle (m)** : Bir sistemin hareketli veya hareketsiz durumundaki ataletini temsil eder. Birimi kg'dır.
- **Rijitlik (k)** : Bir yapının eğilmesi veya şeklinin değiştirilmesi belirli bir kuvvet gerekmektedir. Şekil değişimin oluşabilmesi için uygulanması gereken kuvvetin ölçütü rijitlik olarak adlandırılmaktadır. Birimi N/m dir.
- **Sönüm (c)** : Kuvvet etkisiyle harekete geçen sistem hareketi yavaşlatacak doğal bir mekanizmaya sahiptir. Hareketin hızını azaltan bu karakteristiğe sönüm adı verilir. Birimi N/(m/s)'dir.

Bu üç temel özellik bir makinanın veya yapının titreşime karşı nasıl tepki göstereceğini belirleyen doğal karakteristiklerdir.

En basit titreşim türü harmonik titreşimdir. Harmonik titreşimde yer değiştirme ile zaman arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.1)$$

Burada X_0 yer değiştirme genliğidir. Şekil 3.2.'de harmonik titreşim ve parametreleri verilmektedir. Titreşim hareketinde titreşimi belirleyen başlıca parametreler periyot (T), frekans (f), açısal frekans (ω), faz(ϕ) ve yer değiştirme genliği (X) dir.



Şekil 3.2. Harmonik Titreşim^[18]

3.1. Periyot

Titreşim hareketinin bir tam tekrarının ne kadar süre içinde gerçekleştiğinin ölçüsüdür. Kısaca titreşimin tekrarlanma süresi diyebiliriz. Birimi saniyedir.

3.2. Frekans

Birim zamanda tekrarlanan titreşim hareketi sayısına frekans denir. Frekans iki farklı şekilde ifade edilebilmektedir.

- Bir saniyede titreşim hareketinin tekrarlanma miktarıdır. Birimi hertz (Hz)'dir.
- Bir dakika süre içinde titreşim hareketinde oluşan tekrarlanma miktarıdır. Birimi RPM (Revolution Per Minute) olarak alınır. $RPM/60 = Hz$ olarak dönüşüm yapılabilir.

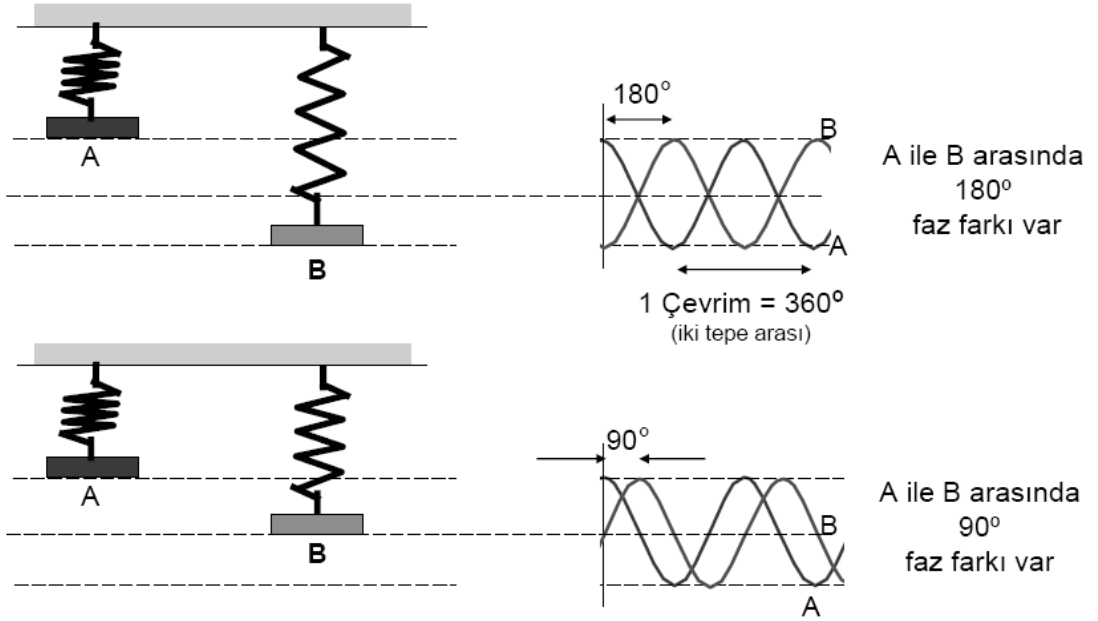
Periyot ile frekans birbirlerinin tersi olan terimlerdir. Aralarında $f=1/T$ veya $T=1/f$ bağıntısı mevcuttur.

3.3. Açısal Frekans

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

3.4. Faz

Referans yada başlangıç miktarına bağlı olarak iki olaydan birinin diğerine göre ne kadar önce yada sonra meydana geldiğinin ölçüsüdür. Birimi açı birimi, derece veya radyandır. 0-360 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 makina arızalarının birbirinden ayırt edilmesinde çok önemli olmaktadır. Titreşim ölçen cihazlar fazı doğrudan ölçmemekte, iki olay arasındaki zaman farkını ölçüp bunu kullanarak açığı hesaplamaktadırlar [11]. Şekil 3.3'te faz farkı gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Faz farkı^[18]

3.5. Dalga Formları

Titreşim hareketini gerçekleştiren kütle-yay sisteminin deplasman, hız ve ivme değerleri sinüs ve kosinüs dalgaları ile tanımlanabilir. Dalga formu hareket değerinin zamana göre çizilmesi ile elde edilen grafiklerdir.

3.6. Genlik

Genlik titreşimin şiddetini ifade eder. Eğri üzerindeki sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki veya maksimum ve minimum tepeler arasındaki mesafedir. Genlik tepe değer, tepeler arası değer, ortalama ve RMS olmak üzere dört farklı şekilde ifade edilebilir.

3.6.1. Tepe Değer (X_0)

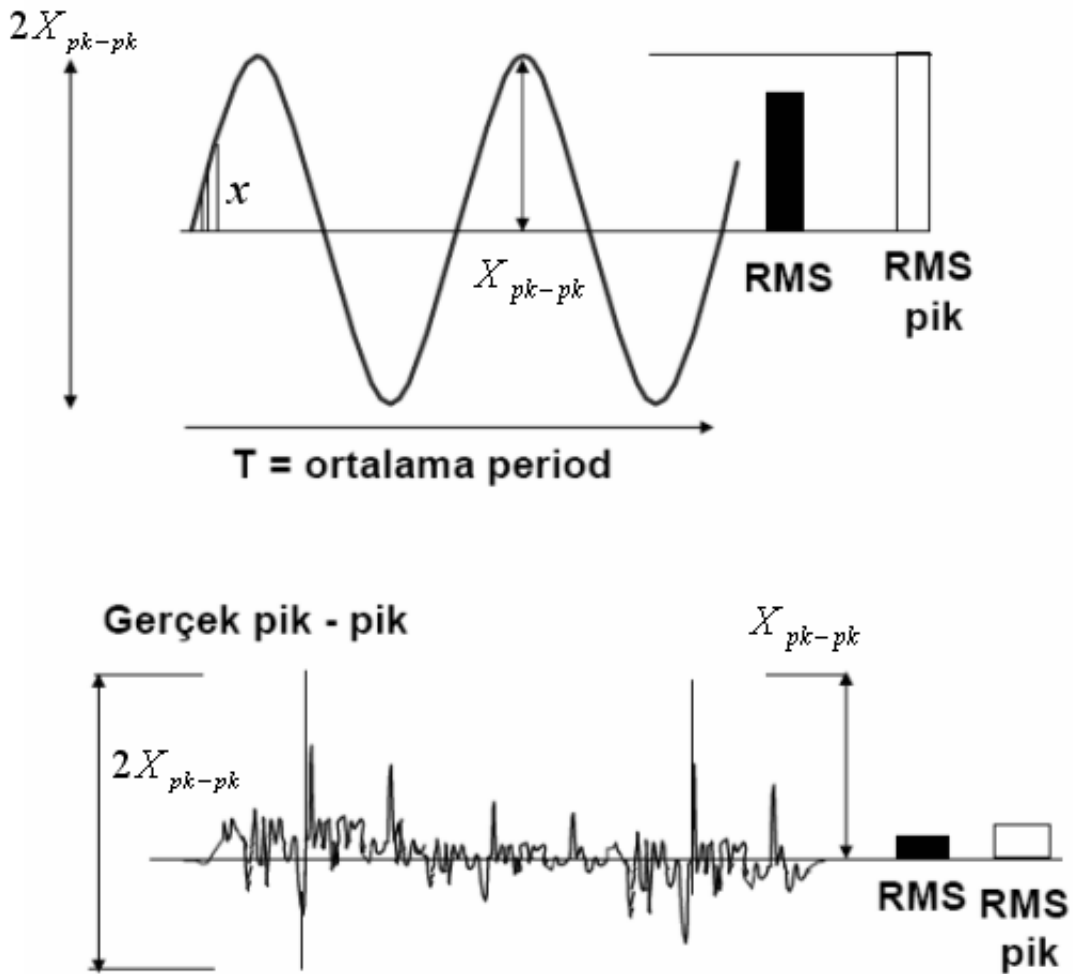
Sıfır noktasından tepe noktasına olan uzaklıktır. Sinyalin tek yönde ulaştığı maksimum değerdir.

3.6.2. Tepeler Arası Değer ($2X_0$)

Sinyalin pozitif ve negatif yönlerde almış olduğu maksimum değerler arası mesafedir.

3.6.3. RMS

Bir sinyalin t_1-t_2 zaman aralığında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının karekökü olarak ifade edilir. RMS değerini tepe değerine dönüştürmek mümkündür. Bunun için $RMS=0.707 * \text{Tepe Değer}$ ifadesi kullanılır.



Şekil 3.4. RMS gösterimi^[18]

RMS değerleri iki şekilde bulunabilir.

- $X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$ (3.2.)

- $X_{pk} = \sqrt{2} * X_{RMS}$ (3.3.)

3.6.4. Ortalama

Bir sinyalin t_1 - t_2 zaman aralığında aldığı değerlerin aritmetik ortalamasıdır. Ortalamanın tepe değerle ilişkisi $\text{Ortalama} = 0.5 * \text{Tepe değer}$ ifadesi ile tanımlanır.

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

3.6.5. Yer Değiştirme

Üzerine bir kuvvet etkiyen kütlelerin, sıfır noktasına veya belli bir referans noktasına göre yer değiştirme miktarıdır. Birimi uzunluk boyutundadır.

$$\text{Titreşim Yer Değişimi : } X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.4.)$$

3.6.6. Hız

Birim zamanda kat edilen yol olarak tanımlanır. Matematiksel olarak yer değiştirmenin zamana göre değişimidir. Birimi m/s, mm/s, mikron/s, inç/s, mil/s olabilir.

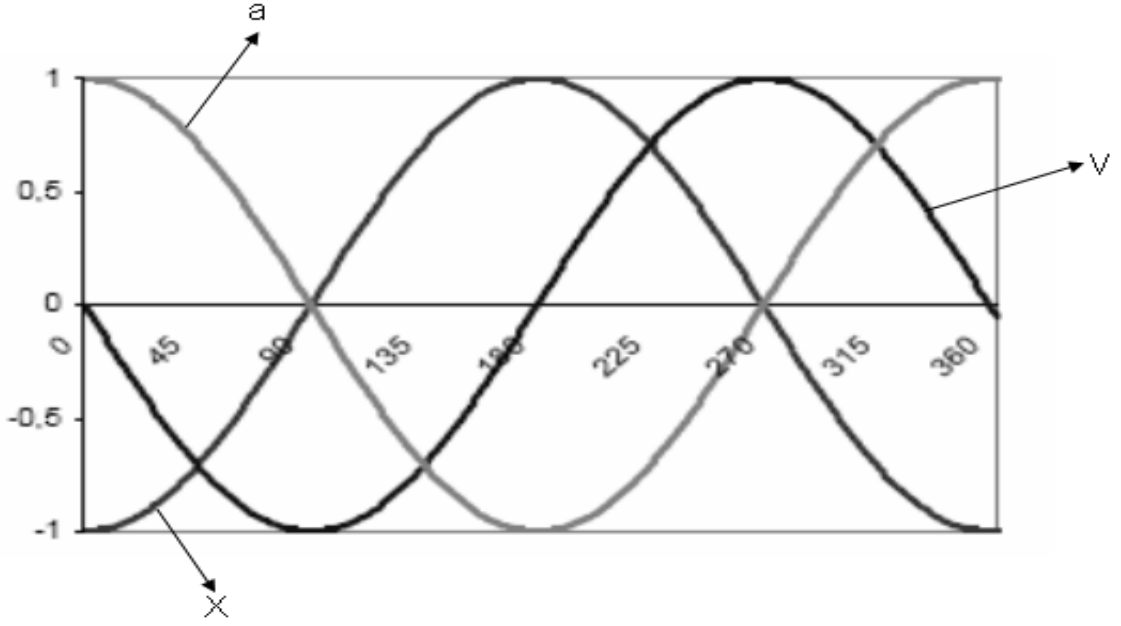
$$\text{Titreşim Hızı : } V = X_0 \omega \cos(\omega t) = X_0 \omega \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}) \quad (3.5.)$$

3.6.7. İvme

Birim zamanda hızda meydana gelen değişim ivme olarak tanımlanır. Yer değiştirmenin zamana göre ikinci türevi veya hızın zamana göre birinci türevi ile bulunabilir. Birimi m/s^2 , mm/s^2 , mikron/s^2 , inç/s^2 veya g olarak verilebilir. $g=9.81 \text{ m/s}^2$ dir.

$$\text{Titreşim İvmesi : } a = -X_0 \omega^2 \sin(\omega t) = X_0 \omega^2 \sin(\omega t + \pi) \quad (3.6.)$$

Şekil 3.5'te görüldüğü üzere hız konumu 90 derece gecikmeyle, ivme ise konumu 180 derece gecikme ile takip eder.



Şekil 3.5. Konum, hız, ivme arasındaki ilişki^[18]

Genlik birimi olarak kullanılan bir başka ölçüde desibel (dB) dir. Bazı büyüklüklerin doğrudan ölçülerek rakamsal olarak ifade edilmelerinde zorluklarla karşılaşılır. Gürültü bu duruma güzel bir örnektir. Böyle durumlarda ölçülen büyüklüğün, referans olarak kabul edilen bir değere oranlanarak ifade edilmesi daha anlamlı olur. Örneğin bazı frekanslardaki titreşimler diğerlerinin binlerce katı mertebesinde olabilir. Böylesine geniş bir aralığı basit sayılarla kapsamak ve frekans spektrumunda elde etmek neredeyse imkansızdır. Bu zorluktan kurtulmak için logaritmik hesap yöntemi tercih edilmiştir.

Desibel, iki genlik oranının 10 tabanına göre 20 katı olarak ifade edilir. Örneğin X rastgele bir deplasman değerini, X_r ise bir referans deplasman değerini gösterebilir. Bu durumda $dB = 20 \log (X/X_r)$ tanımı yapılabilir. Aynı ifade hız ve ivme içinde yazılabilir [1]. Uluslararası standartlarda tavsiye edilen bazı referans değerleri şöyledir:

$$\text{Kuvvet için : } F_r = 10^{-6} \text{ N}$$

$$\text{Hız için : } V_r = 10^{-9} \text{ m/s}$$

$$\text{İvme için : } A_r = 10^{-6} \text{ m/s}^2$$

3.7. Harmonik

Temel frekansın tam sayı katları olan frekanslara harmonik denir. $1x, 2x, 3x, \dots$ şeklinde gösterilebileceği gibi dönme hızının katları olarak ta ifade edilebilir. Örneğin $5xRPM$. Başında bulunan sayı kaçınıcı harmoniği olduğunu ifade eder. Ayrıca $0.5x, 1.5x, 2.5$ gibi gösterilen harmoniklerde mevcuttur. Bu tür harmoniklere alt harmonikler adı verilir.

3.8. Yan Bant

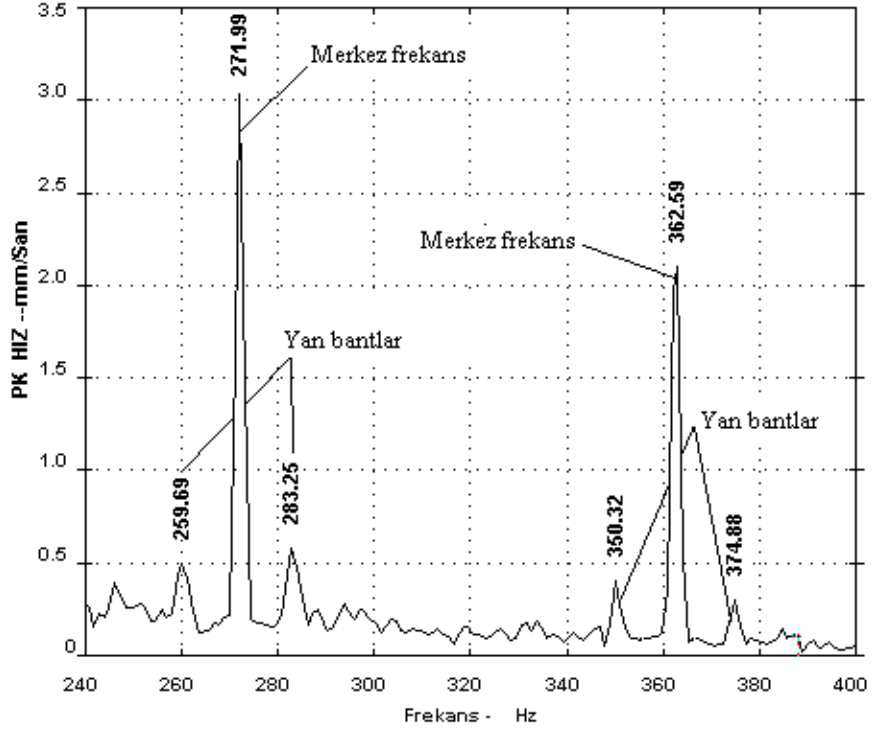
Merkez frekans etrafında (sağ ve sol yanında) eşit olarak yerleşmiş frekans bileşenleridir (Şekil 3.6.). Pratikte makina veya elemanların simetrik olmamalarından dolayı yan bantlar merkez frekansa göre nadiren simetriklerdir. Merkez frekans, taşıyıcı frekans olarak adlandırılır. Dişli kavrama frekansı, rulman bilye geçiş frekansı katları, makina 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 yüklemeye 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 yada ekseni kaçık mil üzerinde dişli olması durumunda kavrama oluştuğunda genlik modülasyonları olur. Bu durumda dişleri periyodik olarak kavramaya sokan kuvvetten dolayı tekrarlayıcı yüklemeye olur. Milin her dönüşünde bir kez minimum ve maksimum kavrama kuvveti oluşur. Eksantriklik artınca yan bant genlikleri de artar [11].

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;

$$\cos(2\pi f_1) * \cos(2\pi f_2) = 1/2 [\cos(2\pi (f_1 + f_2)) + \cos(2\pi (f_1 - f_2))] \quad (3.7.)$$

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. Modülasyon etkileri, burada verilen örnekten çok

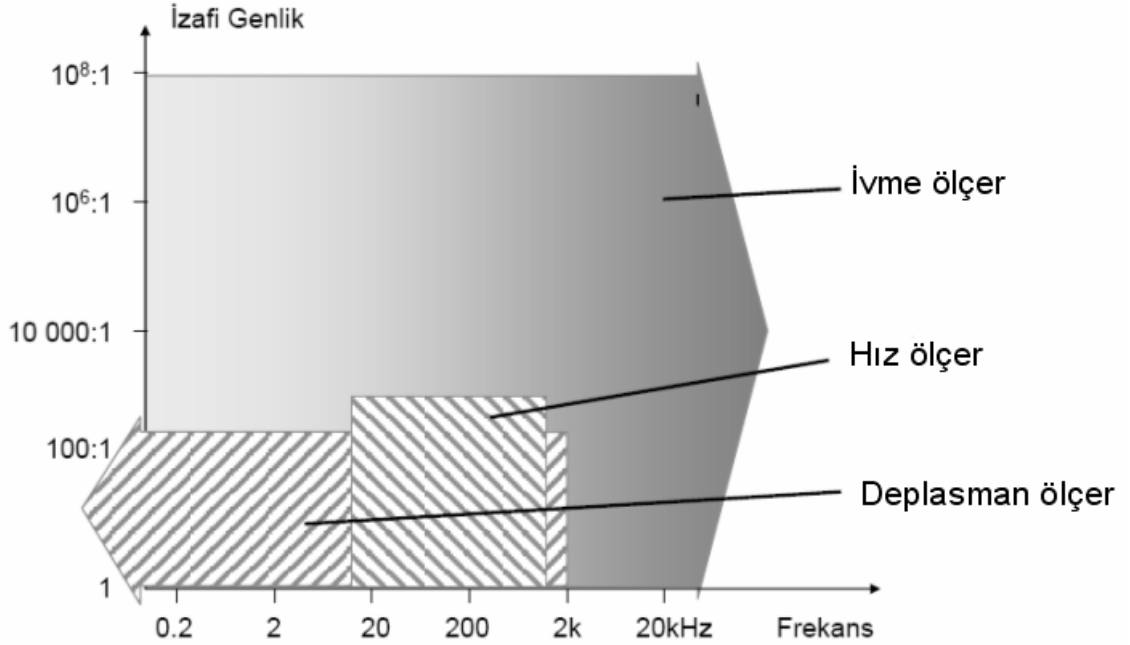
daha karmaşık olduğu için genellikle modülasyona uğrayan frekansın sağ ve sol tarafında bir çok yan bant oluşabilir [11].



Şekil 3.6. Yan bant oluşumu^[11]

4. TİTREŞİM ÖLÇÜMÜNDE KULLANILAN TRANSDÜSERLER

Titreşimde deplasman, hız ve ivme olmak üzere üç temel parametre vardır. Bu parametreler arasında daha önceden bahsedildiği gibi basit bir ilişki mevcuttur. Makinanın belli bir frekansındaki deplasman değeri biliniyorsa, bu frekanstaki hız ve ivme bileşenleri de türev yardımıyla kolayca bulunur. Ancak türevin bir takım kararsızlıklarından dolayı elektronik ortamda türev vasıtasıyla hız ve ivme değerlerinin bulunması yöntemi kullanılmamaktadır. Bunun yerine belli bir frekansa ait ivme değeri bulunup, integral vasıtasıyla hız ve deplasman değerlerinin bulunması yöntemi kullanılır. Gerekli integrasyon elektronik olarak kolayca yapılmaktadır. Makinanın titreşiminin ölçülebilmesi için bir transdüser ve bir titreşim toplayıcı kullanılır. Günümüzde sıklıkla deplasman sensörleri, hız sensörleri ve ivme sensörleri olmak üzere üç tip sensör kullanılır. Bu sensörler kendi içlerinde de gruplara ayrılmıştır. Tek bir transdüser tüm ölçüm ihtiyaçlarını karşılayamaz. Titreşim ölçümü yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli maddelerden birisi de yapılacak ölçüm için en uygun transdüserin seçilmesidir. Şekil 4.1’de deplasman, hız ve ivme transdüserlerinin frekans bölgelerine göre performansları gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere deplasman transdüserleri düşük frekans bölgesinde, hız transdüseri orta frekans bölgesinde, ivme transdüseri ise tüm frekans bölgelerinde etkilidir performans göstermektedir [1,2].



Şekil 4.1. Transdüserlerin çalışma aralıkları^[12]

4.1. Deplasman Ölçerler

Deplasman sensörlerinde, hız ve ivme sensörlerinde olduğu gibi mutlak titreşim değerinin ölçülmesinin yerine, ölçüm noktasına göre şaft titreşiminin ölçülmesi gerçekleştirilir. Temaslı ve temassız tipler olmak üzere iki grupta incelenebilirler. Temassız deplasman sensörleri genellikle şaft titreşimini, radyal/eksenel şaft pozisyonunu ve rotor ile motor gövdesi arasındaki diferansiyel genişlemeyi ölçmede kullanılır. Özellikle türbin, jeneratör ve kompresör gibi yağ filmi üzerinde çalışan büyük motorlarda etkili olarak çalışırlar. Temaslı deplasman sensörleri 200 Hz frekans ve 10000 d/d hıza kadar ölçüm yapabilir. Eski bir teknoloji olduğundan yerini temassız sensörlere bırakmıştır. Kullanım yeri olarak temassız sensör bağlantısı yapılamayan yerlerdir. Temassız sensörlerle arasındaki temel farklılık, yaylı bir uçla şafta temas etme zorunluluğudur [22].

4.2. Hız Ölçerler

Hız sensörleri, pahalı olmaları, dar frekans bantları ve nispeten fazla olan ağırlıkları nedeniyle yerlerini ivme sensörlerine kaptırmışlardır. Ancak harici bir enerji kaynağına ihtiyaç duymamaları ve birimlerinin herhangi bir çevrime ihtiyaç duymaması, ivme sensörleriyle alınan ölçümlerin çevriminde ortaya çıkan gürültünün oluşmaması gibi avantajları vardır. Sismik ve piezoelektrik olmak üzere iki çeşidi vardır. Piezoelektrik sensörlerin aksine, sismik hız sensörleri kendi kendilerine çalışır. Sismik hız sensörlerinin doğal frekansı 10 Hz civarındadır. Ağırlıklarından dolayı sistemin ataletini yenmek zorlaştığından, sismik hız sensörlerinin frekans limiti 1000-2000 Hz civarındadır. Daha yüksek veya daha düşük frekans değerlerinde direkt hız ölçümü yapılmak isteniyorsa piezoelektrik hız sensörleri kullanılmalıdır. Sismik sensörler manyetik alandan etkilenirken, piezoelektrik sensörlerde böyle bir dezavantaj yoktur [22].

4.3. İvme Ölçerler

İvmeölçerler makinaların titreşim ölçümlerinde yaygın biçimde kullanılmaktadır. İvmeölçerler bakım ihtiyacı olmayan, küçük, hafif ve geniş bir frekans aralığında çalışan transdüserlerdir. Hız sensörlerine göre daha ucuz ve frekans bandının daha geniş olması sebebiyle kestirimci bakım uygulamalarında en çok tercih edilen sensörlerdir. İvmeölçerler genellikle makinanın koşulunun takip edildiği uygulamalarda kullanılırlar. Bilyalı rulman veya dişli grubu gibi ekipmanlarda arıza olduğunda yüksek titreşim frekansları ortaya çıkar. Bu titreşimler en iyi şekilde ivmeölçerlerle ölçülür. İvmeölçerler mekaniksel hareketi gerilim sinyaline dönüştüren cihazlardır.

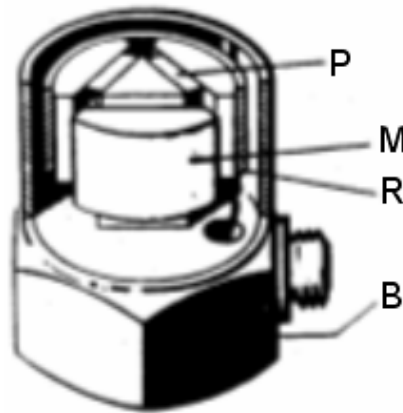
İvmeölçerlerin aktif ölçüm elemanı piezoelektrik elemanlardır. Piezoelektrik elemanlar transdüserin gövdesi ile sismik kütle arasında yay görevi yapmaktadırlar. Transdüser titreşim yaptığı zaman sismik kütle ile kütle çarpımı kadar kuvvet üretilir ve bu kuvvet kesme kuvveti yada bası kuvveti olarak piezoelektrik elemana etkir. Piezoelektrik eleman uygulanan kuvvete orantılı olarak bir elektrik şarjı üretir. Kütleler sabit olduğu için bu şarj ivme ile doğru orantılıdır. Sismik kütleler aynı genlik ve fazda çok geniş bir frekans aralığında hareket etmeye başlar, böylece transdüser, üzerine yerleştirilmiş olduğu yüzeyin titreşim ivmesi ile orantılı bir şarj üretmiş olur [2].

İvmeölçerler, delta kayma tipi, düzlemsel kaymalı ve baskıda çalışan tip tasarım olmak üzere üç farklı mekanik konstrüksiyona sahiptirler.

4.3.1. Delta Kayma Tipi Tasarım

Üç adet yay görevini üstlenen piezoelektrik eleman ve üç kütle orta kısımda bulunan üçgen prizma şeklindeki gövde üzerine konulmuştur. Bu parçaları bir arada tutmak amacıyla herhangi bir yapııştırıcı veya bağlantı elemanı kullanılmamıştır. Üç kütle, yüksek ön gerilime sahip bir tutucu kavrama halkası ile buldukları yere sıkıştırılmışlardır. Bu tasarım sayesinde en iyi performans ve yapılan ölçümün güvenilirliği sağlanılmıştır.

Diğer ivmeölçerlere kıyaslandığında delta kayma tipi tasarım ivmeölçerleri büyük duyarlılık/kütle oranına ve çok daha yüksek rezonans frekansına sahiptir. Ölçülen yüzeydeki sıcaklık ve uzamalar, bu tip ivmeölçerleri nispeten daha az etkiler. Bu tip ivmeölçerler, tasarım özellikleri sayesinde, hem genel amaçlı hem de özel amaçlı ölçümler için ideal yapıya sahiptir. Delta kayma tipi tasarım ivmeölçer şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2. Delta kayma tipi tasarım^[12]

Şekilde harflerle gösterilen yerler;

P : Piezoelektrik eleman

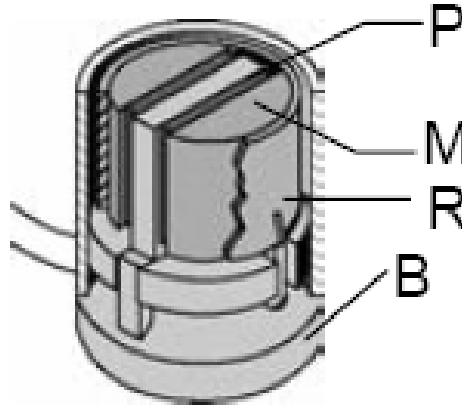
M : Sismik kütle

R : Kenetlenme halkası

B : Temel'dir.

4.3.2. Düzlemsel Kaymalı Tasarım

Düzlemsel kaymalı tasarımda da piezoelektrik eleman delta kayma tipinde olduğu gibi kayma şekil değişimine maruz kalır. İvmeölçer merkezindeki dikdörtgen kesite sahip gövdenin yüzeyine, yine dikdörtgen kesite sahip iki adet piezoelektrik eleman ön gerilmeli tutucu kavrama halkası ile sıkıştırılmıştır. İvmeölçer tabanı ile piezoelektrik elemanlar birbirlerinden izole edildiklerinden, ölçüm yapılan yüzeyin eğilmesi ve sıcaklığında meydana gelen değişimler piezoelektrik elemanları etkilemez. Düzlemsel kaymalı tasarıma sahip ivmeölçer şekil 4.3'de gösterilmektedir.



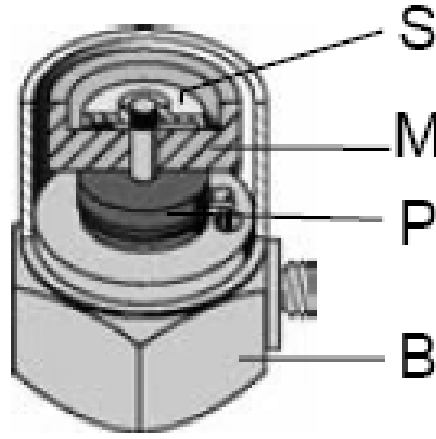
Şekil 4.3. Düzlemsel kaymalı tasarım^[12]

4.3.3. Baskıda Çalışan Tip Tasarım

Basit tasarımı ile iyi denebilecek duyarlılık/kütle oranına sahiptir. Bu tasarımda piezoelektrik elemanın kütle yay sistemi ivmeölçerin tabanına ve tam ortada olan silindirik bir pim elemanının üzerine monte edilmiştir. İvmeölçerin tabanı ve ortadaki pim seri çalışan iki yay gibi davrandığından ölçüm yapılan yüzeydeki eğilme ve sıcaklık değişimleri piezoelektrik

elemena yansıyarak, elde edilen ölçüm sonuçlarında hataların olmasına neden olabilir. Şekil 4.4'te baskıda çalışan tip tasarıma sahip ivmeölçer gösterilmektedir.

Baskıda çalışan ivmeölçerlerin sadece şok ölçümlerinde veya transdüser kalibrasyon sistemlerinde kullanılması uygundur. Şok ölçümlerinde hata oranı, ölçülen titreşim sinyaline göre oldukça küçüktür. Bu ivmeölçerler laboratuvar gibi kontrol edilebilen ortamlarda, standart referans transdüseri olarak kalibrasyon sistemlerinde kullanılır [1,2].



Şekil 4.4. Baskıda çalışan tip tasarım^[12]

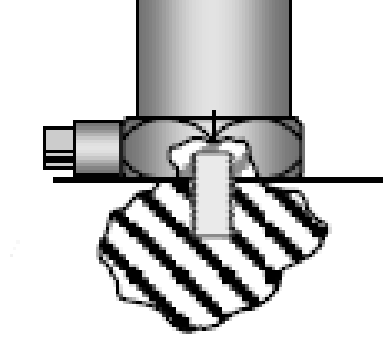
4.4. Transdüser Montaj Şekilleri

Transdüserlerin montaj şekilleri, saplamalı bağlantı, yapıştırıcı bağlantı, mıknatıslı bağlantı, hızlı bağlantı ve ölçüm kalemi olmak üzere beş çeşittir.

4.4.1. Saplamalı Bağlantı

Bu bağlantı şeklinde sensör, ölçüm yapılacak yüzeye sürekli bağlı şekildedir. En sağlam bağlantı şekli olup, optimum ölçüm performansı elde edildiğinden mümkün olduğunca bu bağlantı şekli kullanılmalıdır. 50000 Hz ve üzeri olan çok yüksek frekansa sahip titreşim düzeylerinde kullanılabilir. Transdüser sabit bir yere sahip olduğu için bir nokta ile ilgili doğru ve tekrarlanabilir bilgiyi sunar. Yüksek sıcaklıklar transdüserin çalışmasını etkilemez. Ancak bu avantajlarının yanında bazı dezavantajları da mevcuttur. Transdüserin yeri sabit olduğundan farklı makinalardan bilgi toplamak için pratik değildir. Ayrıca bağlantıyı düzgün bir şekilde

yapabilmek için yapılması gereken çalışmalar vakit alıcı olabilir. Şekil 4.5'te saplamalı bağlantı gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Saplamalı bağlantı^[12]

4.4.2. Yapıştırıcı Bağlantı

Doğru tip ve yeteri miktar yapıştırıcı kullanılırsa oldukça iyi ölçüm sonuçları alınabilir. Ancak bu tip bağlantı şekilleri zamanla çözülebileceğinden kontrol altında tutulmalıdır. Yüksek frekanslı makinalarda kullanılabilir. Çabuk yapılması istenen ölçümlerde kullanılır. Bu yöntemle tekrarlanabilir ve güvenilir ölçüm sonuçları alınabilir. Çalışabileceği sıcaklıkların sınırlı olması ve zamanla çözülebilir olması dezavantajları olarak söylenebilir.

4.4.3. Mıknatıslı Bağlantı

Uygun frekans aralığının olması ve kolay takılıp sökülme özelliklerinden dolayı kestirimci bakım uygulamalarında en çok tercih edilen yöntemdir. Çok sayıda elle yapılan ölçümlerde en ideal yöntemdir. Yine de bazı dezavantajları bulunmaktadır. Ölçüm yapılacak yüzeyin ferromagnetik olma zorunluluğu, ölçüm noktalarında yapılan ölçümlerin tekrarlanabilirlik özelliğinin iyi olmaması dezavantajları arasında yer alır. Ayrıca mıknatıs yapı üzerine kütle eklenmesine neden olduğundan, bu durum hafif yapılarda sorun oluşturur.

4.4.4. Hızlı Bağlantı

Bu bağlantı yöntemi de mıknatıslı yöntemde olduğu gibi hızlı ölçüm alınmasını sağlayan yöntemdir. Ancak 7000 Hz ve üzerindeki frekanslarda tercih edilmemelidir.

4.4.5. Ölçüm Kalemi Kullanılması

Bu yöntemin kullanılması pek tavsiye edilmemektedir. Kullanılabilir ölçüm frekansı aralığı 500-1000 Hz seviyesindedir. Bu yöntem sadece genel bir fikir edinmek için kullanılır.

Çizelge 4.1'de bağlantı tiplerine göre transdüserlerin kullanılacakları frekanslar verilmiştir.

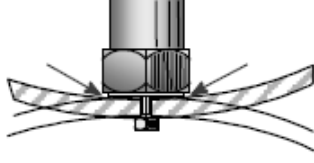
Çizelge 4.1. Transdüserlerin bağlantı tiplerine göre kullanılacakları frekanslar^[22]

Bağlama Tekniği	Kullanılabileceği Azami Frekans (CPM)	Bağlantı Doğal Frekansı (CPM)
Saplamalı Bağlantı	975.000	1.900.000
Yapıştırıcı Bağlantı	540.000	Gözlemlenmemiştir
Mıknatıslı Bağlantı	450.000	724.500
Hızlı Bağlantı Saplama	360.000	609.000
2" lik Uzatmalı El Probu	48.000	88.500

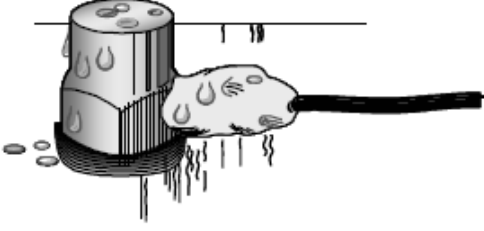
4.5. Çevresel Faktörler

Titreşim ölçümleri alınırken, ölçümü gerçekleştiren transdüserin mümkün olduğunca çevrenin olumsuz etkilerinden izole edilmesi gerekmektedir. Eğer yeteri kadar izolasyon yapılmazsa yapılan ölçümler sonucu yanlış verilerin elde edilmesi kaçınılmaz olacaktır. Şekil 4.6'da transdüserin karşılaşılabileceği olumsuz çevre koşulları gösterilmektedir.

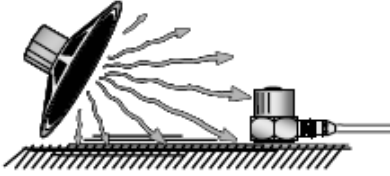
- Gerilme



- Nem



- Akustik Gürültü



- Korozyon ortam



- Manyetik alan



- Nükleer radyasyon



Şekil 4.6. Çevresel Faktörler^[12]

4.6. Transdüser Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar

Transdüser seçiminde aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir.

4.6.1. Hassasiyet Derecesi

Transdüserin, titreşim hareketinin genliğini gösterebilme derecesine hassasiyet denir. Örneğin 300 mV/g lık bir ivmeölçer 60 mV lık bir sinyal üretirse, bu ivmeölçerin hassasiyet derecesi $60/300 = 0,2$ dir.

4.6.2. Frekans Bandı

Transdüserin ölçüm yapabildiği maksimum ve minimum frekanslarının arasında kalan değerlerdir.

4.6.3. Doğal Frekans Bandı

Transdüserlere ait frekans bandının üst sınırı, transdüserin doğal frekansı tarafından belirlenir. Ölçüm frekansı doğal frekansı yakaladığında, rezonansın durumuna göre titreşimin genliği 50 kata kadar çıkabilir.

4.6.4. Sıcaklık Bandı

Transdüserlerin doğru şekilde ölçüm yapabilecekleri bir sıcaklık aralığı olduğundan özellikle çok soğuk yada sıcaklığı artan makinalarda ölçüm yapılırken dikkatli olunmalıdır.

4.6.5. Ağırlık

Kullanılan transdüserin hem pratikte kullanılacak kadar hafif hem de ölçüm yapılan yatağa belirli oranda bir ağırlığa sahip olması gerekmektedir.

4.6.6. Ölçüm Yönü

Çoğu transdüser ölçüm yönündeki titreşimleri ölçerken, çok az bir kısmı her üç yöndeki titreşimi de ölçebilme kabiliyetine sahiptir.

4.6.7. Transdüser Boyutu

Çeşitli boy ve ebatlarda olan transdüserlerden uygun olanı seçilip kullanılmalıdır.

4.6.8. Güç Kaynağı

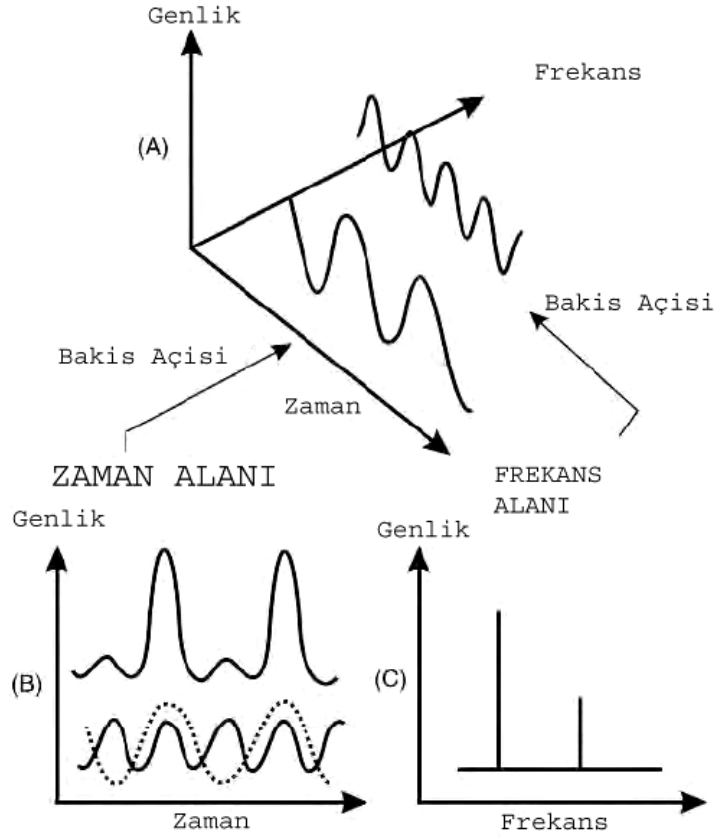
Üç çeşit güç kaynağı bulunmaktadır. Bunlardan birincisi ICP (Integrated circuit piezoelectric) olup, piezoelektrik transdüserlerde kullanılarak ölçüm cihazından transdüserlere bir kablo vasıtasıyla gücü ulaştırır. İkincisi bağımsız güç kaynağı türüdür. Bu tip güç kaynağı için gereken enerji harici bir batarya yada AC ünitesi tarafından sağlanır. Üçüncü güç kaynağı türü sinyal güçlendiricidir. Bu güç kaynağında ölçüm cihazı ile transdüser arasına sinyalin voltajını yükseltecek bir batarya yada AC ünitesi yerleştirilir.

5. FREKANS TANIM TEKNİKLERİ

Frekans tanım teknikleri, makinalarda hasardan dolayı meydana gelen frekansın belirlenmesinde kullanılan yöntemlerdir. Temelde zaman alanı ve frekans alanı olmak üzere iki çeşittir. Zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine FFT (Hızlı Fourier Dönüşümü) yöntemiyle dönüştürülebilir.

5.1. Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT)

Bir titreşime ait deplasman, hız ve ivme genlikleri hem zaman alanında hem de frekans alanında gösterilebilir. Zaman alanından frekans alanına geçiş hızlı fourier dönüşümü (FFT) ile mümkündür. Hızlı fourier dönüşümü (FFT) Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



Şekil 5.1. Hızlı fourier dönüşümü^[25]

Bir titreşim sinyali ne kadar karmaşık olursa olsun, farklı genlik ve frekanslarda çok sayıda basit harmonik terimlerin toplamı şeklinde ifade edilebilir. Bu yöntem hızlı fourier

dönüşümü olarak adlandırılır. Bu dönüşümün yapılabilmesi için sinyal ya farklı merkez frekanslarına sahip bir dizi analog filtreden ya da tüm frekans aralığında ayarlanabilir filtreden geçirilmelidir. Zaman alanı zamanla değişen genlikle oluşmaktadır. Frekans alanı ise genlik değerlerinin sinüs ve kosinüs dalga serilerinden oluştuğu alandır. Yapılan titreşim ölçümleri her zaman analog (zaman alanı) şeklindedir ve hızlı fourier dönüşümü (FFT) ile frekans alanına dönüştürülürler.

5.2. Zaman Dalga Formu

Zaman dalga formu titreşimin zamana göre deplasman, hız veya ivme grafiğinin gösterildiği bir zaman alanı sinyalıdır. Zaman dalga formları ham titreşimleri kısa bir zaman aralığında gösterirler. FFT gibi uygun olmadığı düşünüldüğü için sadece özel uygulamalarda ve bir ekipmanın frekans spektrumunda gözlemlenemeyen durumları hakkında bilgi verirler. Bu analiz eski bir tekniktir. Zaman dalga formu analizi genellikle benzer arızaya sahip ekipmanların dalga formu yapılarının karşılaştırılmasında kullanılmaktadır.

5.3. Frekans (Spektral) Analizi

Zaman alanı bölgesinde bulunan titreşimler hızlı fourier dönüşümü (FFT) kullanılarak frekans alanına dönüştürülür. Frekans analizi gerçekleştirilirken, muhtemel arızaların hangi titreşim frekansına neden olduğu bilinmektedir. Titreşim ölçümü ile elde edilen frekanslar analiz edilerek hangi hasarın bu frekansı oluşturduğu tespit edilir. Herhangi bir sinyale ait özellikler, frekans alanında zaman alanından çok daha kolay şekilde tespit edilebilmektedir. Rulman hasarlarının tespit edilmesinde genellikle frekans analizi yöntemi kullanılmaktadır. Rulman elemanlarının hasar frekansları, rulmanın geometrisi ve dönme hızı yardımıyla belirlenebilir. Bu elemanların herhangi birinde bir hasar oluşması durumunda, o elemana ait hasar titreşim frekansının enerjisinde artış meydana gelir. Rulman hasarının ilk aşamasında hasar frekansları çok küçük olduklarından spektrum grafiği ile tespiti zordur. Bu yüzden küçük ve tekrarlı hasar frekansına ait sinyaller zarf tekniği yardımıyla kuvvetlendirilerek kolayca analiz edilebilirler.

5.4. Zarf Analizi

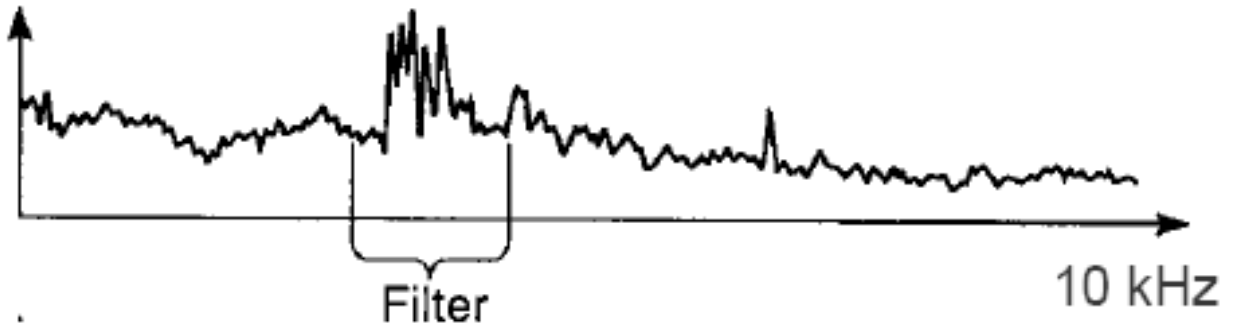
Zarf analizi tekniği, zaman dalga formu analizinin geliştirilmiş halidir. Bu analiz yönteminde, elde edilen titreşim sinyalleri rezonans frekansına yakın yüksek frekansları geçiren bir filtreden geçirilerek, rulmanda meydana gelen hasarlardan kaynaklanan yüksek frekans bileşenlerinin açığa çıkarılmasıyla, eksen kaçıklığı, dengesizlik, rulman arızası, dişli kavrama frekansı, mekanik gevşeklik gibi durumların neden olduğu titreşim frekans sinyalleri ayrıştırılır.

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 [11].

İlk olarak şekil 5.2'deki gibi karmaşık sinyaller yüksek bant filtresinden geçirildikten sonra şekil 5.3'deki gibi zaman alanındaki titreşimler elde edilir. Daha sonra zaman alanındaki bu titreşimlere şekil 5.4'de görüldüğü gibi zarf uygulanır. En sonunda zarf uygulanan sinyaller hızlı fourier dönüşümü işlemine tabi tutularak şekil 5.5'de görüldüğü üzere spektrum elde edilir.



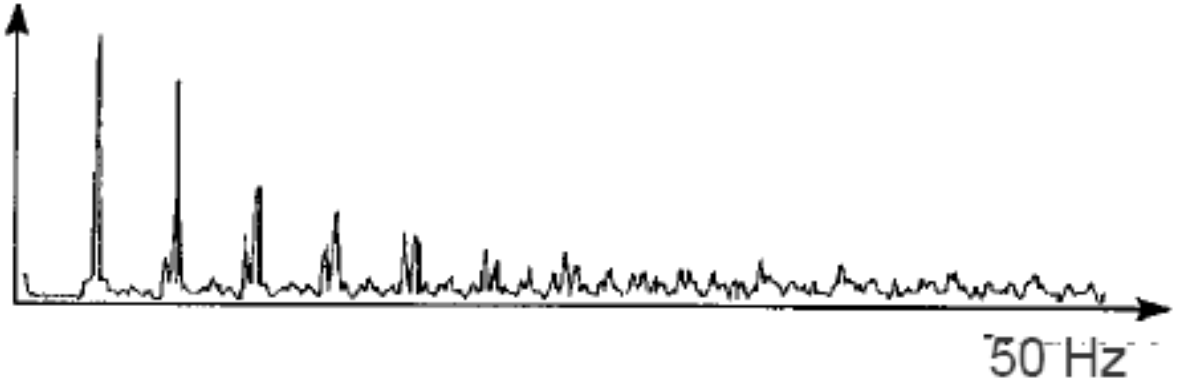
Şekil 5.2. Dalganın Formu^[12]



Şekil 5.3. Filtreden geçirilmiş titreşim sinyalleri^[12]



Şekil 5.4. Titreşim sinyallerinin zarfı^[12]



Şekil 5.5. Zarf spektrumu^[12]

5.5. Kepstrum Analizi

Bu yöntem rulman ve dişli titreşimlerinin ölçülmesi ile elde edilen farklı harmonik bileşenleri ve yan bantları tespit etmeye yarar. Kepstrum logaritmik spektrumun spektrumu olarak tanımlanır [18].

$$C_{xx}(\tau) = F^{-1}\{\log G_{xx}(f)\} \quad (5.1.)$$

Burada $G_{xx}(f)$ güç spektrumdur.

Özellikle bir çok dişliden oluşan dişli kutularından elde edilen titreşim sinyallerinde yan bantlar arasındaki zayıf çözünürlüğü yüzünden frekans analizi ile değerlendirmek güç olabilmektedir. Bu yüzden kepstrum analizi geliştirilmiştir [11].

5.6. Titreşim İle İlgili Standartlar

Titreşimler sonucu oluşan genliklerin büyüklük değerlerinin hangi durumlarda kabul edilebilir hangi durumlarda kabul edilemez olduğuna ilişkin iki temel standart vardır. Bu standartlar ISO IS 2372 ve ISO IS 3945 dir.

ISO IS 2372'de makineler tahrik edildikleri motorların kuvvetlerine göre Sınıf I, Sınıf II, Sınıf III ve Sınıf IV olmak üzere dört sınıfa ayrılmıştır. Bu standart ile ilgili bilgiler çizelge 5.1' de verilmiştir.

Çizelge 5.1. ISO IS 2372

RMS		Titreşim'in Derecesi					
mm/s	in/s	Sınıf I	Sınıf II	Sınıf III	Sınıf IV		
0,28	0,01	A	A	A	A		
0,45	0,02						
0,71	0,03						
1,12	0,04	B	B	B	B		
1,8	0,07						
2,8	0,11	C	C	C	C		
4,5	0,18	D	D	C	C		
7,1	0,28						
11,2	0,44			D	D	D	D
18	0,71						
28	1,10						
45	1,77						

Bu standartta makinaların sınıflandırılması aşağıdaki şekildedir;

Sınıf I : Gücü 15 kW'a kadar olan motorlar ile tahrik edilen makinalar

Sınıf II : Gücü 15 kW ile 75 kW arasında değişen motorlar ile tahrik edilen makinalar

Sınıf III : Gücü 75 kW'dan yukarı ve rijit bir temel üzerine monte edilmiş büyük makinalar

Sınıf IV : Gücü 75 kW'dan yukarı ve yumuşak bir temel üzerine monte edilmiş büyük makinalar.

Çizelgede yer alan derecelendirme harflerinin anlamı ise aşağıdaki gibidir;

- A : İyi
 B : Kullanılabilir
 C : Kontrol altında tutulmalı
 D : Kabul edilemez

ISO IS 3945'te ise makinalar desteklenme şekillerine göre sınıflandırılmışlardır. Bu standart ile ilgili bilgiler çizelge 5.2'de verilmiştir.

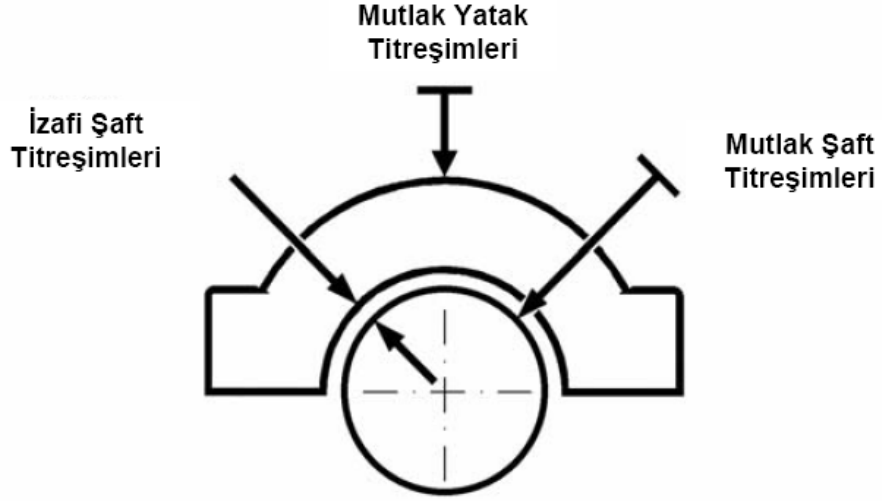
Çizelge 5.2. ISO IS 3945

RMS		Destek Tipi	
mm/s	in/s	Sabit (Rigid)	Esnek (Flexible)
0,46	0,018	İYİ	İYİ
0,71	0,028		
1,12	0,044		
1,8	0,071		
2,8	0,11	FENA DEĞİL	FENA DEĞİL
4,6	0,18		
7,1	0,28	KÖTÜ	KÖTÜ
11,2	0,44		
18	0,71	KABUL EDİLEMEZ	KABUL EDİLEMEZ
28	1,10		
46	1,80		
71	2,80		

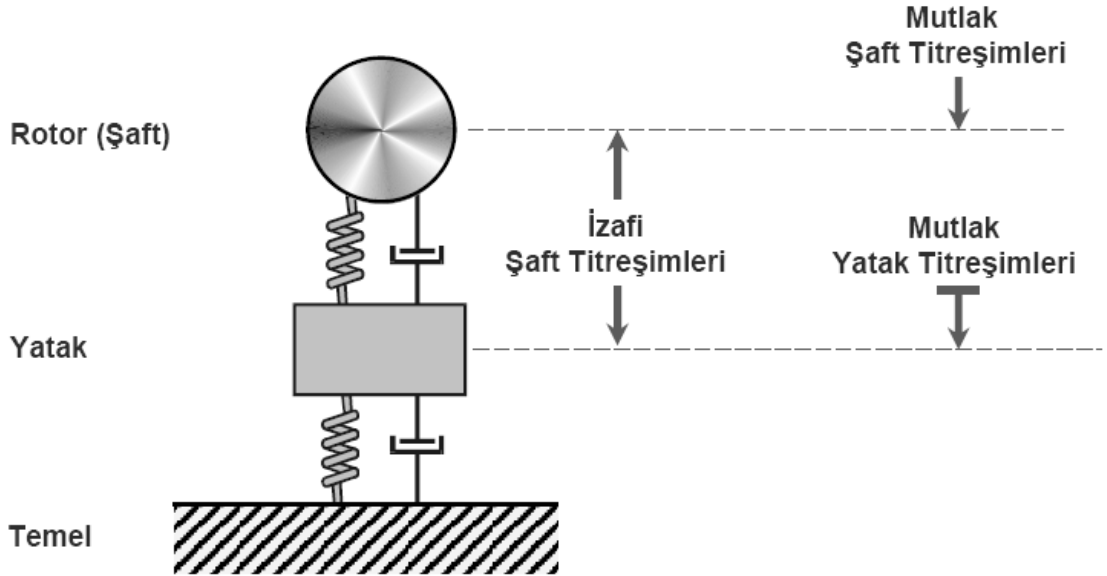
6. ARIZALAR VE TİTREŞİM İLİŞKİSİ

6.1. Makinalarda Titreşim Tipleri

Makinalarda mutlak yatak titreşimleri, izafi şaft titreşimleri ve mutlak şaft titreşimleri olmak üzere üç çeşit titreşim tipi vardır. Bu titreşim tipleri şekil 6.1 ve şekil 6.2'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Makinalarda titreşim tipleri (a) ^[12]



Şekil 6.2. Makinalarda titreşim tipleri (b) ^[12]

6.1.1. Mutlak Yatak Titreşimleri

Mutlak yatak titreşimleri, yatak bloğunun belirli bir referans konumuna göre yatay, düşey ve eksenel yöndeki titreşimleri olarak adlandırılır. Bu titreşimlerin ölçümünde sensör makina bloğuna yada yatak üzerine monte edilir. Mutlak yatak titreşimlerinin ölçümü rulmanlı yataklar hakkında en fazla bilginin alınabildiği ölçüm tipidir.

6.1.2. İzafi Şaft Titreşimleri

Şaftta yatağa göre meydana gelen titreşimlerdir. Bu tip titreşimin ölçümünde genelde birbirleriyle 90 derecelik açı yapan temassız iki sensör kullanılır. Kaymalı yataklardan en fazla bilgi izafi şaft titreşimlerinin ölçümü ile elde edilir.

6.1.3. Mutlak Şaft Titreşimleri

Şaftta belirli bir referans konumuna göre meydana gelen titreşimler mutlak şaft titreşimleri olarak adlandırılır.

Makinalarda titreşimlerin iletilmesinde bazı parametreler önemli rol oynar. Bu parametreler aşağıda belirtilmiştir.

- Titreşimin meydana geldiği nesnenin katılığı
- Yatak ve yağ filmindeki sönüm miktarı
- Makinanın temele bağlantı şekli ve temelden kaynaklanan sönüm
- Rotor, temel ve yatak kütlesi
- Makina temelini üzerine yerleştiği zeminin özellikleri

Makinalarda her arıza belirli frekanslarda titreşim üretir. Makinaların arıza frekanslarının bilinmesi, makinalarda oluşan titreşimlerin ölçülmesiyle elde edilen titreşim frekanslarının hangi arızaya ait olduğu hakkında bilgi verir. Bu durum makinalarda hata teşhisinin temelini oluşturur. Özellikle frekans düzlemindeki titreşim sinyali, bir çok hatanın gelişimi hakkında bilgi edinmemizi sağlar. Makinalarda meydana gelen arızalar hakkında daha fazla bilgi edinebilmek için makinalardan alınan titreşim ölçümlerinin dahil olduğu frekans bölgeleri hakkında bilgi sahibi olmamız gerekir.

6.2. Titreşim Frekans Bölgeleri

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

6.2.1. Rotor Titreşim Bölgesi

Rotorla ilgili titreşimler normal olarak mil dönme hızının 1/4'ü ile 3 katı arasındaki aralıkta oluşur ve en iyi hız veya yer değiştirme birimlerinde ölçülür. Çok genel amaçlı makinalar 1200 ile 3600 d/d hız aralığında çalıştığı için rotor ile ilişkili titreşim sinyalleri 10 Hz'den 500 Hz'e 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 buda devam eden süreçte rulman arızası oluşturacaktır. 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 [11].

6.2.2. Eleman Geçiş Frekans Bölgesi

Rulman yataklı makinaların durumunu gözlemek 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 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 [11].

6.2.3. 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 olduğunda üretilen titreşim sinyalleri kısa, ani darbeler şeklindedir. İvme ölçerler hafif sönümlü cihazlar oldukları için kendi rezonans frekansında çınlayarak bu tip sinyallere tepki gösterirler. İvmeölçerin montaj

rezonans frekansı kullanılarak ve genliği ivme biriminde ölçülerek rulmanların durumunu yüksek frekans bölgesinde gözlemlemek 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 arasında oluşmaktadır. Oldukça yüksek frekanslardaki bilgiler makinanın durumu ile ilgili diğer bilgileri (sürtünmeler, kavitasyon, valf gürültüsü) içerdiği kadar, rulman hasarı hakkında oldukça erken uyarı verir [11].

6.3. Makinalarda Arızalar ve Oluşturdukları Titreşim Frekansları

Her arızanın ürettiği belli frekanslar vardır. Bu frekansların bilinmesi, makinalardan elde edilen titreşim frekanslarının hangi arızadan kaynaklandığının tespit edilmesini sağlar. Bu yöntemin kullanılmasıyla makinalarda arıza teşhisi yapılabilir. Dengesizlik, gevşeklik, eksen kaçıklığı gibi problemlerde makinanın devir sayısı ve katlarına ait frekans bilgileri kullanılmaktadır. Rulmanlı yataklardaki, dişli çarklardaki gibi yapıların hata gelişimleri hakkında bilgi edinebilmek için frekans düzlemindeki titreşim sinyali analiz edilir. Bu analizi yapabilmek için diş sayısına, dişli kavrama frekansına, dönme frekansına ve rulman geometrisi hakkında bilgi sahibi olunması gerekir.

6.3.1. Dengesizlik

Makinalarda dönen elemanlar tarafından oluşturulan tüm kuvvetlerin denge halinde oluşuna denge (balans) denir. Bu denge halindeki herhangi bir değişme balanssızlığı oluşturur. Dengesizlik makinalarda görülen en yaygın titreşim şeklidir. Teorik olarak, mükemmel dengelenmiş bir makinada hiç titreşim oluşmaz. Pratikte mükemmel olarak dengelenmiş makina yoktur. Tüm makinalar az seviyede de olsa dengesizdirler. Bu dengesizlik spektrum grafiğinde mil dönme hızında (1x) bir tepe oluşturur [11].

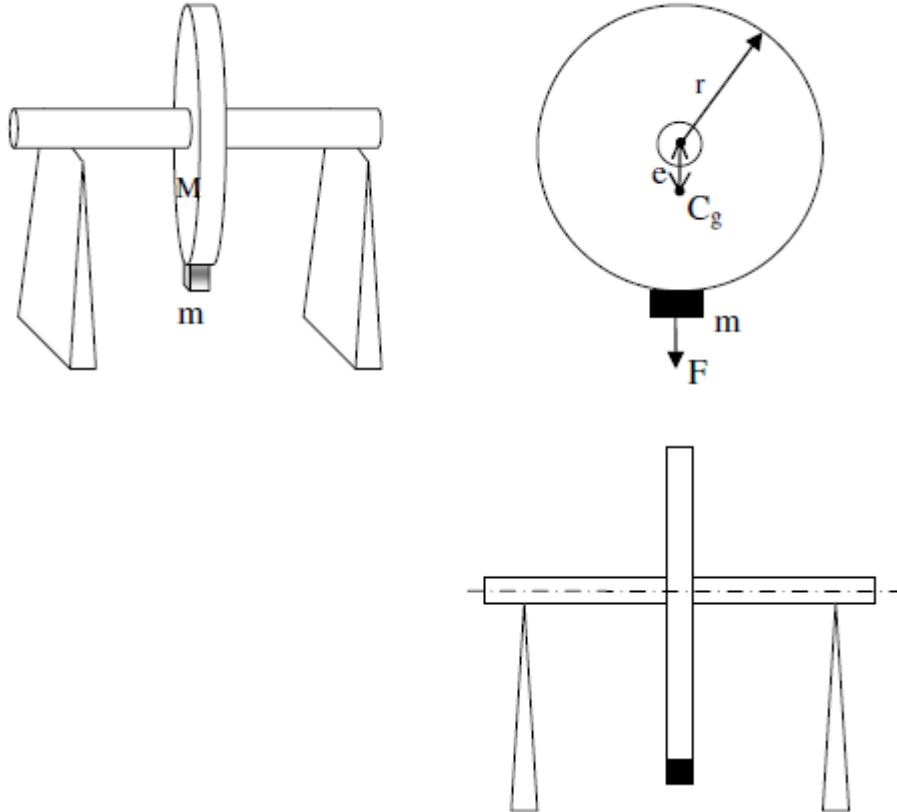
Dengesizlik kendini mutlaka 1x'te yüksek titreşim olarak gösterir. Ancak 1x'teki titreşim her zaman dengesizlik olarak karşımıza çıkmayabilir. Eğer sadece dengesizlik varsa 1x'teki sinyalin genliği, genelde toplam genliğin % 80'ni oluşturmaktadır. Dengesizlik dışında başka problemlerde varsa bu oran % 50-80 arasında gerçekleşebilir.

Dengesizlik, statik dengesizlik, kuvvet çifti dengesizliği ve dinamik dengesizlik olmak üzere üç sınıfta ele alınabilir.

6.3.1.1. Statik Dengesizlik

Spektrum grafiğinde baskın şekilde 1x titreşim frekansının oluşmasına neden olur. Dengesizlik tek bir noktada olduğu için, rotorun her bir dönüşünde sadece bir işaret oluşur. Dengesizlik çok yönlü olduğundan makina yatağında düşey ve yatay yönlerde ortaya çıkar. Düşey ve yatay yönlerde, 1x'in gerçek genliği genellikle aynı değildir ve seviyeleri yüksektir. Düşey ve yatay yönlerdeki farkın sebebi yatakların katılığıdır. Yatay düzlem, genelde düşey düzleme göre daha fazla hareket serbestliğine sahip olduğundan, düşey düzleme göre 1x'in genliği daha fazladır.

Statik dengesizliğin en basit örneği şekil 6.3'te verilmiştir.



Şekil 6.3. Statik Dengesizlik^[25]

Disk kütlelerinin M (kg) olduğunu ve dönme eksenine göre tam bir döneel simetriye sahip olduğunu kabul edelim. İmalat hatalarının veya diskin kütlelerinin homojen yayılı olmaması gibi nedenlerle C_g ağırlık merkezinin dönme ekseninden “ e ” kadar saptığını kabul edelim. “ e ” büyüklüğüne eksantrisite de denir.

Ağırlık merkezinin dönme eksenine çakışmaması sonucu diskimiz ω (rad/s)'lik hızla dönüyorsa oluşacak atalet kuvveti

$$F = Me\omega^2 \quad (6.1.)$$

ile ifade edilecektir.

Bu durumda disk her döndürüldüğünde C_g kütle merkezi şekil 6.3'te görüldüğü gibi düşey doğrultu üzerinde ve dönme ekseninin altında duracaktır. O halde dönme ekseninden r (mm) kadar uzaklığa bir m (g) eklediğimizi düşünelim. Eğer bu yerleştirdiğimiz m kütlelerini denklem 6.2'de ki gibi seçersek disk dengelenmiş olacaktır.

$$F = me\omega^2 \quad (6.2.)$$

İlave edilen dengeleme kütleleri diskin ağırlık merkezi ile dönme ekseninin çakışmasını temin etmiştir. Görüldüğü gibi problem esas itibariyle statik bir problemdir ve bu nedenle bu tip dengesizlik problemine statik dengesizlik denir.

Diskte var olan dengesizlik u (gmm) olarak tanımlanmıştır. Dengeleme büyüklüğü olarak tarif edilen bu büyüklük denklem 6.3'e eşittir.

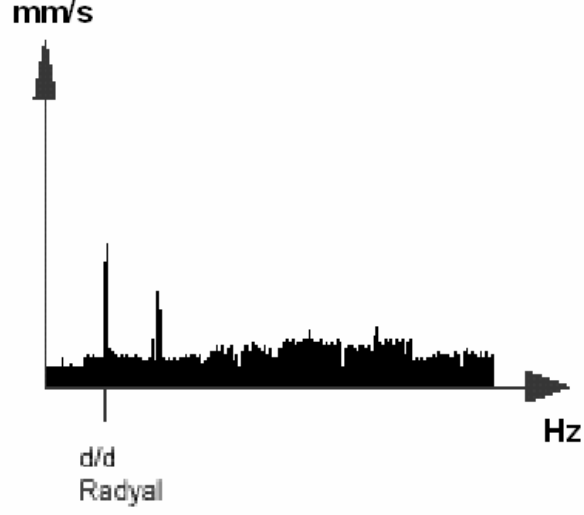
$$u = mr \quad (6.3.)$$

Denklem 6.2 ve 6.3 ortak çözümlerse eksantrisite yani birim dengeleme büyüklüğü ortaya çıkar.

$$e = \frac{mr}{M} \quad (gmm/kg) \quad (6.4.)$$

Birim dengeleme büyüklüğü, birim kütledeki dengesizliği gösterir. e büyüklüğü türk standartlarında özgül balanssızlık olarak geçmektedir [1,2].

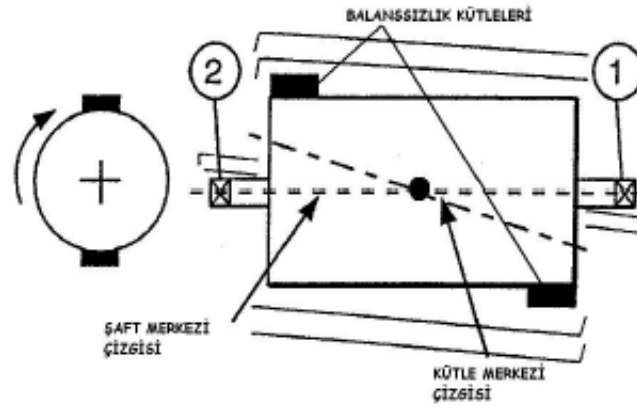
Şekil 6.4'te spektrum grafiğinde dengesizlik gösterilmiştir. Daha önce de ifade edildiği gibi dengesizlik 1x değerinde bir tepe oluşturur.



Şekil 6.4. Dengesizlik spektrum grafiği^[12]

6.3.1.2. Kuvvet Çifti (Moment) Dengesizliği

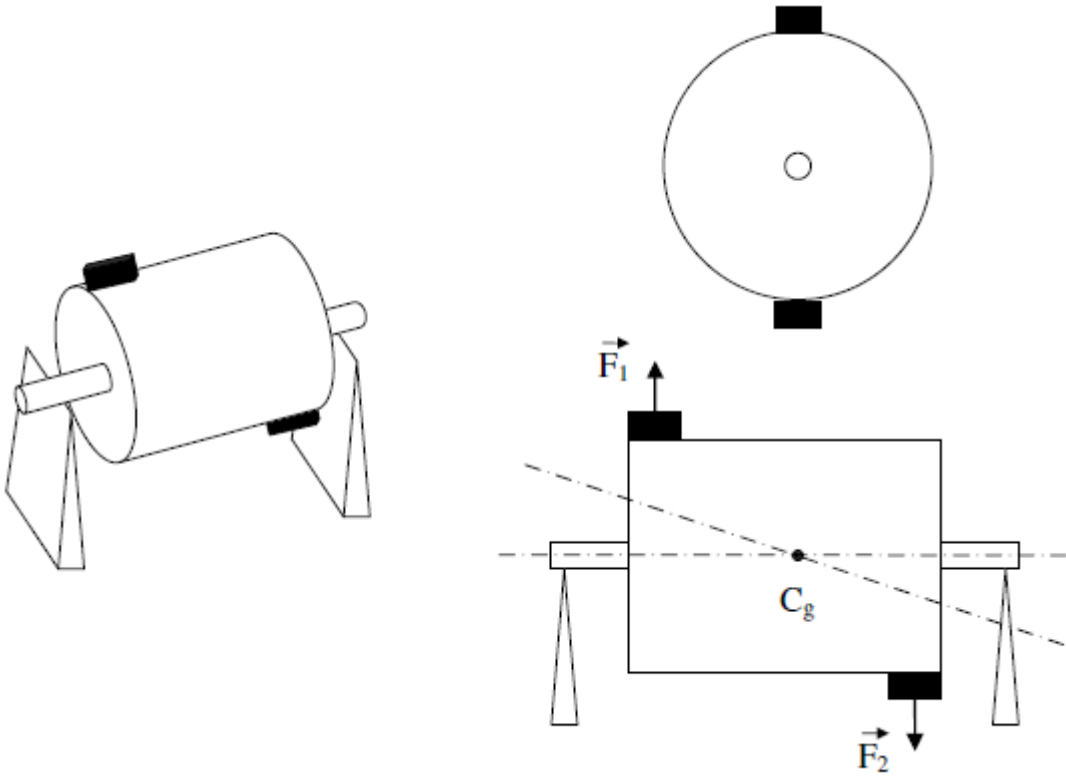
Dengesizliğe neden olan kütlelerin merkez çizgisinin, shaftın merkez çizgisini orta noktadan kesmesi ile oluşur. Farklı iki düzleme 180 derece açı ile yerleştirilmiş olan iki kütlelerin meydana getirdiği dengesizlik şekil 6.5'te gösterilmektedir. Kuvvet çifti dengesizliğinde rotor statik olarak dengededir. 1x'te her iki yatakta da yüksek genlikli titreşimler meydana gelir ve yataklar arasındaki faz farkı 180 derecedir.



Şekil 6.5. Kuvvet çifti dengesizliği^[22]

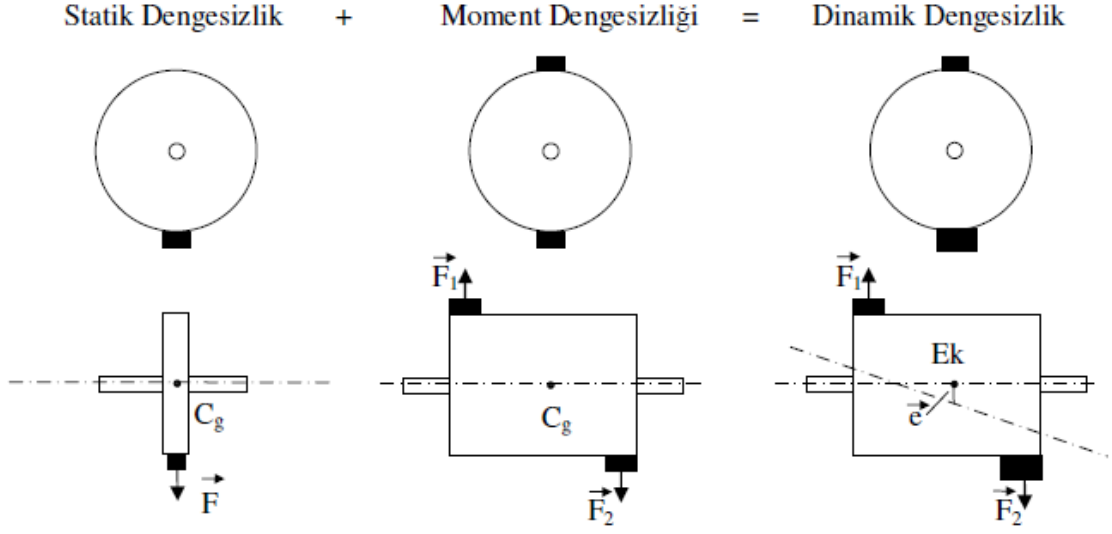
6.3.1.3. Dinamik Dengesizlik

Diğer dengesizlik türlerine göre endüstride daha çok karşılaşılan dengesizlik çeşididir. Pratikte karşılaşılan bütün rotorların büyük bir kısmı kütle dağılımları dikkate alındığında tek bir disk gibi ele alınabilir. Ancak rotorların çoğunda kütle dağılımı dönme eksenini boyunca şekil 6.6 da gösterildiği gibi dağılmıştır. Bu durumda farklı bir dengesizlik türü ortaya çıkar. Rotor statik olarak dengelenmiş olmakla beraber şekil 6.6'da görüldüğü gibi atalet kuvvetlerinin rotor üzerine moment etkisi olabilir.



Şekil 6.6. Moment dengesizliği^[25]

Dinamik dengesizlik statik dengesizlik ile kuvvet çifti dengesizliği (moment dengesizliği)'nin toplamından oluşmaktadır. Dengesizliğe neden olan kütle merkezi ne rotor eksenine paraleldir ne de rotor eksenini orta noktadan keser. Şekil 6.7'de dinamik dengesizlik gösterilmektedir. Bu dengesizlik türü 1x değerinde yüksek genlikli titreşimler oluşturur ancak yataklarda oluşan genlikler farklıdır. Oluşan faz farkı 0-180 derece arasında herhangi bir değerde gerçekleşebilir.



Şekil 6.7. Dinamik dengesizlik^[25]

6.3.1.4. Makinalarda Dengesizlik Nedenleri

Makinalarda dengesizlik çok çeşitli sebeplerden oluşabilir. Bu sebepler;

- Eleman malzemelerinin homojen olmaması
- Parçanın geometrik olarak asimetric olması
- Makinanın çalışması esnasında ısı genleşme, aşınma, korozyon, madde birikimi gibi etkenlerin oluşması
- Montajın balans koşullarına uygun şekilde yapılamaması
- Eksantrik monte edilmesi sonucunda kaymalı yatakların, geometrik merkezi dışında bir merkez etrafında dönmesi
- Soğuk çekme, gerilim artımı, pres gibi yöntemlerle üretilen malzemelerde gerilimin giderilememesi
- Montajda kaynak kullanımı

şeklinde sıralanabilir. Dengesizliğin giderilmesinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki denge probleminin neden olan parçanın sökülerek bir balans cihazına bağlanmasıdır. Ancak bu yöntemde, yeniden yerine takılan parçada öncekinden daha fazla dengesizlik problemi ile karşı karşıya kalmak mümkündür. Diğer yöntem ise dengesizliğin olduğu yerde gidermektir. Dengesizliğin giderilebilmesi için gelişmiş titreşim analizörleri kullanılmaktadır.

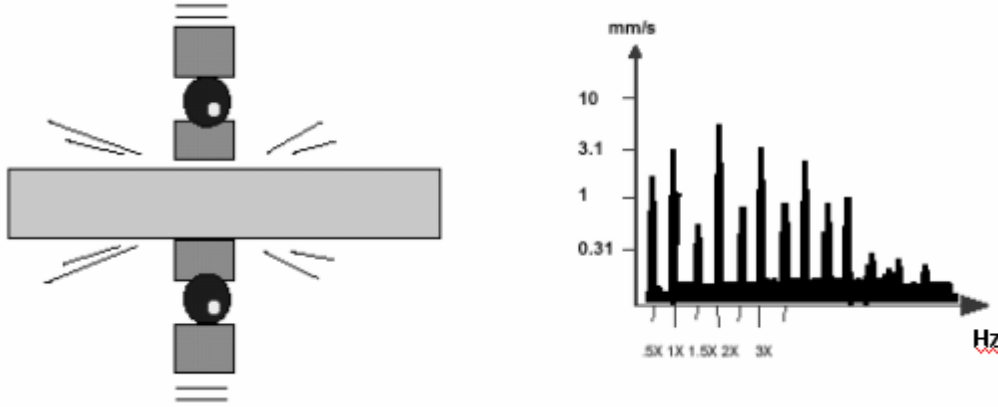
6.3.2. Mekanik Gevşeklik

Makina parçalarında zamanla çalışmalarına bağlı olarak gevşemeler meydana gelmektedir. Titreşim spektrum grafiklerinde genellikle mil dönme devrinin çoklu harmoniklerinde (1x, 2x, 3x, ...) oluşmaktadır. Gevşeklik ilerlemeye devam ettikçe mil dönme devrinin yarım harmoniklerinde de (0.5x, 1.5x, 2.5x, ...) oluşmaktadır.

Mekanik gevşeklik, gevşek mil ve gevşek temel olmak üzere iki şekilde incelenebilir.

6.3.2.1. Gevşek Mil

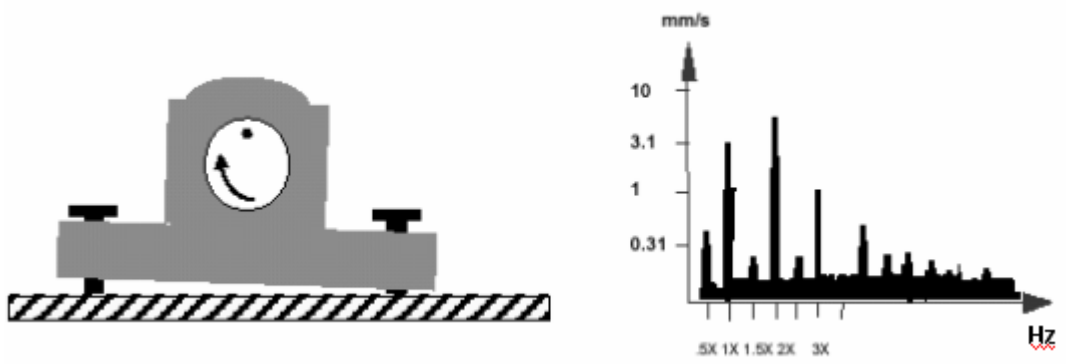
Makinanın yatak kısmıyla gevşek biçimde bağlanmış mil, rotordan gelen dinamik kuvvetlere doğrusal olmayan tepkiler verir. Bu durumda, titreşim spektrum grafiklerinde genelde şekil 6.8'de görüldüğü gibi yarım harmonikler serisi meydana gelir.



Şekil 6.8. Gevşek mil spektrum grafiği^[12]

6.3.2.2. Gevşek Temel

Şekil 6.9.' da görüldüğü gibi genellikle titreşim spektrum grafiğinin mil dönme devrinin çoklu harmoniklerinde (1x, 2x, 3x, ...) oluşmaktadır. Kısmen de olsa yarım harmoniklerde görülür. En yüksek tepe genellikle 2x'de görülür [12].



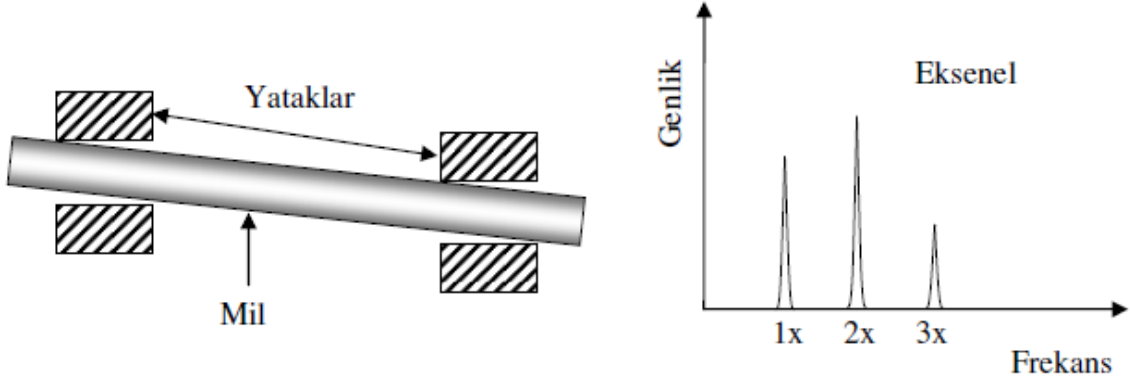
Şekil 6.9. Gevşek Temel^[12]

6.3.3. Eksen Kaçıklığı

Eksen kaçıklığı, döndüren ve döndürülen makinaların millerinin aynı merkezde olmaması durumudur. Eksen kaçıklığına, makinaların yanlış şekilde montajının yapılması ve anormal ön yüke neden olan rulman yatağının ısıl genleşmesi neden olmaktadır. Gerçekte makinalarda eksen kaçıklığı hep mevcuttur. Makinalarda meydana gelen mekanik arızaların %50'sine eksen kaçıklığı sebep olmaktadır. Genelde eksen kaçıklığının millerde ve onları birbirlerine bağlayan kaplinler, V kayışları ve ara bağlayıcılarda meydana geldiği düşünülmektedir. Ancak yataklarda ve makinanın diğer noktalarında da eksen kaçıklığı oluşabilir. Eksen kaçıklığı, iç, paralel ve açısal olmak üzere üç çeşittir.

6.3.3.1. İç Eksen Kaçıklığı

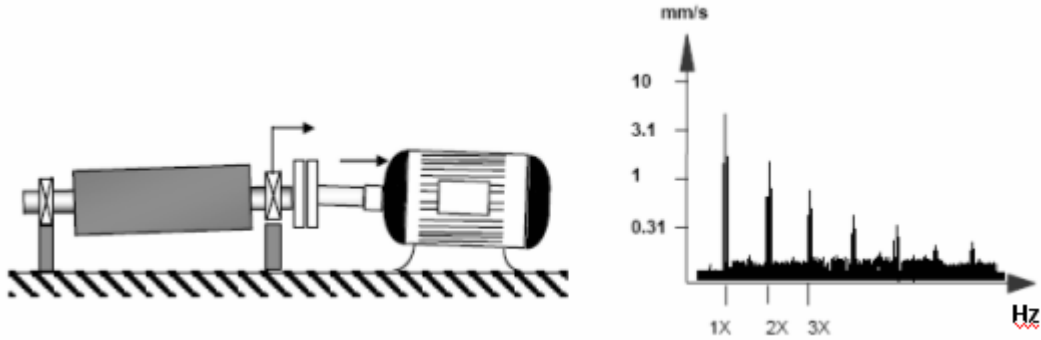
İç eksen kaçıklığı yatak elemanı ile shaft eksenlerinin birbirinden farklı konumda olması durumunda meydana gelir. Bu durum rulmanın shaft üzerinde kasıtlı şekilde durmasına neden olur. Shaft üzerinde kasılmış rulman kayda değer 2x eksenel titreşimleri meydana getirir. Kaplinin düzeltilmesi ve rotora balans yapmak sorunu ortadan kaldırmaz. Bu sorunu gidermek için rulman çıkarılmalı ve doğru şekilde yerine monte edilmelidir. Şekil 6.10'da iç eksen kaçıklığı ve titreşim spektrumu gösterilmektedir.



Şekil 6.10. İç eksen kaçıklığı ve spektrum grafiği^[25]

6.3.3.2. Açısal Eksen Kaçıklığı

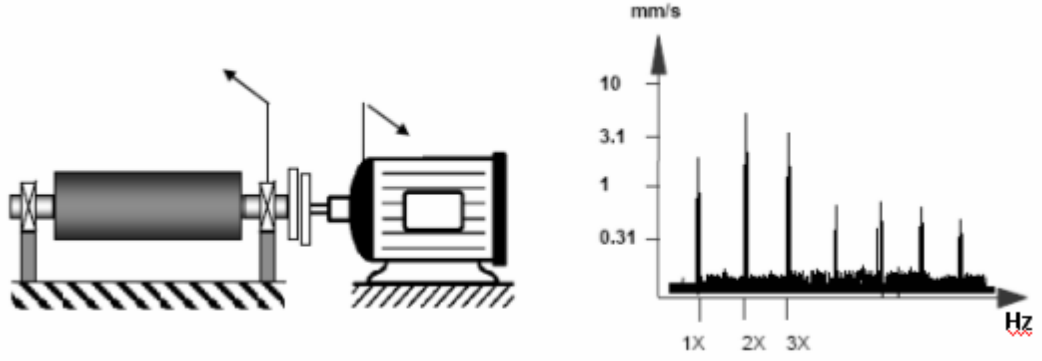
Açısal eksen kaçıklığı bir çok şekilde kendini gösterir ve titreşim spektrum grafiğinde 1x ve 2x frekanslarının oluşmasına yol açar. Faz ilişkisine bağlı olarak 3x frekansını da oluşturabilir. Aynı zamanda kuvvetli eksenel titreşim oluşturur [25]. Şekil 6.11'de açısal eksen kaçıklığı ve titreşim spektrumu verilmiştir.



Şekil 6.11. Açısal eksen kaçıklığı ve spektrum grafiği^[12]

6.3.3.3. Paralel Eksen Kaçıklığı

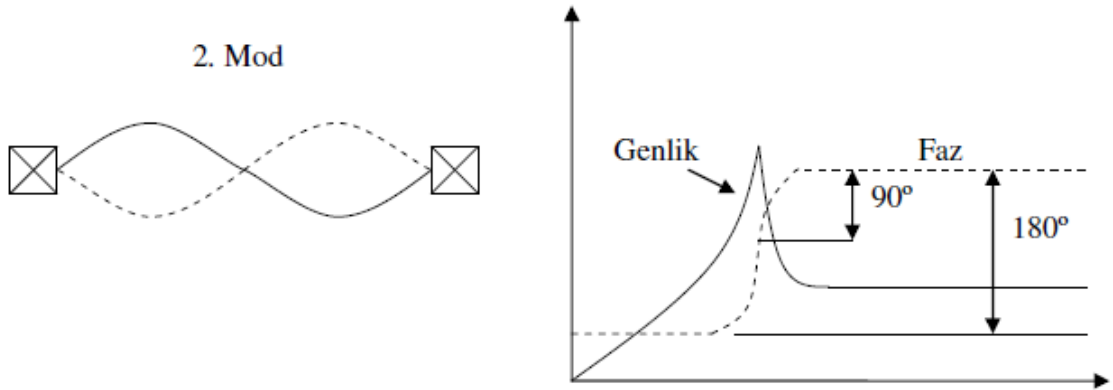
Açısal kaçıklık titreşimlerine benzer spektrum gösterir. 2x frekansındaki genlik genellikle 1x frekansının genliğinden daha fazladır. Açısal yada paralel kaçıklık miktarı arttıkça, 4x-8x yada daha yüksek harmoniklerde yüksek genlik zirveleri oluşur ve spektrum, mekanik gevşeklik spektrumunu andırır. Kaplin yapısı, kaçıklığın fazla olduğu durumlarda, spektrumu büyük ölçüde etkiler [25]. Şekil 6.12'de paralel eksen kaçıklığı ve titreşim spektrumu verilmiştir.



Şekil 6.12. Paralel eksen kaçıklığı ve spektrumu^[12]

6.3.4. Rezonans

Rezonans, sistem doğal frekansı ile uyandırıldığında oluşur ve genlik amplifikasyonu ile erken kopma ve kırılmalara neden olur. Bu yüksek titreşimler rotorun doğal frekansı dışında, bağlantı yerinden, ortamdaki kayışlardan bile kaynaklanabilir. Eğer rotor rezonansa yada rezonansa yakınsa, yüksek faz farkı (rezonansda 90° , geçerken yaklaşık 180°) nedeniyle balans yapmak hemen hemen imkansızdır. Genellikle doğal frekansın değişimini gerektirir. Doğal frekans çalışma hızıyla değişmez [25]. Şekil 6.13'te rezonans spektrumu gösterilmektedir.



Şekil 6.13. Rezonans spektrumu^[25]

6.3.5. Kayış Problemleri

Kayışlar güç ve hareket iletiminde kullanılan elemanlardır. Kayış problemleri pek çok sebepten dolayı meydana gelmektedir. Bu problemler dört başlıkta incelenebilir.

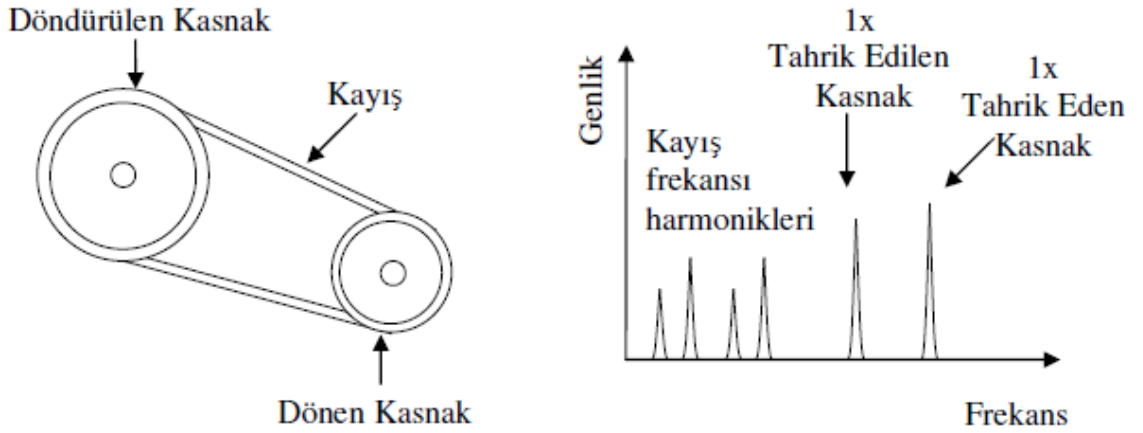
6.3.5.1. Aşınmış, Gevşek veya Yanlış Eşleştirilmiş Kayışlar

$$\text{Kayış frekansı} = \frac{\pi \times \text{kasnak devri (d/d)} \times \text{kasnak nominal çapı}}{\text{kayış uzunluğu}} \quad (6.5.)$$

$$\text{Senkronize kayış frekansı} = \text{kayış frekansı} \times \text{kayış dişli sayısı} \quad (6.6.)$$

$$\text{Senkronize kayış frekansı} = \text{kayış devri (d/d)} \times \text{kayış dişli sayısı} \quad (6.7.)$$

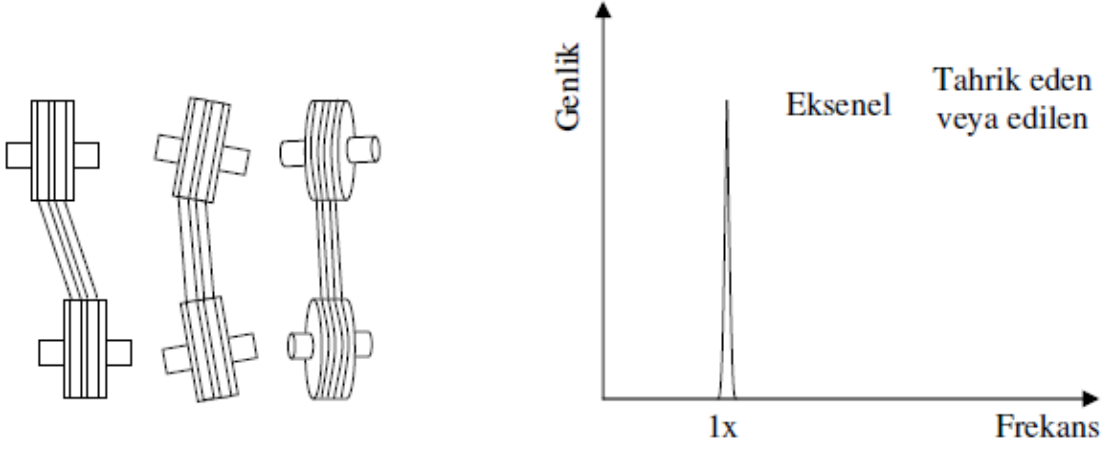
Kayış frekansları döndüren ve döndürülen motor yada makinenin dönüş hızından düşüktür. Kayışlar aşındıkları, gevşedikleri veya yanlış eşleştirildikleri zaman, normal olarak kayış frekansının 3 ile 4 katı arasında titreşime neden olurlar. Çoğunlukla 2x kayış frekansı baskın genliktedir. Genlikler normalde düzensizdir ve tahrik eden yada tahrik edilen kasnağın hızıyla salınım yaparlar. Senkronize kayışlarda, aşınma ve kasnak kaçıklığı, yüksek senkronize kayış frekansı genliği ile kendini gösterir [25]. Şekil 6.14'te aşınmış, gevşek veya yanlış eşleştirilmiş kayış titreşim spektrumu gösterilmektedir.



Şekil 6.14. Aşınmış, gevşek veya yanlış eşleştirilmiş kayış titreşim spektrumu^[25]

6.3.5.2. Kayış ve Kasnak Kaçıklığı

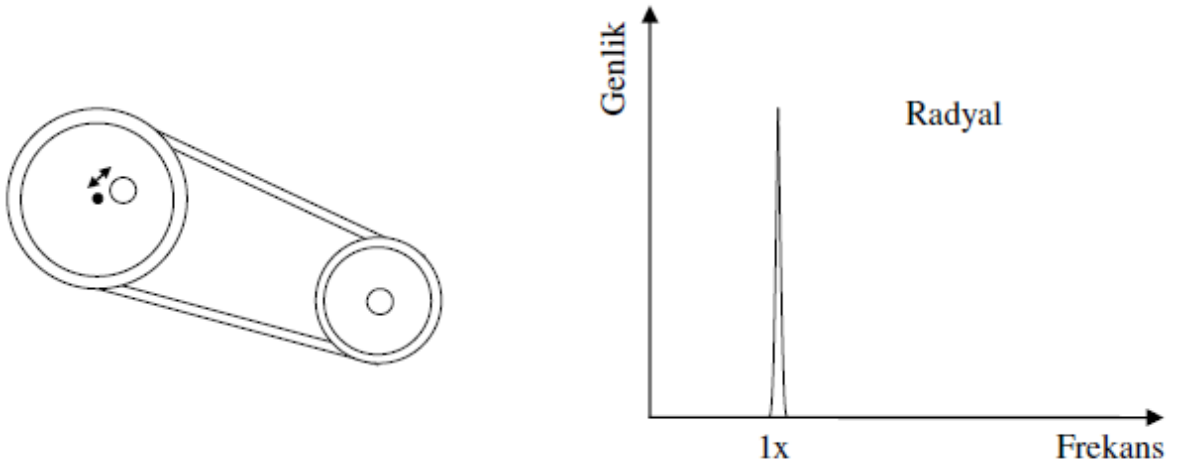
Kasnaklarda kaçıklık, 1x d/d'da aksel yönde baskın, yüksek titreşimlere neden olur. Tahrik eden ve edilen kasnaklardaki genlik oranı, ölçümün nereden alındığına, göreceli kütle ve zemin sertliğine bağlıdır [25]. Şekil 6.15'te kayış ve kasnak kaçıklığı titreşim spektrumu verilmiştir.



Şekil 6.15. Kayış ve kasnak kaçıklığı spektrumu^[25]

6.3.5.3. Kasnak Eksantrikliği

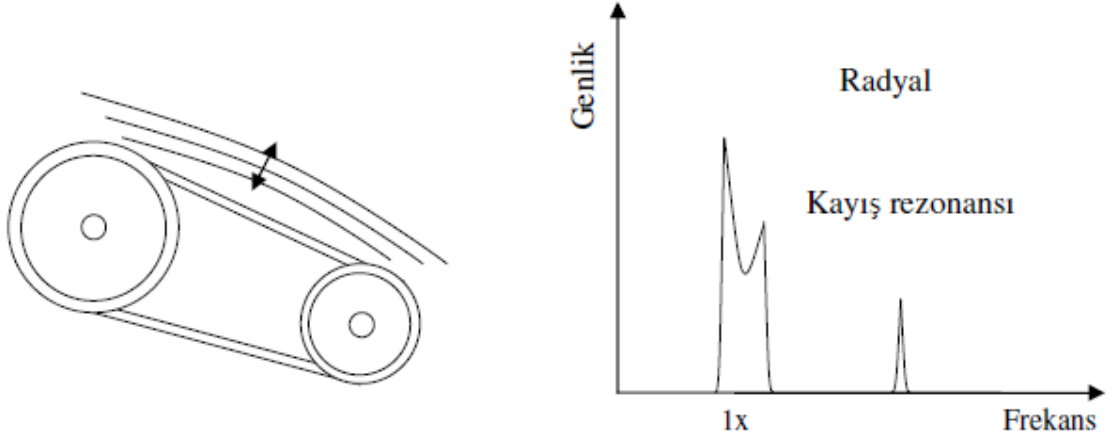
Eksantrik yada balanssız kasnaklar, o kasnağın dönüş hızında yüksek titreşime neden olurlar. Genlik, normal olarak, tahrik eden ve edilen kasnakların her ikisinde de, kayış istikametinde en yüksek konumdadır. Eksantrik kasnaklara pul takılarak balans yapmak mümkün olabilir. Ancak, balanslanmış olmasına rağmen, eksantriklik titreşime ve kayışlarda yorulma streslerinin oluşumuna sebep olur [25]. Şekil 6.16'da kasnak eksantrikliği titreşim spektrumu verilmiştir.



Şekil 6.16. Kasnak eksantrikliği spektrumu^[25]

6.3.5.4. Kayış Rezonansı

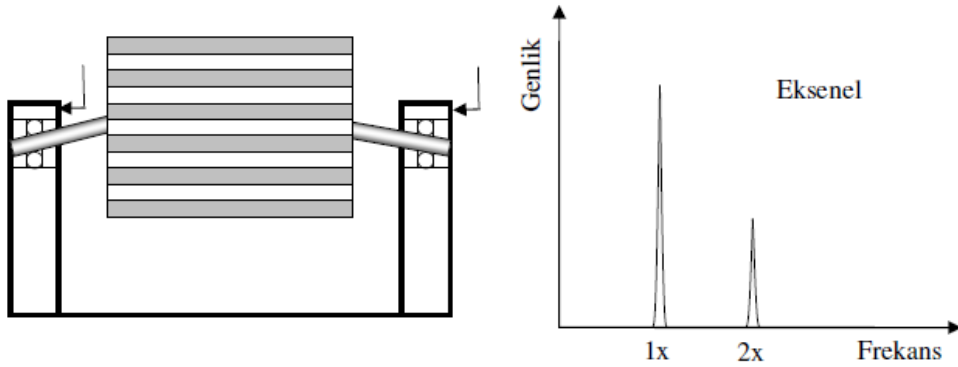
Motor yada tahrik edilen kasnak hızı ile kayış doğal frekansı çakışırsa, kayış rezonansı, çok yüksek titreşimlere sebep olur. Kayış doğal frekansı, kayış uzunluğu yada gerginliği ile oynanarak değiştirilebilir. Kasnaklarda yada rulmanlarda tepki ölçümü yapılırken, sıkıştırılıp gevşetilerek teşhis edilebilir [25]. Şekil 6.17'de kayış rezonansı titreşim spektrumu verilmektedir.



Şekil 6.17. Kayış rezonansı spektrumu^[25]

6.3.6. Eğik Mil

Eğik şaft problemleri, aynı makine elemanları üstünde 1x aksel titreşimler üretir. Eğer eğiklik şaft merkezine yakınsa, şaft dönüş hızında ($1x \text{ d/d}$); kaplin tarafında ise, şaft dönüş hızının iki katı frekansta ($2x \text{ d/d}$) baskın titreşim oluşturur. Spektrumu balans bozukluğuna benzer [25]. Şekil 6.18'de eğik mil titreşim spektrumu verilmiştir.



Şekil 6.18. Eğik mil spektrumu^[25]

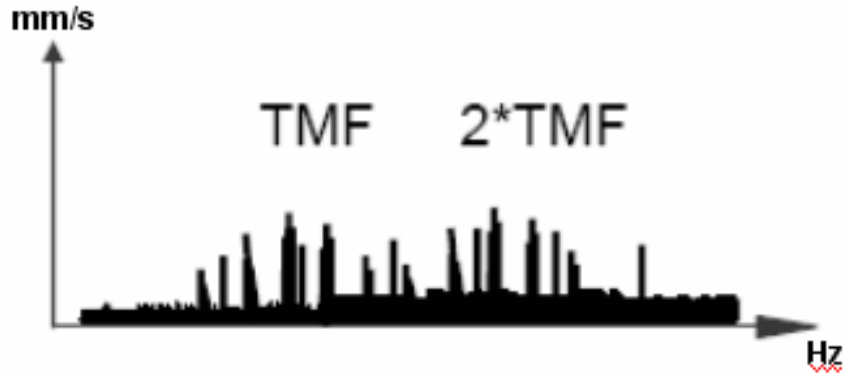
6.3.7. Dişli Sistem Arızaları

Mükemmel profile sahip dişliler bile, yük altında dişlerin deformasyonu ve yükün değişik sayıda diş tarafından taşınması sırasında ani değişiklikler nedeniyle, titreşim hareketi yaparlar. Diş deformasyonu etkisi, diş kavrama frekansı (TMF) ve bunun harmoniklerinde kendini gösterir ve büyük ölçüde yüke bağlıdır [1, 2].

$$\text{TMF} = \text{Diş sayısı} \times \text{Devir frekansı} \quad (6.8)$$

İdeal profilden sapmalardan dolayı da diş kavrama frekansının harmoniklerinde titreşimler meydana gelebilir. Başlangıçta bu titreşimler dişli imalatındaki hatalardan dolayı görülür, ancak zamanla aşınmaların eşitlenmesinden dolayı azalır ve yine aşınmalardan dolayı artar.

Dişli sistemlerin ürettikleri titreşim spektrumları oldukça karmaşıktır. Şekil 6.19'da da görüldüğü üzere spektrum grafiğinde diş kavrama frekansı ve harmoniklerinde yan bantlar oluşur. Bu durum arızanın teşhis edilebilmesini zorlaştırır.



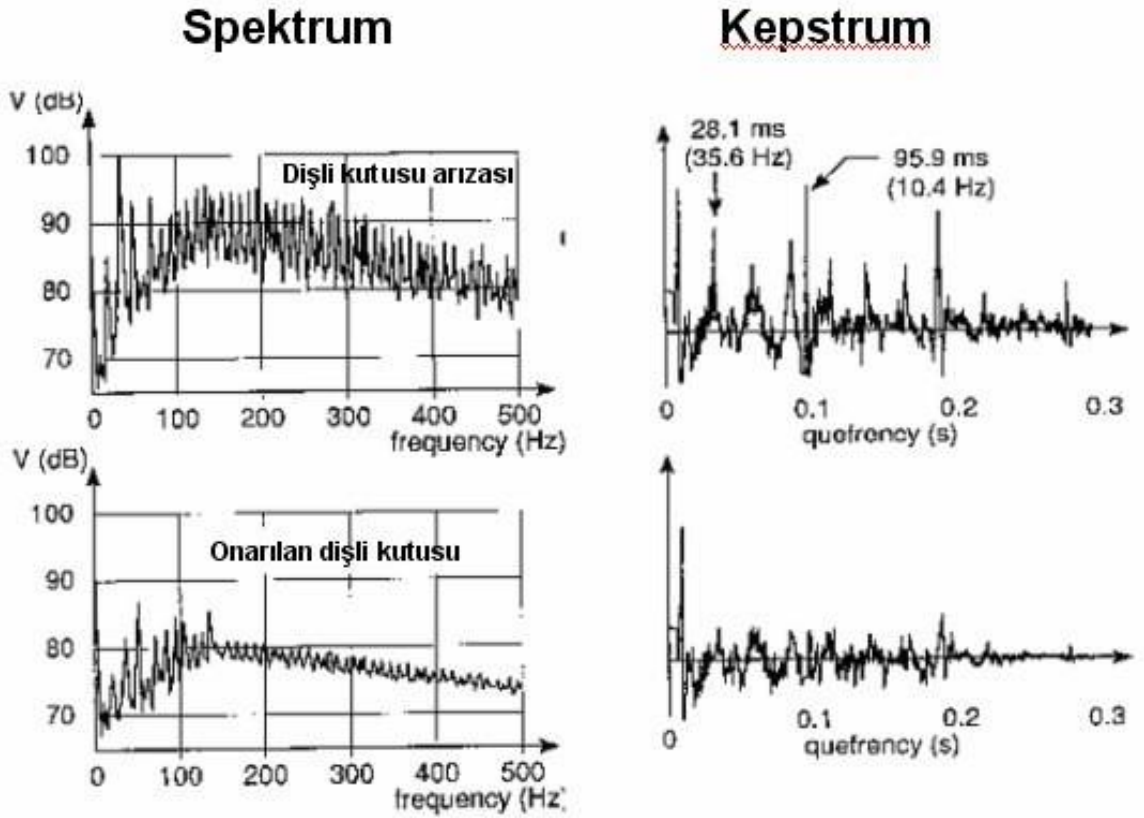
Şekil 6.19. Dişli spektrum grafiği^[12]

Bu zorluğu ortadan kaldırmak için dişli sistemlerde arıza teşhisi ve analizi için kepekstrum analizi kullanılmaktadır. Bu sayede arıza enerjisi kolayca gözlemlenebilir. Şekil 6.20'de dişli kepekstrum grafiği gösterilmektedir.



Şekil 6.20. Dişli kepstrum grafiği^[12]

Kepstrum analizinde, harmonik ve yan bant ailelerindeki tepelerinde meydana gelen artışlar hassas bir şekilde ölçülerek, veriler azaltılıp tek bir çizgiye indirgenir. Şekil 6.21'de spektrum ve kepstrum grafiklerinin karşılaştırılması verilmiştir.

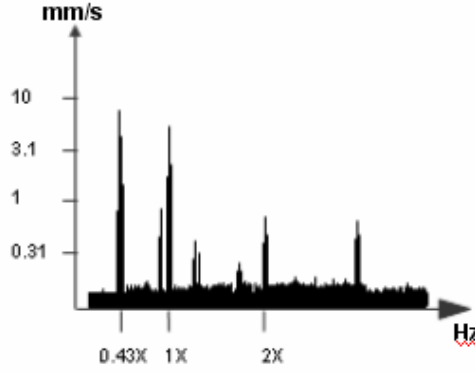


Şekil 6.21. Spektrum ve Kepstrum grafiklerinin karşılaştırılması^[12]

6.3.8. Kaymalı Yatak Hasarları

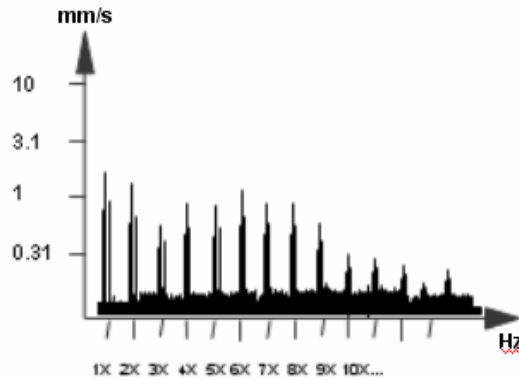
Kaymalı yataklarda genel olarak yağ filmi dengesizliği ve dolanımında iç sürtünmelerin etkisi şeklinde iki hata tipi mevcuttur. Bu hata tipleri kendilerini titreşim spektrumunda değişik şekillerde gösterirler.

Yağ filmi dengesizliği, yüksek hızlı makinalarda düşük yük yükleme durumlarında, kendi kendini besleyen titreşimler olarak görülür. Genel olarak 0.42x ve 0.47x aralığında en yüksek titreşim oluşur. Şekil 6.22'de yağ filmi dengesizliği sonucu kaymalı yataкта oluşan titreşim spektrum grafiği görülmektedir.



Şekil 6.22. Kaymalı yatak yağ filmi dengesizliği spektrum grafiği^[12]

Kaymalı yataklarda iç sürtünmelerin etkisi kendini yıpranma problemleri olarak göstermektedir. Titreşim spektrum grafiğinde 1x ve harmoniklerinde pikler olarak kendini gösterir. Şekil 6.23'te kaymalı yatak titreşim spektrumunda yıpranma problemi gösterilmiştir.



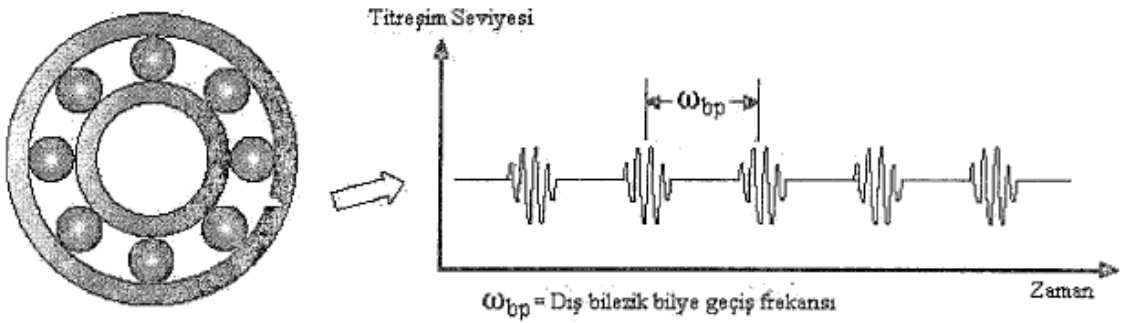
Şekil 6.23. Kaymalı yatak yıpranma problemi titreşim spektrumu grafiği^[12]

6.3.9. Rulman Hasarları

Endüstride dönen makinaların yataklanmasında rulmanlar yaygın biçimde kullanılmaktadır. Makinaların sorunsuz bir şekilde çalışması rulmanların sağlıklı çalışmasıyla yakından ilgilidir. Rulmanlarda oluşan hasarlar şiddetli titreşimlere neden olmaktadır. Rulmanların yaydıkları titreşim miktarı kalan ömürlerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Rulman titreşimleri izlenerek, bilezikler ve yuvarlanma elemanlarının yüzeyinde meydana gelen pürüzlülükler hakkında bilgi sahibi olunabilir.

Rulmanlı yataklarda yağ filmi tabakası çok incedir ve temas noktalarında radyal doğrultuda bağıl hareket yoktur. Yatağın iç ve dış mobilitesi hemen hemen aynıdır. Bu nedenle yatağın dış yüzeyinde yapılan titreşim ölçümleri, iç yapıdaki gelişmeleri doğru şekilde yansıtır [14]. Rulmanlarda meydana gelen hasarlara pek çok faktör sebep olabilir. Bu faktörlere üretim ve montaj hataları, temas yüzeylerinin aşınması, yuvarlanma elemanının kafes ile temas halindeki yüzeyde oluşan hasar, temastaki kirlilik, yuvarlanma yüzeylerindeki çatlaklar, kabarmalar, küçük delik şeklinde korozyon (pitting), ölçü dışı yuvarlanma elemanı örnek olarak verilebilir. Rulmanlarda oluşan hasarlar, bölgesel ve dağınık olmak üzere iki kategoride incelenebilir.

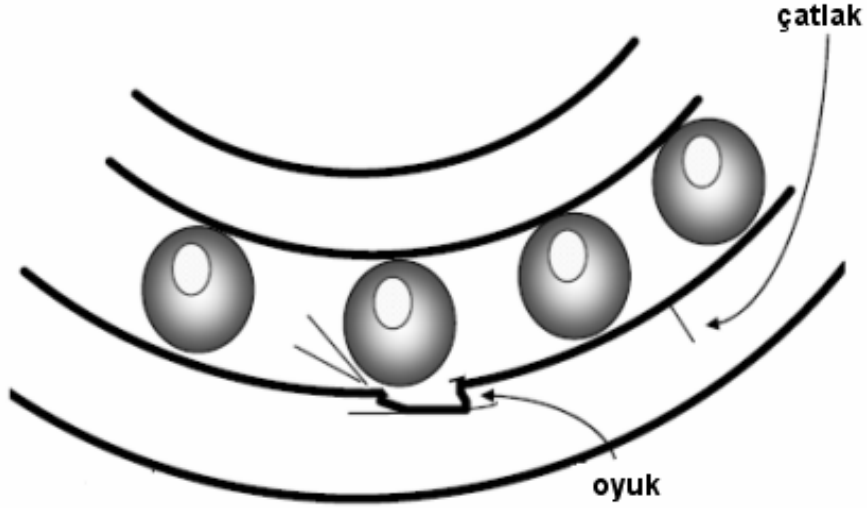
Bölgesel hasarlar; yuvarlanma yüzeylerindeki çatlaklar ve küçük delik şeklinde korozyon (pitting) ve kabarmalardır. Rulmanlarda sık rastlanan hasar, yorulma çatlağının sebep olduğu, bileziklerde ve yuvarlanma elemanlarındaki kabarmalardır. Bölgesel hasarlı bir eleman diğer elemanla çalıştığında iç yüzeydeki temas gerilmelerinde düzensiz değişimler olur. Bu durum çok kısa süreli darbe sinyalinin üretilmesine neden olur. Bu darbe sinyali hasarın varlığını belirlemek için izlenebilen titreşim ve gürültü oluşturur [11]. Şekil 6.24'te hasarlı rulmanın oluşturduğu tipik sinyal gösterilmektedir.



Şekil 6.24. Hasarlı rulmanın oluşturduğu tipik sinyal^[11]

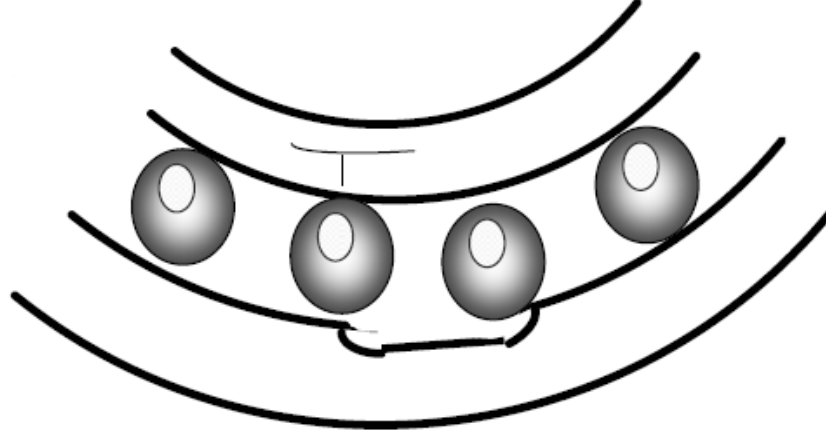
Dağınık hasarlar; yüzey pürüzlülüğü, dalgalılık, ekseni kaçık bilezikler, çentik, korozyon aşınmaları, kir ve ölçü dışı yuvarlanma elemanlarıdır. Yüzey özellikleri rulman bileziklerinde gerçekleşen Hertz temas genişliği ile karşılaştırılan dalga boyu biriminde tanımlanır. Temas genişliğinin derecesinin dalga boyu özellikleri küçük ise pürüzlülük, daha büyük ise dalgalılık olarak adlandırılır. Üretim hataları, yanlış montaj veya aşındırıcı yıpranma dağınık hasarlara sebep olur [11].

Rulmanların maksimum metal gerilmesi, dış bilezik yük bölgesinde ve yatak yüzeyinin birkaç milimetre altında gelişir. Bu yüzden aşınmalar genelde dış bilezikte başlar. Rulman aşınmalarının çoğu çatlak yada boşluk halinde başlar. Çatlaklar yüksek frekans bölgesinde darbe üretirler [16]. Şekil 6.25'te rulman aşınma başlangıcı gösterilmektedir.



Şekil 6.25. Rulman aşınma başlangıcı^[12]

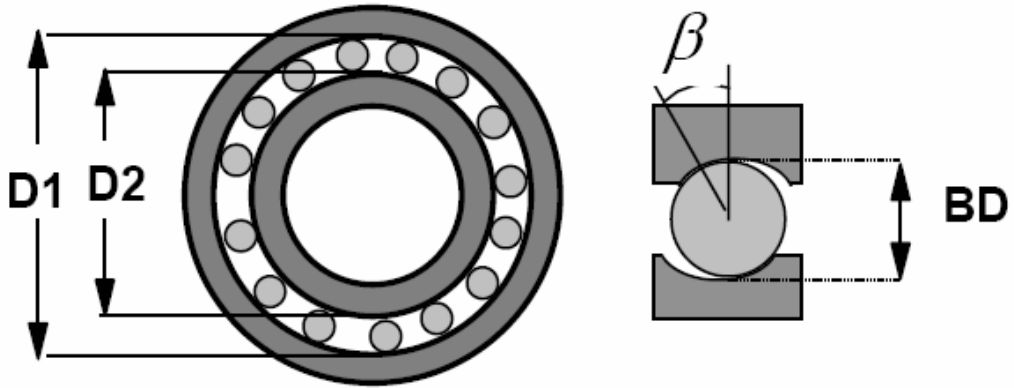
Aşınma ilerledikçe; pürüzler düzgünleşir, sinyalin darbe özelliği azalır, boşluk derinleştikçe bilyalar zıplamaya başlar ve iç bileziği aşındırır [17]. Şekil 6.26'da rulmanda aşınma ilerlemesi gösterilmektedir.



Şekil 6.26. Rulman Aşınma Gelişimi^[12]

6.3.9.1. Rulman Hasar Frekansları

Rulmanda arızaları meydana getiren dört çeşit hasar frekansı bulunmaktadır. Bu hasar frekansları, iç bilezik, kafes, yuvarlanma elemanı ve dış bilezik hasar frekansıdır. Bu dört hasar frekansının hesaplanması Şekil 6.27'de gösterilen rulman geometrisine göre yapılmaktadır.



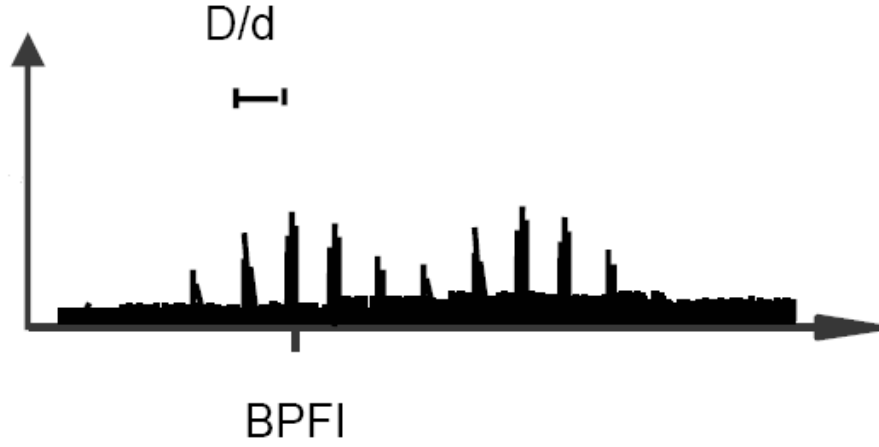
Şekil 6.27. Rulman Geometrisi^[12]

6.3.9.1.1. İç Bilezik Bilya Geçiş Frekansı (BPFİ)

Bilya veya yuvarlanma elemanlarının iç bilezik üzerinde bağlı dönme hareketleri neticesinde oluşan titreşim frekanslarıdır. İç bilezik mil ile aynı hızda dönerken, bilyalar daha düşük hızlarda dönerler. İç bilezik bilya geçiş frekansı denklem 6.9'daki gibi hesaplanmaktadır.

$$\text{BPFİ: } f_{iç} = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (6.9.)$$

İç bilezik arızaları şekil 6.28'de gösterildiği gibi iç bilezik bilya geçiş frekansı, yan bantlar ve devir sayısı harmoniklerinde, günler veya haftalar önce kendini spektrum grafiğinde belli eder.



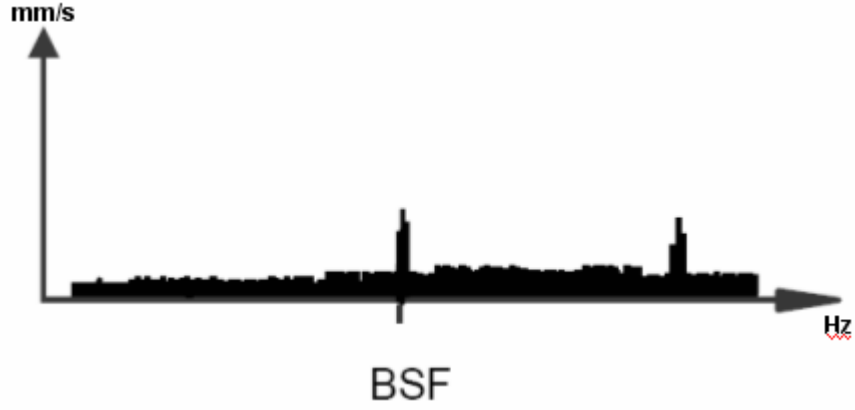
Şekil 6.28. İç Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği^[12]

6.3.9.1.2. Bilya Dönme Frekansı (BSF)

Her bir bilya veya yuvarlanma elemanı bileziklerin etrafında dönme hareketi yaptığı için kendi eksenini etrafında da dönme hareketini gerçekleştirmiş olur. Bu dönme hareketi spektrum grafiğinde bilya dönme frekansını oluşturur ve bilya dönmesi olarak tanımlanır. Bilya dönme frekansı denklemi denklem 6.10'da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\text{BSF: } f_{bilya} = \frac{1}{2} f_r \frac{PD}{BD} \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (6.10.)$$

Bilya arızaları hemen müdahale gerektiren arıza çeşididir. Şekil 6.29'da gösterildiği gibi spektrum grafiğinde bilya dönme frekansı ve harmonikleri şeklinde kendini gösterir.



Şekil 6.29. Bilya Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği^[12]

6.3.9.1.3. Kafes Frekansı

Rulman kafesinin dönme hızı bileziklerin hızına bağlıdır. Kafesin görevi, yuvarlanma elemanlarını birbirine bağlayarak, onların birbirine çarpmadan çalışabilmesi için aralarında belli boşluklar oluşturmaktır. Ne kadar iyi bir yağlanma sağlanırsa sağlansın yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasında sürtünme oluşur. Genel olarak mil dönme devrinin yarısına yakın bir hızda dönerler. Kafes frekansı denklem 6.11'de verildiği gibi hesaplanır.

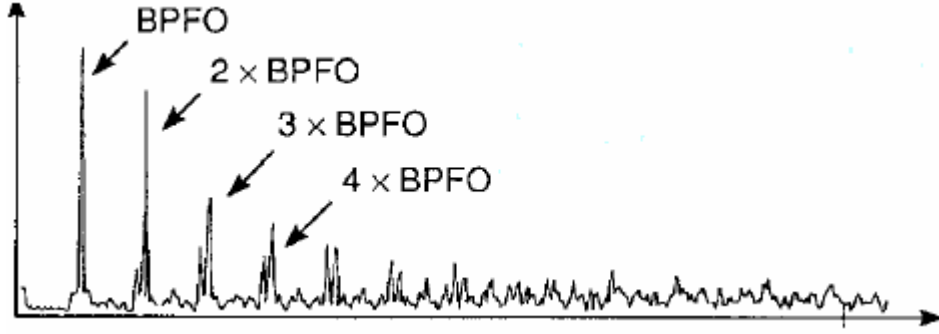
$$f_{kafes} = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (6.11.)$$

6.3.9.1.4. Dış Bilezik Bilya Geçiş Frekansı (BPFO)

Bilyalar yada yuvarlanma elemanlarının dış bilezik üzerinden geçerken meydana getirdikleri titreşim frekansıdır. Dış bilezik geçiş frekansı denklem 6.12'de gösterildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$\text{BPFO} : f_{du} = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (6.12.)$$

Rulmanlarda meydana gelen dış bilezik hasarları kendini aylar öncesinden belli eder. Şekil 6.30'da gösterildiği gibi titreşim spektrumu grafiğinde dış bilezik bilya geçiş frekansı ve harmonikleri olarak kendini belli eder.



Şekil 6.30. Dış Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği^[12]

Denklem 6.9'dan denklem 6.12'ye kadar olan formüllerde kullanılan terimlerin açıklaması aşağıdaki gibidir.

n = Bilya sayısı

$$PD = \frac{D1+D2}{2}$$

BD = Bilya çapı

f_r = Devir frekansı

β = Temas açısı'dır.

Rulman hakkında yeterli bilgi edinilemediği durumlarda, sadece yuvarlanma elemanı sayısının bilinmesi, rulman hasar frekanslarının yaklaşık olarak hesaplanabilmesini sağlar. Bu hesaplama yönteminin denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$f_{kafes} \cong 0,4 * f_r \quad (6.13.)$$

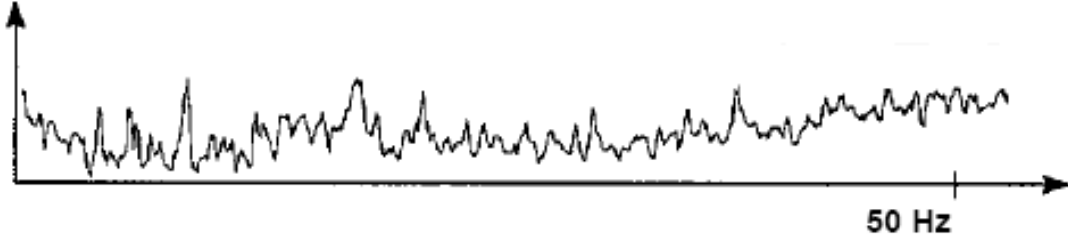
$$f_{du} = 0,4 * f_r * N_b \quad (6.14.)$$

$$f_{iç} = 0,6 * f_r * N_b \quad (6.15.)$$

Bu denklemlerde N_b yuvarlanma elemanı sayısını temsil eder.

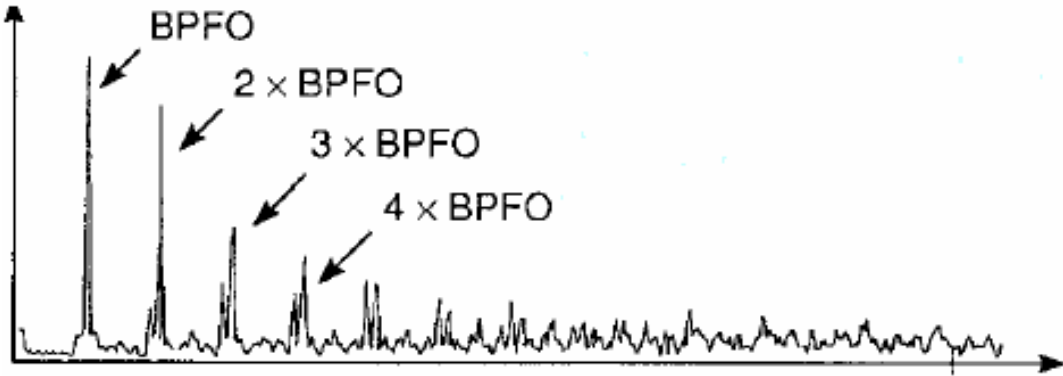
6.3.9.2. Zarf Analizi İle Rulman Hasarlarının Bulunması

Zarf analizi rulman hasarlarının tespiti ve analizinin yapılmasında kullanılmaktadır. Spektrum grafiğinde rulman arızalarının tespit edilerek analiz edilmesi mümkündür. Ancak yüksek harmoniklerin ayrılabilmesi için devir hızında değişme olmamalıdır. Çünkü devir hızında oluşabilecek en ufak değişim, yüksek dereceli harmoniklerin iç içe geçmesine neden olur. Şekil 6.31'de gösterildiği gibi rulmanda hasar olsa dahi spektrum grafiğinde rulman kritik frekansları ortaya çıkmayabilir. Bu durum sadece spektrum grafiğinin analizinin rulman hasarını tespit etmede yeterli olamayabileceğini göstermektedir.



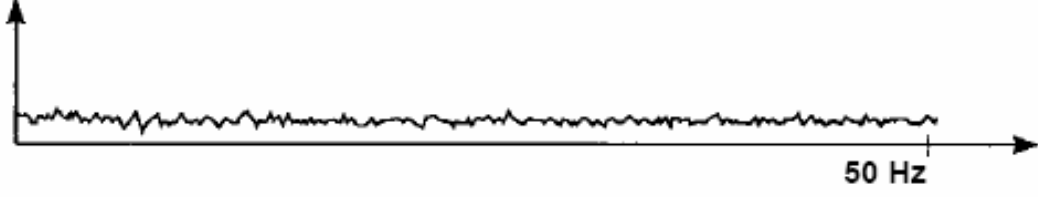
Şekil 6.31. Titreşim Spektrum Grafiği^[12]

Hasar frekansları şekil 6.32'de gösterildiği gibi zarf spektrumunda ortaya çıkmaktadır. Bununla beraber zarf eğrisi, hem devir hızındaki küçük değişimlere hem de darbeler arasındaki sürenin değişimine karşı, yüksek frekanslarda dahi tepki vermemektedir.



Şekil 6.32. Zarf Spektrum Grafiği^[12]

Hasarsız bir rulmana ait zarf spektrumu şekil 6.33'te gösterildiği gibi düzdür.



Şekil 6.33. Sağlam bir rulmana ait zarf spektrum grafiği^[12]

6.3.9.3. Rulman Hasar Oluşumunun Titreşim Spektrumundaki Belirtileri

Spektrum grafiğinde, hasarlı bir rulmanın oluşturduğu titreşimin belirtileri dört aşamada ifade edilebilir.

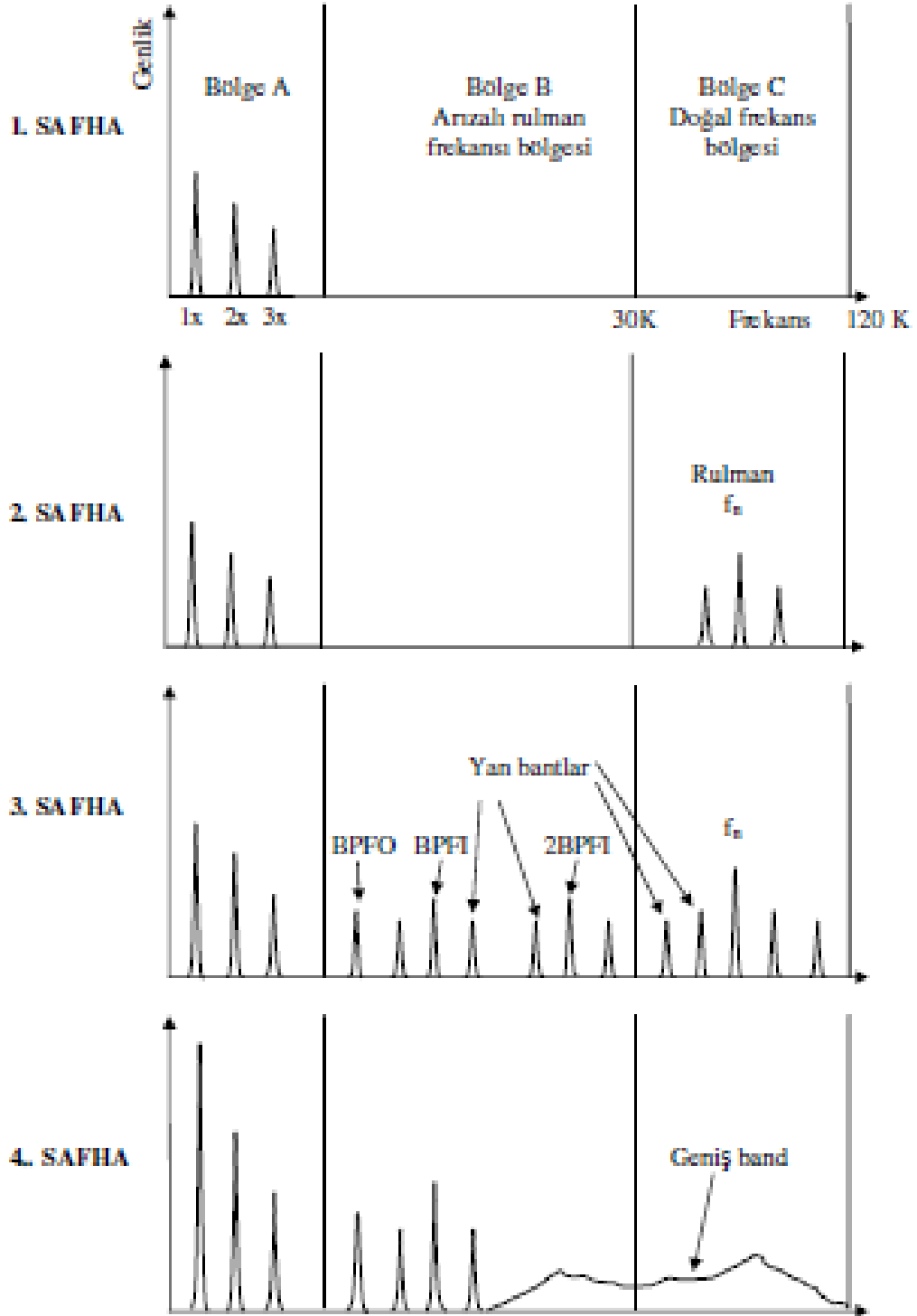
1. Aşama: Hasarın ilk zamanlarında spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansının harmonikleri gözlemlenir. Temel hasar frekansı oluşmaz. Rulman hasarlarında ilk belirtiler 20,000-60,000 Hz gibi ultrasonik frekanslarda oluşur. Ses duyulmaz ve sıcaklık normal düzeydedir. Arıza mikroskobik seviyede olduğundan titreşimler ölçülemez.

2. Aşama: Spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansının harmoniklerinin sayısı artar. Bozulma devam ettiğinde hasar titreşim frekansları mil dönme frekansı ile modülasyona uğrayarak yan bantları oluşturur. Oluşan yan bantların genliği hasar frekansının genliğini geçerse, hasarın önemli olduğu anlaşılır. Rulman elemanları 500-2000 Hz frekans aralığında gürültü oluşturmaya başlar. Ses hafifçe duyulur ve sıcaklık normal seviyededir. Titreşim genlikleri logaritmik grafiklerde ortaya çıkabilir.

3. Aşama: Bu aşamada spektrum grafiğinde titreşim hasar frekansı harmonikleri ve yan bantlarına ek olarak esas hasar frekansı da ortaya çıkar. Rulman ömrü, uygulanan yüke ve mil hızına bağlı olarak azalmıştır. Rulmanın sesi duyulur ve sıcaklık bir miktar artar.

4. Aşama: Rulman bozulmaya devam ettiği için rulman elemanlarının bozulmasını hızlandıran iç boşluklar artmaya başlar. Bu boşluklar rulman elemanları arasındaki çarpmaları artırır bu çarpmalar sonucu meydana gelen titreşimin spektrum grafiğinde geniş bant gürültü oluşur. Titreşimlerin genlikleri azalabilir ve geniş bant gürültüden zor ayırt edilebilirler [18]. Hasar artık had safhadadır. Rulman ömrünün %98'inden fazlasını tamamlamıştır. Bu aşamadaki rulman için hemen bakım yapılmalıdır.

Rulman hasarının dört aşamasına ait spektrum grafiği şekil 6.34'teki gibidir.



Şekil 6.34. Rulman arızasının dört aşamasının spektrum grafiği^[25]

7. KOMPRESÖRLER VE DÖVME MAKİNALARI

7.1. Kompresörler

Genel olarak havayı veya diğer gazları atmosfer basıncından daha yüksek basınçlara sıkıştırmak amacıyla kullanılan makinalara verilen addır.

7.1.2. Kompresör Çeşitleri

7.1.2.1. Santrifüj (Merkezkaç) Kompresörler

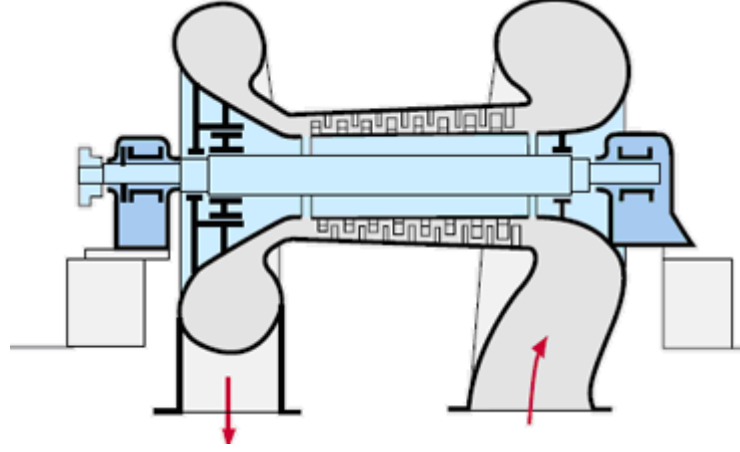
Bu tür kompresörde hava veya başka bir gaz merkezi olarak dairesel bir hazneye alınarak, dönme hareketi sonucu hava, merkezkaç kuvvetinin etkisi altında hızlanır. Ancak kompresörün dış kısmına ulaşıldığında havanın hızı azalır. Bernouilli prensibine göre hızın azalması basınçta artışa sebep olur. Buradan hava toplanma halkasına alınarak dışarıya sevk edilir. Makina yüksek hızla döndüğünden dolayı, dengelenmiş, yani ağırlık merkezinin dönme eksenini üzerinde olması gerekmektedir. Küçük bir sapma olsa bile makinada büyük titreşimlere ve hasarlara neden olur. Şekil 7.1'de bir santrifüj kompresör fan fotoğrafı gösterilmektedir.



Şekil 7.1.Santrifüj kompresör fanı

7.1.2.2. Eksenel Kompresörler

Eksenel kompresörlerde hava dönme eksenine paralel şekilde hareket ederek, helisel şekilde ilerler. Hava ilerlerken basıncında sürekli artış olur. Bir anlamda çalışma sistemi türbinin tersi şekildedir. Dönen kısımları merkezde olduğundan merkezkaç kuvvetleri düşüktür. Şekil 7.2'de eksenel kompresör şeması verilmiştir.



Şekil 7.2. Eksenel kompresör

7.1.2.3. İleri Geri (Pistonlu) Kompresörleri

Bu tür kompresörlerde bulunan pistonun ileri-geri hareketi ile hava sıkıştırılır. Pistona bağlı havanın içeri girebilmesi ve dışarı atılabilmesi için kapakçıklar bulunur. Genel olarak, kompresörde dönme hareketini gel-git şeklinde doğrusal harekete çeviren, biyel mekanizması bulunur. Sıkıştırılacak akışkan, pistonu giriş kapakçığından emilerek alınır. Piston hacmi en yüksek seviyeye ulaştığında giriş kapakçığı kapanır ve piston ileri doğru hareket eder. Akışkana basınç uygulanır ve basınç arttığı zaman çıkış kapakçığı açılır ve böylece akışkan dışarı atılır. Kompresör tek yönde çalışan tipte ise, gaz veya hava olan akışkan tek bir taraftan emilerek basılır. İki yönlü çalışan kompresörlerde ise pistonun bir tarafından akışkan emilirken, diğer taraftan dışarı basılır. Daha sonra bu işlem yön değiştirerek devam eder.

7.1.2.4. Dönel Pozitif Yer Değiştirmeli Kompresörler

Bu tür kompresörlerde, hava dış merkez pompalarla birbirini takip eden küçük hacimlere alınır. Hacim azaldıkça basınçta artma meydana gelir. Motorun dönen parçası, akışkanı girişten çekerek etrafında döndürür ve çıkıştaki yüksek basınçlı kısma verir. Doğalgaz endüstrisinde gaz

ölçüsü olarak kullanılır ve içinde is gibi yabancı madde bulunan gazlar, kolaylıkla bu kompresörden geçirilebilir.

7.1.2.5. Jet Kompresörleri

Genel olarak iki tür jet kompresörleri vardır. Bunlar, hidrolik kompresörler ile gaz ve buhar kompresörleridir.

7.1.2.5.1. Hidrolik Kompresörler

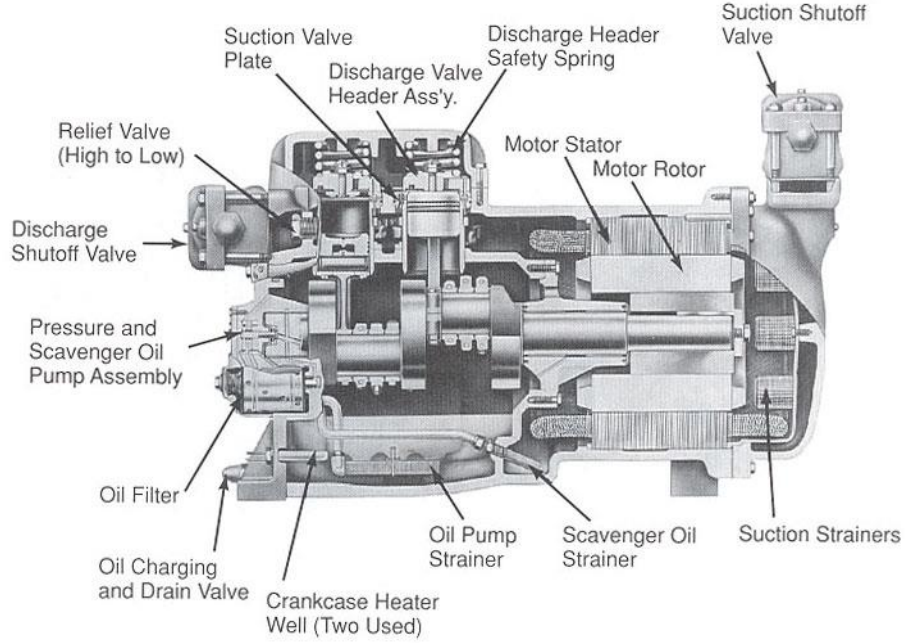
Düşen suyu veya basınç altındaki suyu, mekanik harekete sahip bir parça kullanmaksızın, havaya basınç uygulamak için kullanan kompresörlerdir. En basitinde yüksek seviyeli su kütlesi, düşük seviyeye getirilirken havaya da basınç uygulanır. Daha sonra basınçlı havadan su ayrışır.

7.1.2.5.2. Gaz ve Buhar Kompresörleri

Bu kompresörlerde basınçlı havanın veya buharın çıkış yapabileceği ağız bulunur. Bu ağızdan yüksek basınçlı hava çıkarken genişler ve hızlı hareketi sayesinde havayı beraberinde götürür. Daha sonra azalan kinetik enerji, basıncın da artmasına sebep olur. Bu kompresörler, özellikle buharın zararlı etkisinin bulunmadığı yerlerde hava üfleme, ısı pompalarında ve havalandırma makinalarında termo kompresör olarak kullanılırlar.

7.1.2.6. Pistonlu Kompresörler

Pistonlu hava kompresörleri motordan aldığı hareket sayesinde kompresör içerisindeki krank milinin belirli bir ekseninde dönmesini sağlar. Krank milinin yapısı sayesinde biyel kolu adı verilen piston desteği ileri ve geri hareket etmeye başlar. İleri hareket esnasında havayı sisteme aktaran pistonlar, geri hareketinde ise havayı silindirin içerisine çekme işlemini gerçekleştirirler. Detaylı mühendislik ve hesaplamalar gerektiren bu sistem vasıtasıyla hava, sisteme veya hava tankına gönderilmiş olur. Şekil 7.3'te bir pistonlu kompresör ve kısımları gösterilmektedir.



Şekil 7.3. Pistonlu kompresör ve kısımları

7.2. Dövme Makinaları

Dövme, darbe veya basınç altında kontrollü bir şekilde plastik deformasyon sağlayarak, metale istenilen şeklin verilmesi, tane boyutunun küçültmesi ve mekanik özelliklerinin iyileştirilmesi için uygulanan bir plastik şekil verme tekniğidir.

Dövme işlemi çeşitli kriterlere göre sınıflandırılmaktadır.

7.2.1. Kullanılan Makinelerin Çalışma Prensibine Göre

7.2.1.1. Şahmerdan İle Dövme

Plastik şekillendirme işleminin, iş parçasının yüzeyine uygulanan darbeler ile gerçekleştirildiği dövme şeklidir. Şahmerdanların temel çalışma prensibi, sistemde üst kalıbı oluşturan ağırlığın belirli bir yüksekliğe çıkarılarak, alt kalıba yerleştirilen iş parçasının üzerine serbest veya basınçlı şekilde düşürülmesi şeklindedir. Mekanik hareketli, hava kaldırmalı, buhar veya basınçlı, karşılıklı vuruşlu olmak üzere dört çeşit şahmerdan vardır. Şekil 7.4'te bir şahmerdan gösterilmektedir.



Şekil 7.4. Şahmerdan

7.2.1.2. Pres İle Dövme

Malzemelere uygulanan plastik şekillendirme işleminin, statik basma kuvvetleri altında ve yavaş hızlarda yapıldığı dövme türüdür. Şahmerdanlarla kıyaslandığında enerji iş parçasına nispeten daha düşük hızlarda uygulanır. Çalışma prensiplerine göre mekanik ve hidrolik presler olmak üzere iki grupta incelenir.

7.2.1.2.1. Mekanik Presler

Mekanik preslerin en yaygın türü eksantrik preslerdir. Eksantrik hareketler vasıtasıyla, hareket elemanının dönme hareketi çekicinin gidiş geliş hareketine dönüştürülür.

7.2.1.2.2. Hidrolik Presler

Hidrolik preslerde hareket darbeden çok basma kuvveti şeklinde uygulanır. Hidrolik sıvısı olarak, su, emülsiyon ve mineral yağlar kullanılabilir.

7.2.2. Dövmeye İşleminin Yapıldığı Sıcaklığa Göre

Sıcak ve soğuk dövme olmak üzere iki şekildedir. Sıcaklıklar, malzemenin yeniden kristalleşme sıcaklığı göz önünde bulundurularak sıcak veya soğuk olarak adlandırılır.

7.2.2.1. Sıcak Dövme

Dövme işleminin gerçekleştirileceği sıcaklık malzemenin yeniden kristalleşme sıcaklığından yüksek ise bu dövme türüne sıcak dövme adı verilir. Sıcak dövmenin avantajları şu şekildedir;

- Yüksek sıcaklıklarda malzemelerin şekil değiştirme kabiliyetleri iyidir.
- Yüksek sıcaklıklarda metalin plastik deformasyon direnci düşük olduğu için işi gerçekleştirebilmek için gereken kuvvet daha düşüktür.

7.2.2.2. Soğuk Dövme

Yeniden kristalleşme sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda gerçekleştirilen dövme türüdür. Daha çok hafif metallerin ve küçük parçaların üretilmesinde kullanılan bir dövme yöntemidir.

7.2.3. Dövme İşleminde İzlenen Yol ve Kalıp Özelliklerine Göre

Kalıp özelliklerine göre dövme, açık kalıpta dövme ve kapalı kalıpta dövme olmak üzere iki şekilde incelenir.

7.2.3.1. Açık Kalıpta Dövme

Sayısı az ancak hacimce büyük parçaların dövülmesi işleminde uygulanan kalıp yöntemidir. Bu yöntemde kullanılan kalıplar düz veya çok basit şekilli kalıplardır. Bu yöntem aynı zamanda kapalı kalıpta dövme işlemi gerçekleştirilecek olan parçalar için gerekli ön şekillendirme işleminin yapılmasında da kullanılmaktadır.

7.2.3.2. Kapalı Kalıpta Dövme

Karmaşık şekle sahip parçaların, uygulanan yüksek basınç sayesinde, malzemenin kalıbın tüm ayrıntılarını doldurarak, çok küçük boyut toleranslarıyla üretimini sağlar.

8. VERİ TOPLAMA CİHAZI

Bu çalışmadaki titreşim ölçümleri Brüel & Kjaer firmasının ürettiği Vibrotest 60 veri ölçeri ve AS – 065 S / N tipinde ivmeölçer kullanılarak elde edilmiştir. Ölçüm cihazı ile alınan ölçümler vibroreport programı kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır.



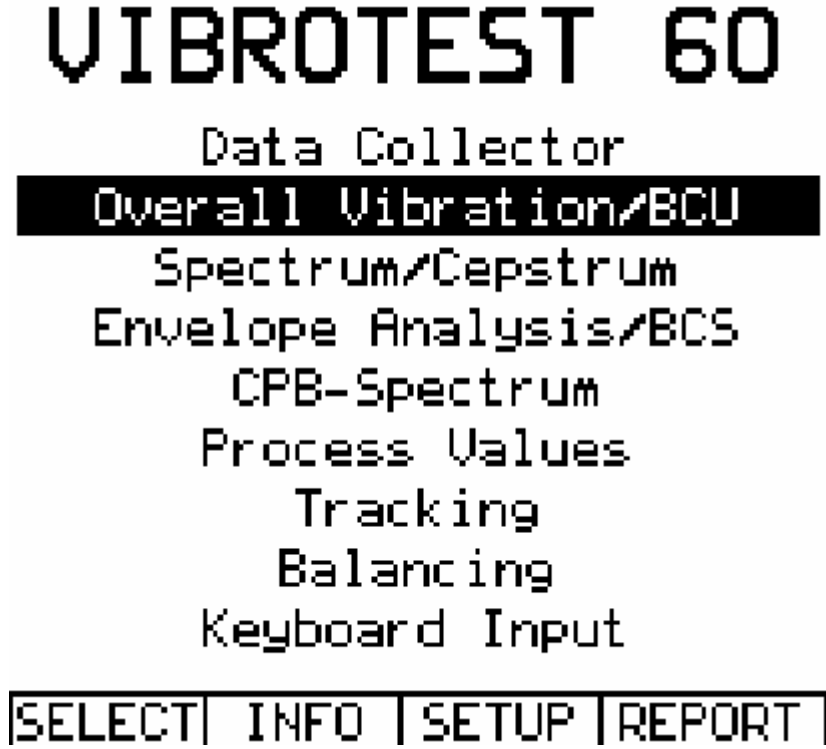
Şekil 8.1. Veri toplama cihazı^[18]

8.1. Vibrotest 60 Veri Toplama Cihazı

Bu cihaz, makina bakımı için gerekli olan ölçme ve değerlendirme ihtiyaçlarını karşılayabilen özelliklere sahiptir. Şekil 8.2'de bu cihaza ait görev menü modülleri gösterilmektedir.

8.1.1. Data Collector (Veri Toplayıcı)

Bu modül, periyodik bakım ve arıza analizi çalışmalarının yapılmasında kullanılmaktadır.



Şekil 8.2. Vibrotest 60 görev menüsü^[18]

8.1.2. Overall Vibration / BCU

Genel titreşim düzeyi, devir hızı ve BCU (Bearing Condition Unit) ölçümlerinin yapılmasında kullanılan modüldür.

8.1.3. Spectrum / Kepstrum

Arızaları erken teşhis etmek için gelişmiş FFT spektrum ölçümü kullanılır. Dişli kutularında, yan bantları ve harmoniklerini içeren titreşim enerjisini teşhis etmek için kepstrum analizi modülü kullanılmaktadır.

8.1.4. Envelope Analysis / BCS

Rulman arızalarının tespit edilebilmesi için zarf analizi tekniğine ait modüldür.

8.1.5. CPB – Spectrum

Constant Percentage Bandwidth (Sabit yüzdeli bant genişliği) analiz fonksiyonudur.

8.1.6. Tracking

Mertebe analizi yaparak, kritik hız ve rezonans tespitinin gerçekleştirildiği modüldür.

8.1.7. Balancing

Yerinde balans alma işlemi yapılacağı zaman kullanılacak modüldür.

9. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bu çalışmada, İZELTAŞ A.Ş. fabrikasında bulunan makinalarda ortaya çıkan arızalar titreşim analizi ile kestirimci bakım yapılarak belirlenmiştir. Çalışma kapsamında fabrikada bulunan iki adet kompresörün rulmanlı yataklarından ve dövme makinasının kaymalı yatağından titreşim ölçümleri alınmıştır.

Alınan ölçümlerin analiz edilmesi sonucunda rulmanlı yataklarda, mil dengesizliği, milde gevşeklik, dış bilezik ve iç bilezik hasarları ile kaymalı yatakta yıpranma tespit edilmiştir.

9.1. Kompresör Hasarları

Bu çalışmada kompresör arızalarının tespiti için sisteme gereken havayı gönderen iki farklı kompresörün yataklarından ölçümler alınmıştır. Şekil 9.1 ve şekil 9.2'de kompresörlerin fotoğrafı görülmektedir. Kompresörlerden ölçümler radyal yönden alınmışlardır.

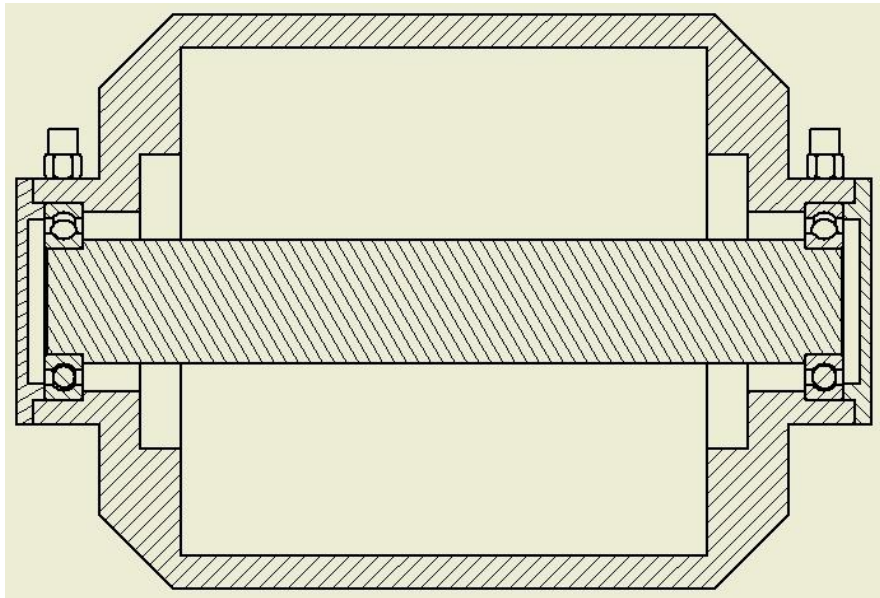


Şekil 9.1. Ölçüm alınan bir numaralı kompresör



Şekil 9.2. Ölçüm alınan iki numaralı kompresör

Kompresörlerden alınan ölçümlerin şematik gösterimi şekil 9.3'te verilmiştir.



Şekil 9.3. Kompresörlerden alınan ölçümlerin şematik gösterimi

Ölçüm alınan kompresörlerin teknik özellikleri çizelge 9.1 ve çizelge 9.2'de verilmiştir.

Çizelge 9.1. Ölçüm alınan bir numaralı kompresörün teknik özellikleri

1 NOLU KOMPRESÖR GA 75 ATLAS COPCO	
ÖZELLİK	DEĞER
TİP	GA 75 PACK
SERİ NO	A11 460591
MAX. ÇALIŞMA BASINCI	7,5 BAR
MOTOR GÜCÜ	75 KW
YILI	1997
HAVA ÇIKIŞ DEBİSİ	222 L/S
AĞIRLIK	1550 KG
HIZ	2980 d/d
VOLTAJ	400 V
ÇEKTİĞİ AKIM	136 A
COS&	0.84
ÖN ARKA RULMAN	6213 C4

Çizelge 9.2. Ölçüm alınan iki numaralı kompresörün teknik özellikleri

2 NOLU KOMPRESÖR GA 90C ATLAS COPCO	
ÖZELLİK	DEĞER
TİP	GA 90 C
SERİ NO	A11 478593
MAX. ÇALIŞMA BASINCI	7,5 BAR
MOTOR GÜCÜ	90 KW
YILI	2003
HAVA ÇIKIŞ DEBİSİ	254 L/S
AĞIRLIK	1700 KG
HIZ	2970 d/d
VOLTAJ	400 V
ÇEKTİĞİ AKIM	160 A
COS&	0.86
ÖN ARKA RULMAN	6213 C4

9.1.1. Bir Numaralı Kompresörde Oluşan Hasarlar

Yataklarda bulunan rulmanların özellikleri ve oluşturdukları hasar titreşim frekansları ile ilgili bilgiler çizelge 9.3 ve çizelge 9.4'de verilmiştir.

Kompresör odasında 5 adet kompresör olduğundan, yataklardan alınan ölçümlerden elde edilen grafiklerde bir anlam yükleyemediğimiz piklerin diğer kompresörlerin etkisinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

9.1.1.1. Milde Gevşeklik

Yataklardan ilk (referans) ölçümler 12 Mart 2013 tarihinde alınmıştır.

1 numaralı kompresörün her iki yatağından alınan ölçümlerde bu kompresörde gevşek mil hasarı gözlemlenmiştir. Bu durum aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.

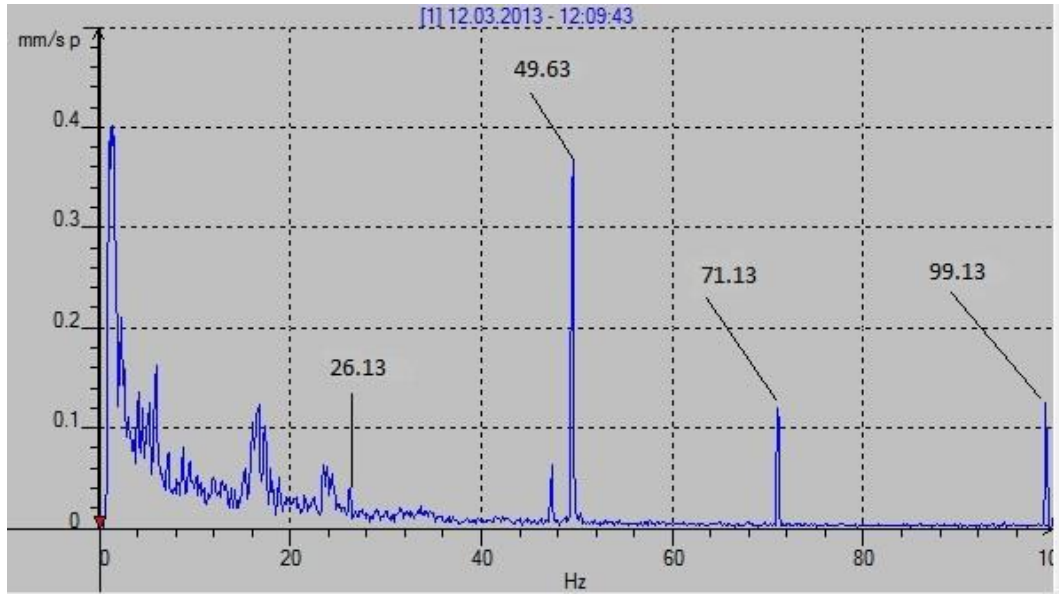
9.1.1.1.1. Bir Numaralı Kompresör Birinci Yatakta Gevşek Mil Hasarı

Çizelge 9.3'te bir numaralı kompresör birinci yatağa ait teorik ve ölçüm ile elde edilen gevşek mil hasar frekansları verilmiştir.

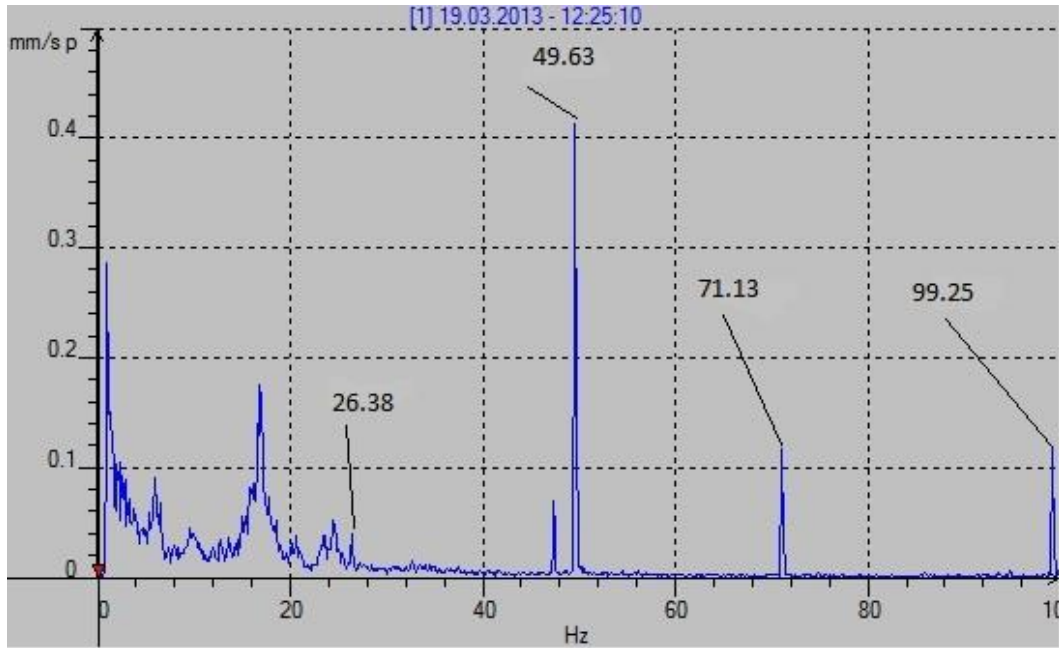
Çizelge 9.3. Bir numaralı kompresör birinci yatak gevşek mil frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesaplama ile elde edilen hasar frekansları Hz
27	24,84 0.5x
49.63	49.67 1x
71.13	74.50 1.5x
99.13	99.34 2x

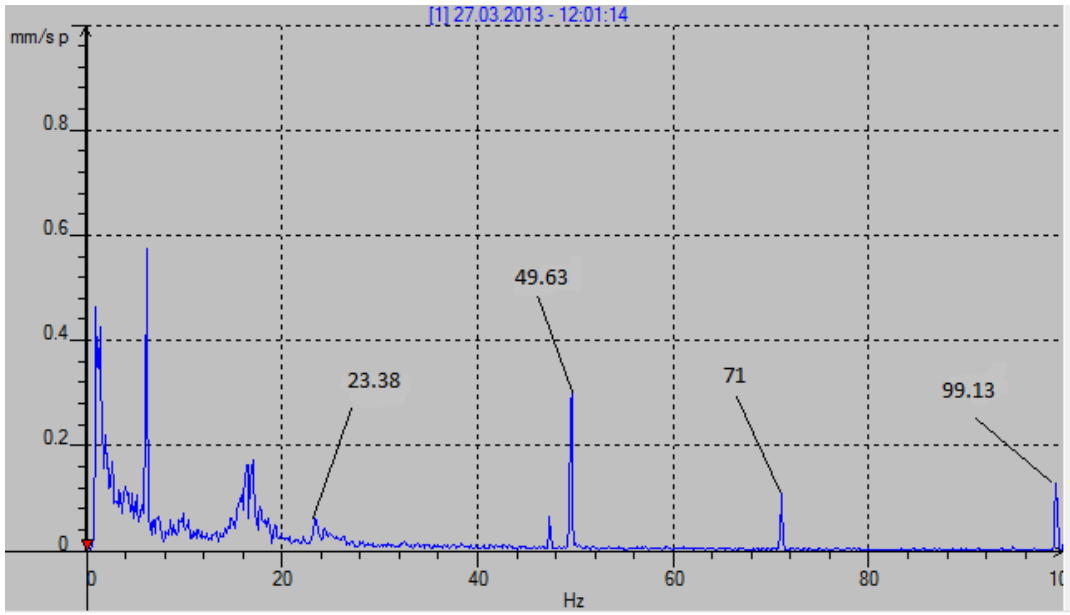
Bir numaralı kompresörün birinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.



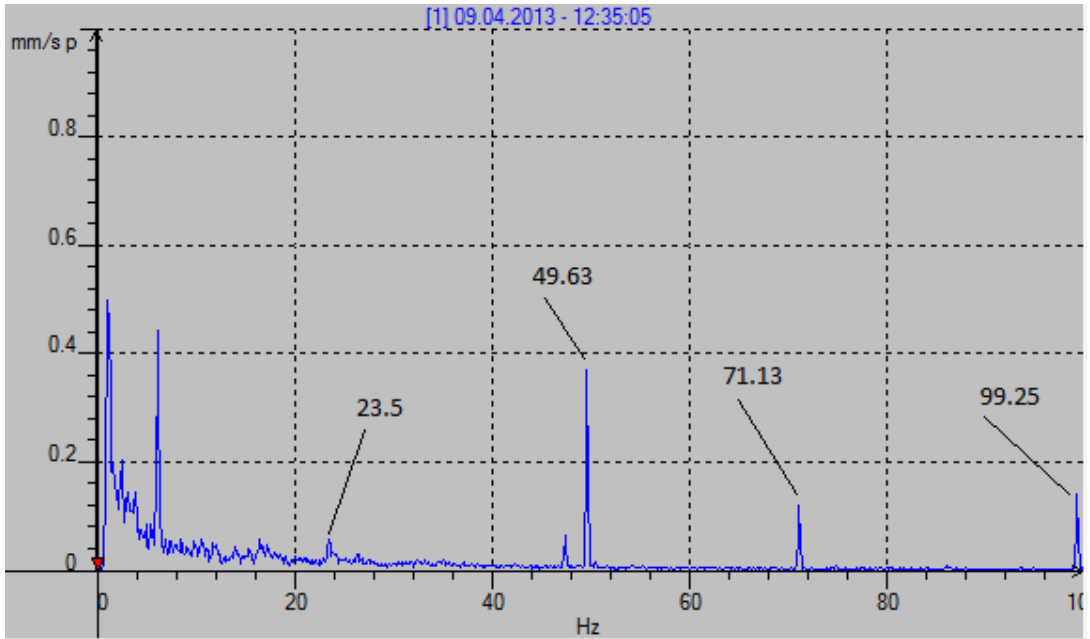
Şekil 9.4. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013)



Şekil 9.5. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013)



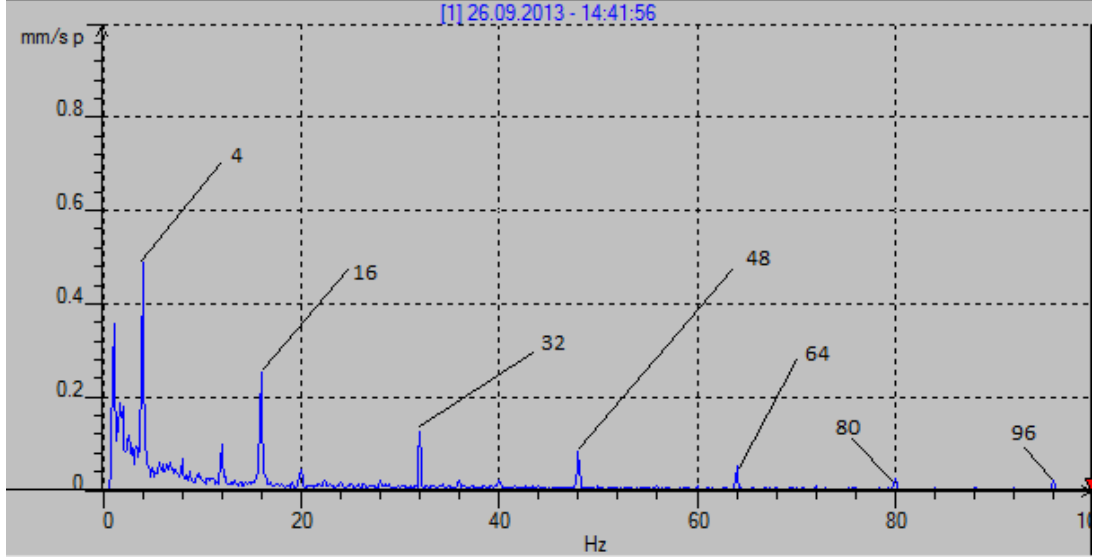
Şekil 9.6. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013)



Şekil 9.7. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013)

Bu tarihten sonra fabrikaya 24.05.2013 tarihinde ölçüm alınmaya gidilmiştir. Ancak o tarihte bir numaralı kompresörün yağ karterinde kaçak problemi bulunması sebebiyle,

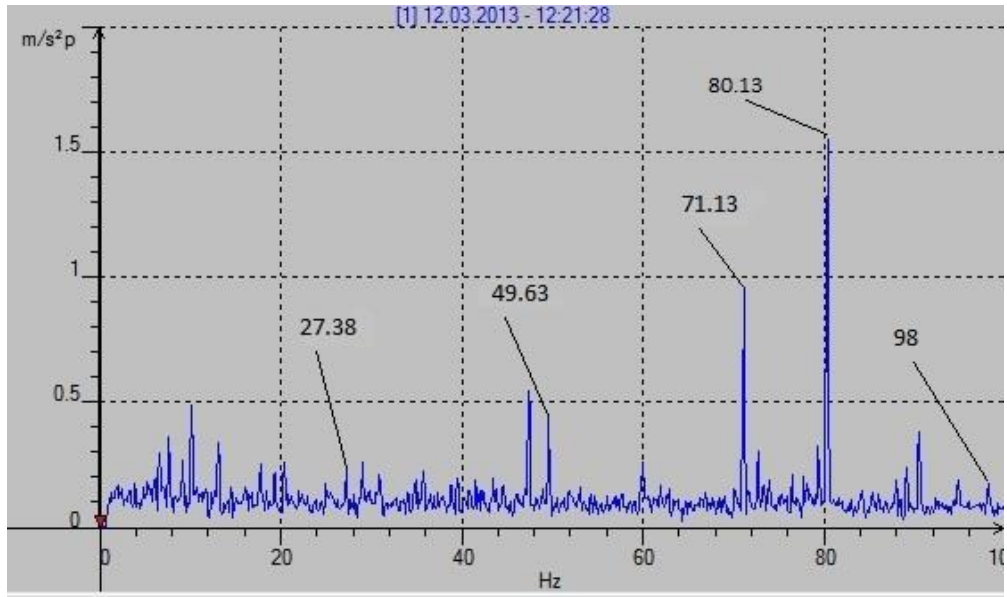
kompresör bakıma alınmış ve bu yüzden o tarihte kompresörden ölçüm alınamamıştır. Çizelge 9.1' de bir numaralı kompresörün özellikleri gösterilmiştir ve bu çizelgeden mil dönme devrinin 49.67 Hz olduğu anlaşılmaktadır. Bu tarihe kadar alınan ölçümlerden de anlaşılacağı üzere mil dönme devrinin 0.5x, 1x, 1.5x ve 2x katları görülmektedir. Bu durum da bize milde gevşeklik problemi olduğunu göstermektedir.



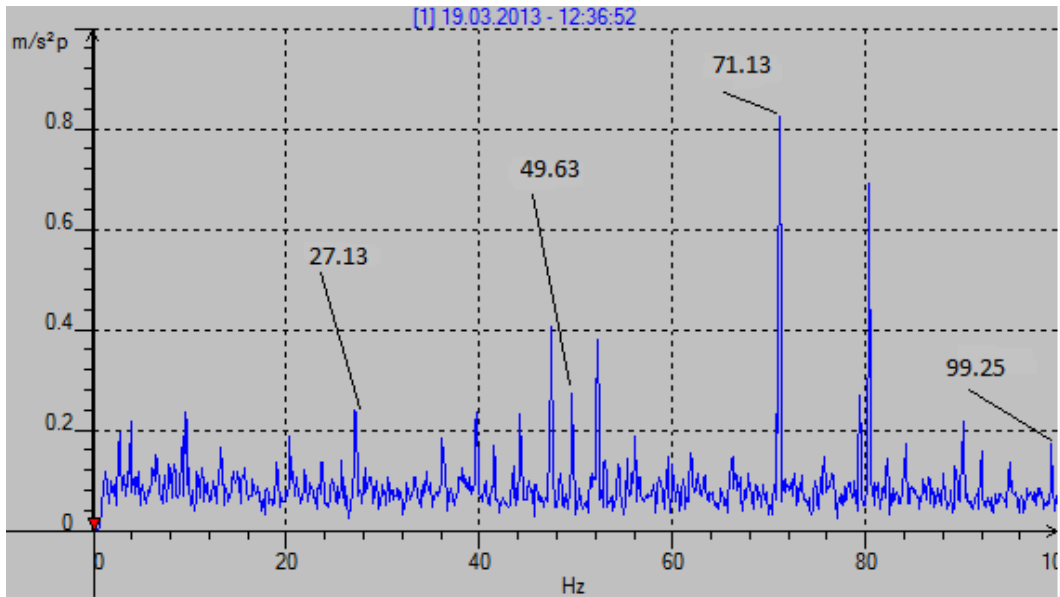
Şekil 9.8. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013)

26 Eylül'de alınan ölçüm şekil 9.8'de gösterilmiştir. Yapılan bakım çalışmasının ardından alınan ölçümlerde gevşek mil hasarının ortadan kalktığı görülmektedir. Çünkü mil dönme devrinin 0.5x, 1x, 1.5x ve 2x katları görülmemektedir. Ortaya çıkan tanımlanamayan piklerin diğer kompresörlerin etkisinden yada değiştirilen rulman geometrisi ile alakalı olduğu düşünülmektedir.

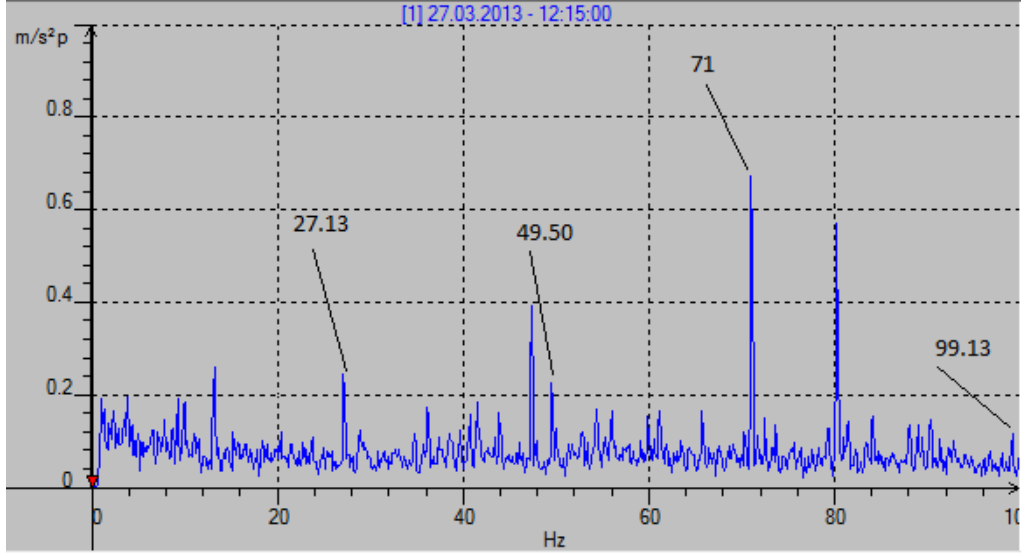
Zarf analizleri aşağıdaki şekillerde belirtildiği gibidir.



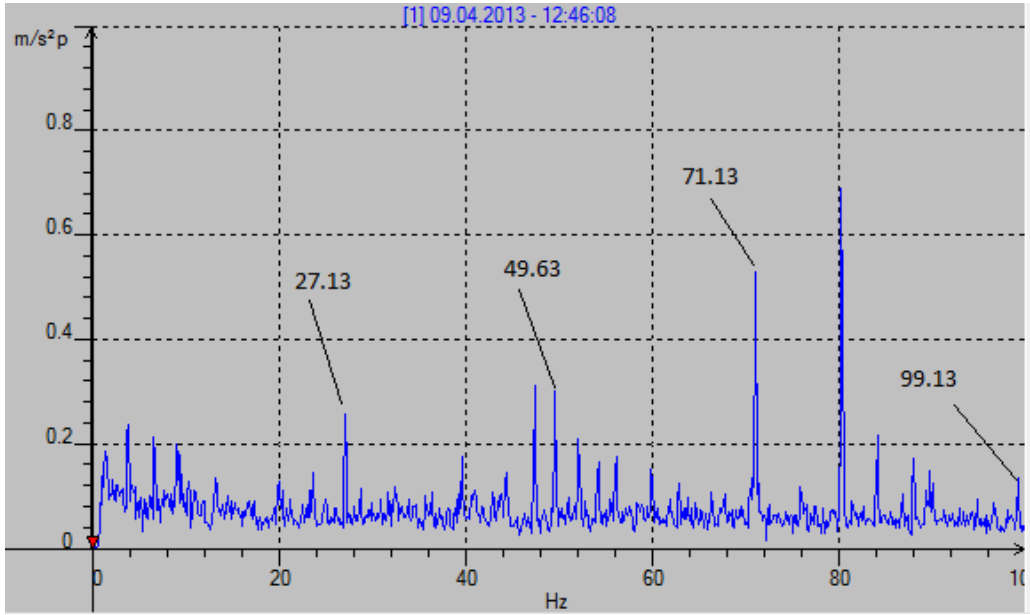
Şekil 9.9. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013)



Şekil 9.10. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013)

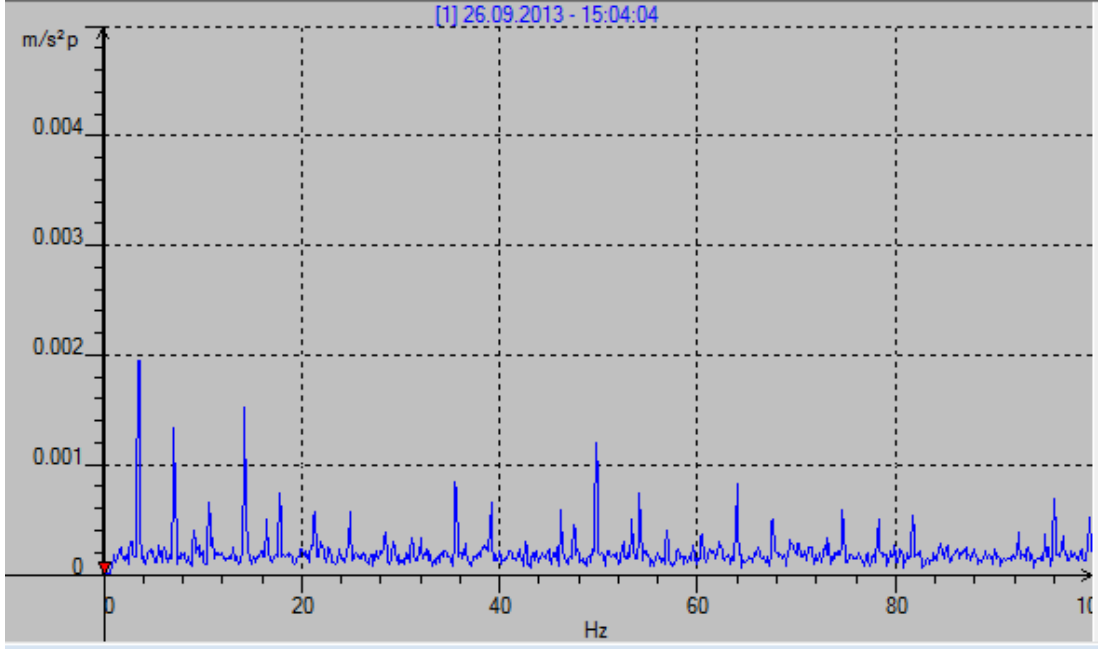


Şekil 9.11. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013)



Şekil 9.12. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013)

Yapılan zarf analizi ölçümlerinde de spektrum ölçümlerine benzer durumla karşılaşılmaktadır. Bu durum da bize milde gevşeklik olduğunu doğrulamıştır. 80.13 Hz'de bir anlam yükleyemediğimiz pikin diğer kompresörlerin etkisi ile ortaya çıktığı düşünülmektedir. Son olarak bakım sonrasında alınan ölçümün zarf analizi grafiğine bakalım.



Şekil 9.13. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013)

Hem spektrum analizi ile hem de zarf analizi ile milde gevşeklik olduğu doğrulanmıştır. Daha sonrasındaki bakım çalışması ile bu durum ortadan kaldırılmıştır. Genlik değerlerinin çok küçük olduğuna dikkat edilmelidir. Bu piklere diğer kompresörlerin yada değiştirilen rulmanın neden olduğu düşünülmektedir.

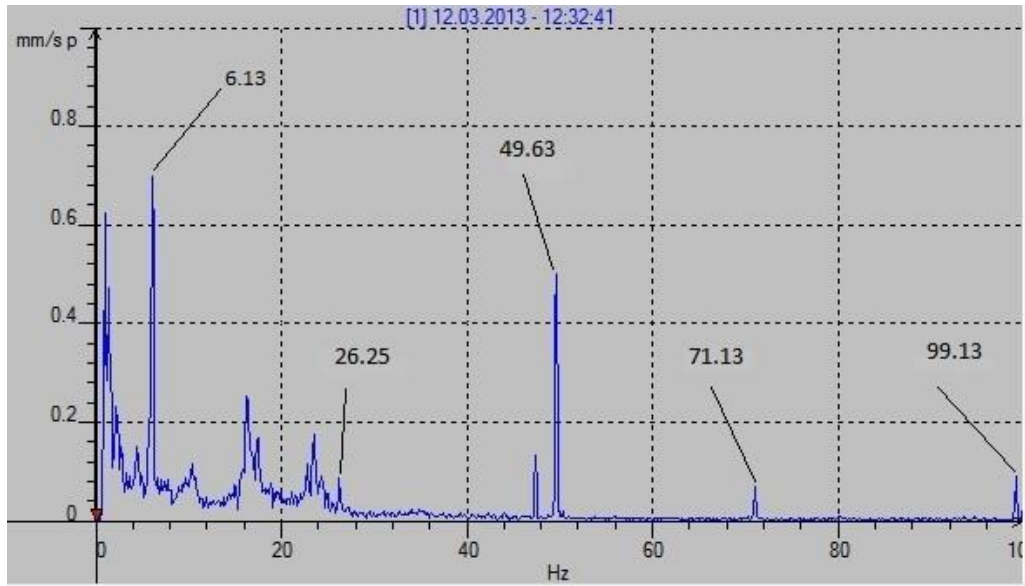
9.1.1.1.2. Bir Numaralı Kompresör İkinci Yatakta Gevşek Mil Hasarı

Çizelge 9.4' te bir numaralı kompresör birinci yatağa ait teorik ve ölçüm ile elde edilen gevşek mil hasar frekansları verilmiştir.

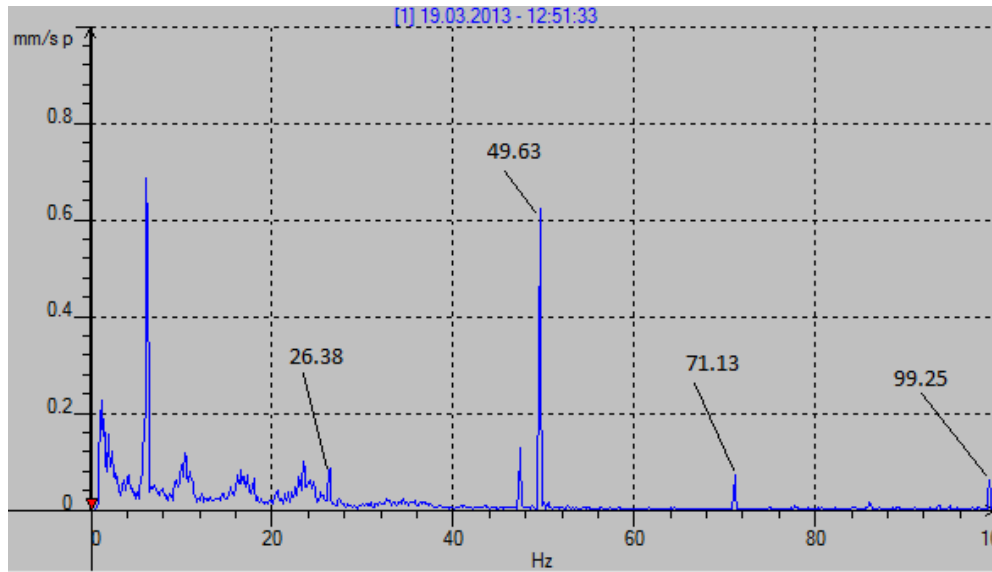
Çizelge 9.4. Bir numaralı kompresör ikinci yatak gevşek mil frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz	
26.25	24,84	0.5x
49.63	49.67	1x
71.13	74.50	1.5x
99.13	99.34	2x

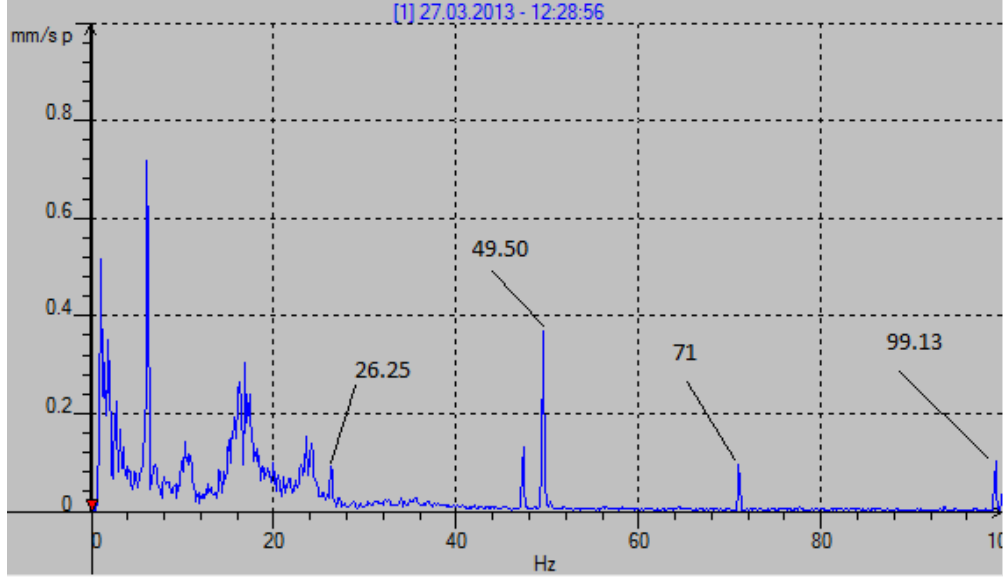
Bir numaralı kompresörün ikinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki gibidir.



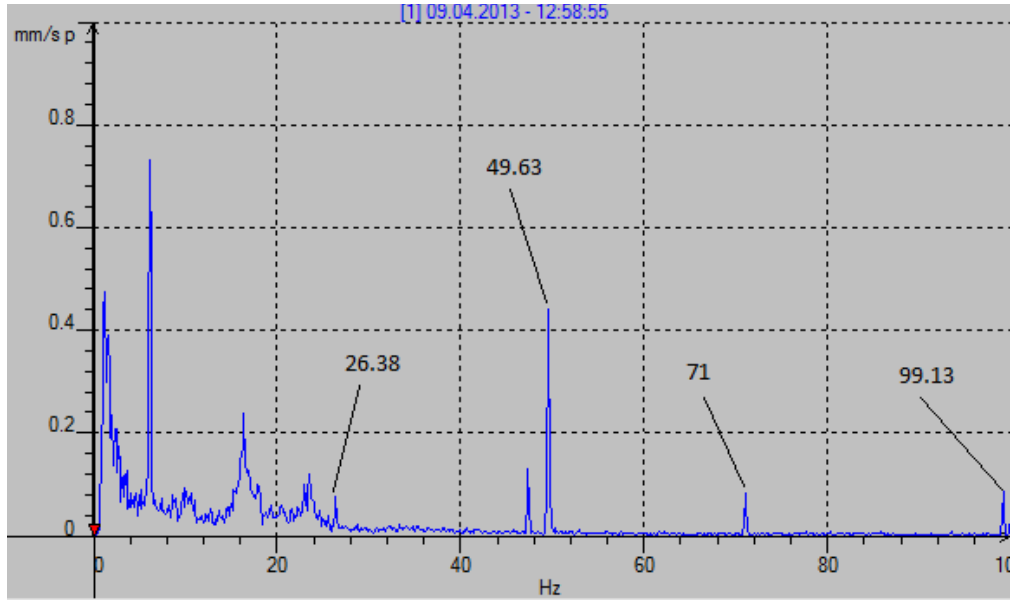
Şekil 9.14. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013)



Şekil 9.15. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013)



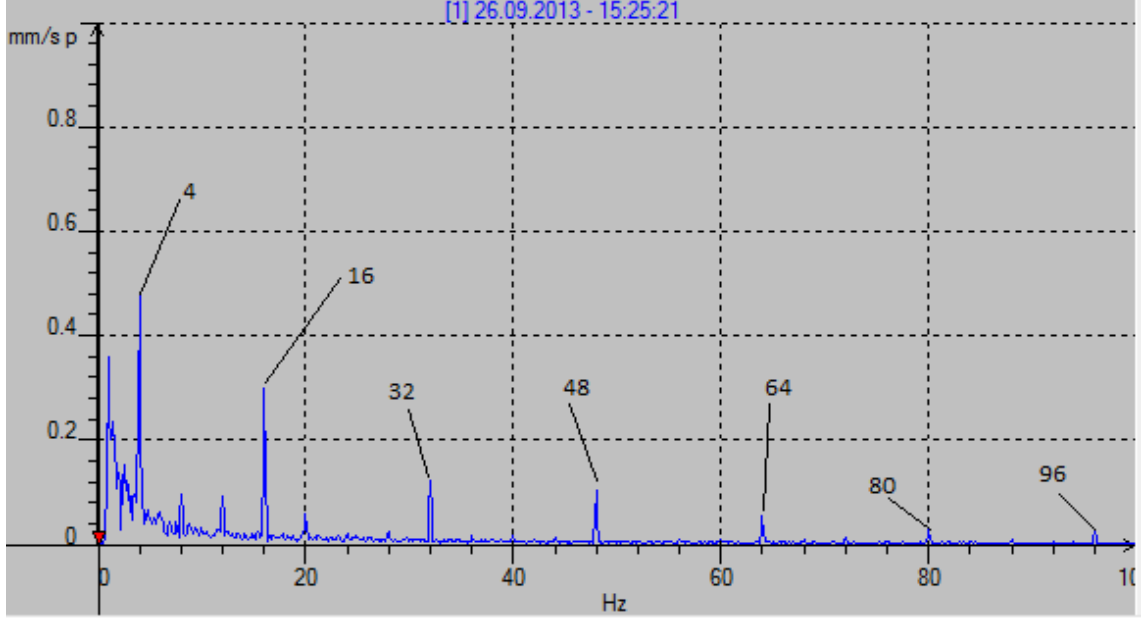
Şekil 9.16. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013)



Şekil 9.17. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013)

Bu tarihe kadar ikinci yataktan alınan ölçümler, birinci yataktan alınan ölçümlerle benzerlik göstermektedir. Bu yataktan alınan ölçümlerden de mil dönme devrinin 0.5x, 1x, 1.5x, 2x katları görülmektedir. Bazı frekanslarda modülasyonlar görülebilir. Bunlar mil dönme

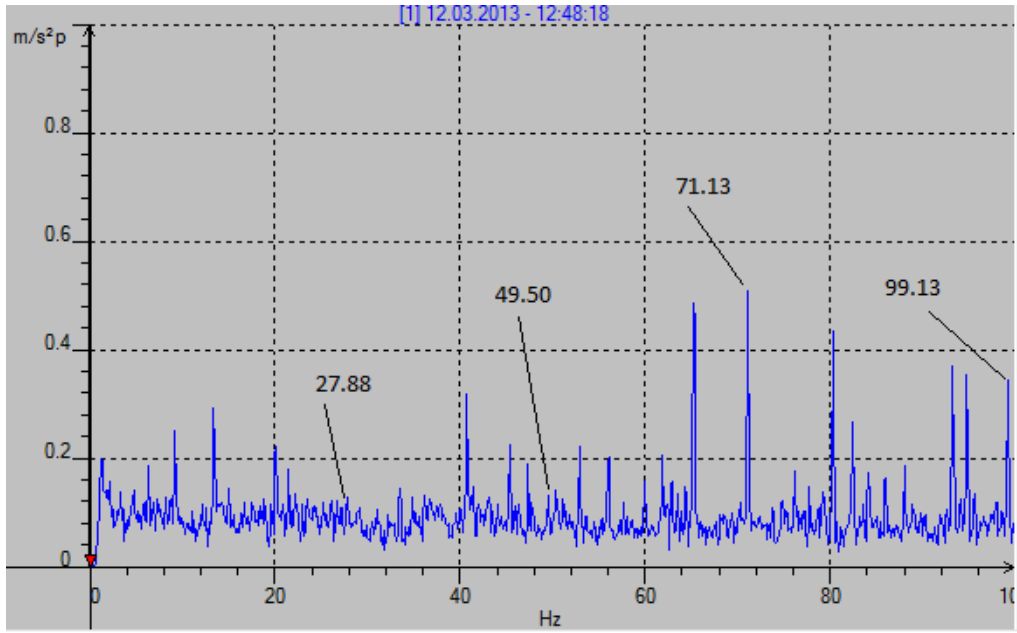
devrinde meydana gelen küçük değişimlerden kaynaklanmaktadır. Bu durum milde gevşeklik problemi olduğunun açık göstergesidir. Ölçümlerde 6.13 Hz' de oluşan pikin diğer kompresörlerin etkisi ile oluştuğu düşünölmektedir.



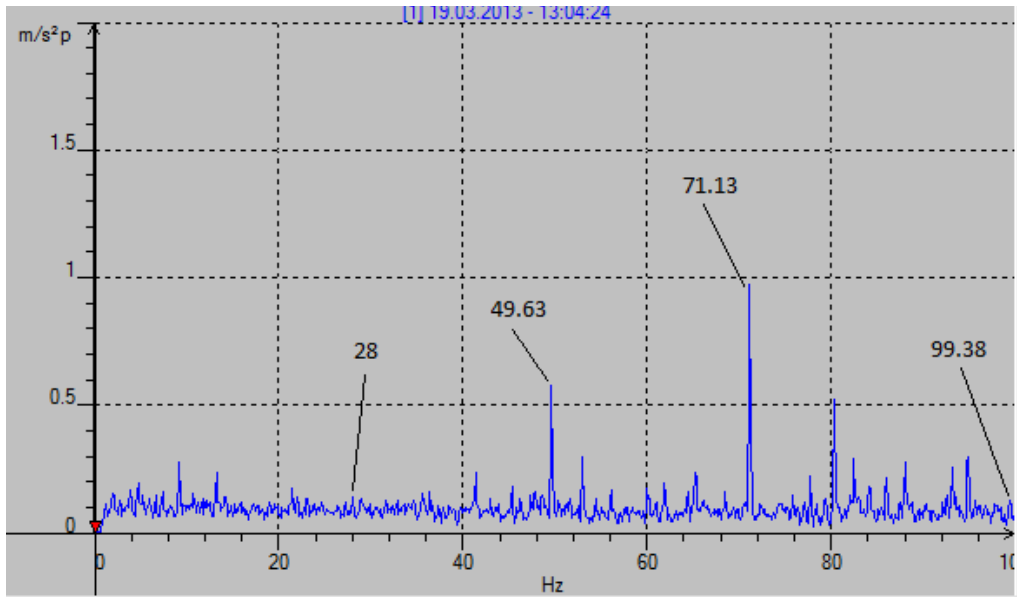
Şekil 9.18. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013)

26 Eylül'de alınan ölçüm şekil 9.18'de gösterilmiştir. Yapılan bakım çalışmasının ardından alınan ölçümlerde gevşek mil hasarının ortadan kalktığı görölmektedir. Çünkü mil dönme devrinin 0.5x, 1x, 1.5x ve 2x katları görölmemektedir. Ortaya çıkan tanımlanamayan piklerin diğer kompresörlerin etkisinden yada değiştirilen rulman geometrisi ile alakalı olduğü düşünölmektedir.

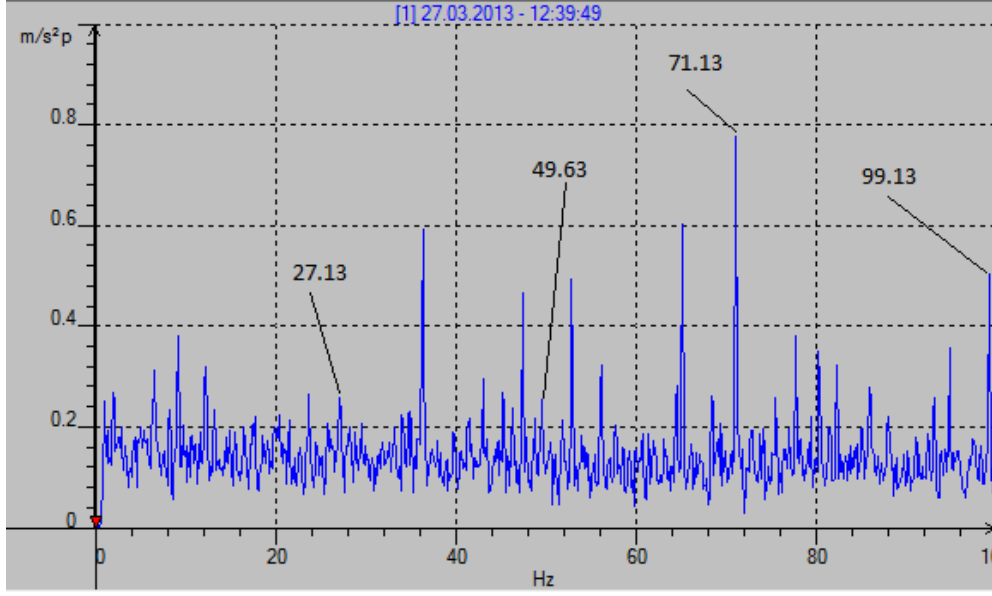
Bu yataktan alınan ölçümlerin zarf analizleri aşığıdaki gibidir.



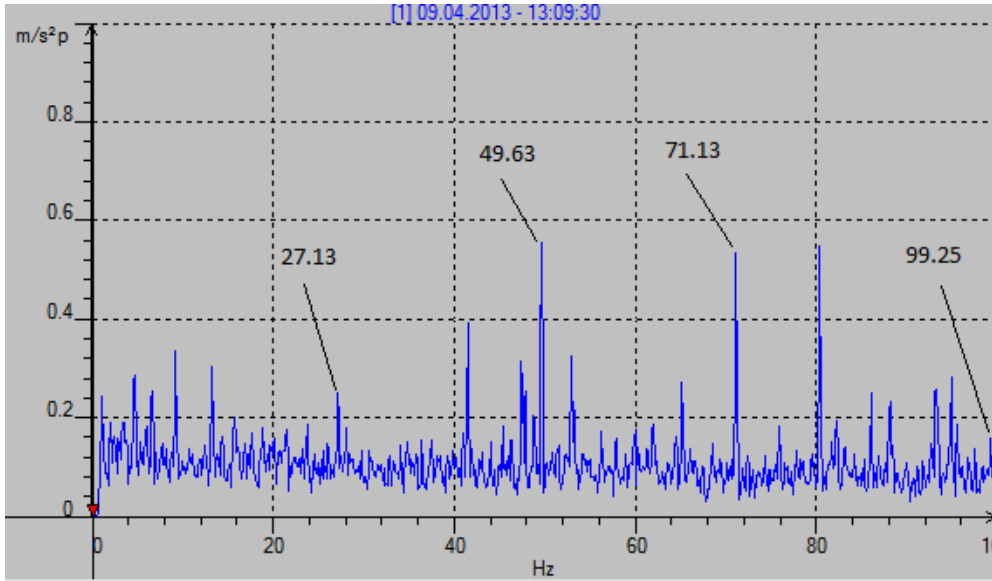
Şekil 9.19. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013)



Şekil 9.20. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013)

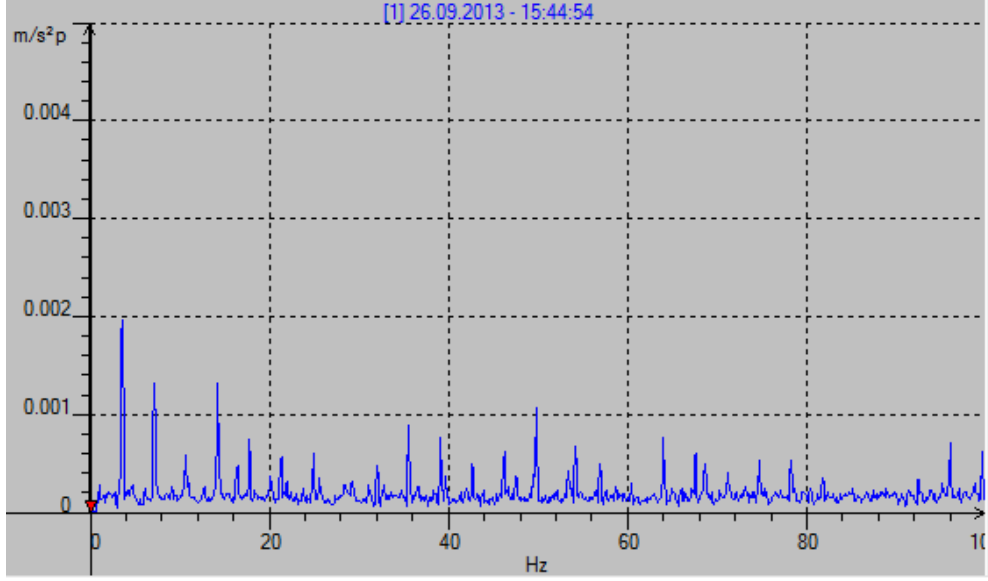


Şekil 9.21. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013)



Şekil 9.22. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013)

Zarf analizi ölçümleri de spektrum analizi ölçümlerini doğrulamaktadır. Burada da mil dönme frekansının 0.5x, 1x, 1.5x, 2x katları görülmüştür. Bu durum milde gevşekliğin açıkça göstergesidir. Sisteme uygulanan bakım çalışması sonrasındaki zarf analizi grafiğine de bakalım.



Şekil 9.23. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013)

Uygulanan bakım çalışmasından sonra sistemde daha önce var olan gevşek mil probleminin ortadan kalktığı görülmektedir. Grafikteki piklerin değerinin çok küçük olduğuna dikkat edilmelidir. Burada meydana gelen piklerin diğer kompresörlerden yada değiştirilen rulmandan kaynaklandığı düşünülmektedir.

Hem birinci yataktan alınan titreşim ölçümleri hem de ikinci yataktan alınan titreşim ölçümleri birbirlerinin doğrulamaktadırlar. Bu durumda sistemde gevşek mil problemi olduğu açıktır.

9.1.1.2. Milde Dengesizlik

Bir numaralı kompresörün yataklarından alınan ölçümlerin frekans aralığı 200 Hz'e çıkarıldığında, milde dengesizlik probleminin olduğu da gözlemlenmiştir. Sırasıyla birinci ve ikinci yataklara ait titreşim ölçümü grafiklerini inceleyerek bu durumu detaylandırılm.

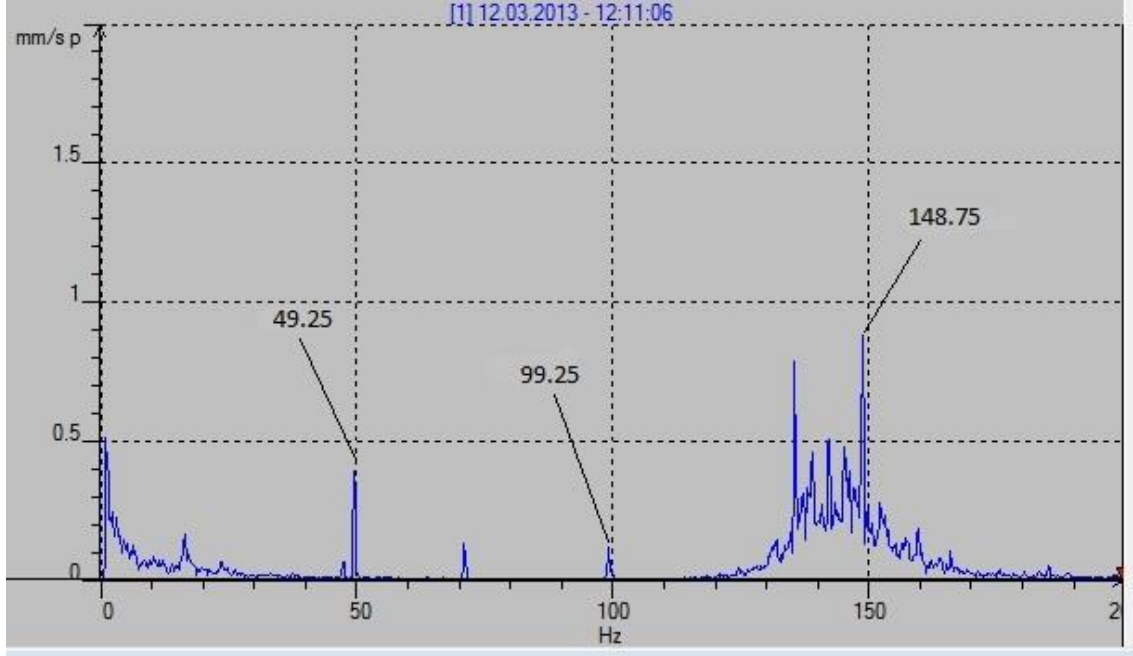
9.1.1.2.1. Bir Numaralı Kompresör Birinci Yatak Milde Dengesizlik

Çizelge 9.5'te bir numaralı kompresör birinci yatağa ait teorik ve ölçüm ile elde edilen mil dengesizlik frekansları verilmiştir.

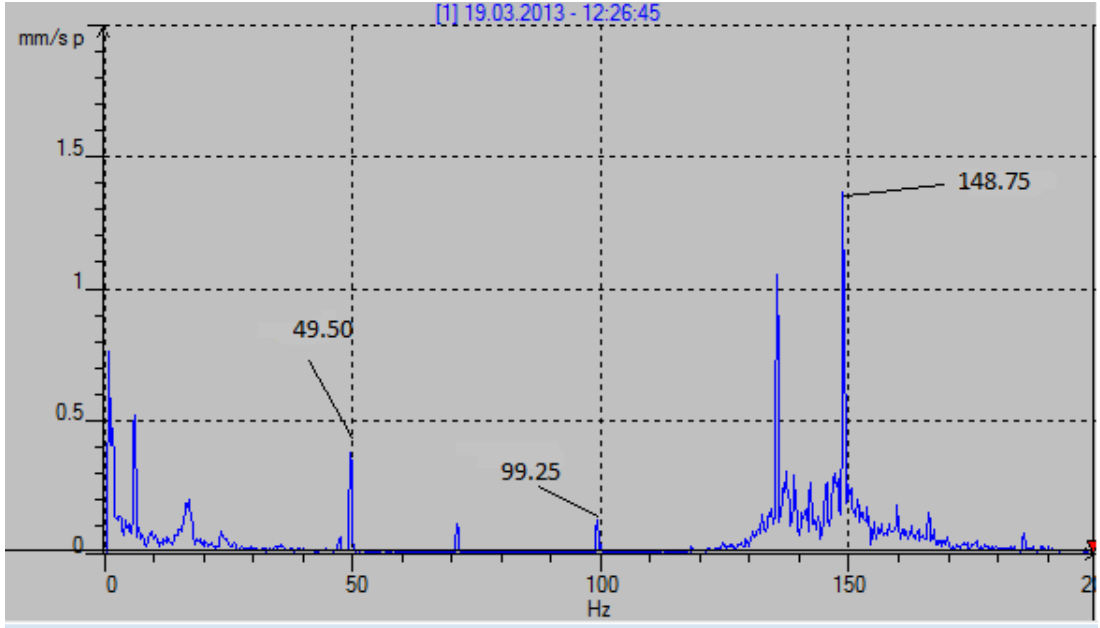
Çizelge 9.5. Bir numaralı kompresör birinci yatak dengesiz mil frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesaplama ile elde edilen hasar frekansları Hz
49.50	49.67 1x
99	99.34 2x
148.50	149.01 3x

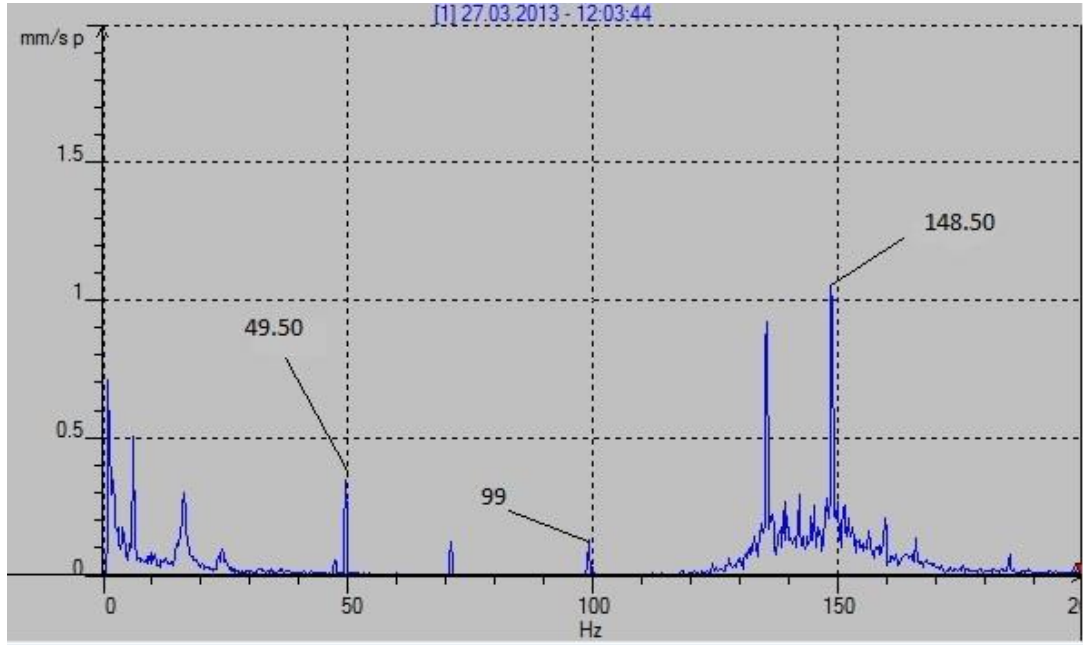
Bir numaralı kompresörün birinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki gibidir.



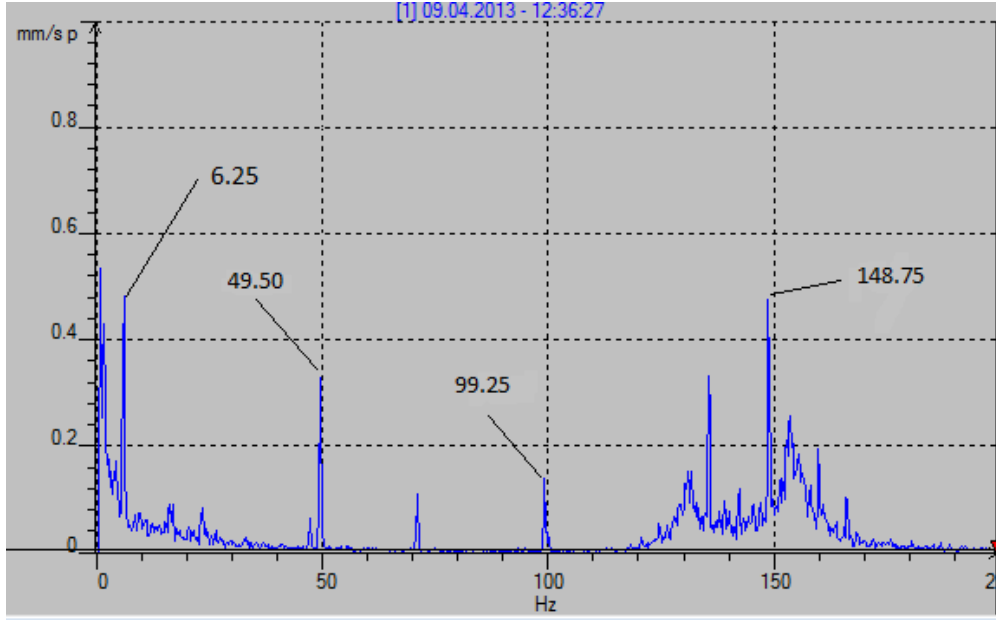
Şekil 9.24. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013)



Şekil 9.25. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013)

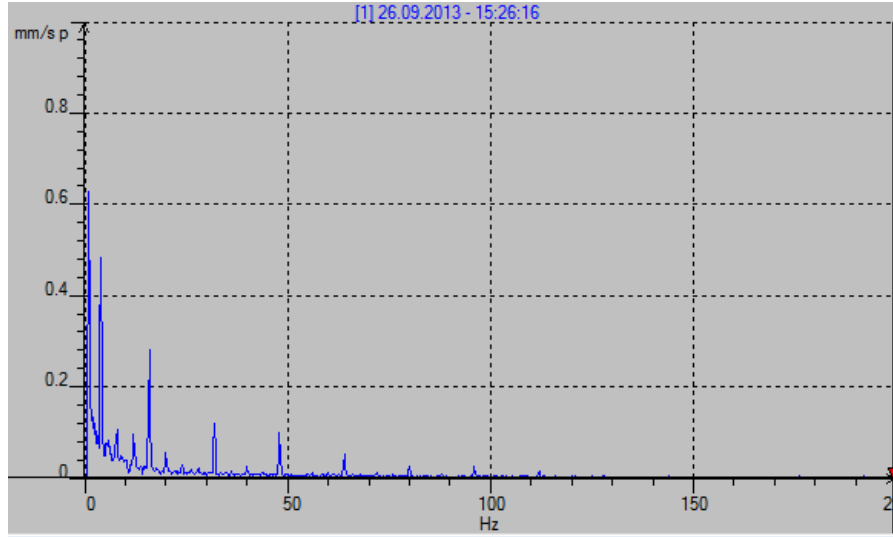


Şekil 9.26. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013)



Şekil 9.27. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013)

Şekil 9.24'ten şekil 9.27'ye kadar olan titreşim ölçümlerinde mil dönme frekansı ve harmoniklerinde pikler görülmektedir. Bu durum milde dengesizliğin açık belirtisidir. 6.25 Hz' de oluşan pikin diğer kompresörlerin etkisinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Sistem bakıma alındıktan sonraki duruma da göz atalım. Böylece sistemde mil dengesizliğinin devam edip etmediğini daha iyi anlayabiliriz.



Şekil 9.28. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013)

Şekil 9.28'den de açıkça görülmektedir ki sistem bakıma alındıktan sonra, sistemde daha önceden var olan milde dengesizlik problemi ortadan kalkmıştır. Oluşan piklerin diğer kompresörlerin etkisinden yada değiştirilen rulmandan kaynaklandığı düşünülmektedir.

Yapılan incelemelerde mil dönme frekansı ve harmoniklerinde piklerin görülmesi milde dengesizliğin bariz göstergesidir. Genliklerinde çok fazla bir değişimin olmaması dengesizliğin ilerleme kaydetmediğinin göstergesidir. Titreşimlerin genlik değerleri çizelge 5.1'de verilen ISO IS 2372 standartlarına göre A sınıfında bulunduğundan dengesizlik durumu için bakıma gereklilik yoktur.

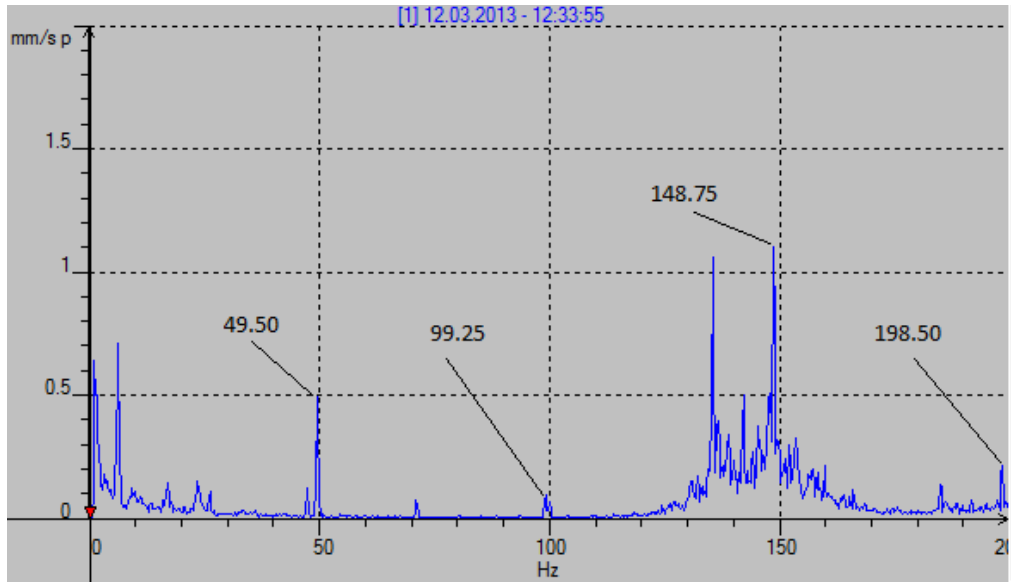
9.1.1.2.2. Bir Numaralı Kompresör İki Numaralı Yatak Milde Dengesizlik

Çizelge 9.6'da bir numaralı kompresör ikinci yatak teorik ve ölçüm ile elde edilen mil dengesizlik frekansları verilmiştir.

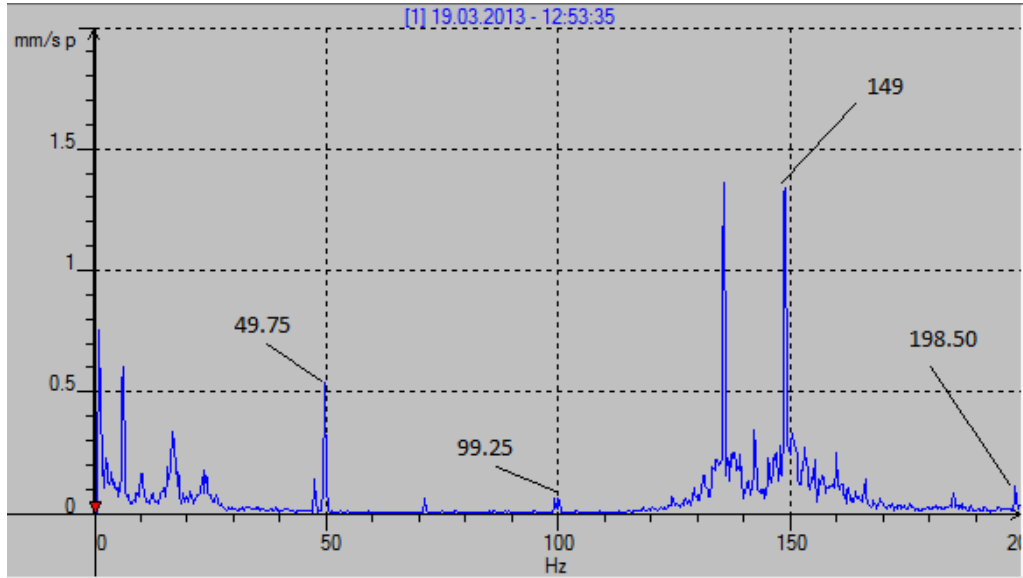
Çizelge 9.6. Bir numaralı kompresör ikinci yatak dengesiz mil frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
49.50	49.67 1x
99.25	99.34 2x
148.75	149.01 3x
198.25	198.80 4x

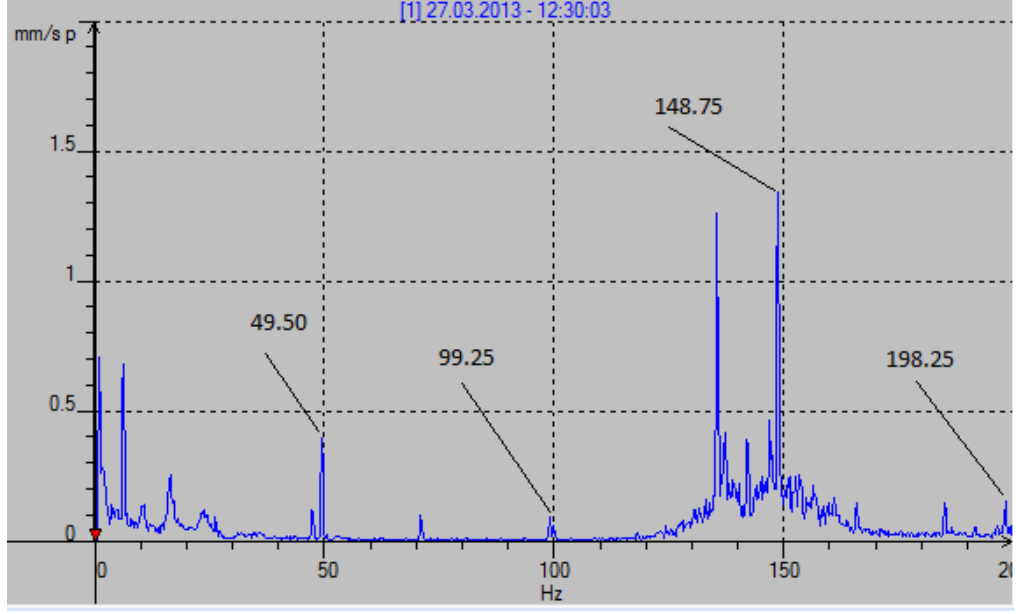
Bir numaralı kompresörün ikinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki gibidir.



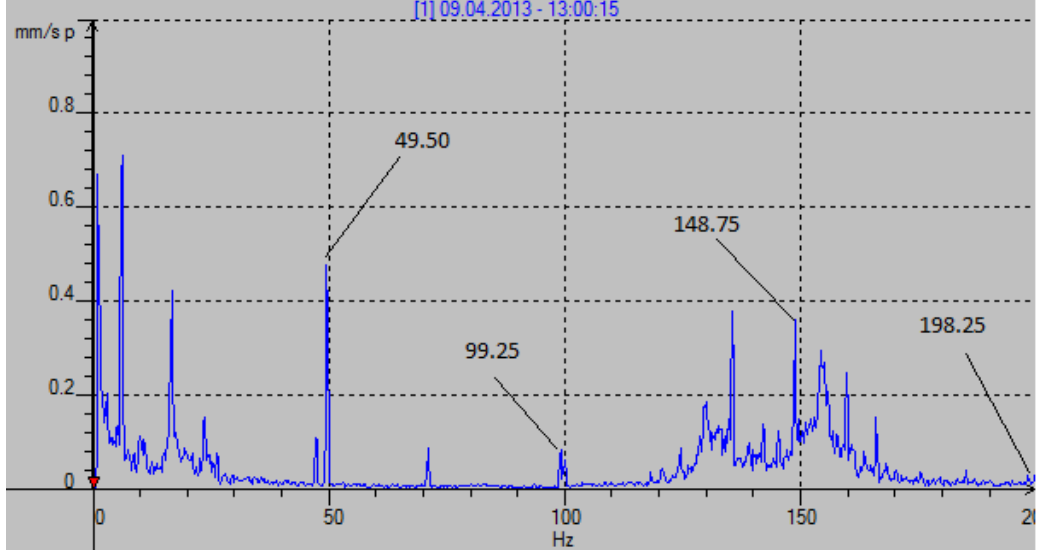
Şekil 9.29. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013)



Şekil 9.30. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013)



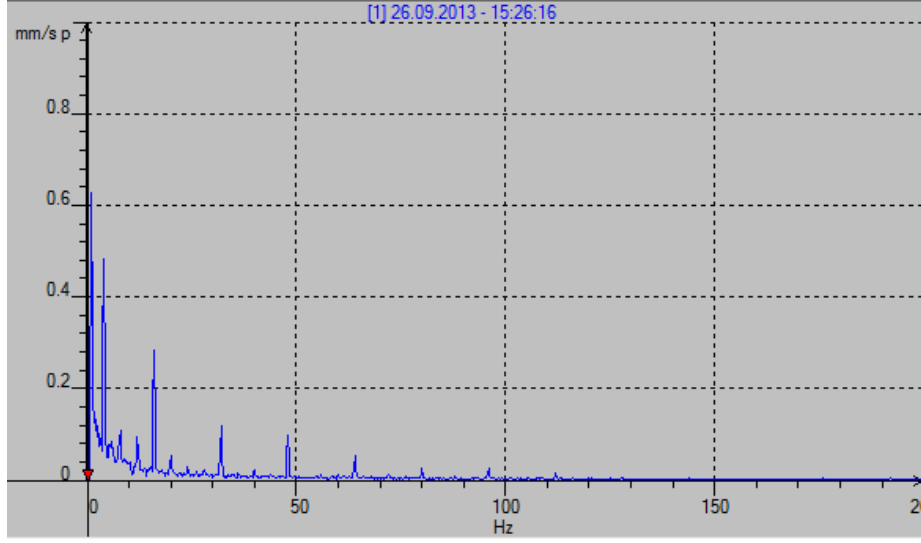
Şekil 9.31. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013)



Şekil 9.32. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013)

Bu tarihe kadar alınan ölçümlerde mil dönme frekansı ve harmonikleri görülmektedir. Bu durum açıkça milde dengesizliğin işaretidir. Çizelge 5.1'de verilen ISO IS 2372 standartlarına göre değerlendirildiğinde genlik değerleri A sınıfında bulunduğundan bakıma ihtiyaç yoktur.

Sisteme bakım çalışması yapıldıktan sonraki durumu analiz edelim.



Şekil 9.33. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013)

Şekil 9.32'de görüldüğü gibi bakım çalışmasından sonra sistemdeki mil dengesizliği ortadan kalkmıştır. Oluşan piklerin diğer kompresörlerin etkisinden yada değiştirilen rulmandan kaynaklandığı düşünülmektedir.

Birinci yataktan alınan titreşim ölçümleri ile ikinci yataktan alınan titreşim ölçümleri birbirini desteklemektedir. Bu durum sistemde mil dengesizliğini açıkça göstermektedir. Sisteme uygulanan bakım çalışmasının ardından her iki yatakta da bu durumun ortadan kalktığı şekillerden görülmektedir.

9.1.1.3. Rulman Dış Bilezik Hasarı

Bir numaralı kompresörün yataklarından alınan titreşim ölçümlerinin aralığı 1000 Hz ve 2000 Hz seviyelerine çıkarıldığında, hem bir numaralı yatakta hem de iki numaralı yatakta rulman dış bilezik temel hasar frekansı ve harmonikleri açıkça görülmektedir. Sırasıyla bir numaralı ve iki numaralı yataklardan alınan titreşim ölçümlerini analiz edilerek, yatakların durumları hakkında değerlendirmelerde bulunulacaktır.

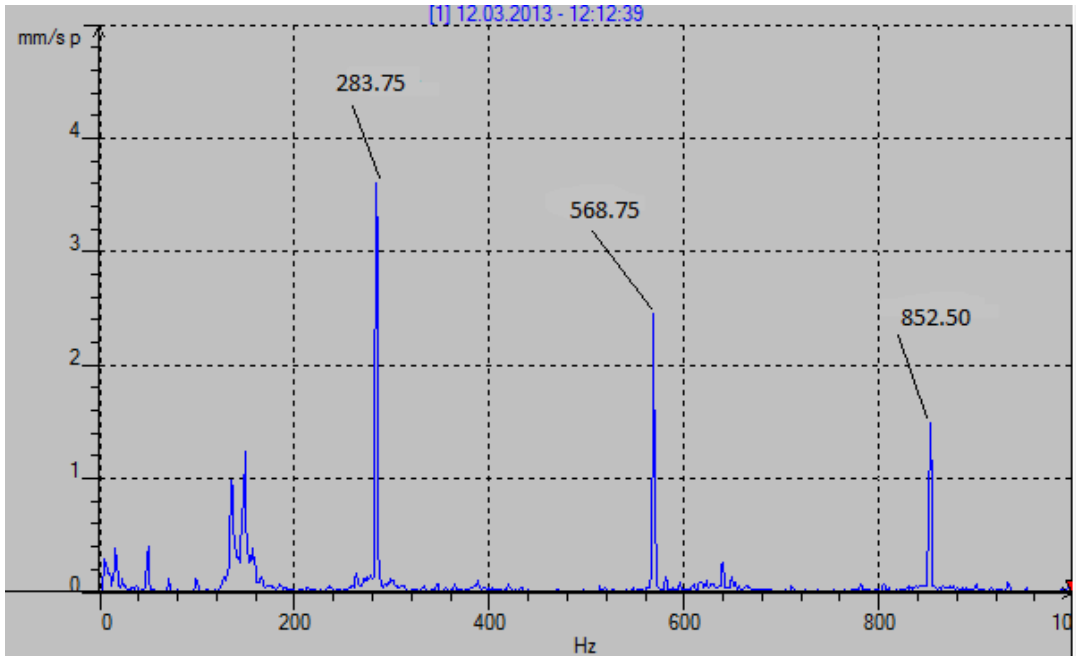
9.1.1.3.1. Bir Numaralı Kompresör Birinci Yatak Rulman Dış Bilezik Hasarı

Çizelge 9.7'de bir numaralı kompresör bir numaralı rulmana ait teorik ve ölçüm ile elde edilen rulman dış bilezik hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 9.7. Bir numaralı kompresör birinci yatak rulman dış bilezik frekansları

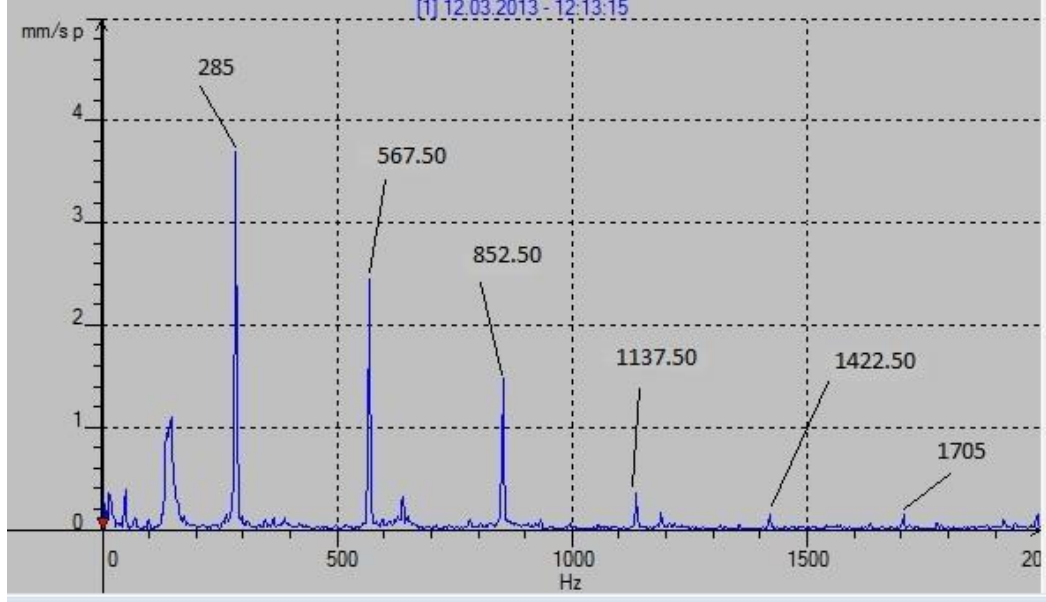
Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
285	279.22 $1 \times f_{du}$
567.50	558.44 $2 \times f_{du}$
852.50	837.66 $3 \times f_{du}$
1137.50	1116.88 $4 \times f_{du}$
1420	1396.1 $5 \times f_{du}$
1705	1675.32 $6 \times f_{du}$
1917.50	1954.54 $7 \times f_{du}$

Bir numaralı kompresörün birinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki gibidir.



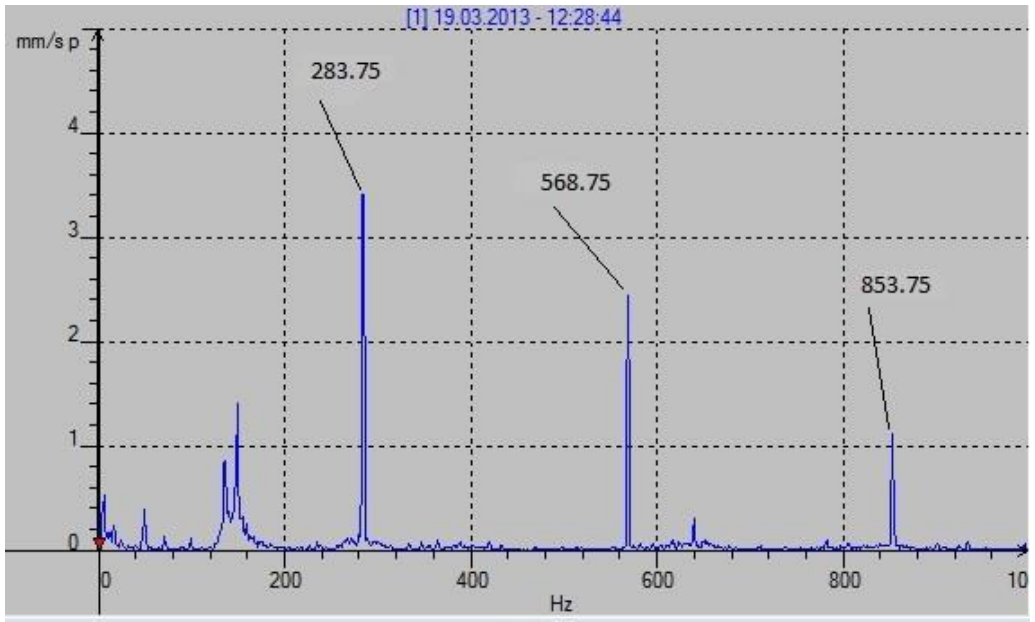
Şekil 9.34. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)

Şekil 9.34'te rulman dış bilezik temel hasar frekansı ve harmonikleri görülmektedir. Şekil 9.35'te görüldüğü üzere titreşim ölçümlerinin frekans aralığını 2000 Hz çıkardığımızda ise dış bilezik temel hasar frekansının daha fazla sayıda harmoniği ile karşılaşmaktayız.



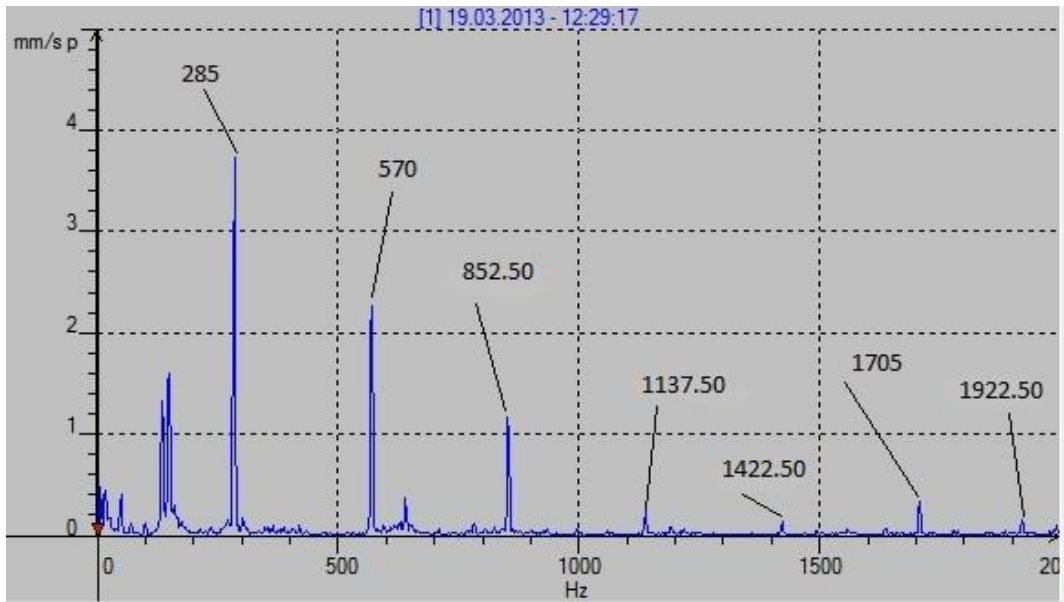
Şekil 9.35. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)

Aynı tarihte yapılan ölçümlerde frekans aralığı arttırıldığında yine rulmanın dış bilezik hasar frekansı ve daha fazla sayıda harmonikleri görülmektedir. Hasar frekansının kendisinin ve çok sayıda harmoniğinin oluşması daha önceden de ifade edildiği üzere rulman hasarının dört aşama içerisinde üçüncü aşamada olduğunu göstergesidir. Rulman hala kullanılabilir. Fakat ölçümler sıklıkla alınmalıdır.



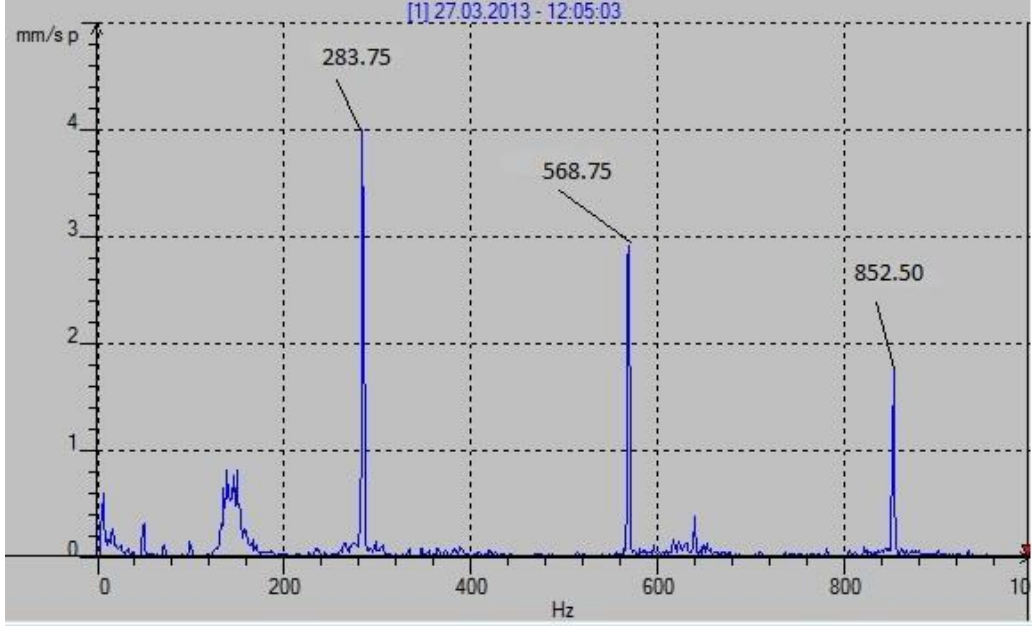
Şekil 9.36. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)

Bu tarihteki ölçümlerde yine dış bilezik temel hasar frekansı ve harmonikleri görülmektedir. Hasar devam etmektedir.



Şekil 9.37. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)

Şekil 9.37'de Frekans aralığı 2000 Hz'e çıkarılmıştır. Daha önceki ölçümlerdeki gibi rulman dış bilezik temel hasar frekansı ve çok sayıda harmonikleri görülmektedir. Bu durum hasarın devam ettiğinin göstergesidir. Ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

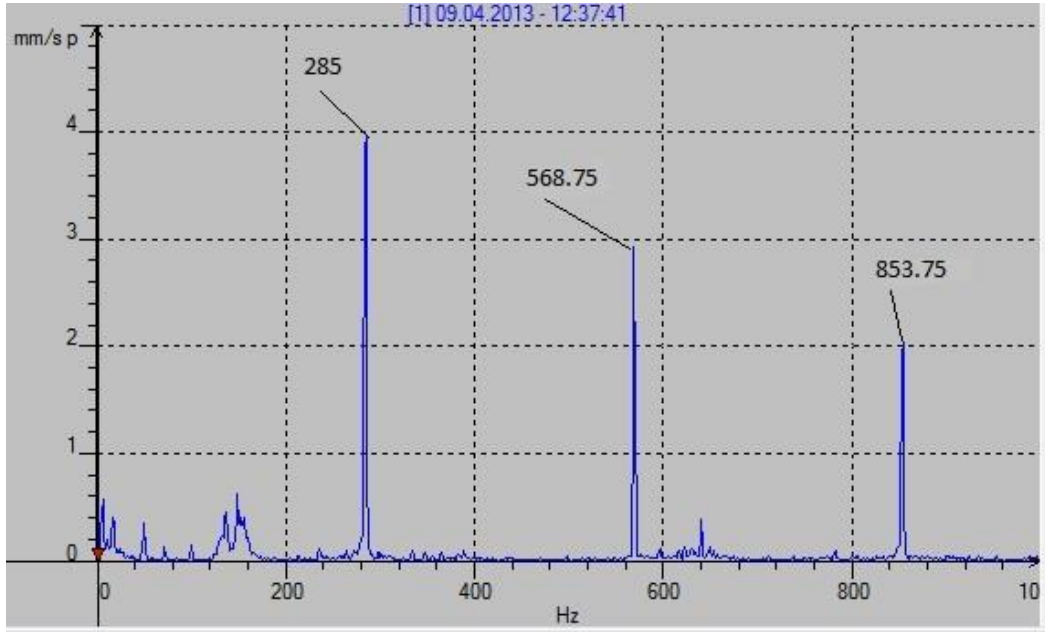


Şekil 9.38. Bir Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)

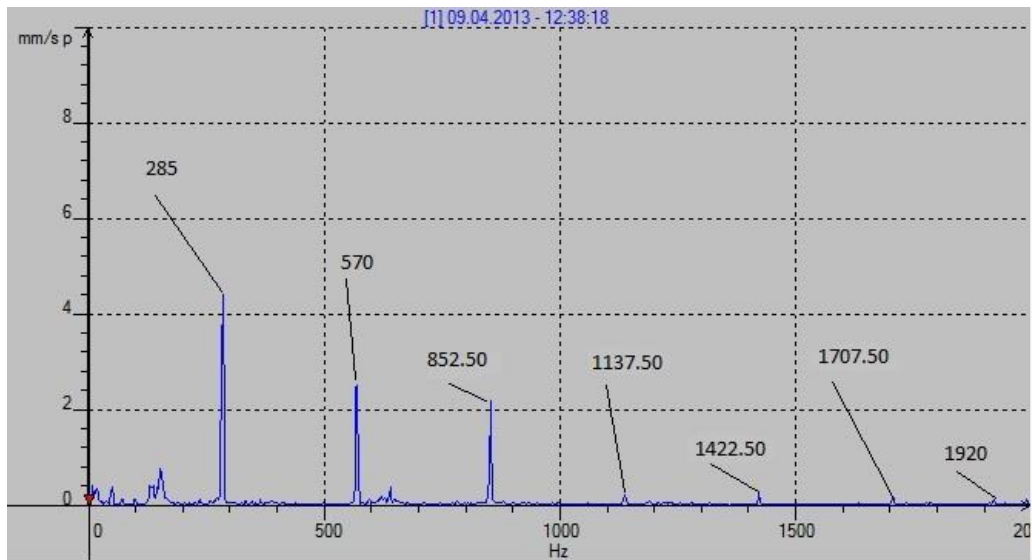


Şekil 9.39. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

Şekil 9.39'da görüldüğü üzere genliklerde çok büyük değişimler gözlemlenmemektedir. Ancak rulman hasarının 3. aşamada olduğu göz önünde tutulursa ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

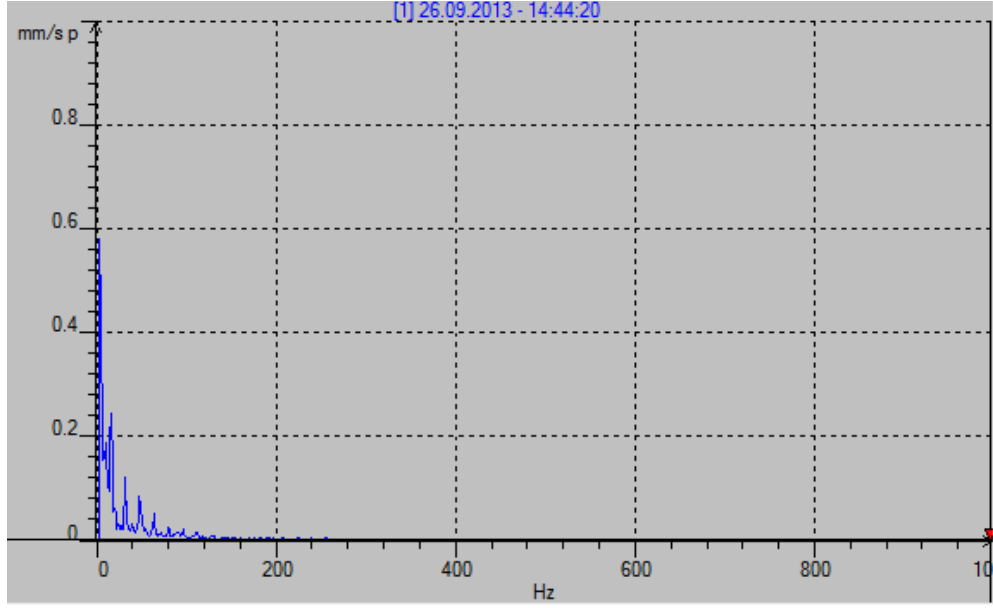


Şekil 9.40. Bir Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)

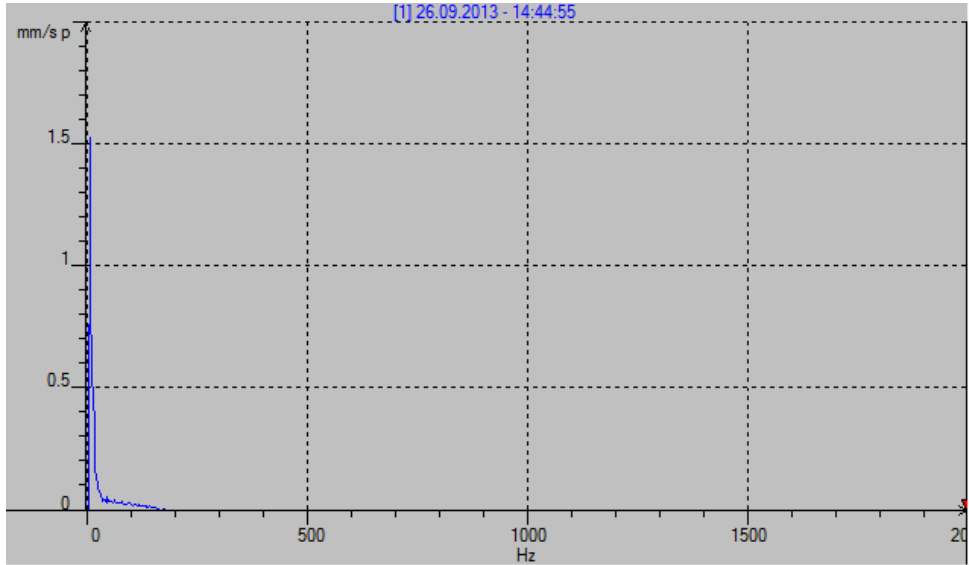


Şekil 9.41. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)

9 Nisan 2013 tarihinde alınan ölçümler şekiller (9.40-9.41)' de görülmektedir. Bu tarihte de alınan ölçümlerde de yine rulman dış bilezik hasar frekansı ve harmonikleri görülebilmektedir. Özellikle temel hasar frekansı ve onun 3. harmoniğinin genliklerinde de artış görülmektedir. Bu durum bize hasarın ilerlediğini göstermektedir. Bakım çalışmasından sonraki durumu inceleyelim.



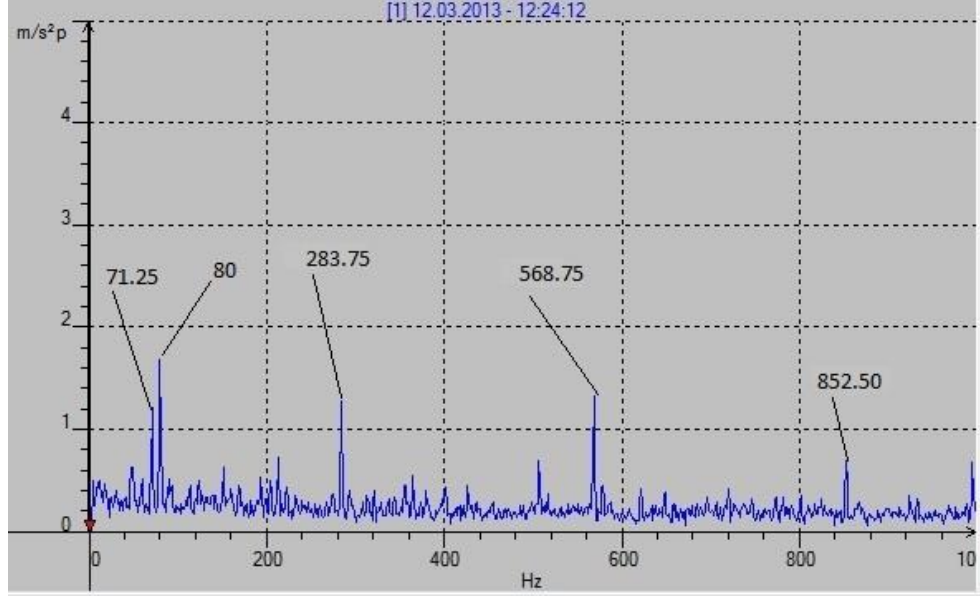
Şekil 9.42. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)



Şekil 9.43. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

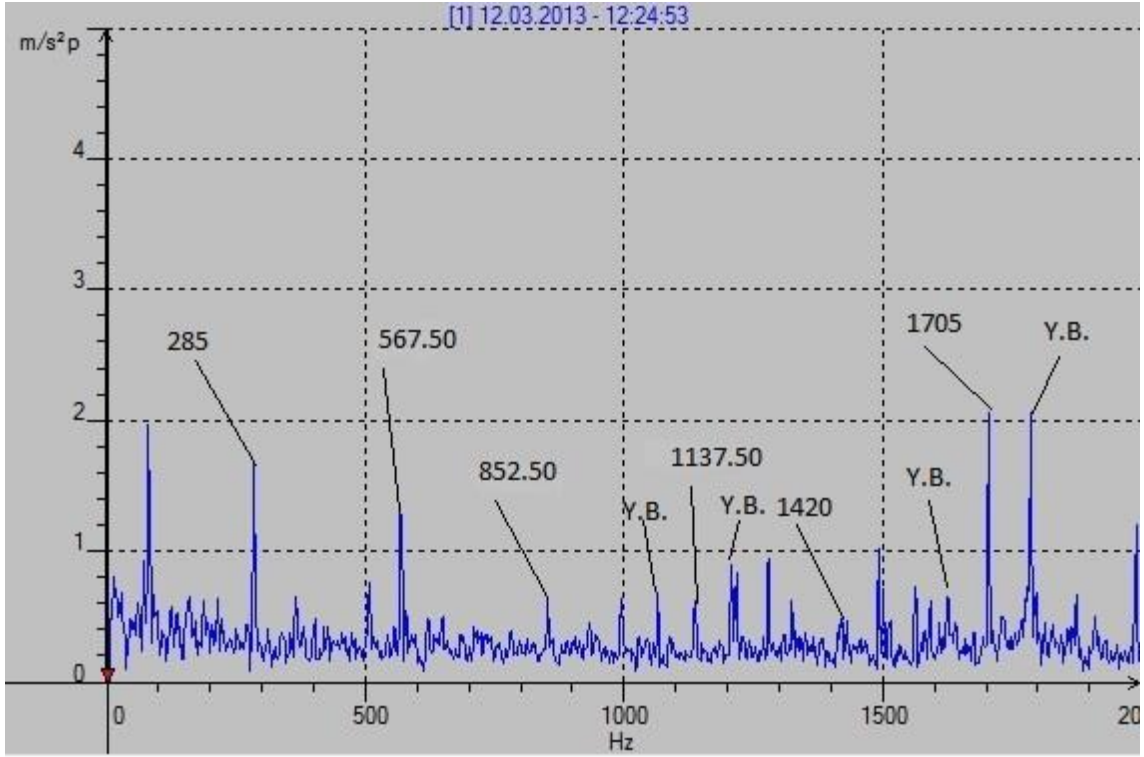
Şekil 9.42 ve 9.43'den de anlaşılacağı üzere yapılan bakım çalışmasının ardından dış bilezik temel hasar frekansı ve harmonikleri görülmemektedir. Bu durum hasarın ortadan kalktığıının göstergesidir. Zarf analizi grafikleri de inceleyerek hasar teyit edilebilir.

Zarf analizleri aşağıdaki şekillerde gösterildiği gibidir.



Şekil 9.44. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,1000 Hz)

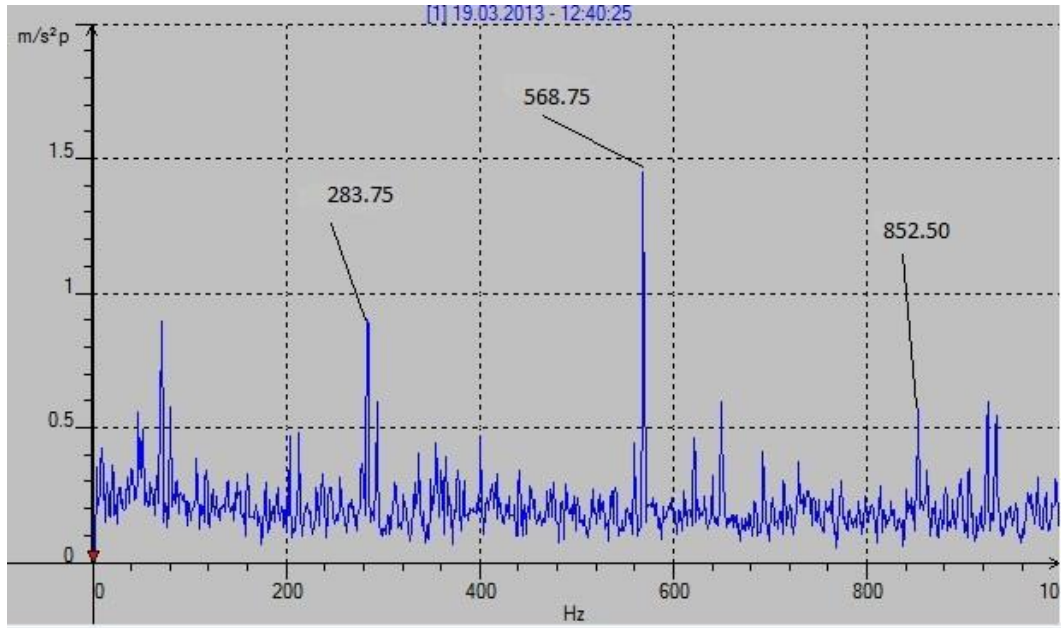
Şekildeki en yüksek pik 80 Hz ve hemen yanındaki pik ise 71.25 Hz dir. 71.25 Hz 1.5x'lik değerdir ve gevşek mil belirtisinin grafikteki yansımasıdır. 80 Hz ise onun yan bandıdır.



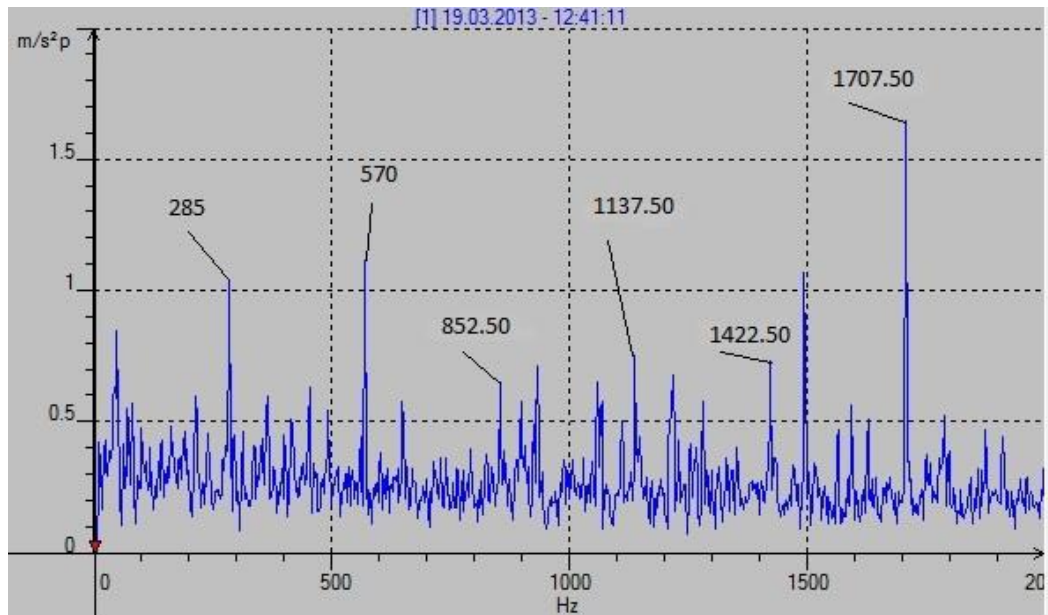
Şekil 9.45. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,2000 Hz)

Zarf analizinde de frekans aralığı 2000 Hz'e genişletildiğinde yine rulman dış bilezik hasar frekansı ve daha fazla harmonikleri görülmektedir. Bu durum spektrum analizinde elde edilen durumu desteklemektedir. Ayrıca harmoniklerde yan bantların oluştuğu da gözlemlenmektedir.

Rulman hasarının 3. aşamada olduğu göz önünde bulundurularak analizlere devam edilmelidir.

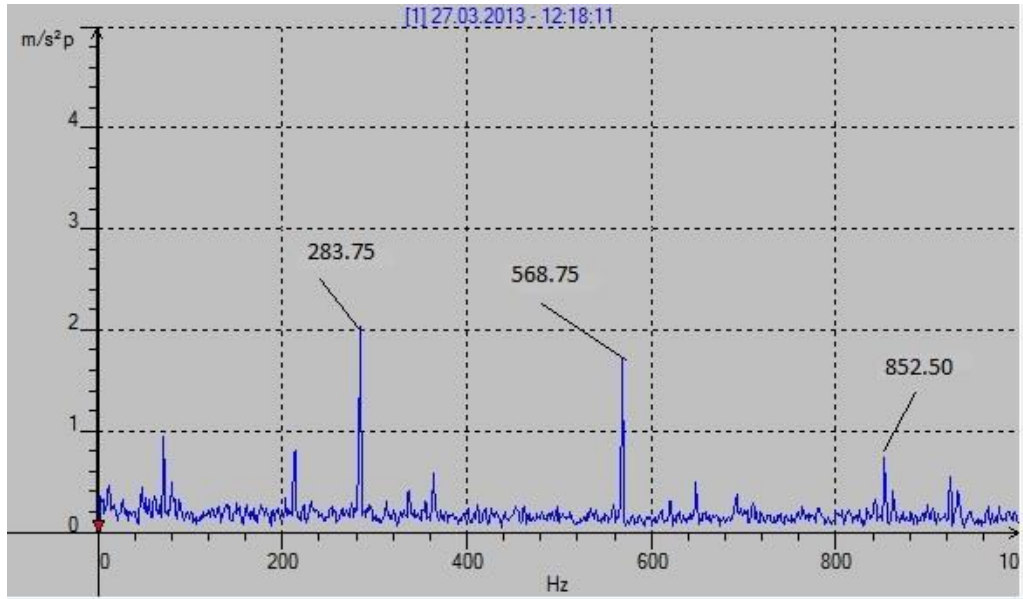


Şekil 9.46. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği(19.03.2013,1000 Hz)

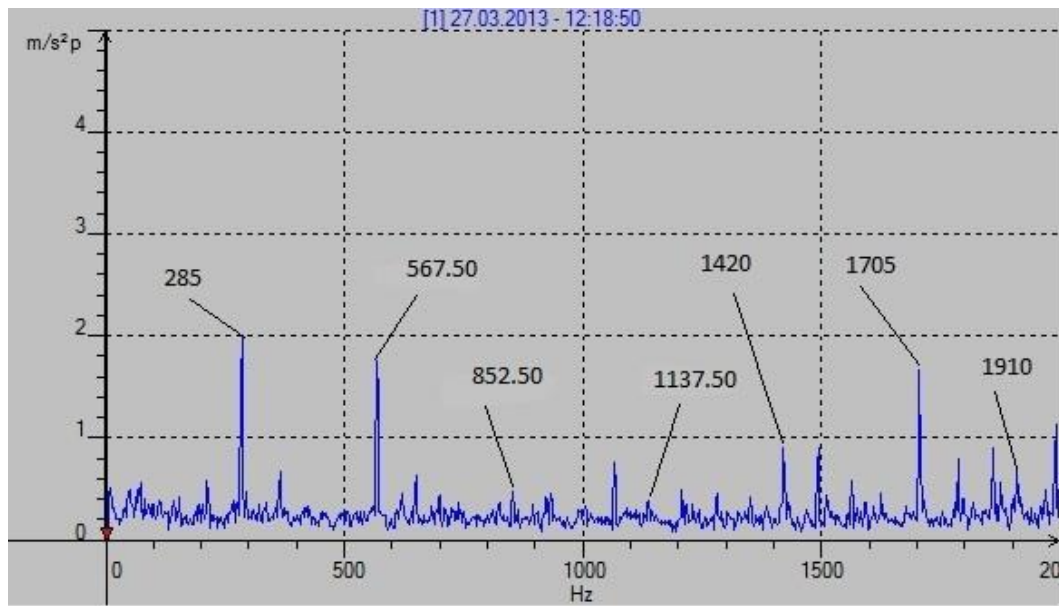


Şekil 9.47. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,2000 Hz)

Şekiller 9.46 ve 9.47 19 Mart'ta alınan ölçümlerdir. Bu tarihte alınan ölçümlerde yine rulman dış bilezik temel hasar frekansı ve harmonikleri görülmektedir. Bu durum hasarın devam ettiğinin göstergesidir.



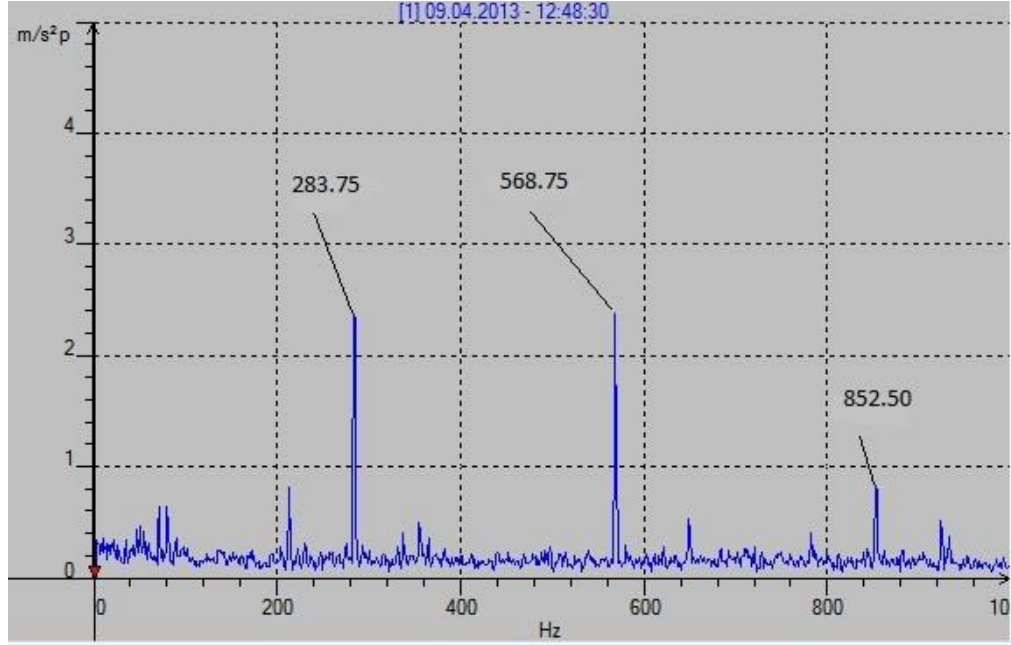
Şekil 9.48. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,1000 Hz)



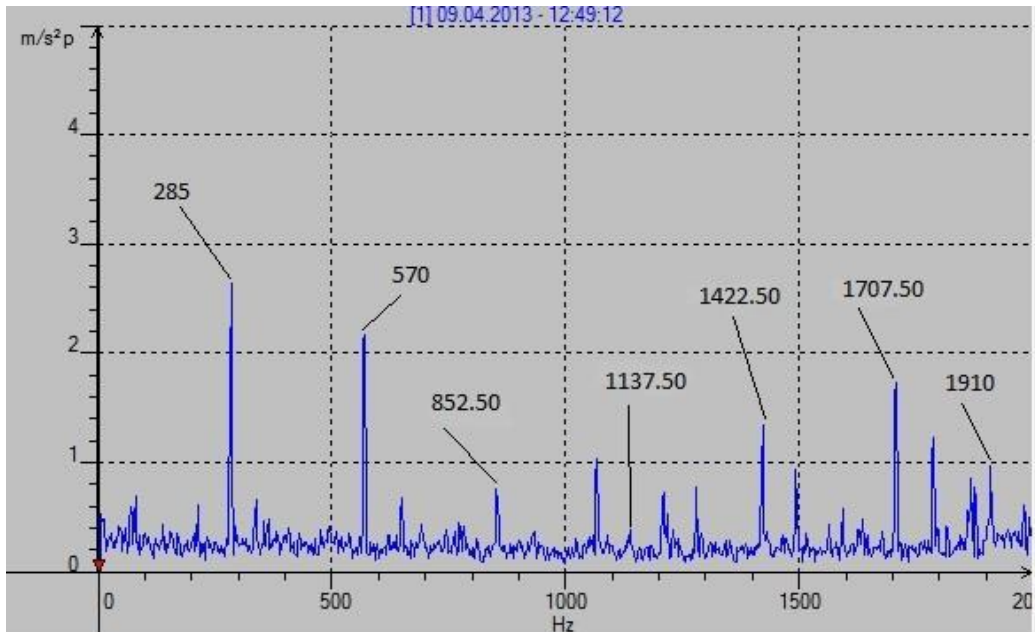
Şekil 9.49. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,2000 Hz)

Şekiller 9.48 ve 9.49 27 Mart'ta alınan ölçümlerdir. Bu tarihteki zarf analizinde frekans aralığı genişletildiğinde rulman dış bilezik hasar frekansı ve harmonikleri görülmektedir. Ancak

bu sefer harmonik sayısında bir artış görülmektedir. Bu durum hasarın ilerlediğinin açık bir göstergesidir. Ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

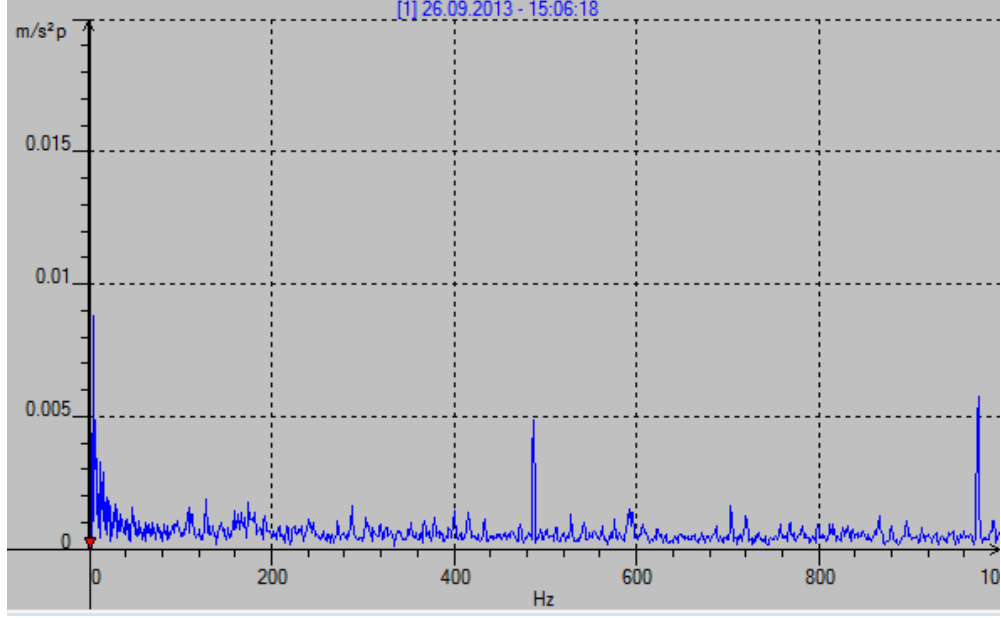


Şekil 9.50. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)

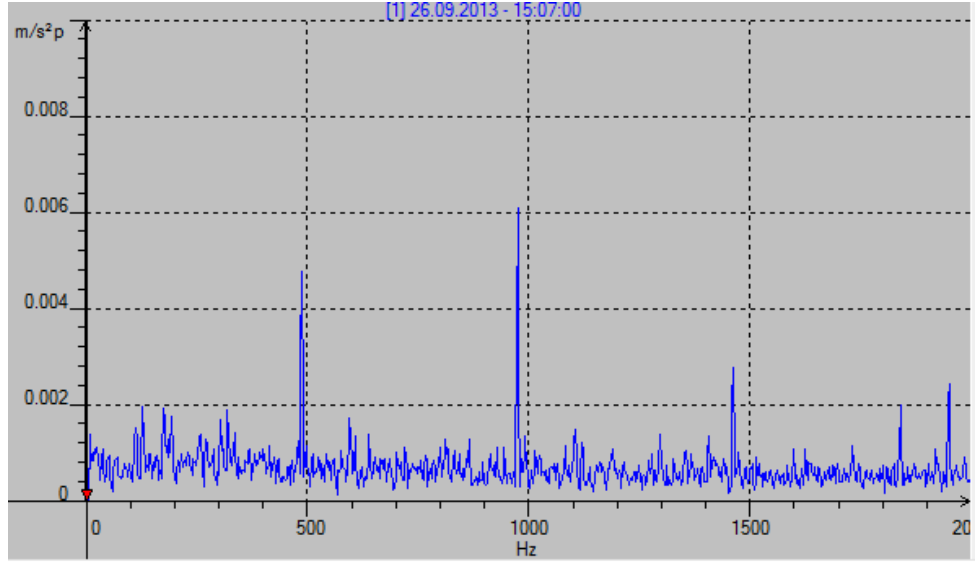


Şekil 9.51. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,2000 Hz)

Şekiller 9.50 ve 9.51 9 Nisan'da alınan ölçümlerdir. Bu tarihteki ölçümlerden, dış bilezik temel hasar frekansının ve 2. harmoniğinin genlik değerlerinde artış olduğu görülmektedir. Bu durum arızanın ilerlemeye devam ettiğinin açık göstergesidir.



Şekil 9.52. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,1000 Hz)



Şekil 9.53. Bir numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Sistemde bakım çalışmasının ardından dış bilezik temel hasar frekansı ve harmoniklerinin ortadan kalktığı görülmektedir. Bu durum hasarın sona erdiğinin göstergesidir. Var olan piklerin genlik değerlerinin çok küçük olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Bu piklere diğer kompresörlerin yada değiştirilen rulmanın neden olduğu düşünülmektedir.

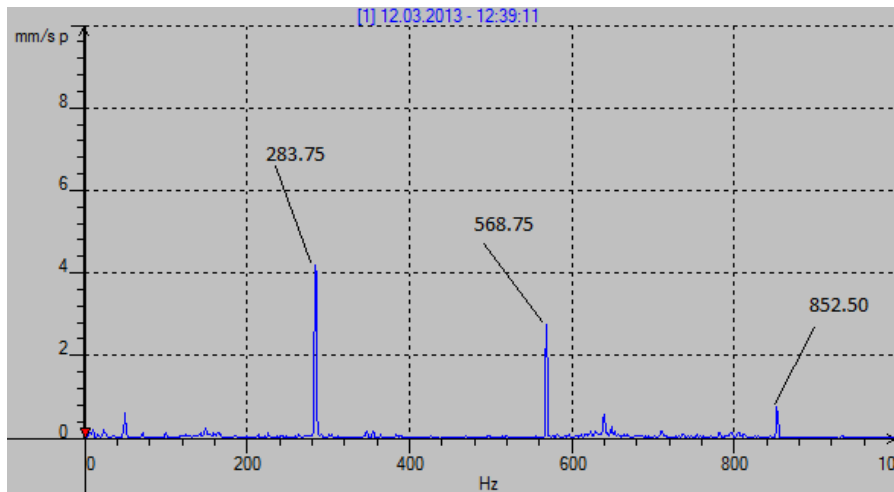
9.1.1.3.2. Bir Numaralı Kompresör İkinci Yatak Rulman Dış Bilezik Hasarı

Çizelge 9.8'de bir numaralı kompresör bir numaralı rulmana ait teorik ve ölçüm ile elde edilen rulman dış bilezik hasar frekansları verilmiştir.

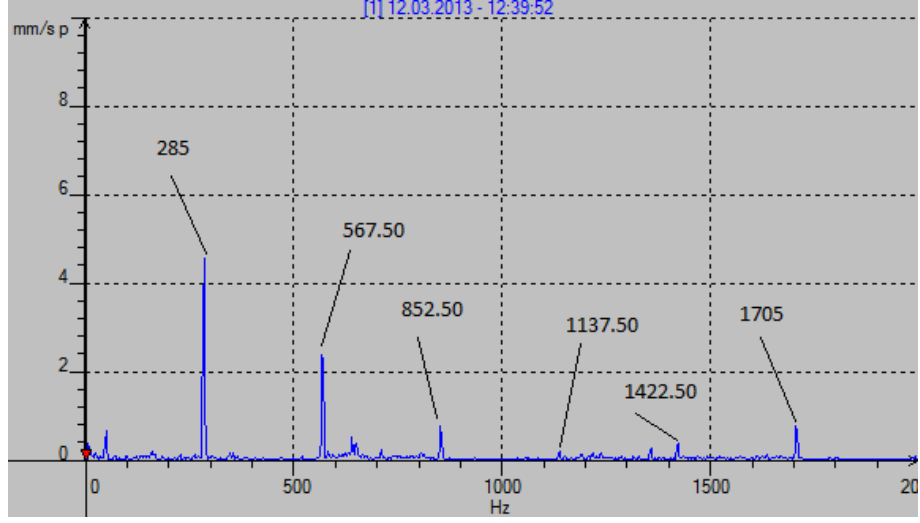
Çizelge 9.8. Bir numaralı kompresör ikinci yatak rulman dış bilezik frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
285	279.22 $1 \times f_{du}$
567.50	558.44 $2 \times f_{du}$
852.50	837.66 $3 \times f_{du}$
1137.50	1116.88 $4 \times f_{du}$
1422.50	1396.1 $5 \times f_{du}$
1705	1675.32 $6 \times f_{du}$

Bir numaralı kompresörün ikinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki gibidir.

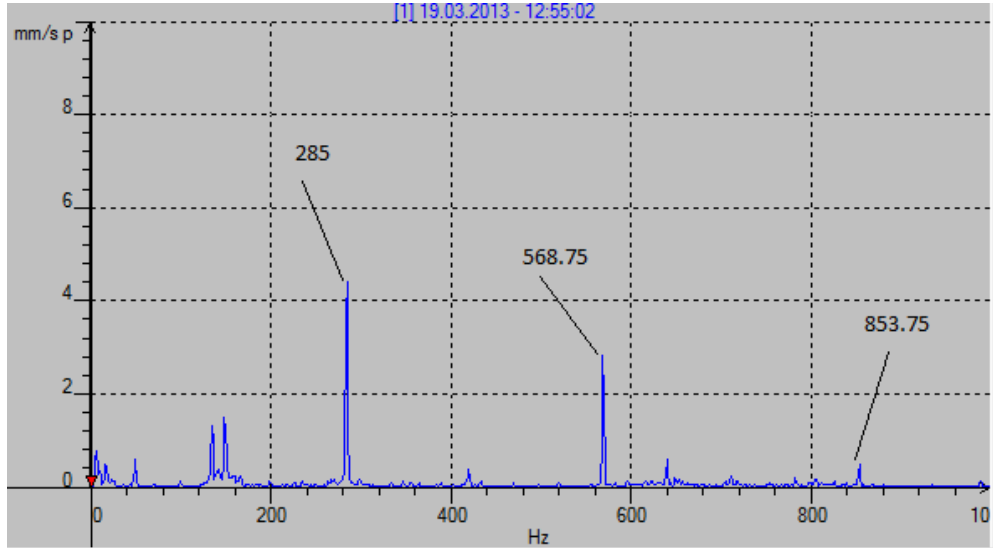


Şekil 9.54. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)

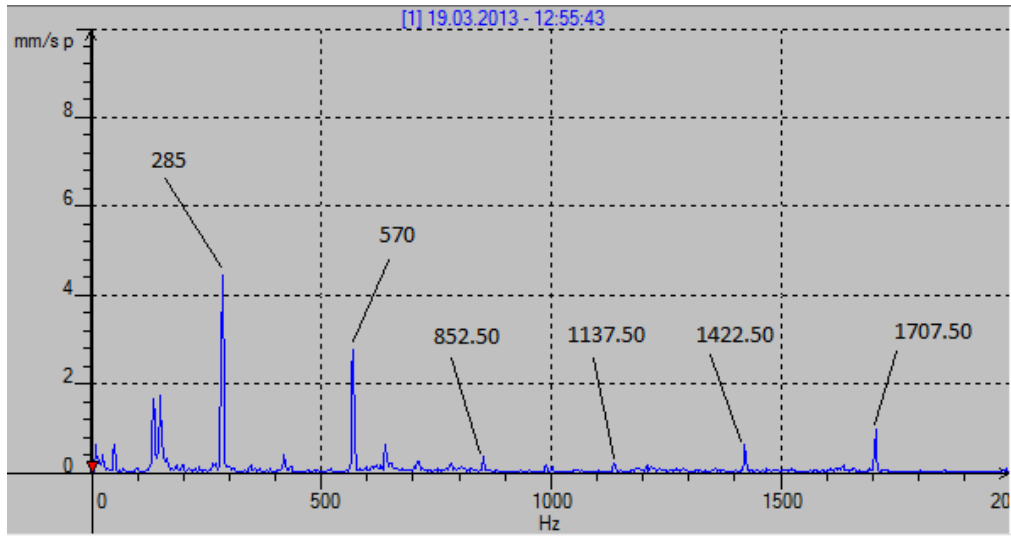


Şekil 9.55. Bir numaralı kompresör İkinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.54 ve 9.55'te 12 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu ölçümlerde hasar frekansının kendisi ve çok sayıda harmoniği görülmektedir. Hasar frekansının kendisinin ve çok sayıda harmoniğinin oluşması daha önceden de ifade edildiği üzere rulman hasarının dört aşama içerisinde üçüncü aşamada olduğunun göstergesidir. Rulman hala kullanılabilir bir ömre sahiptir. Fakat ölçümler sıklıkla alınmalıdır.

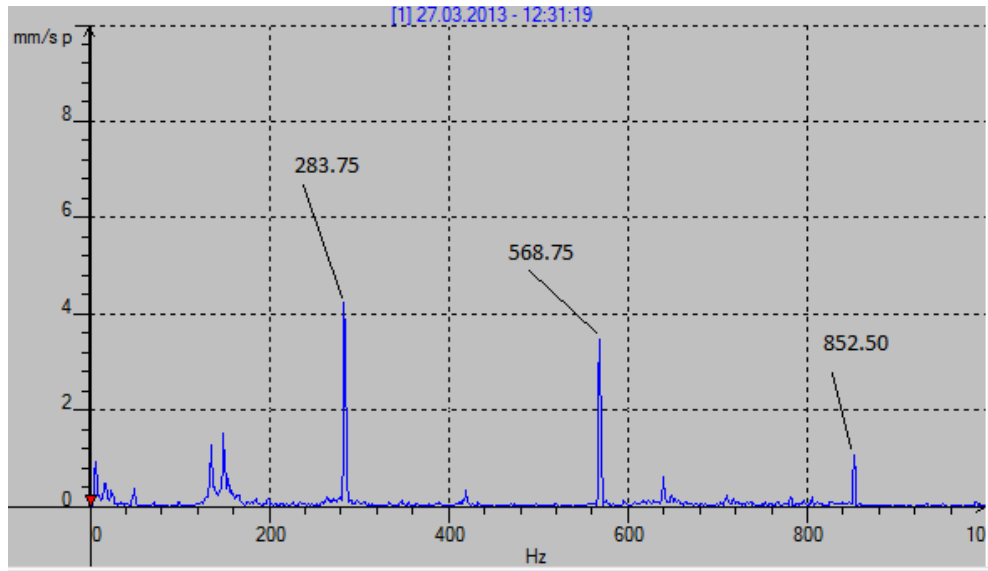


Şekil 9.56. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)

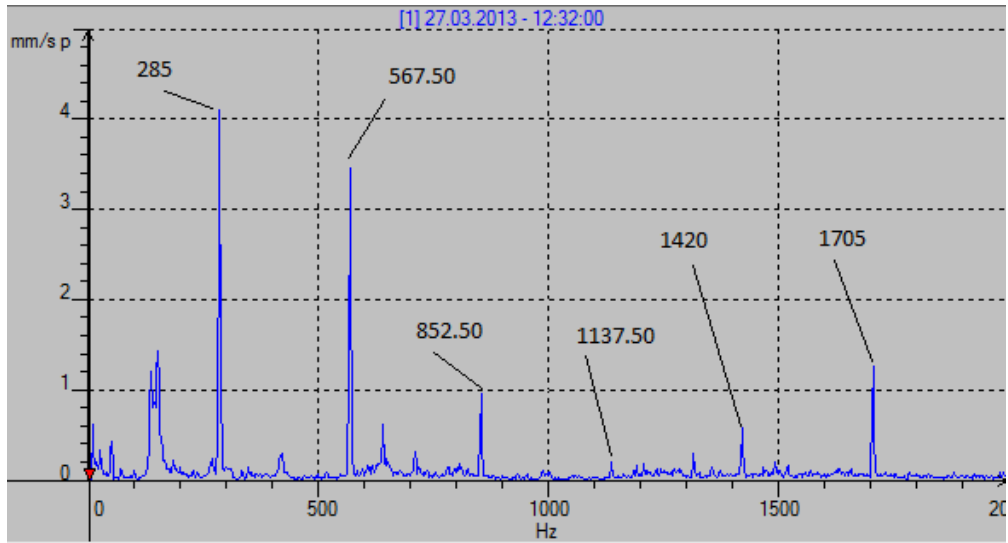


Şekil 9.57. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.56 ve 9.57'de 19 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde de rulman dış bilezik temel hasar frekansı ve harmonikleri görülmeye devam edilmektedir. Bu durum hasarın devam ettiğini göstermektedir.

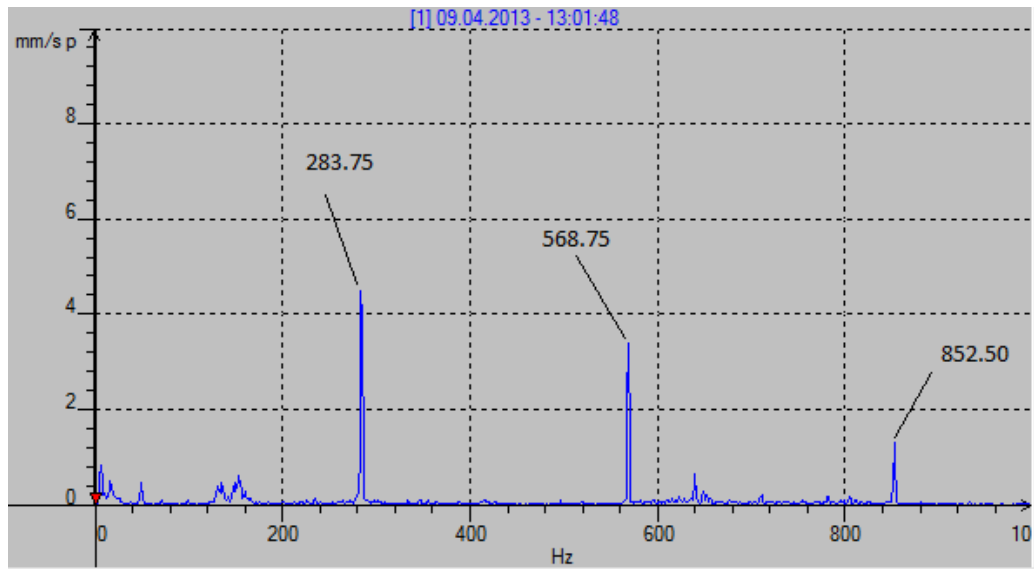


Şekil 9.58. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)

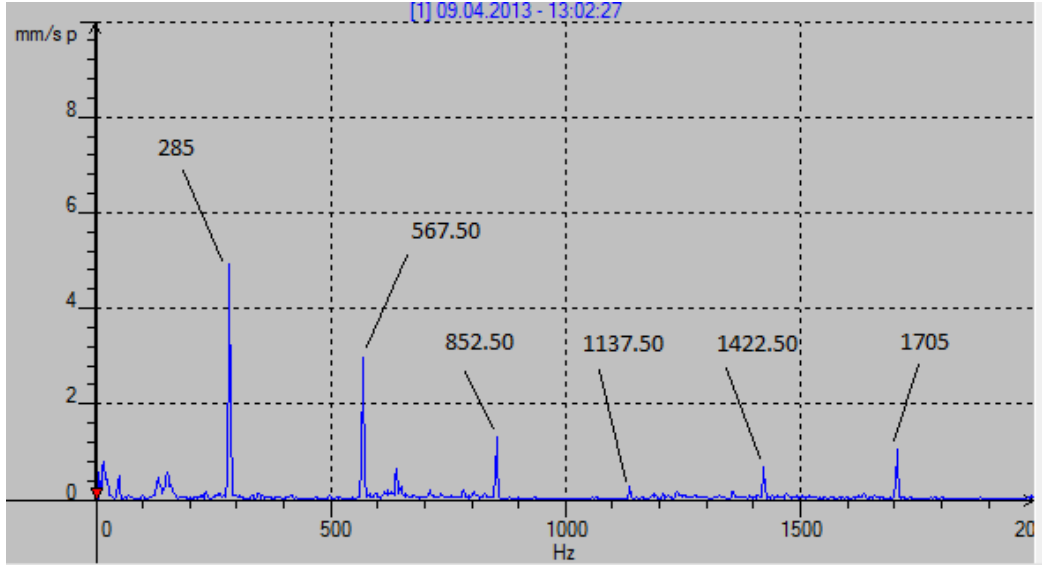


Şekil 9.59. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.58 ve 9.59'da 27 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde, dış bilezik temel hasar frekansı ve çoklu harmonikleri görülmektedir. Bu durum hasarın devam ettiğini göstermektedir.

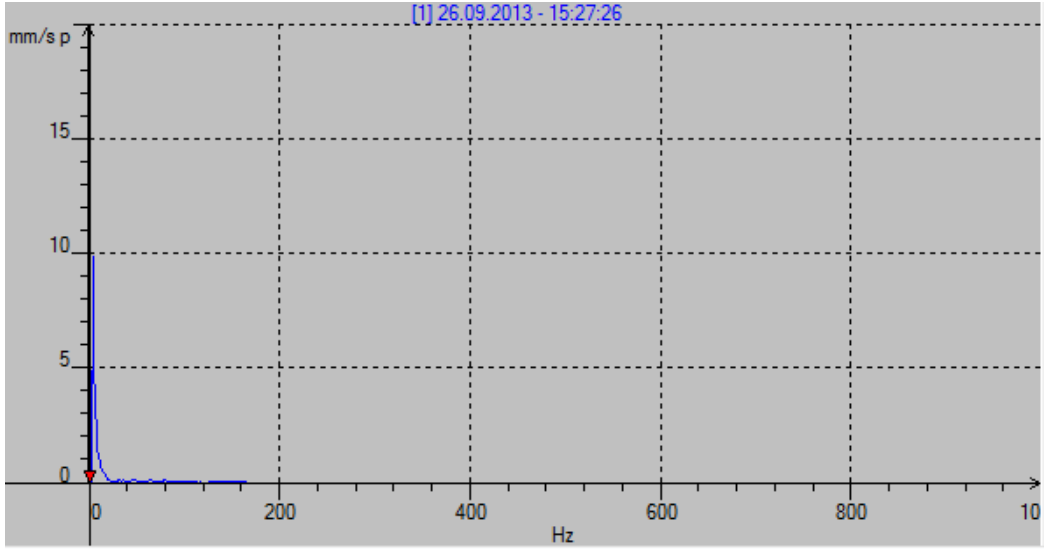


Şekil 9.60. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)

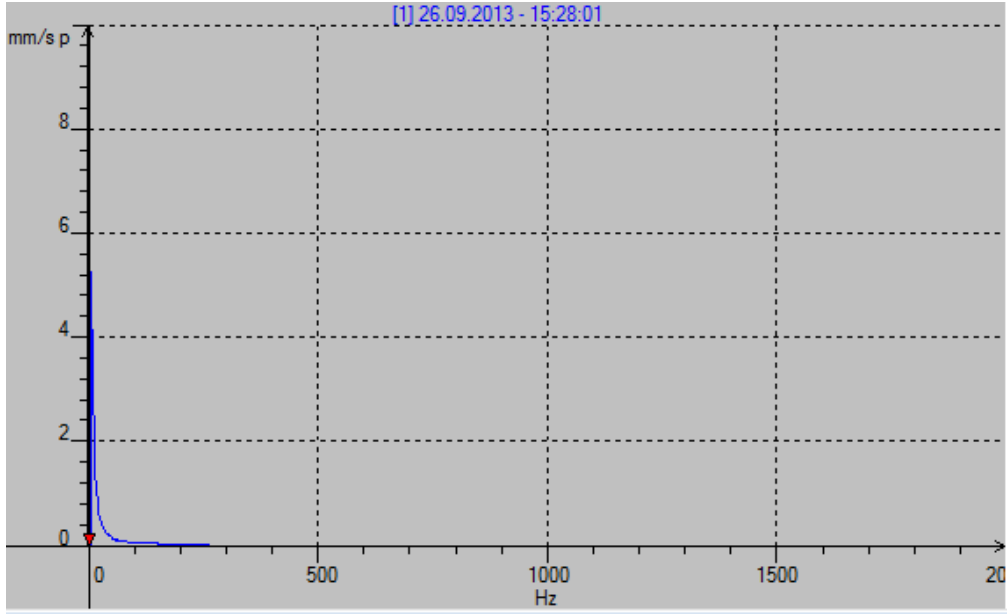


Şekil 9.61. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)

9 Nisan 2013 tarihinde alınan ölçümlerde dış bilezik temel hasar frekansının genliğinde bir miktar artış gözlemlenmiştir. Bu durum hasarın ilerlediğinin bir göstergesidir. Sisteme bakım çalışması uygulandıktan sonraki duruma bakalım.



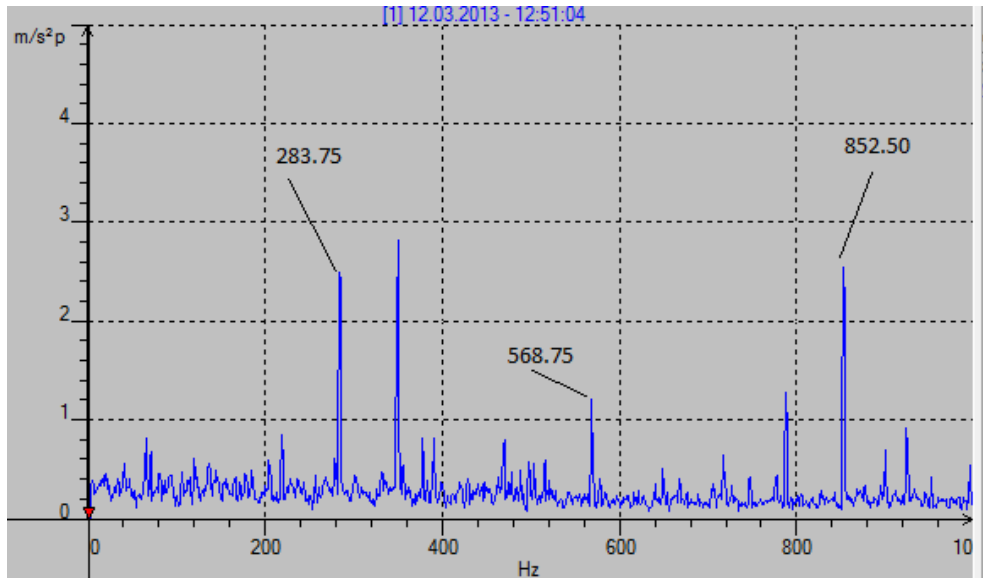
Şekil 9.62. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)



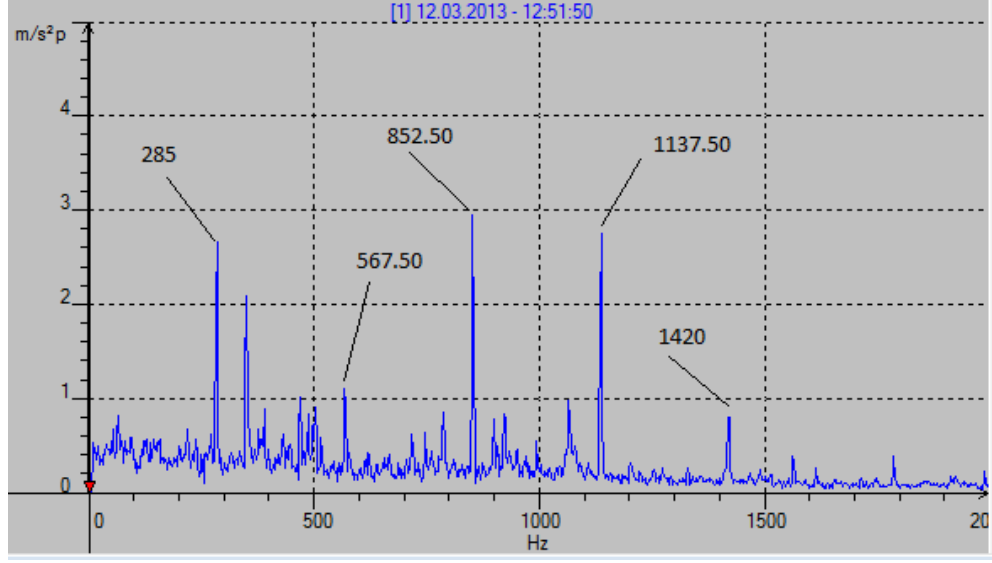
Şekil 9.63. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Şekil 9.61 ve 9.62'den de anlaşılacağı üzere dış bilezik hasarı ortadan kalkmıştır. Zarf analizi grafiklerini de inceleyerek dış bilezik hasarı olduğunu gösterelim.

Zarf analizleri aşağıdaki şekillerde gösterildiği gibidir.

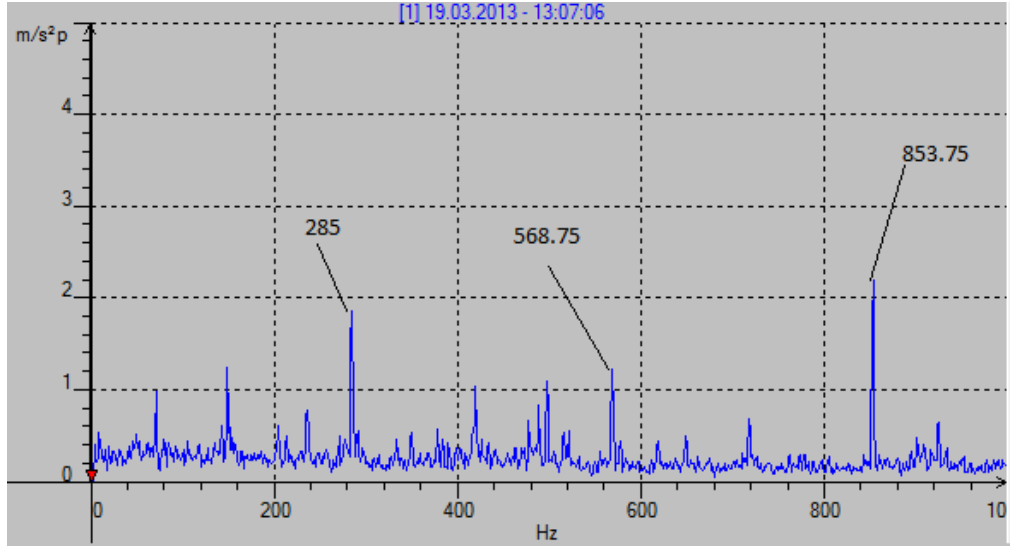


Şekil 9.64. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)

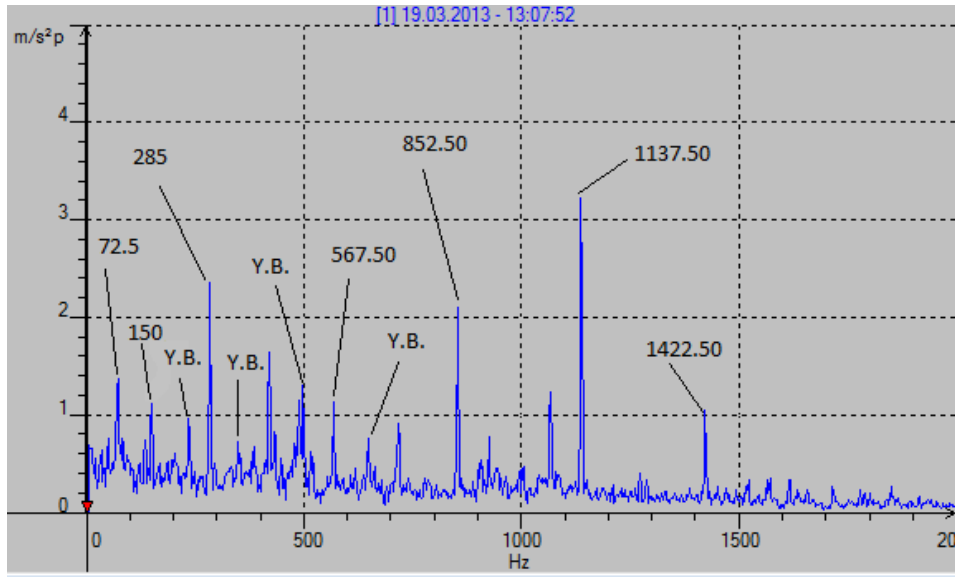


Şekil 9.65. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.64 ve 9.65'te 12 Mart tarihinde alınan ölçümler gösterilmektedir. Gerek 1000 Hz' lik gerekse 2000 Hz' lik ölçümlerde spektrum analizinde olduğu gibi rulman dış bilezik hasar frekansı ve çok sayıda harmonikleri görülmektedir. Yan bantlarında olduğu şekillerden görülmektedir. Bu durumda rulman dört aşama içerisinde üçüncü aşamada yer almaktadır. Ölçümler sık sık alınmalıdır.

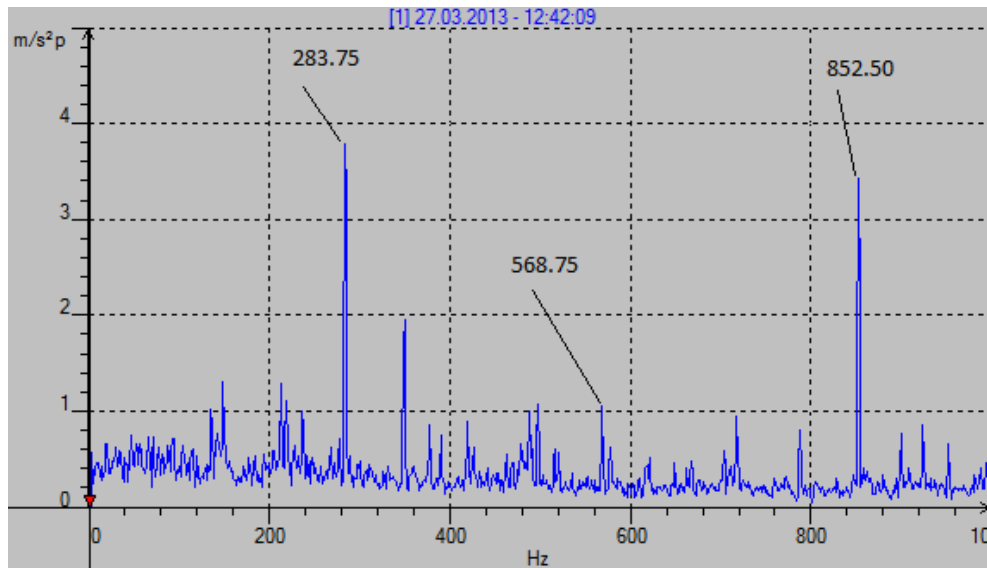


Şekil 9.66. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)

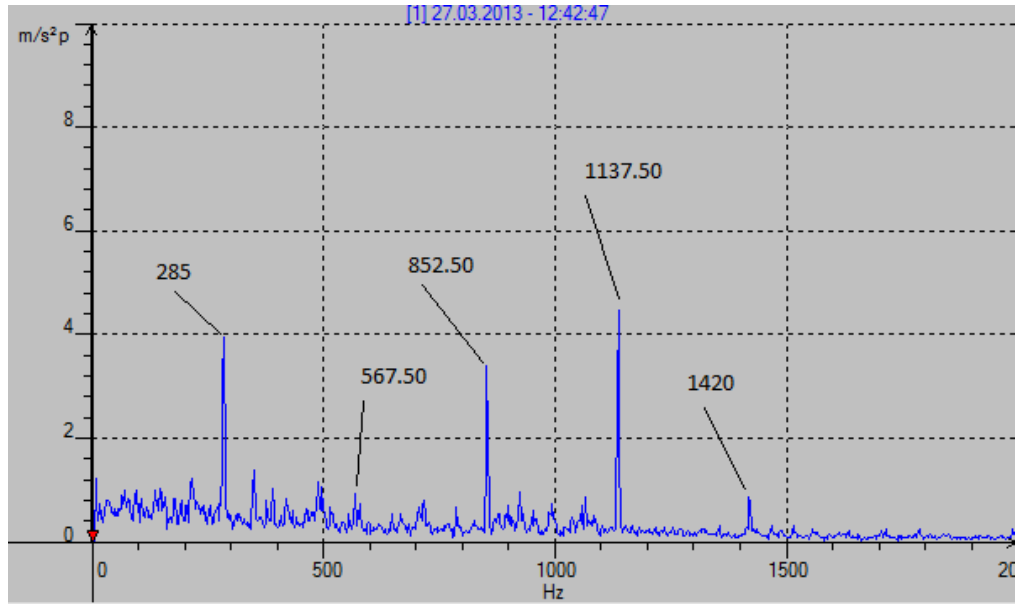


Şekil 9.67. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.66 ve 9.67'de 19 Mart tarihinde alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde de dış bilezik temel hasar frekansı ile harmonikleri açıkça görülmektedir. Bu durum hasarın devam ettiğinin göstergesidir. Ayrıca grafiklerin sol tarafında iki frekansa ait pikler görülmektedir. Bu frekanslardan birisi 72.5 Hz'dir (1.5x) ve gevşek mil hasarını gösterirken diğer frekans ise 150 Hz (3x) olup milde dengesizliği temsil eder. Her ikisine de daha önceden değinilmiştir.

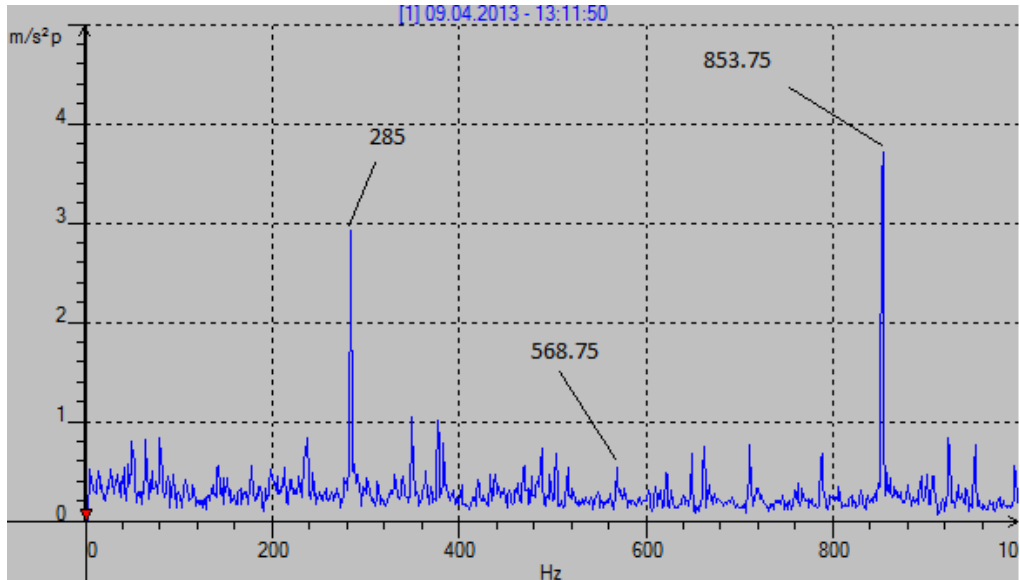


Şekil 9.68. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)

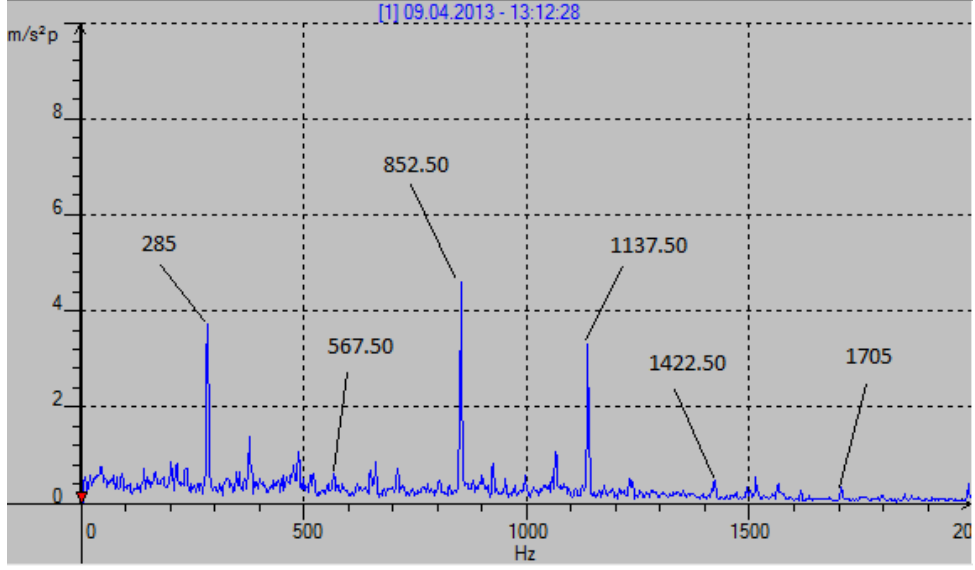


Şekil 9.69. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.68 ve 9.69'da 27 Mart'a alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde de dış bilezik hasarı görülmektedir. Ayrıca temel hasar frekansı ve onun 3. harmoniğinin frekansındaki genlik değerlerinde artış söz konusudur. Bu durum hasarın ilerlediğini göstermektedir.



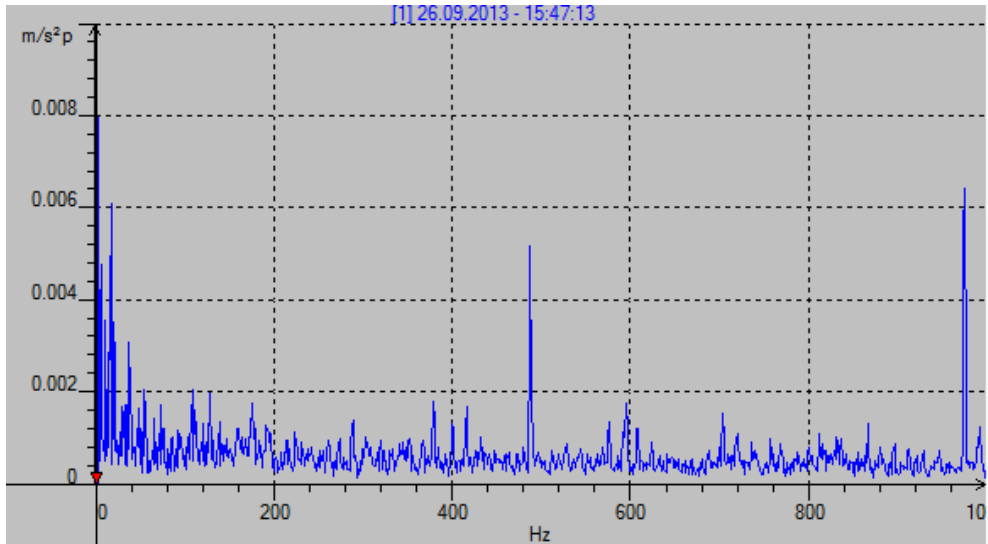
Şekil 9.70. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)



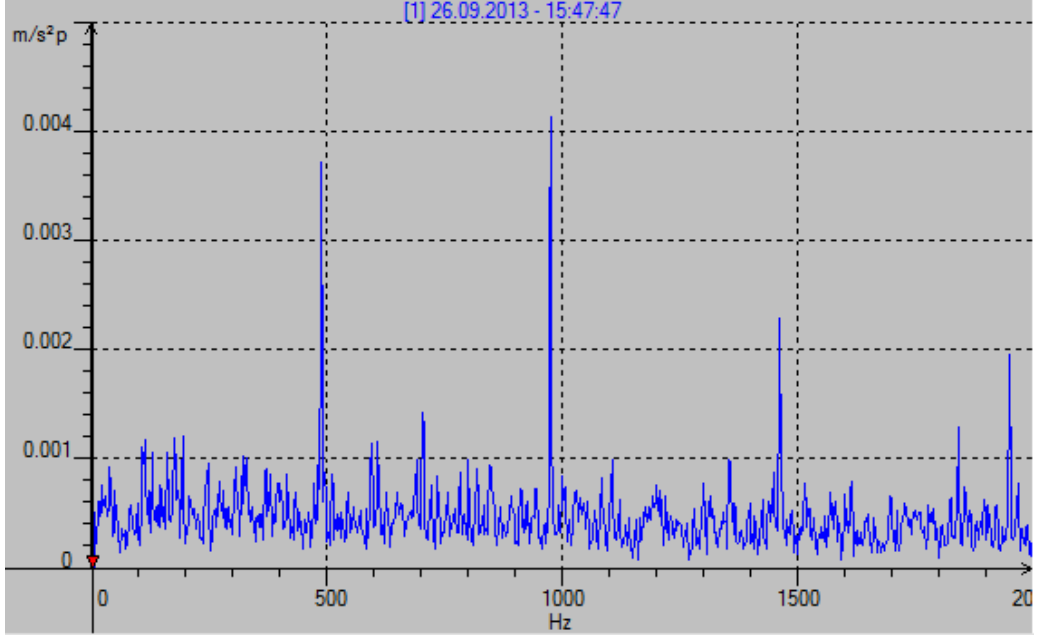
Şekil 9.71. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.70 ve 9.71'de 9 Nisan'da alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde dış bilezik hasar frekansı devam etmektedir. Ayrıca harmonik sayısında bir artış görülmektedir. Bu durum hasarın ilerlediğinin kanıtıdır.

Sisteme uygulanan bakım sonrasındaki durumu analiz edelim.



Şekil 9.72. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)



Şekil 9.73. Bir numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Sisteme uygulanan bakım çalışmasının ardından dış bilezik hasarının ortadan kalktığı görülmektedir. Ayrıca bu tarihte de yine spektrum grafiğindeki değerlerde pikler görülmektedir. Ancak genlik değerlerinin çok küçük olduğuna dikkat edilmelidir. Bu piklere diğer kompresörlerin yada değiştirilen rulmanın neden olduğu tahmin edilmektedir.

Bakım çalışmasından önce hem spektrum analizinde hem de zarf analizinde rulman dış bilezik hasar frekansı ve bunun harmoniklerinin görülmesi rulmanda dış bilezik kusurunun olduğunu bizlere göstermektedir. Rulman dış bilezik hasarı üçüncü aşamadayken bakım yapılmış ve sistem bu hasardan kurtulmuştur.

Bu çalışmada 1 numaralı kompresörün yataklarından titreşim ölçümleri alınmış ve sistemde gevşek mil, mil dengesizliği ve rulman dış bilezik hasarları tespit edilmiştir. Yapılan bakım çalışması sonucunda bu hasarların ortadan kalktığı gözlemlenmiştir.

9.1.2. İki Numaralı Kompresör Rulman Hasarları

İki numaralı kompresörün hem bir numaralı hem de iki numaralı rulman yataklarından ölçümler alındığında, her iki yatakta da hem rulman dış bilezik hem de rulman iç bilezik hasarları tespit edilmiştir.

9.1.2.1. İki Numaralı Kompresör Birinci Yatak İç ve Dış Bilezik Hasarları

Çizelge 9.9'da iki numaralı kompresör bir numaralı yatak rulman dış bilya hasar frekanslarının teorik ve ölçüm ile elde edilen değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 9.9. İki numaralı kompresör birinci yatak rulman dış bilezik frekansları

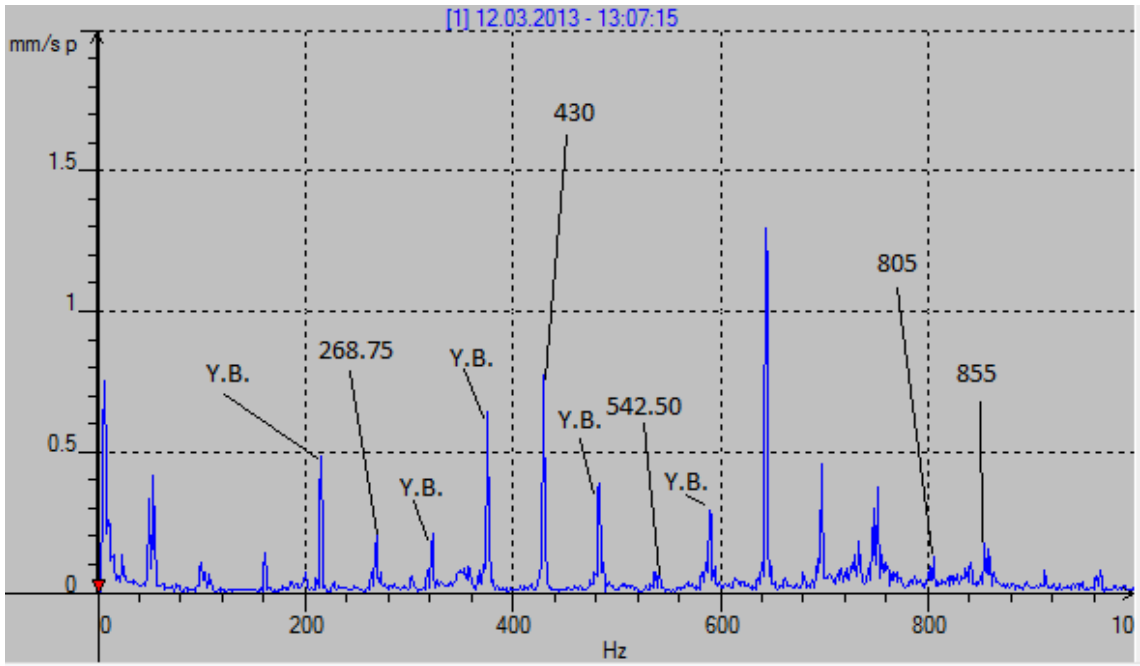
Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
270	278.28 $1 \times f_{du}$
540	556.56 $2 \times f_{du}$
805	834.84 $3 \times f_{du}$
1075	1113.12 $4 \times f_{du}$
1880	1947.96 $7 \times f_{du}$

Çizelge 9.10'da iki numaralı kompresör bir numaralı yatak rulman iç bilya hasar frekanslarının teorik ve ölçüm ile elde edilen değerleri gösterilmiştir.

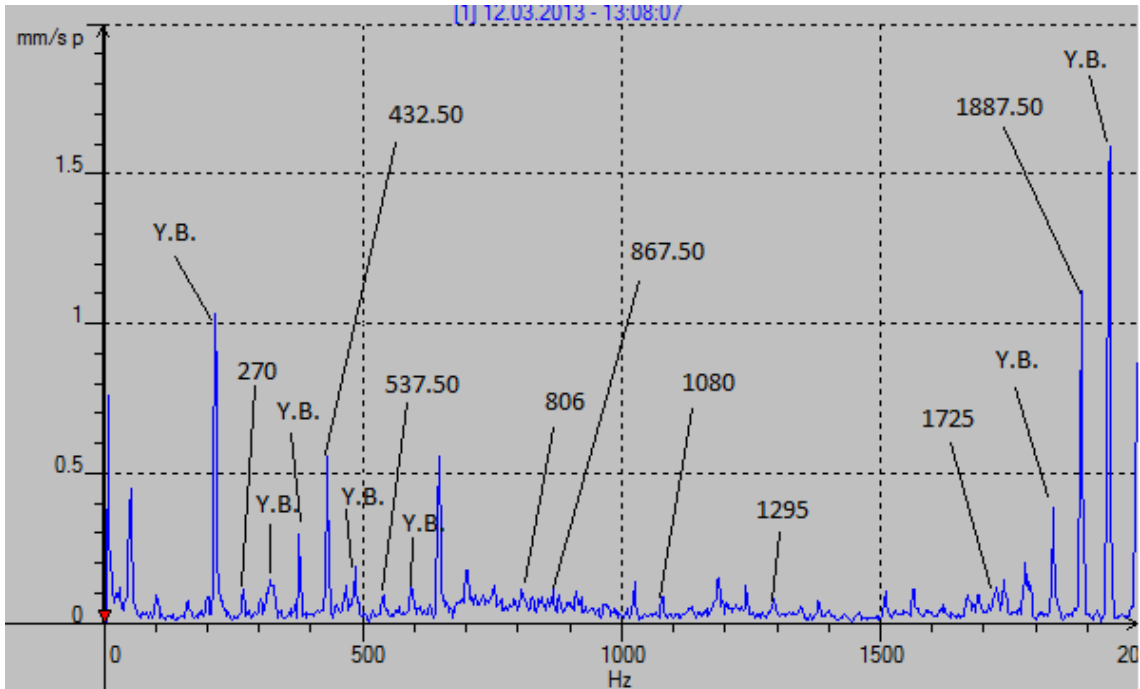
Çizelge 9.10. İki numaralı kompresör birinci yatak rulman iç bilezik frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
430	414.72 $1 \times f_{du}$
865	829.44 $2 \times f_{du}$
1297.50	1244.16 $3 \times f_{du}$
1730	1658.88 $4 \times f_{du}$

İki numaralı kompresörün birinci yatağından alınan ölçümler aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.

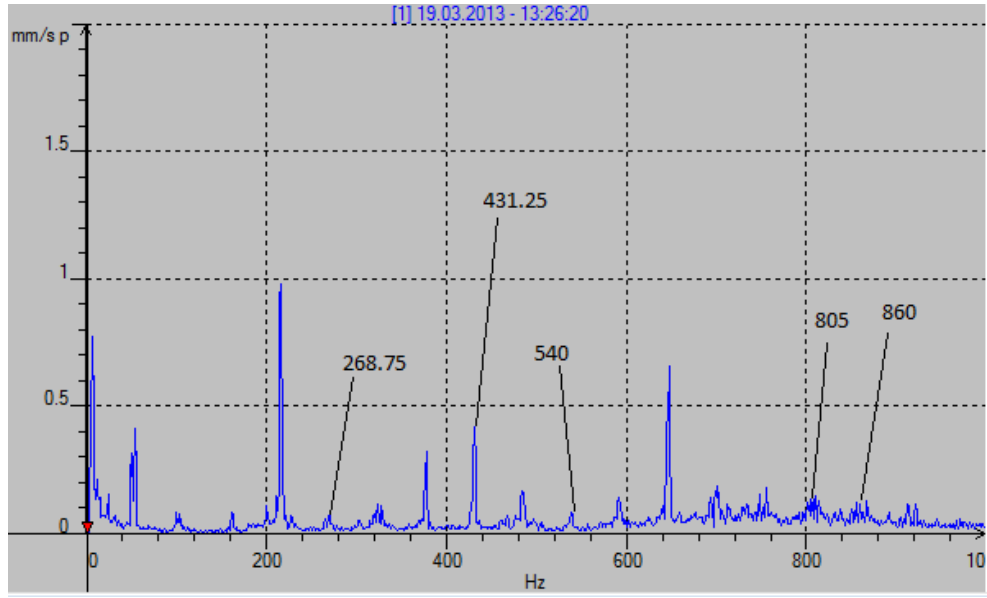


Şekil 9.74. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)

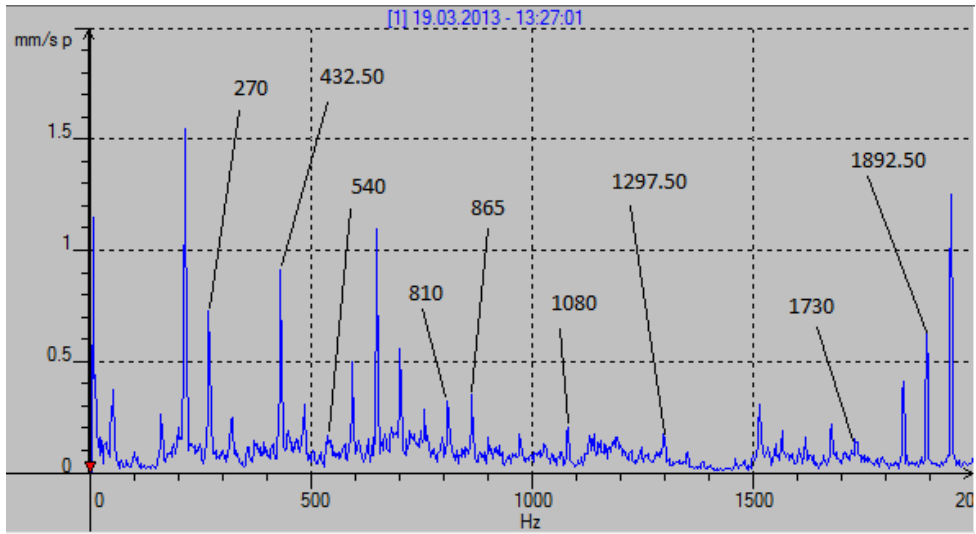


Şekil 9.75. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)

Rulman dış bilezik hasar frekansı 278.28Hz ve rulman iç bilezik hasar frekansı 414.72 Hz olarak hesaplanmıştır. Şekiller 9.74 ve 9.75 12 Mart 2013 tarihinde alınan ölçümlerdir ve bu ölçümlerde hem rulman dış bilezik hasar frekansı ve harmonikleri hem de rulman iç bilezik hasar frekansı ve harmonikleri gözlemlenmiştir. Ayrıca hem dış bilezik hasar frekansı ve harmoniklerinin hem de iç bilezik hasar frekansı ve harmoniklerinin yan bantları oluşmuştur. Dış bilezik hasar frekansının yedinci harmoniği ve bu harmoniğin yan bandı dahi görülmektedir. Özellikle dış bilezik temel hasar frekansının ve harmoniklerinin yan bantlarının genlik değerleri, kendi genlik değerlerinden daha fazladır. Rulman her iki hasar içinde 3. aşamadır. Rulman için tehlikeli bir durum söz konusudur. Ölçümler sık şekilde alınmalıdır.

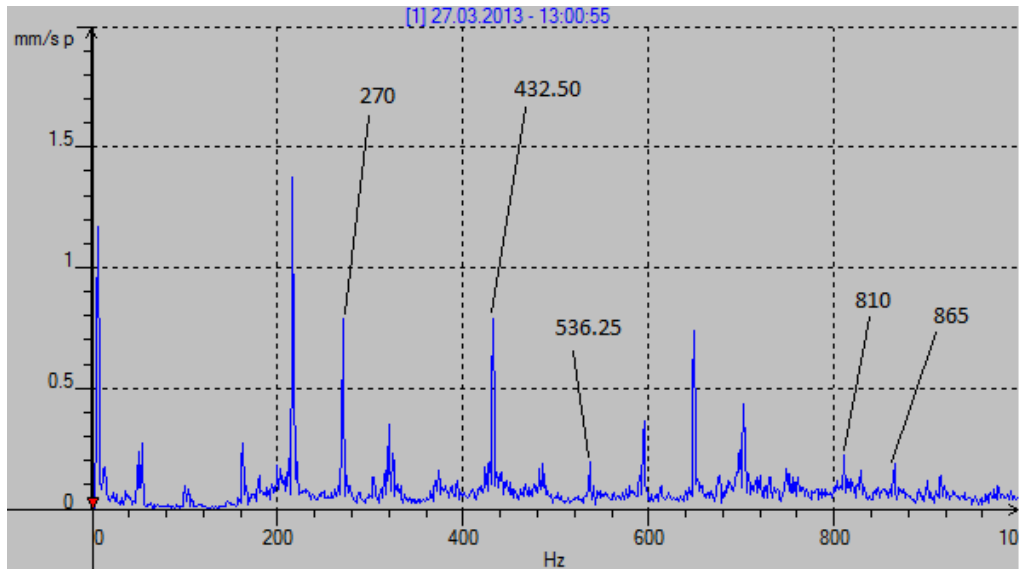


Şekil 9.76. İki Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)

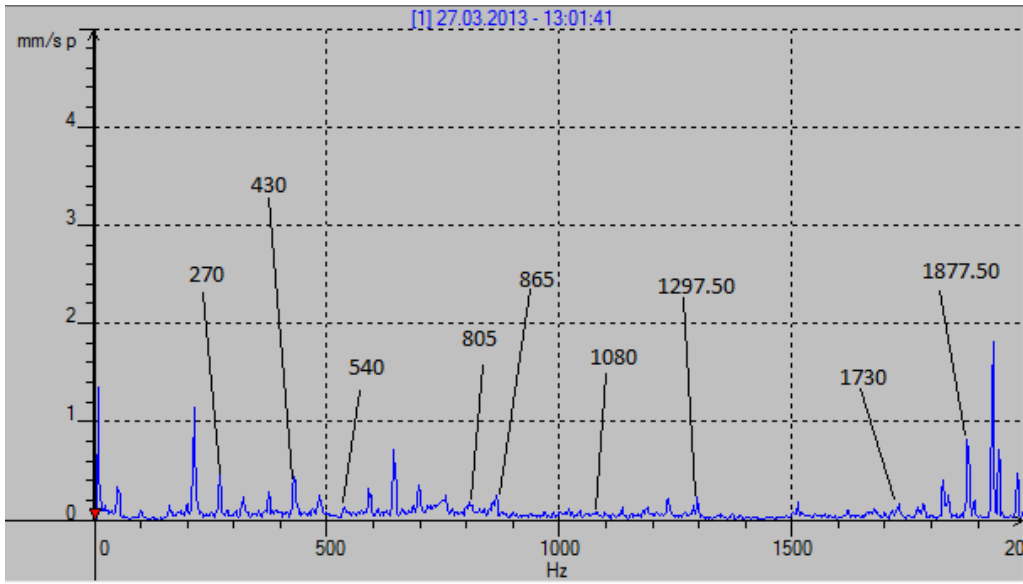


Şekil 9.77. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.76 ve 9.77'de 19 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde dış bilezik hasar frekansının yan bandının genliğinde bir artış söz konusudur. Bu durum hasarın ilerlediğinin göstergesidir. Ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

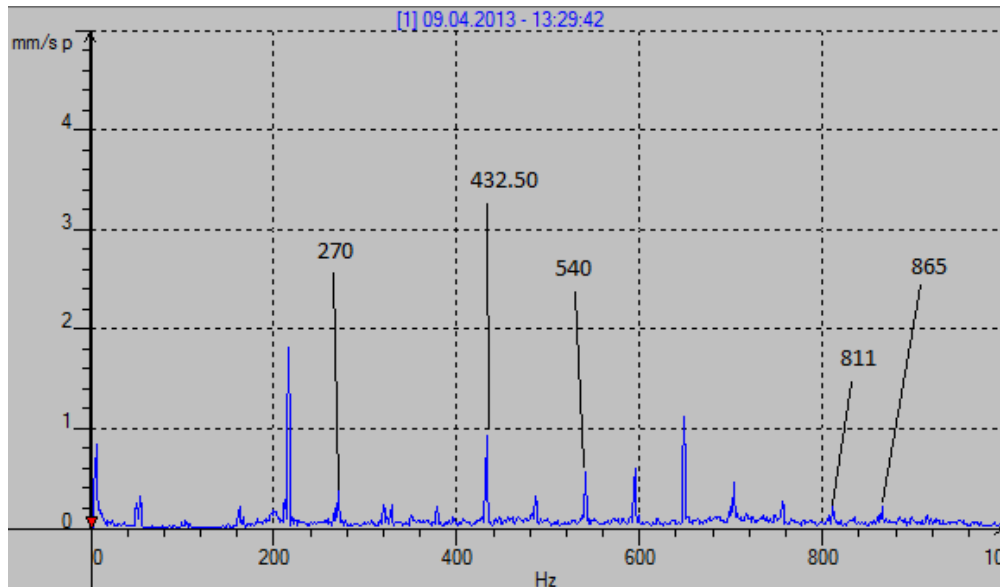


Şekil 9.78. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)

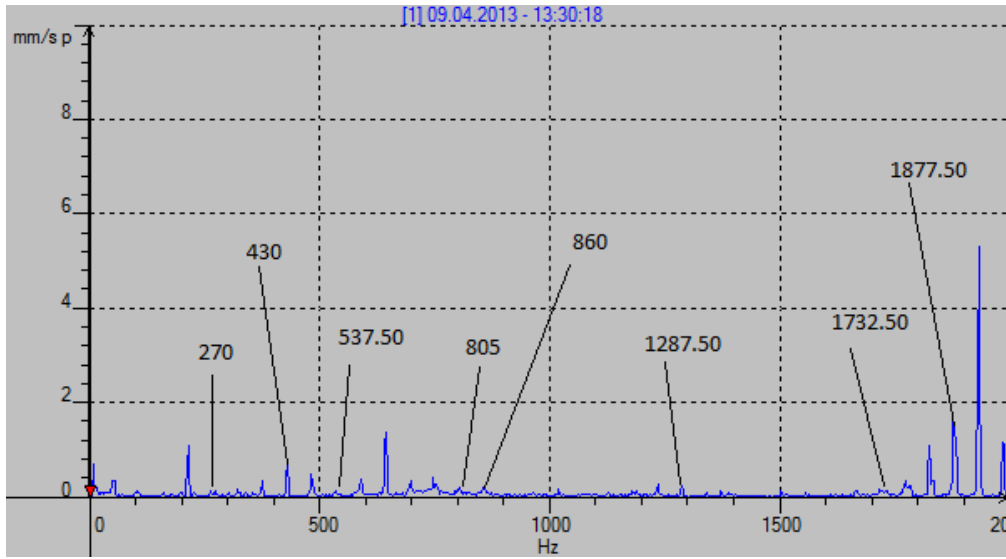


Şekil 9.79. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.78 ve 9.79'ta 27 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihte yapılan ölçümler daha önce yapılan ölçümlerle benzerlik göstermektedir. Dış bilezik hasar frekansının 7. harmoniğinin yan bandının genliği artmıştır. Bu durum hasarın ilerleyerek devam ettiğini göstermektedir. Ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

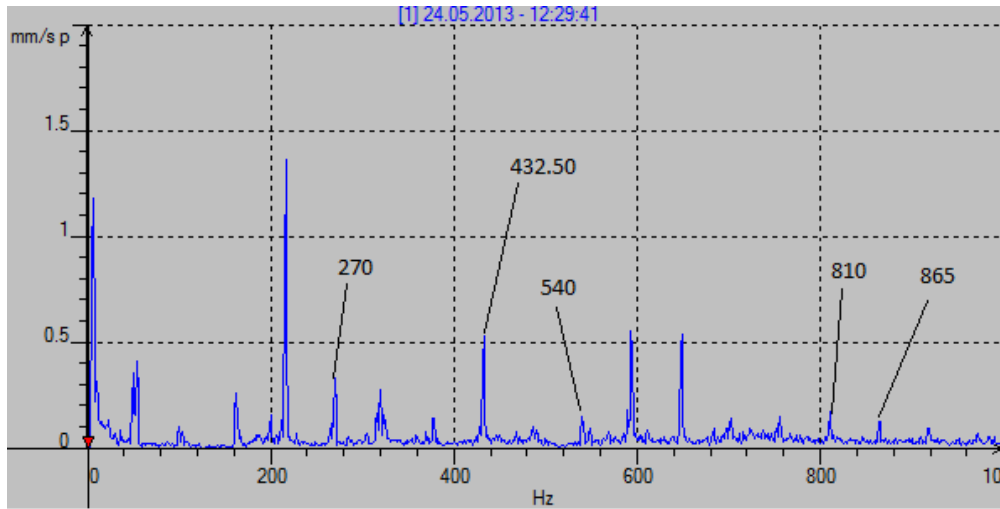


Şekil 9.80. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)

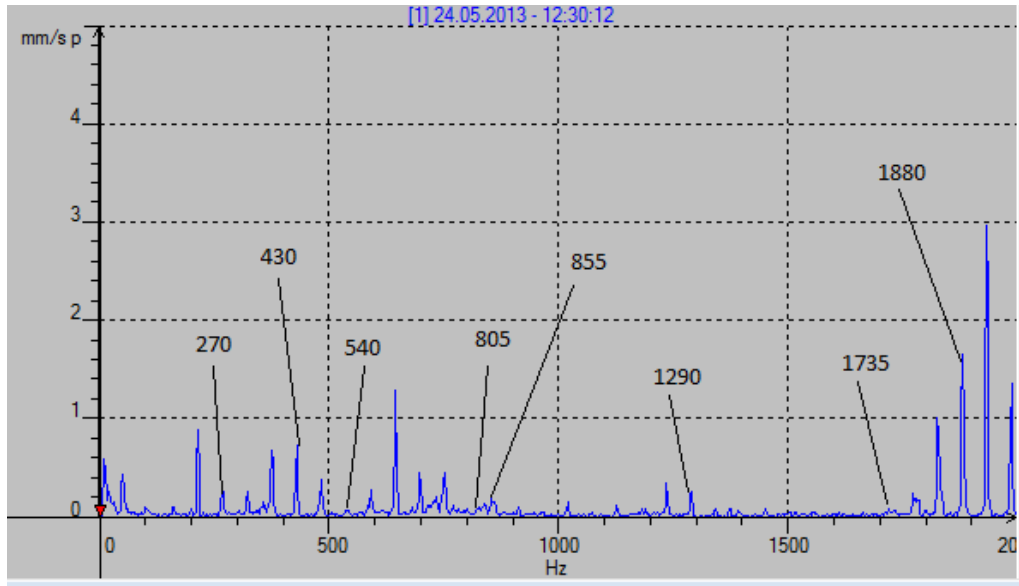


Şekil 9.81. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.80 ve 9.81'de 9 Nisan'da alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde özellikle dış bilezik temel hasar frekansının 7. harmoniğinin genliğinde çok ciddi bir artış söz konusudur. Bu durum hasarın ilerlediğini göstermektedir.



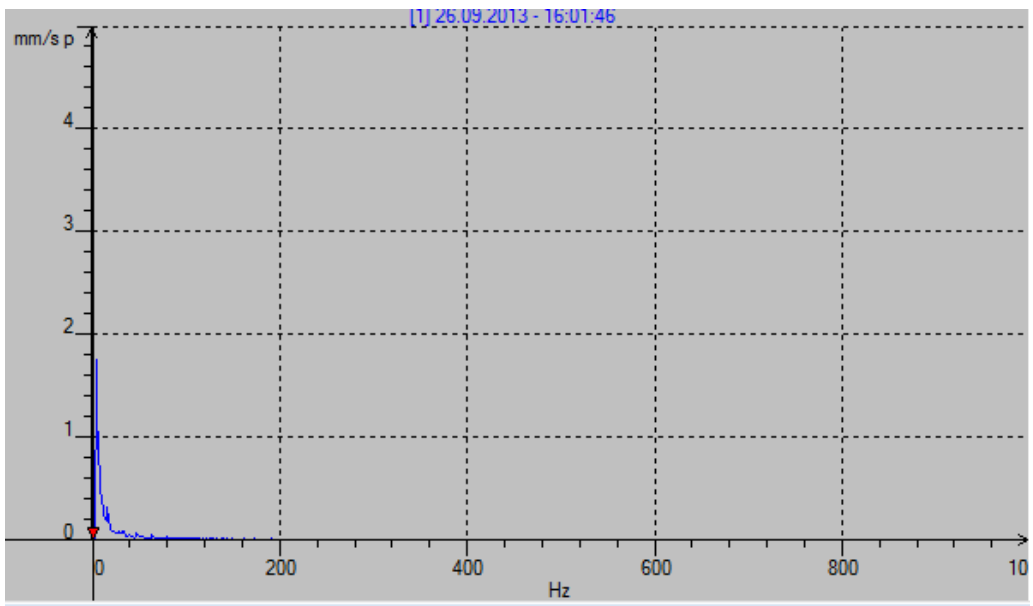
Şekil 9.82. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 1000 Hz)



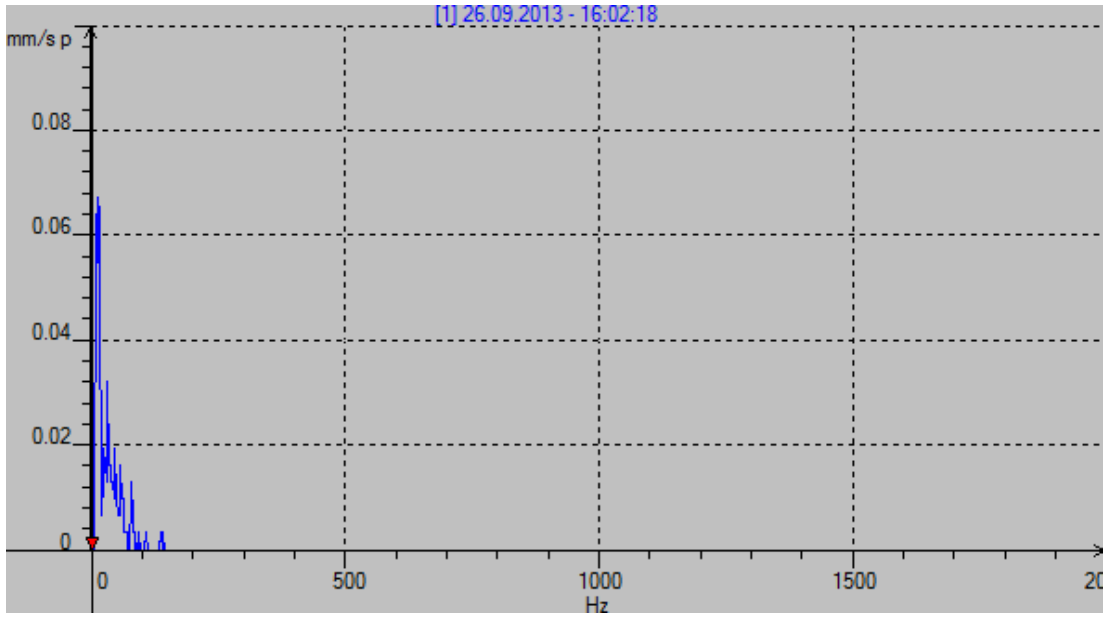
Şekil 9.83. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.82 ve 9.83'te 24 Mayıs tarihine ait ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde daha önceki ölçümlere benzerlik göstermektedir. Bu durum bize sistemde hem dış bilezik hem de iç bilezik hasarının olduğunu göstermektedir.

Sistemde bakım çalışması yapıldıktan sonraki durumu inceleyelim.



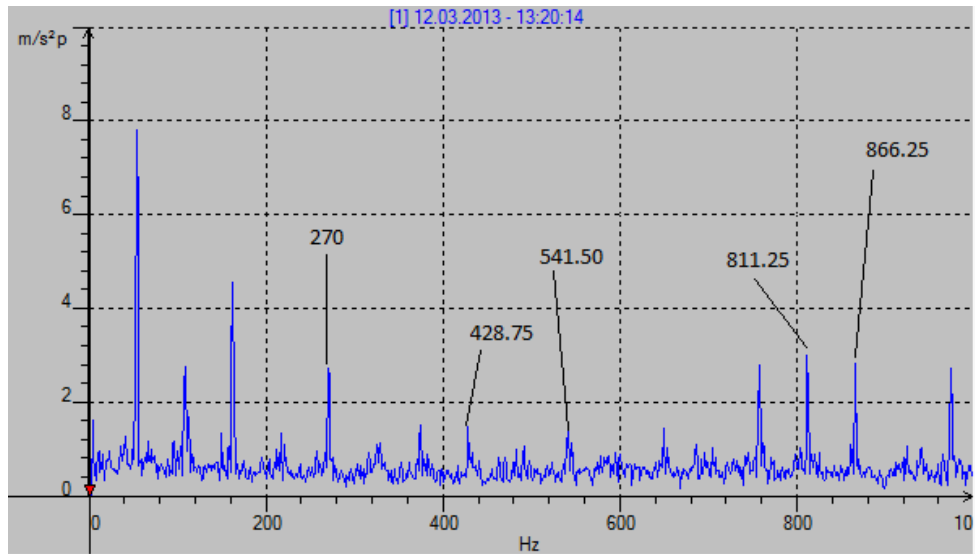
Şekil 9.84. İki Numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)



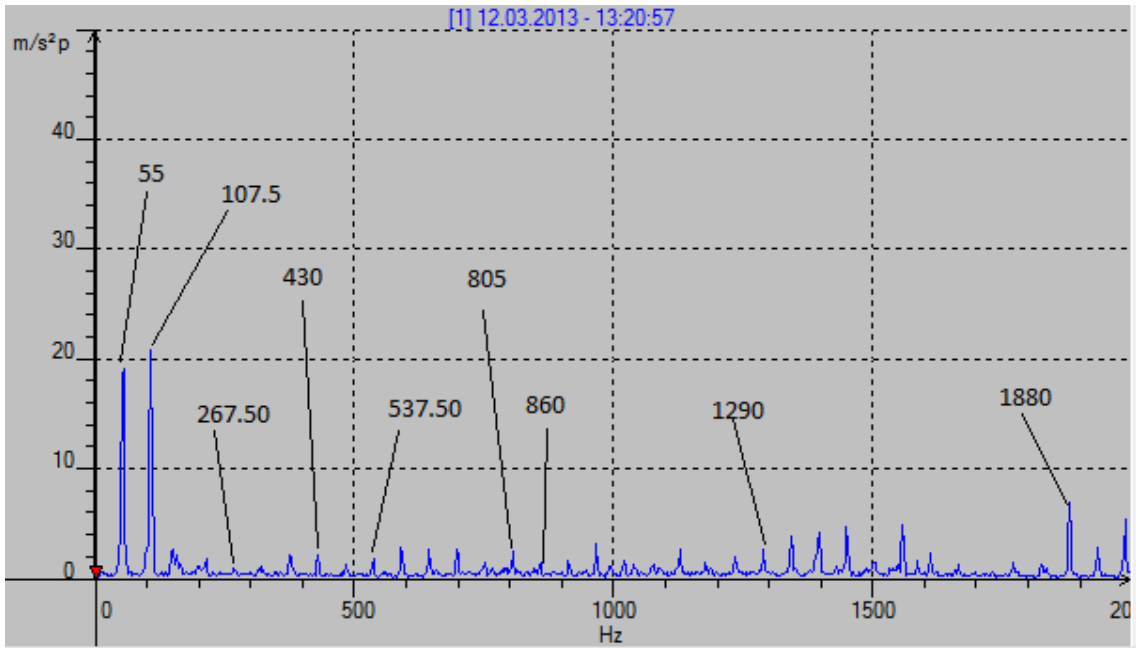
Şekil 9.85. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.84 ve 9.85'te 26 Eylül tarihine ait ölçümler gösterilmiştir. Bu şekillerden de anlaşılacağı üzere bakımdan sonra hasarlar kaybolmuştur. Zarf analizlerini de analiz ederek bu hasarların varlığı teyit edilebilir.

Zarf analizleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

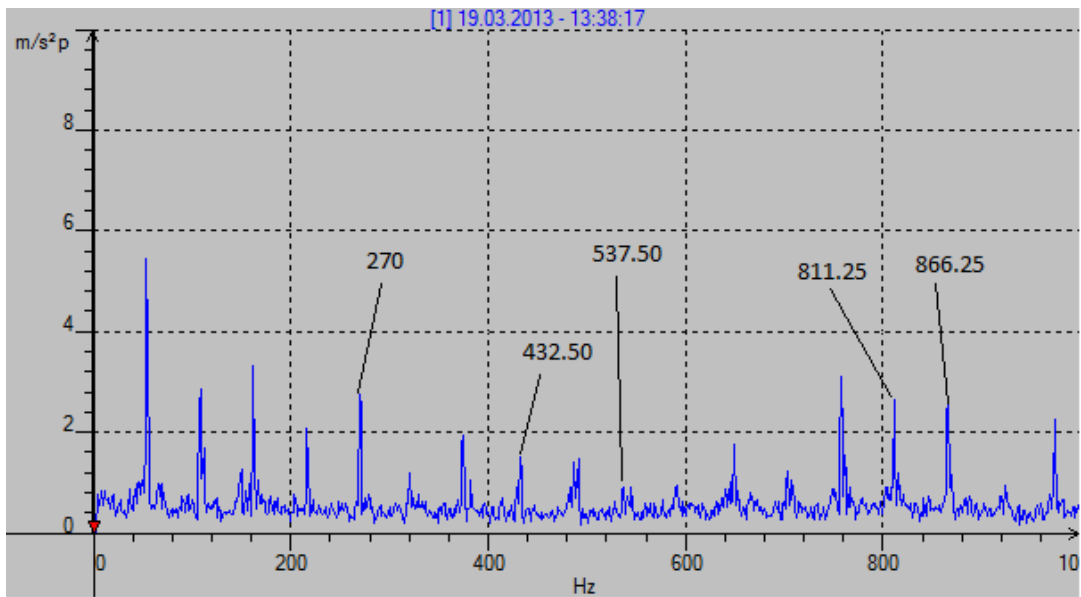


Şekil 9.86. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,1000 Hz)

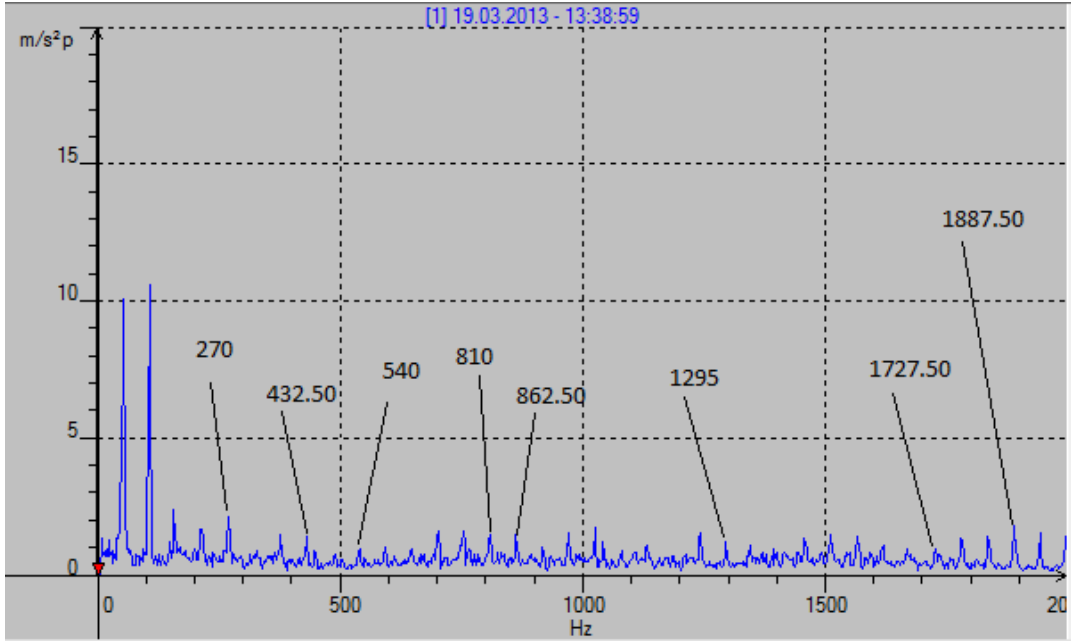


Şekil 9.87. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,2000 Hz)

Yapılan zarf analizi incelemesi de spektrum grafiğine benzer bir grafik vermiştir. Dolayısıyla sistemde hem rulman dış bilezik hasarı hem de rulman iç bilezik hasarı olduğunu söyleyebiliriz. Ayrıca 55 Hz ve 107.5 Hz'nin genliği yüksek çıkmıştır. Bu durumun nedeninin dış etkenler yada diğer kompresörlerin etkisinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

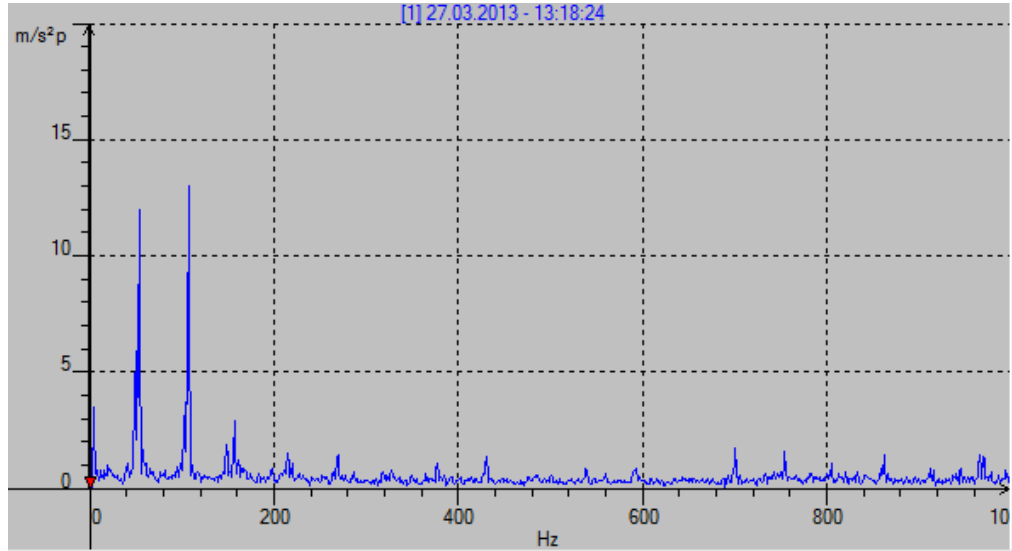


Şekil 9.88. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,1000 Hz)

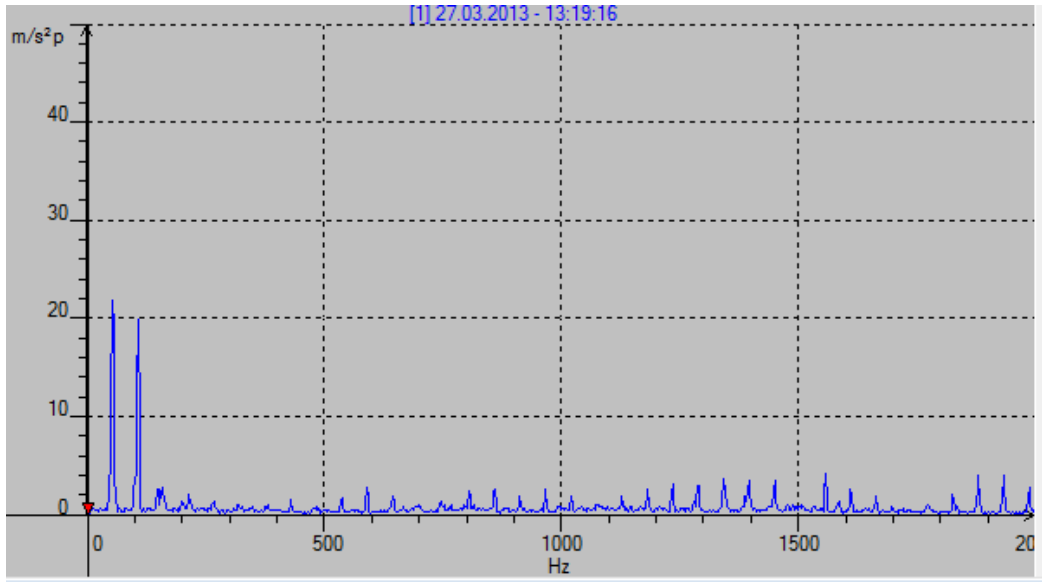


Şekil 9.89. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,2000 Hz)

Şekil 9.88 ve 9.89'da 19 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde bir önceki ölçümlere benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bu durum hasarın varlığını ve devam ettiğini göstermektedir. Ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

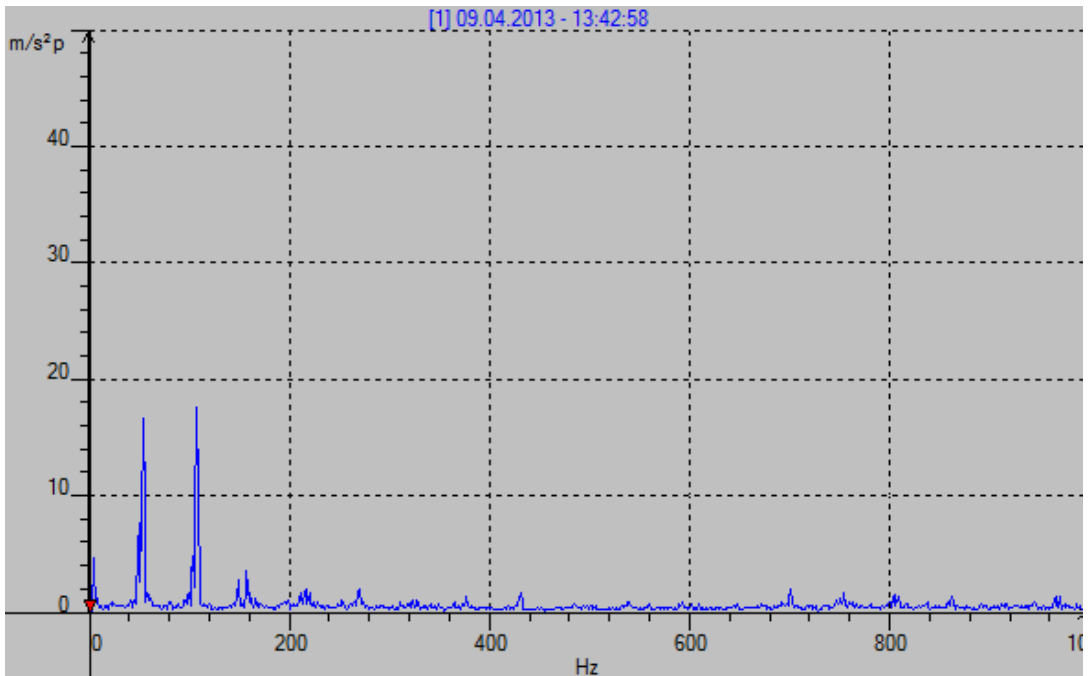


Şekil 9.90. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,1000 Hz)

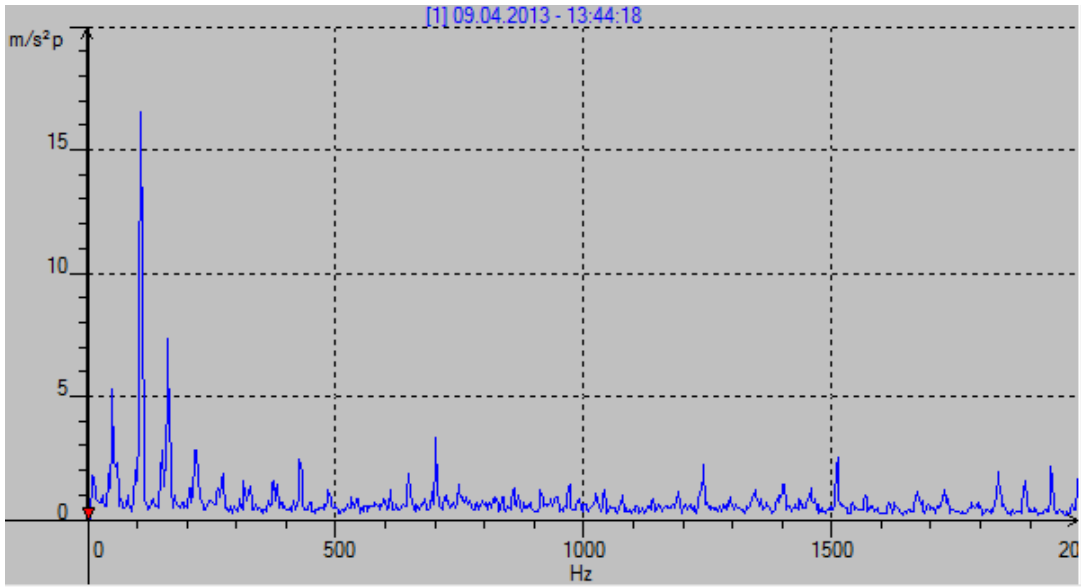


Şekil 9.91. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,2000 Hz)

Şekiller 9.90 ve 9.91'de 27 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümler, öncekilere benzerlik göstermektedir. 55 Hz ve 107.5 Hz deki piklerin genliğinde de artış söz konusudur.

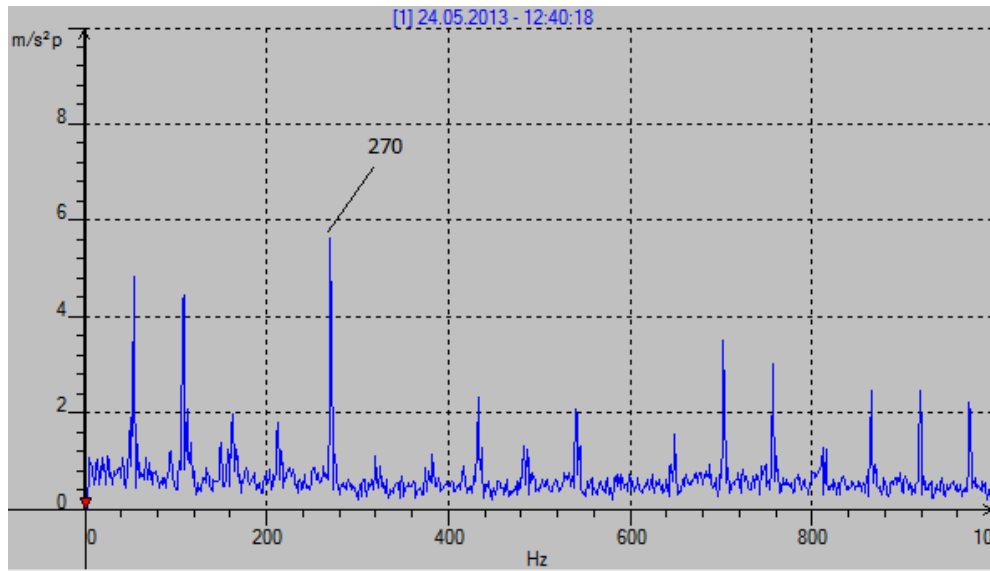


Şekil 9.92. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)

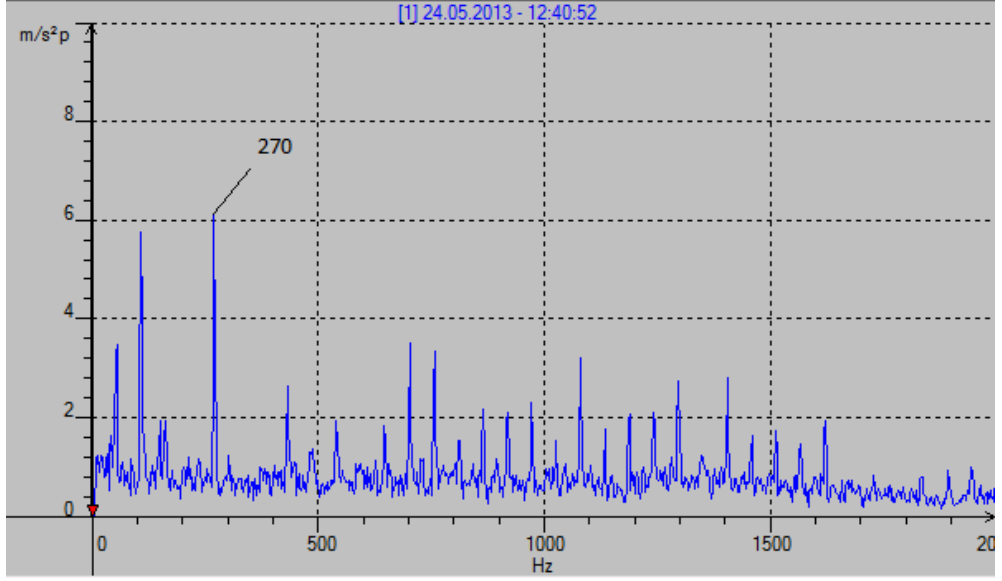


Şekil 9.93. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,2000 Hz)

Şekiller 9.92 ve 9.93'te 9 Nisan tarihinde alınan ölçümler gösterilmiştir. Benzer durum devam etmektedir. Ölçüm alınmaya devam edilmelidir.



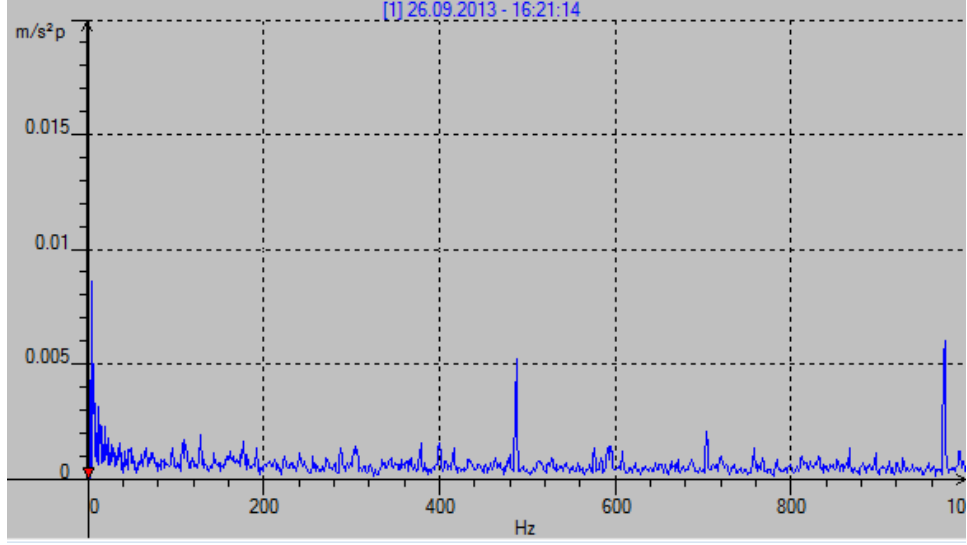
Şekil 9.94. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,1000 Hz)



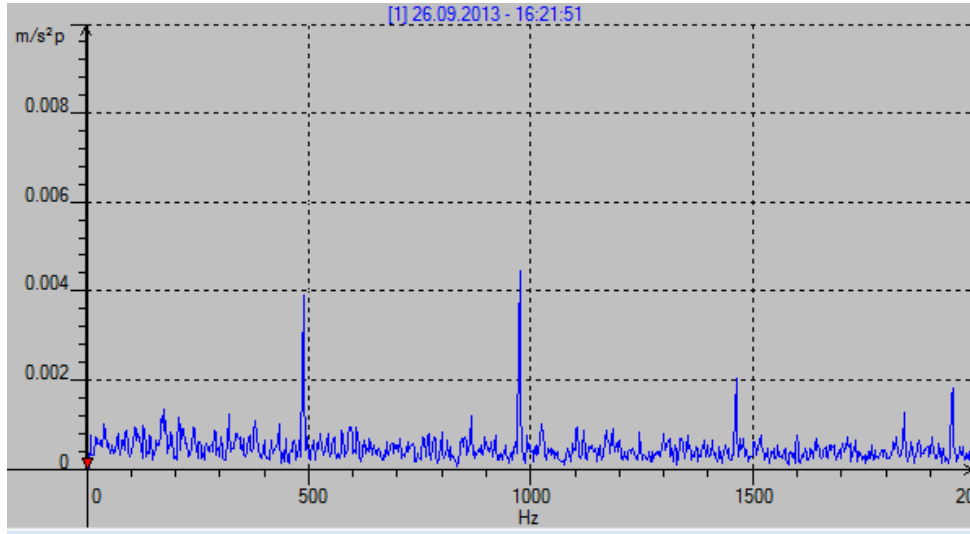
Şekil 9.95. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,2000 Hz)

Şekiller 9.91 ve 9.92’de 24 Mayıs tarihinde elde edilen ölçümler gösterilmiştir. Bu şekillerden de anlaşılacağı üzere 55 Hz ve 107.5 Hz’in genliğinde ciddi bir azalma söz konusudur. Bu durumun dış etkenlerden kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Ayrıca rulman dış bilezik temel hasar frekansında ciddi bir artış söz konusudur. Bu durum hasarın ilerlediğini göstermektedir.

Bakım çalışmasından sonraki durumu inceleyelim.



Şekil 9.96. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,1000 Hz)



Şekil 9.97. İki numaralı kompresör birinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,2000 Hz)

Sisteme yapılan bakım sonrasında hasarların ortadan kalktığı gözlemlenmektedir. Var olan piklerin genlik değerlerinin çok düşük olduğuna dikkat edilmelidir. Bu piklere diğer kompresörlerin etkisi yada değiştirilen rulmanın sebep olduğu tahmin edilmektedir.

Yapılan ölçümlerde hem spektrum analizlerinde hem de zarf analizlerinde benzer grafikler elde edilmiştir. Bu analizler birbirini doğrulamaktadır. Özellikle mayıs ayındaki

ölçümlerde zarf analizinde rulman dış bilezik temel hasar frekansının genliğinde önemli derecede artış görülmüştür. Bu da hasarın ilerleme kaydettiğinin göstergesidir. Yapılan bakım çalışması sonunda hasarların ortadan kalktığı grafiklerden görülmektedir.

9.1.2.2. İki Numaralı Kompresör İkinci Yatak İç ve Dış Bilezik Hasarları

Çizelge 9.11'de iki numaralı kompresör iki numaralı yatağa ait rulman dış bilezik hasar frekanslarının teorik ve ölçüm sonucunda elde edilen değerleri verilmiştir.

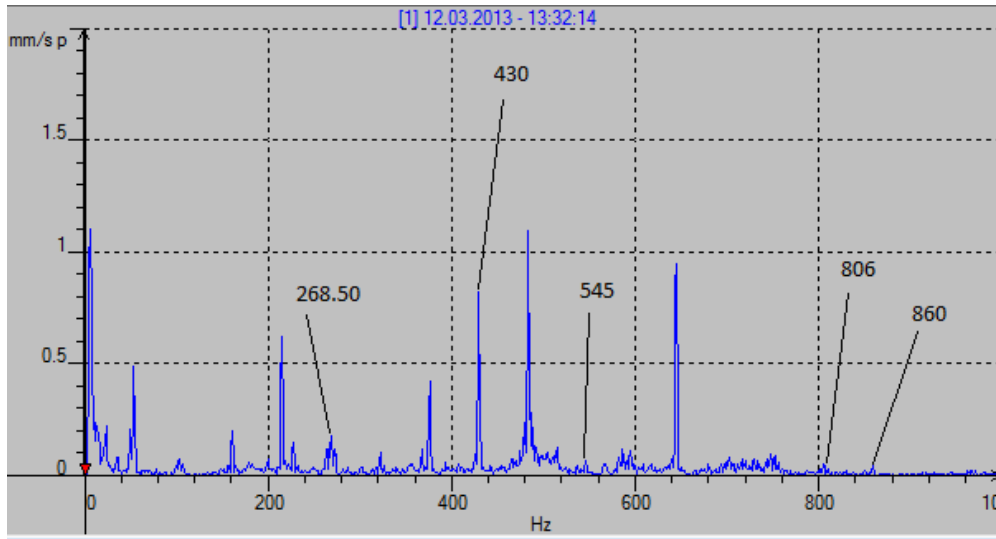
Çizelge 9.11. İki numaralı kompresör ikinci yatak rulman dış bilezik frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
267.50	278.28 $1 \times f_{du}$
545	556.56 $2 \times f_{du}$
805	834.84 $3 \times f_{du}$
1075	1113.12 $4 \times f_{du}$
1880	1947.96 $7 \times f_{du}$

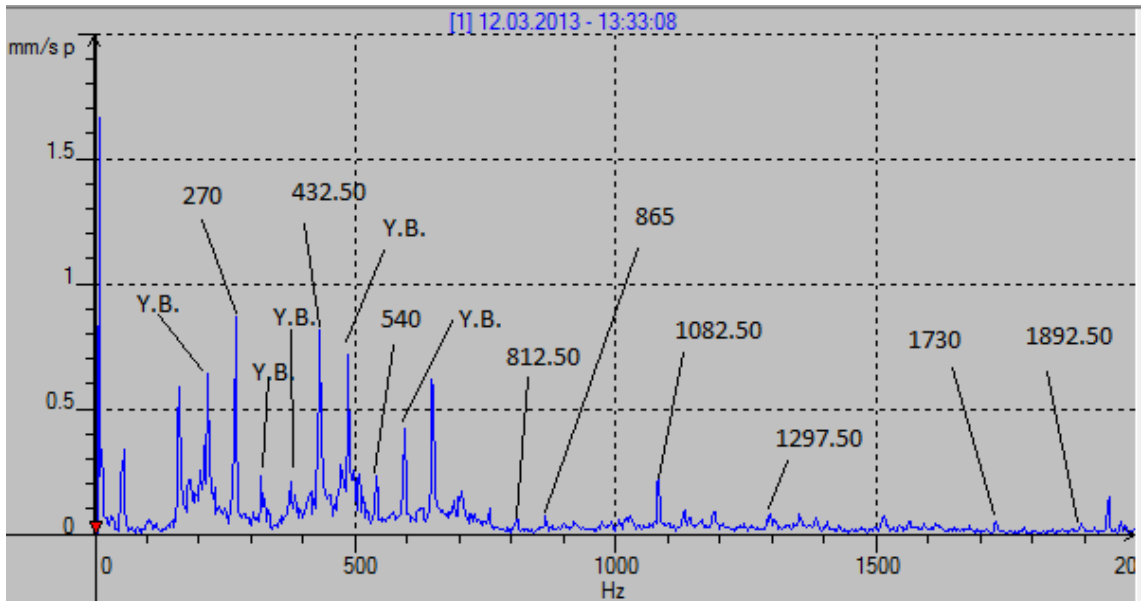
Çizelge 9.12'de iki numaralı kompresör iki numaralı yatağa ait rulman iç bilezik hasar frekanslarının teorik ve ölçüm sonucunda elde edilen değerleri verilmiştir.

Çizelge 9.12. İki numaralı kompresör ikinci yatak rulman iç bilezik frekansları

Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları Hz	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları Hz
432.50	414.72 $1 \times f_{du}$
865	829.44 $2 \times f_{du}$
1297.50	1244.16 $3 \times f_{du}$
1730	1658.88 $4 \times f_{du}$

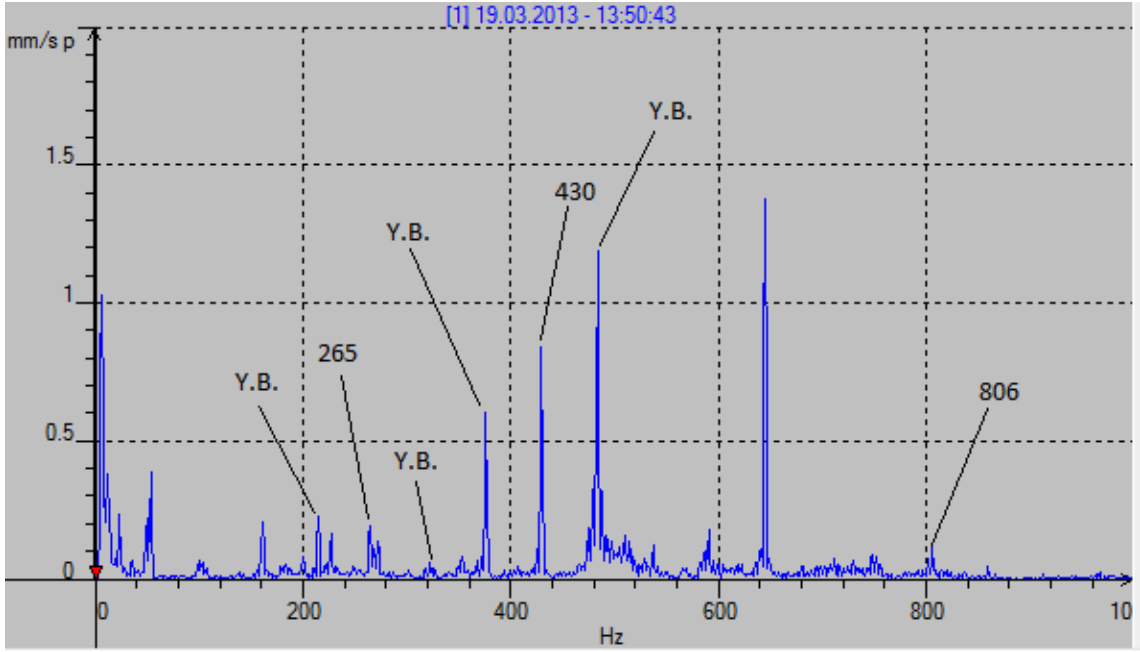


Şekil 9.98. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)

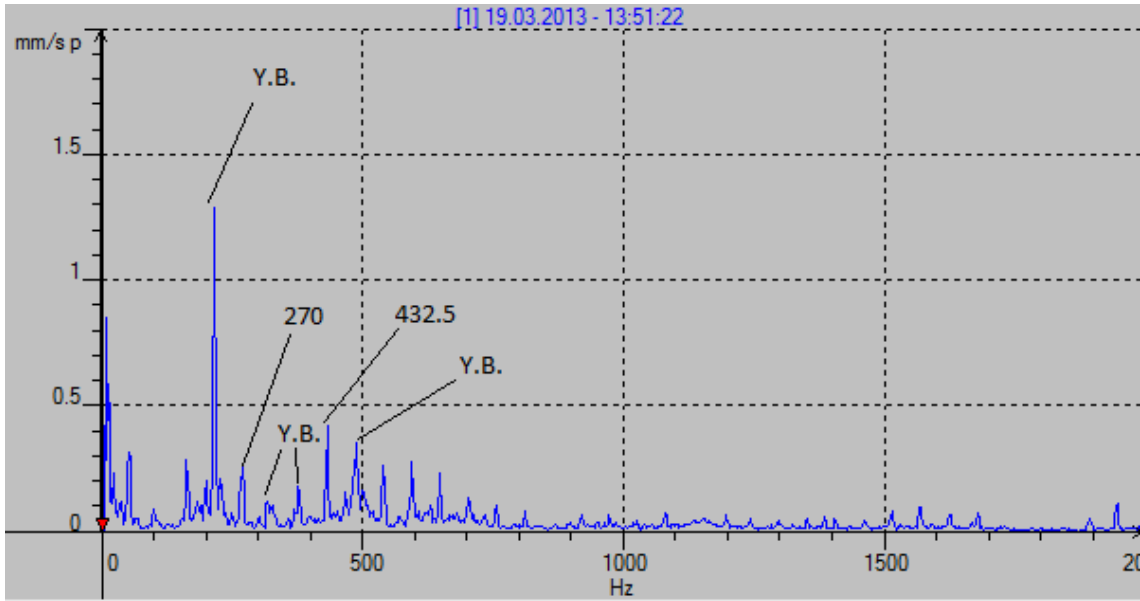


Şekil 9.99. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)

Rulman dış bilezik hasar frekansı 278.28 Hz ve rulman iç bilezik hasar frekansı 414.72 Hz olarak hesaplanmıştır. Sistemde hem rulman dış bilezik hasar frekansı ve harmonikleri hem de rulman iç bilezik hasar frekansı ve harmonikleri mevcuttur. Ayrıca her iki hasar durumu içinde yan bantlarda oluşmuştur. Sistem incelenmeye devam edilmelidir.



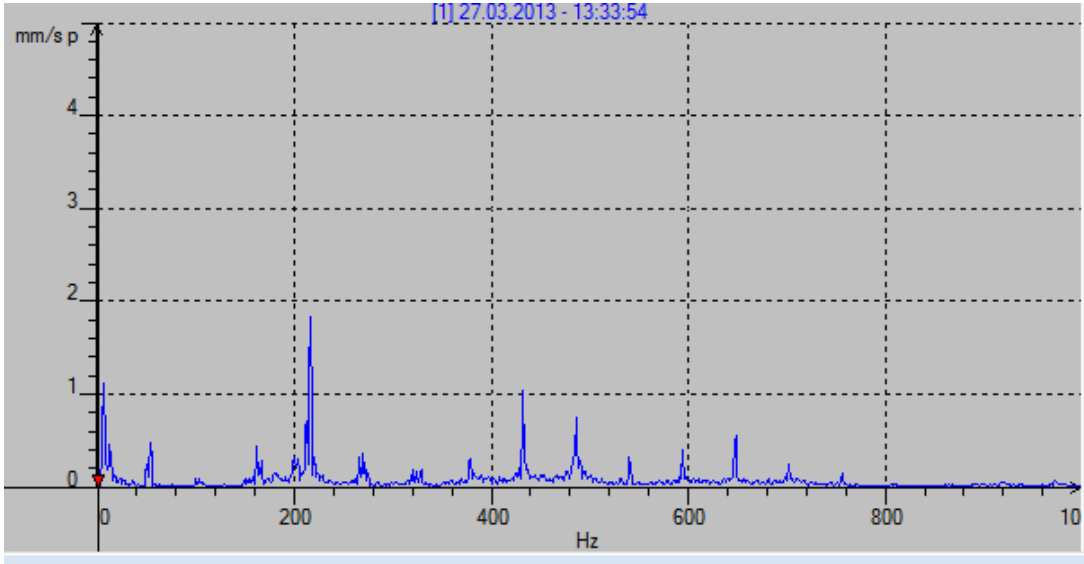
Şekil 9.100. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)



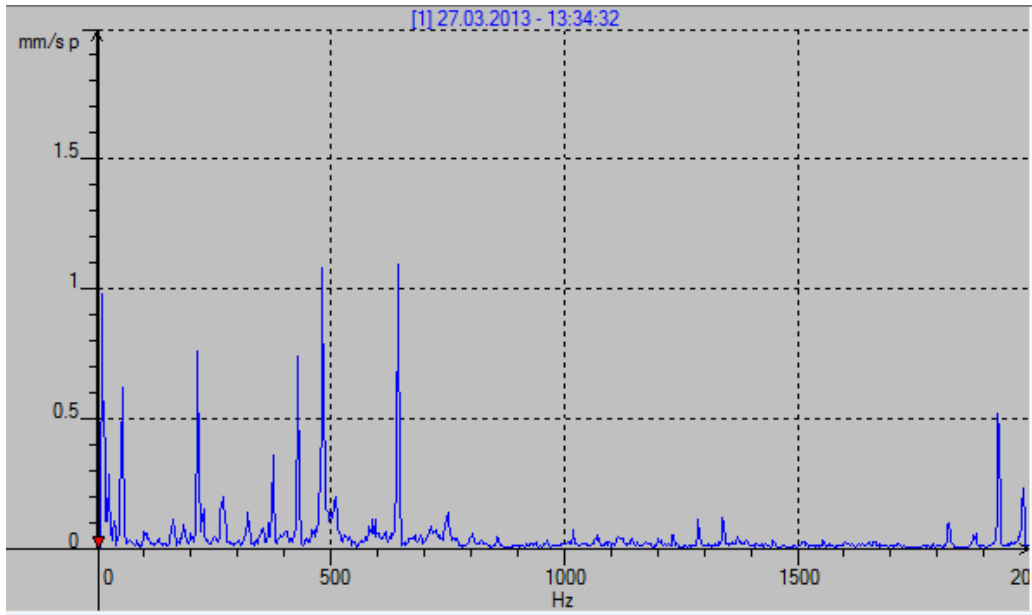
Şekil 9.101. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.100ve 9.101'de 19 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihte alınan ölçümlerde daha önce alınan ölçüme benzer özellikler barındırmaktadır. Ancak özellikle rulman

dış bilezik hasar frekansının yan bandının genliğinde bir artış söz konusudur. Bu durum hasarın ilerleme kaydettiğini göstermektedir.

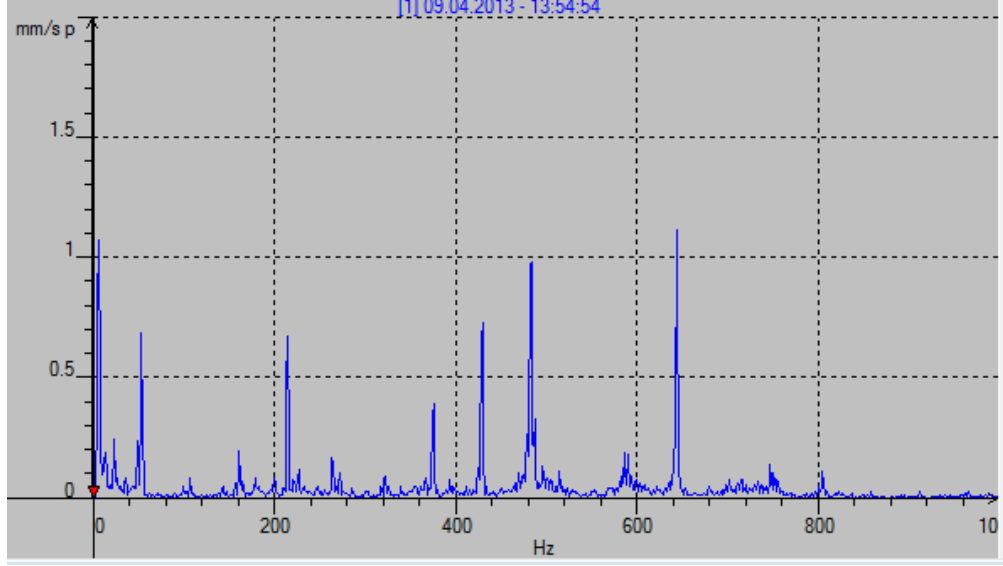


Şekil 9.102. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)

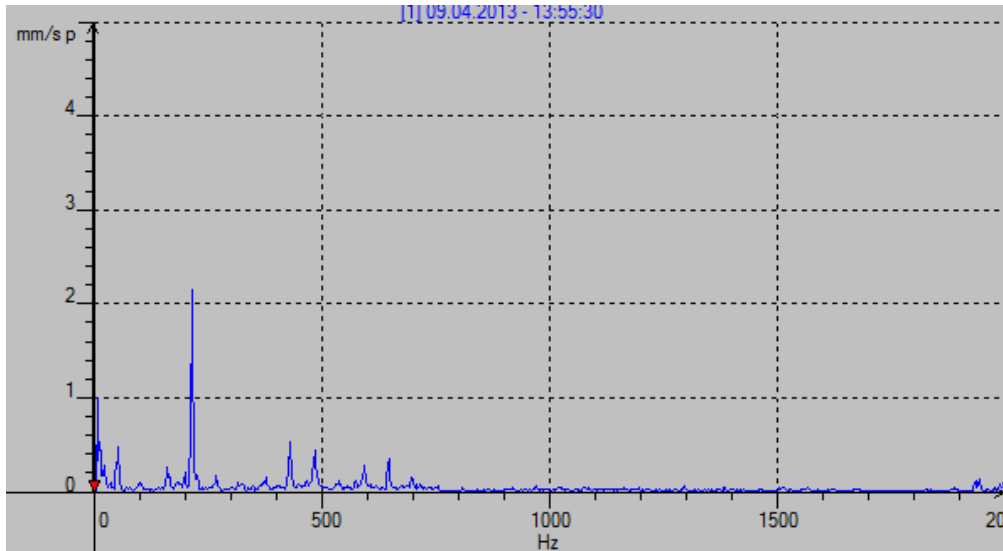


Şekil 9.103. İki Numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.102 ve 9.103'te 27 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihte alınan ölçümlerde hem rulman iç bilezik hasar frekansının yan bandının genliğinde artış söz konusu hem de rulman dış bilezik hasar frekansının yedinci harmoniğinin yan bandının genliğinde artış söz konusudur. Bu durum hasarın ilerlediğinin göstergesidir.

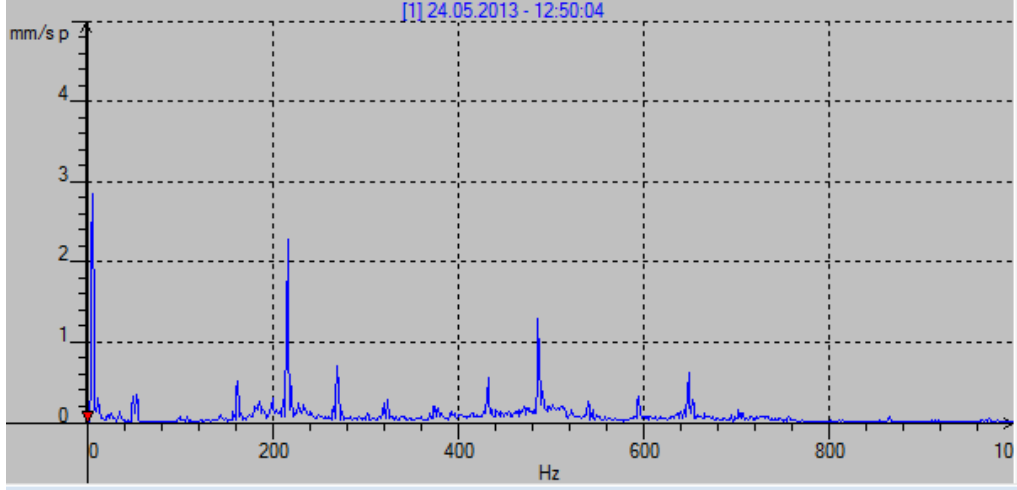


Şekil 9.104. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)

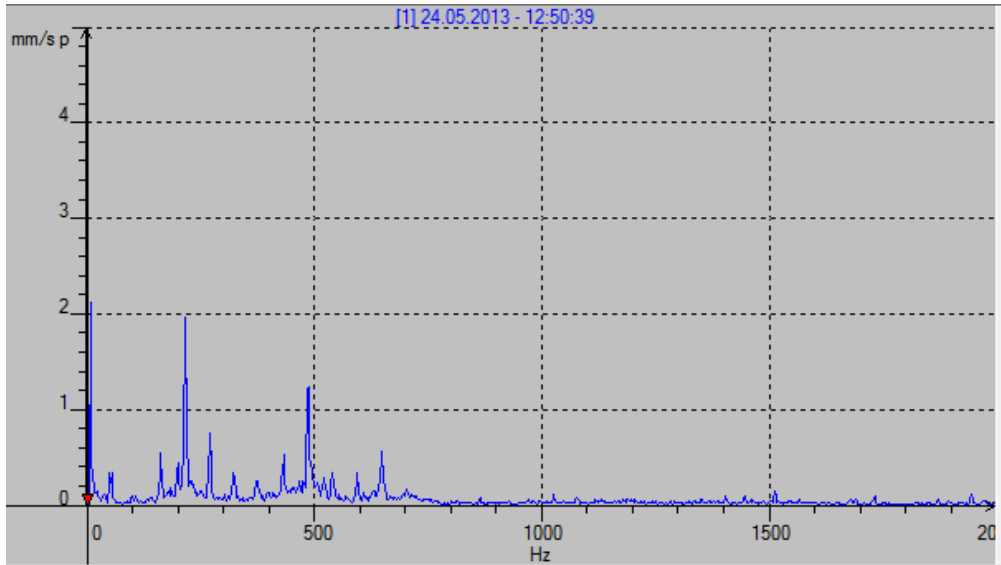


Şekil 9.105. İki Numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.104 ve 9.105'te 9 Nisan'da alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihte alınan ölçümde özellikle rulman dış bilezik hasar frekansının yan bandının genliği arttığı görülmektedir. Bu durum hasarın ilerlediğinin göstergesidir.



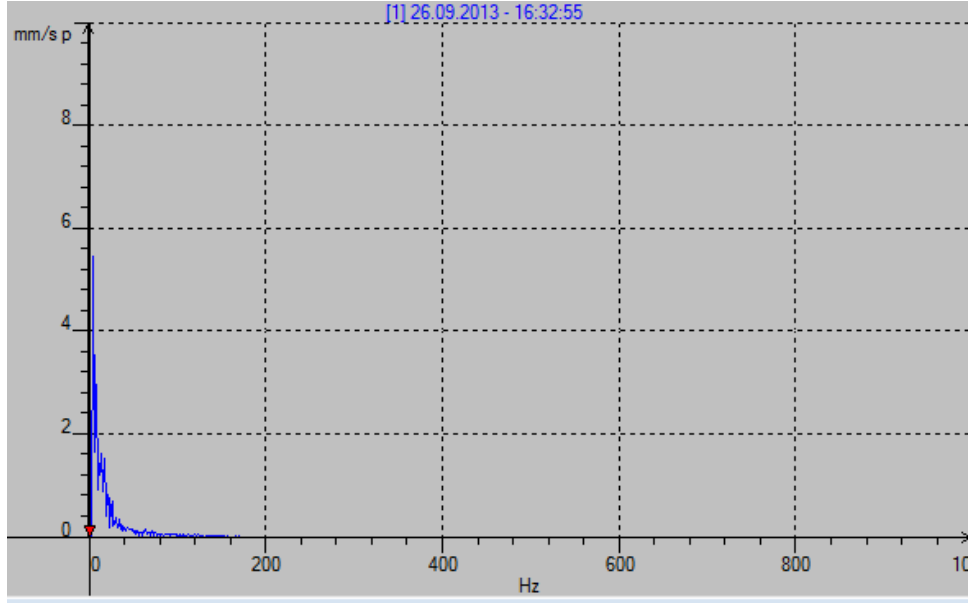
Şekil 9.106. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 1000 Hz)



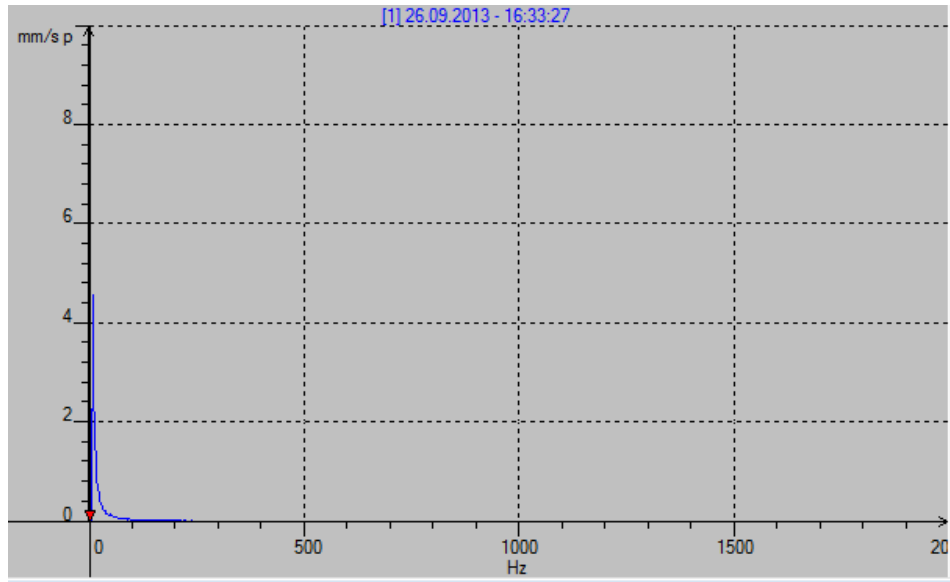
Şekil 9.107. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.106 ve 9.107'de 24 Mayıs'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere sistemdeki hasarlar devam etmektedir. Rulman hasarları 3. aşamadır ve ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

Sistemde bakım gerçekleştirildikten sonraki durumu analiz edelim.



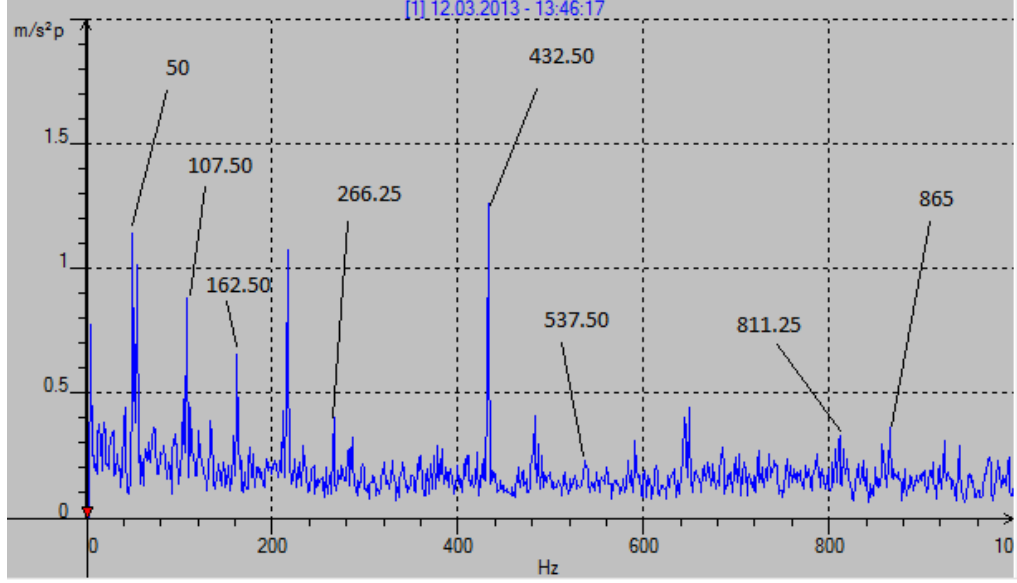
şekil 9.108. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)



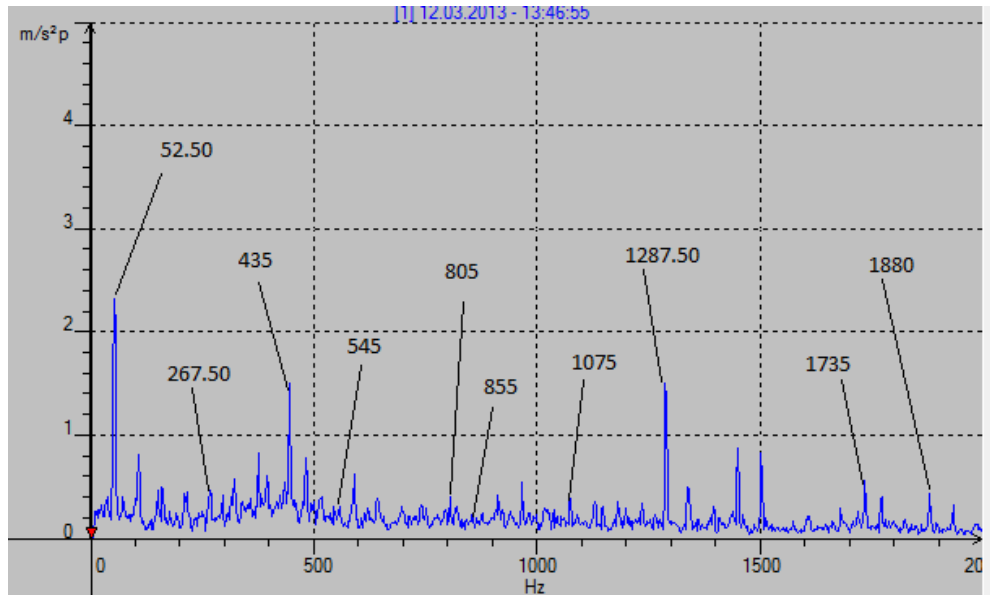
şekil 9.109. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.108 ve 9.109'da 26 Eylül'de alınan ölçümler gösterilmiştir. Yapılan bakım çalışması sonucunda hasarların ortadan kalktığı grafiklerden de görülmektedir. Sistemde spektrum analizinde görülen dış bilezik ve iç bilezik hasarlarını zarf analizleri ile teyit edebilir.

Zarf analizleri aşağıdaki şekillerde gösterildiği gibidir.

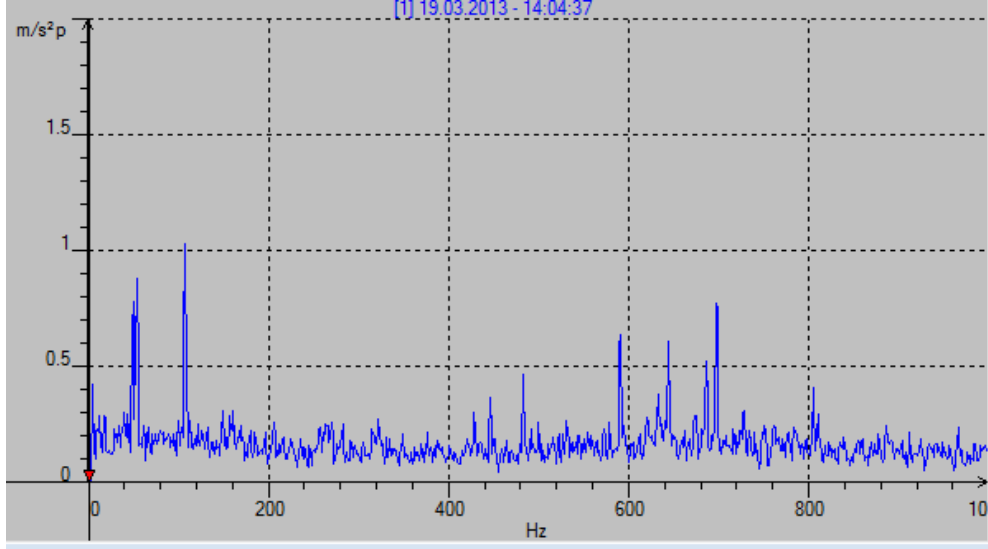


Şekil 9.110. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,1000 Hz)

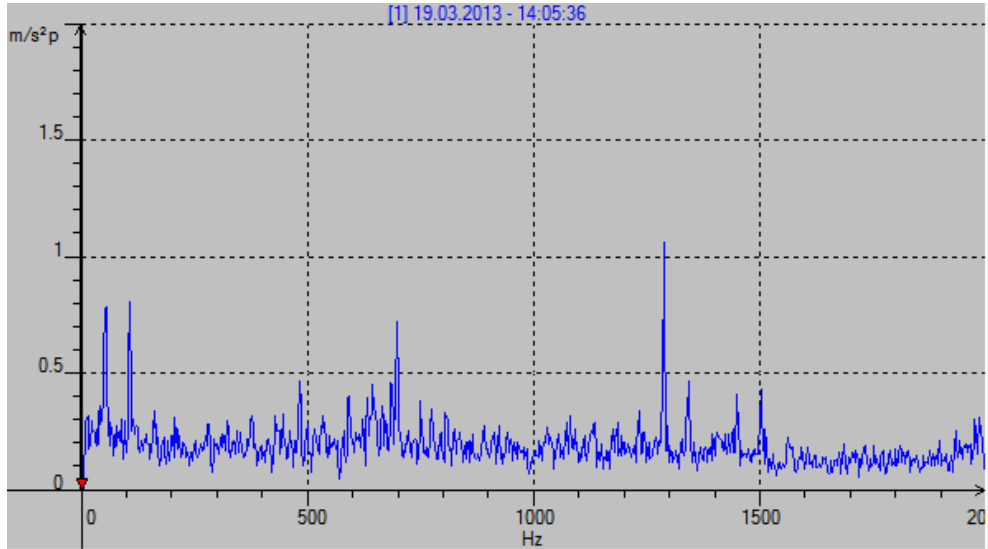


Şekil 9.111. İki Numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (12.03.2013,2000 Hz)

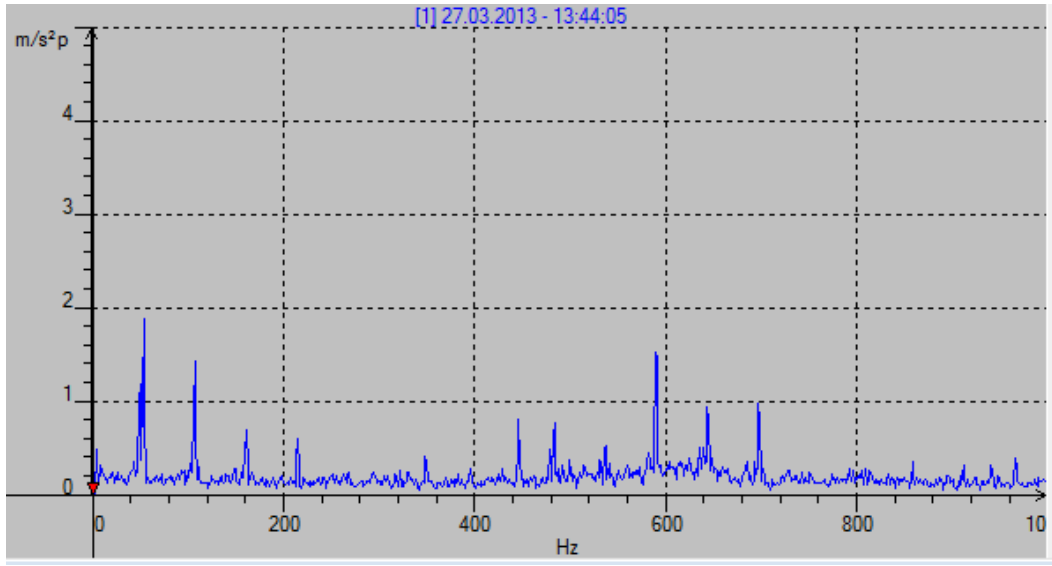
Şekil 9.110 ve 9.111'de 12 Mart'ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Zarf analizi de spektrum analizine benzer sonuçlar vermiştir. Bu da rulmanda hem dış bilezik hem de iç bilezik hasarının olduğunu göstermektedir. 52.5 Hz, 107.50 Hz ve 162.50 Hz'de de pikler görülmektedir. Bunların nedeni dış etkenler olarak tahmin edilmektedir. Zarf analizlerini incelemeye devam edelim.



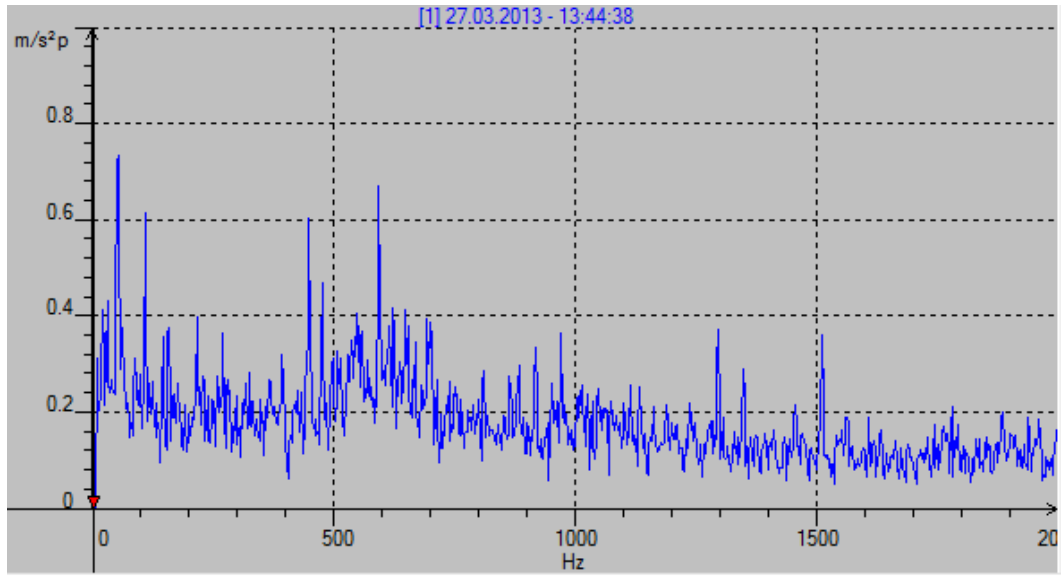
Şekil 9.112. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,1000 Hz)



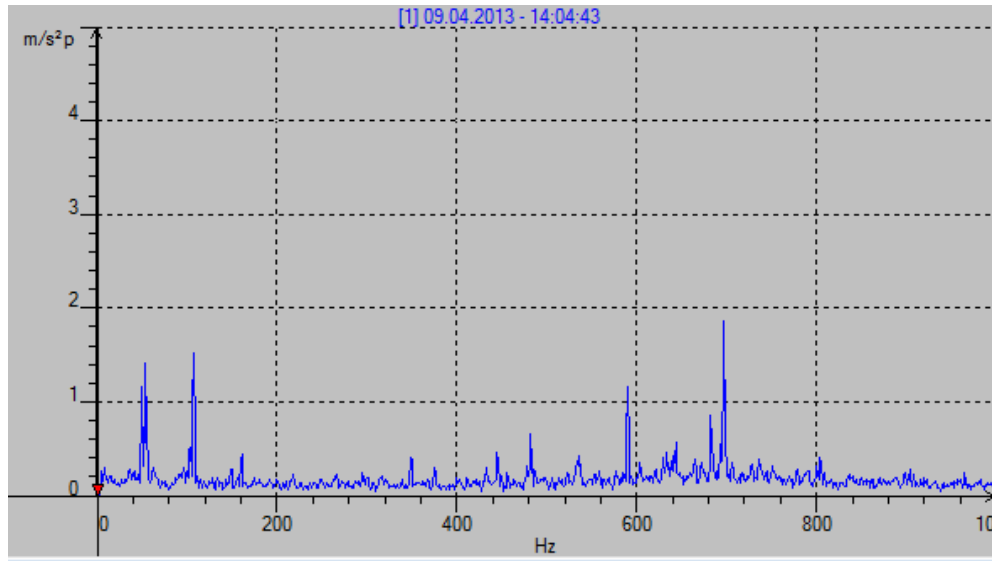
Şekil 9.113. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (19.03.2013,2000 Hz)



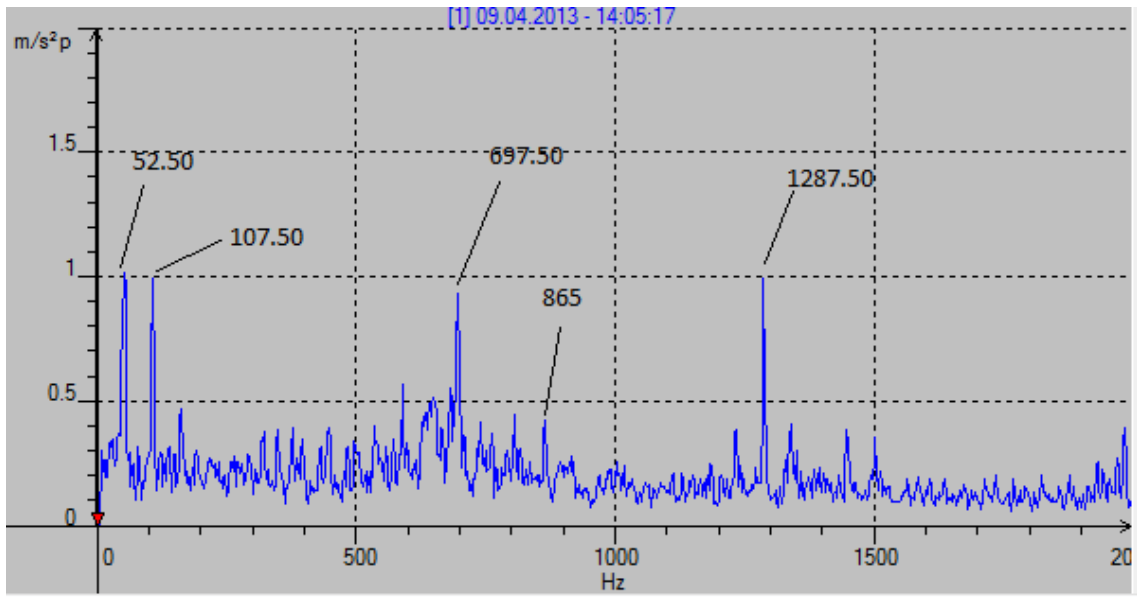
Şekil 9.114. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013,1000 Hz)



Şekil 9.115. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

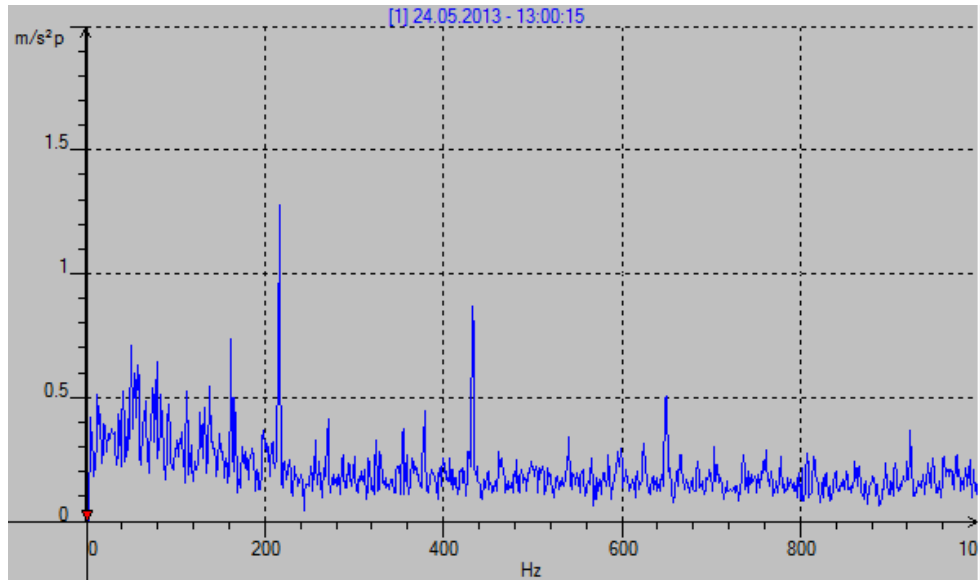


Şekil 9.116. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)

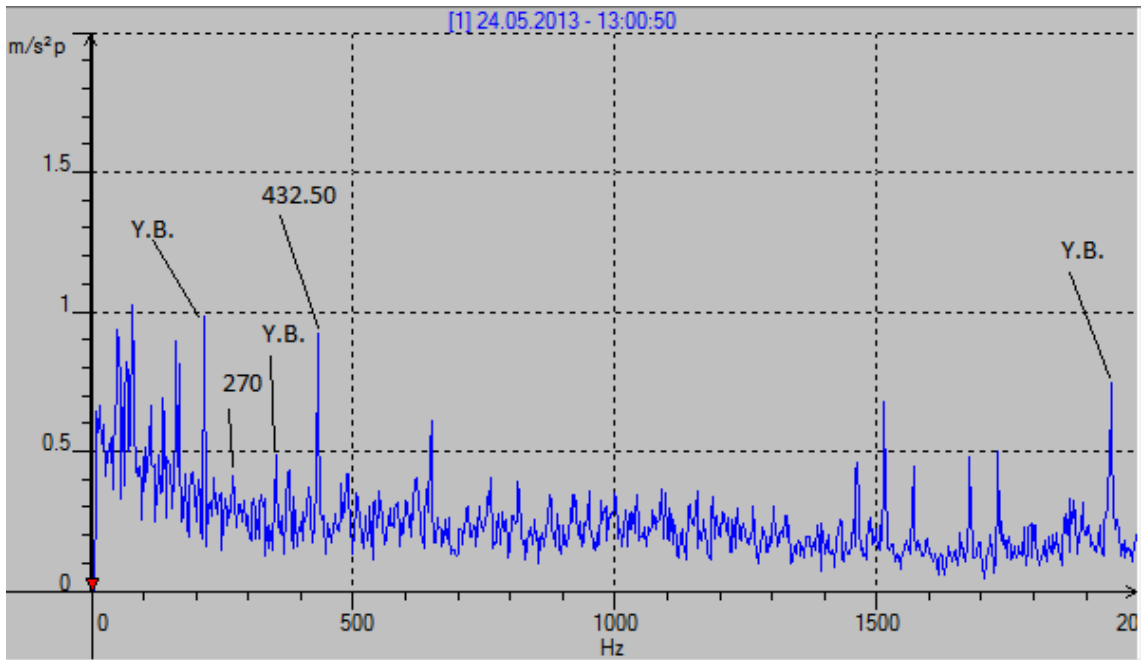


Şekil 9.117. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (09.04.2013,1000 Hz)

Şekiller 9.116 ve 9.117'de 9 Nisan'a ait ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihte alınan ölçümlerde özellikle rulman iç bilezik hasar frekansının ikinci ve üçüncü harmoniklerinin genlik değerlerinde artış söz konusudur.



Şekil 9.118. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,1000 Hz)

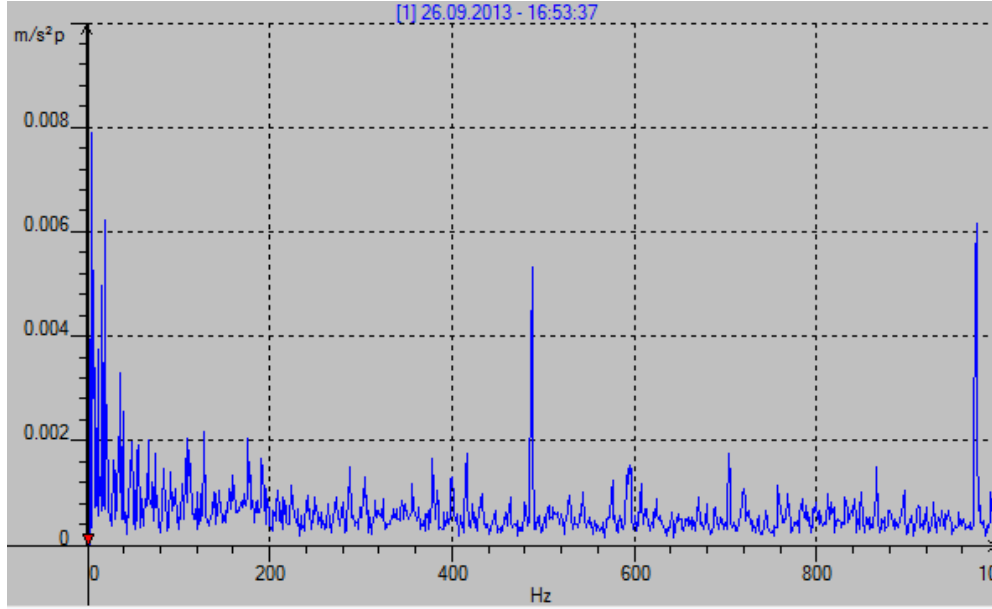


Şekil 9.119. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (24.05.2013,2000 Hz)

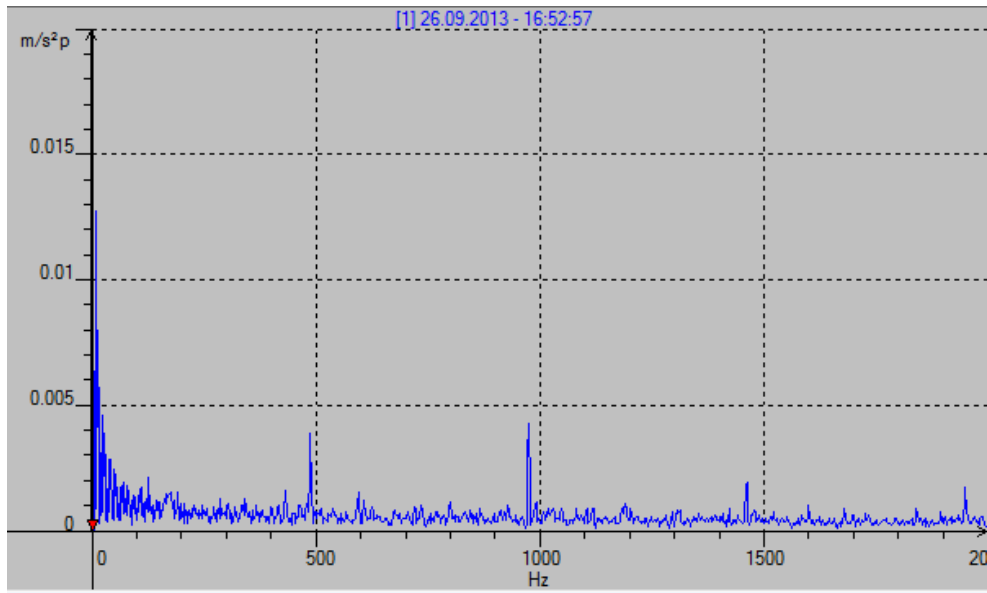
Şekiller 9.118 ve 9.119'da 24 Mayıs'taki ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihte alınan ölçümlerde rulman iç bilezik temel hasar frekansında ciddi bir artış söz konusudur. Ayrıca dış

bilezik temel hasar frekansının yedinci harmoniğinin yan bandının genliğinde de ciddi artış söz konusudur. Bu durumlarda hasarın ilerlediğinin kanıtıdır.

Sistemde yapılan bakım sonrası durumu inceleyelim.



Şekil 9.120. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013,1000 Hz)



Şekil 9.121. İki numaralı kompresör ikinci yatak titreşim zarf analizi grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Şekiller 9.120 ve 9.121'de 26 Eylül'deki ölçümler gösterilmiştir. Sisteme yapılan bakım sonrasında hasarların ortadan kalktığı gözlemlenmektedir. Var olan piklerin genlik değerlerinin çok düşük olduğuna dikkat edilmelidir. Bu piklere dış etkenlerin sebep olduğu tahmin edilmektedir.

Hem spektrum hem de zarf analizlerinde benzer grafiklerin görülmesi rulmanda hasar olduğunun açık göstergesidir. Rulman hasarları 3. aşamasındayken sistem bakıma alınmış ve arızalar giderilmiştir.

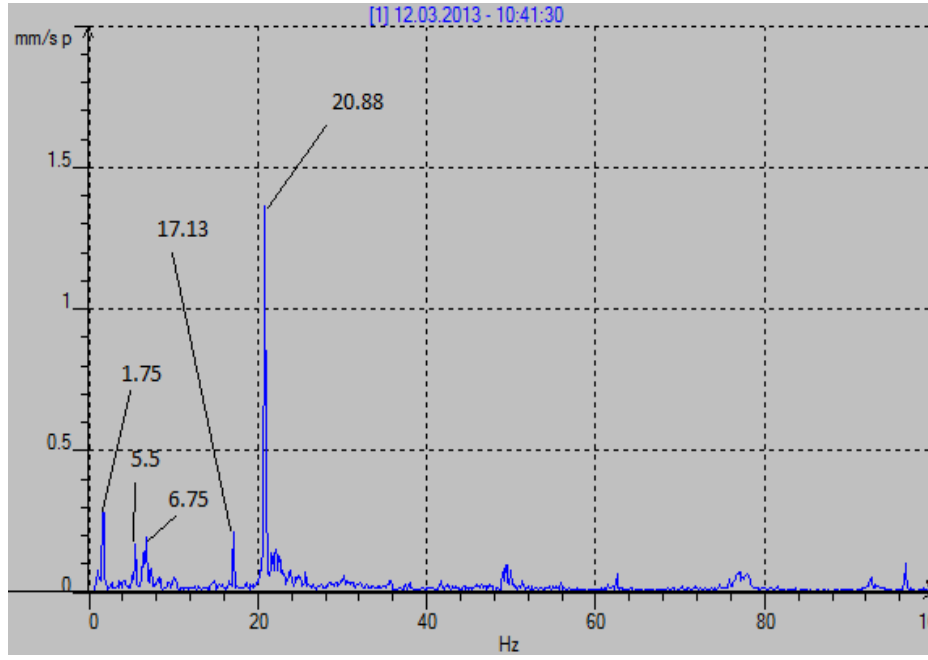
9.2. Kaymalı Yatak Hasarı

Dönme devri 980 d/d, gücü 51 HP (38 kW) olan bir motor ile çalıştırılan dövme makinasında motordan dövme makinasına güç kayış kasnak vasıtasıyla aktarılmaktadır. Motor kasnak çapı 300 mm, kasnak çapı 3000 mm dir. Dolayısıyla dövme makinasının dönme devri 98 d/d ve yaklaşık olarak 1.63 Hz etmektedir. Dövme makinası kaymalı yatak ile yataklanmıştır. Ölçüm alınan kaymalı yatak şekil 9.121'de gösterilmektedir.

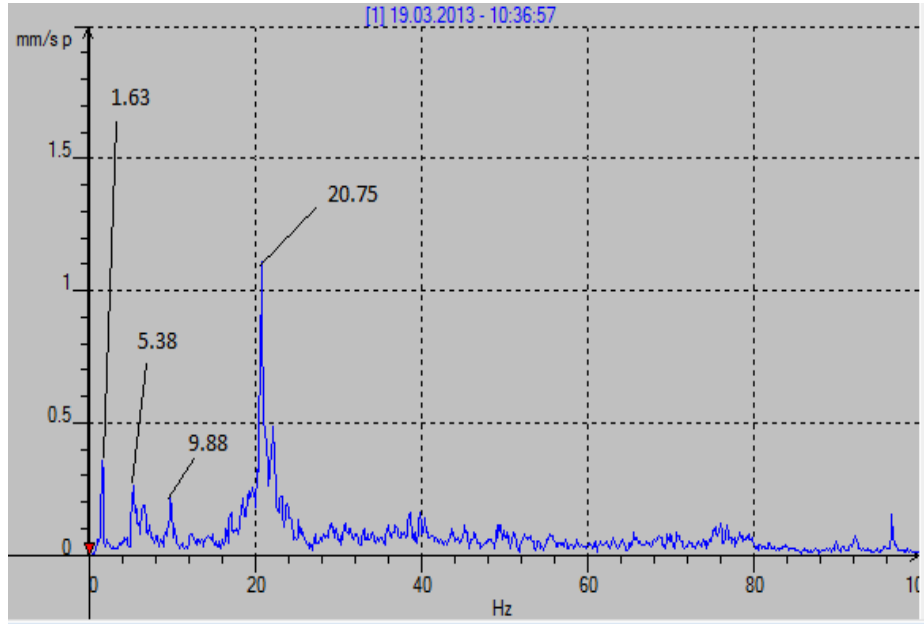


Şekil 9.122. Ölçüm alınan kaymalı yatak

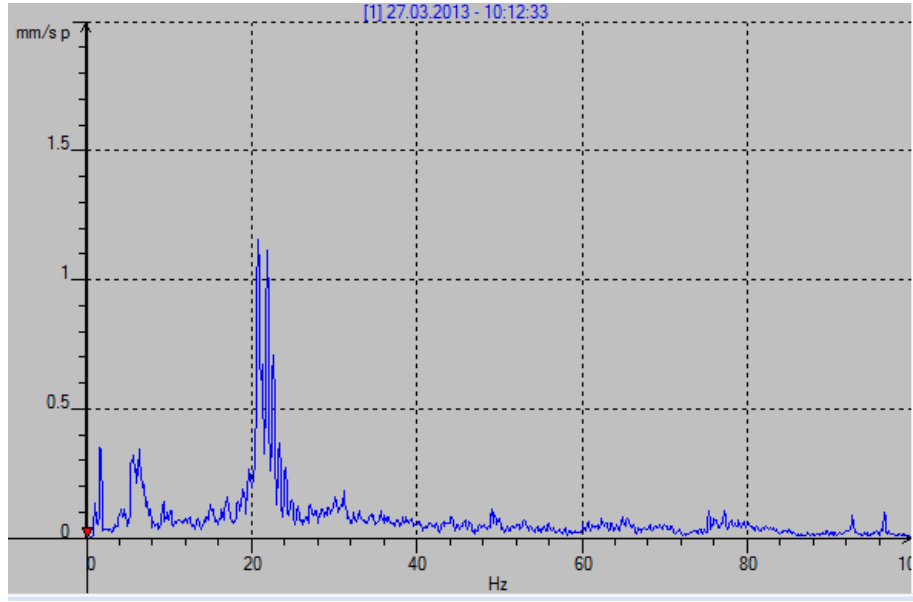
Bu makinayla ilgili alınan ölçümler aşağıdaki gibidir.



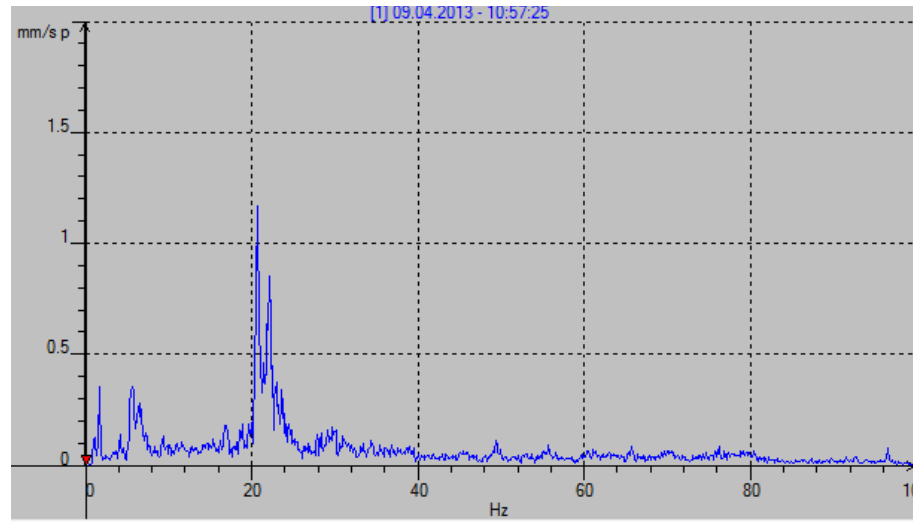
Şekil 9.123. Kaymalı yatak spektrum grafiği (12.03.2013, 100 Hz)



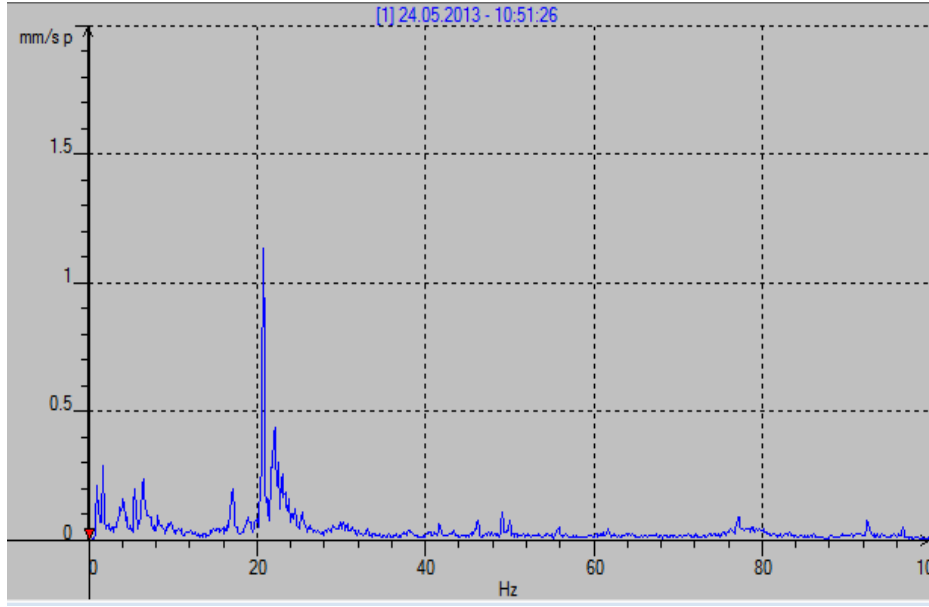
Şekil 9.124. Kaymalı yatak spektrum grafiği (19.03.2013, 100 Hz)



Şekil 9.125. Kaymalı yatak spektrum grafiği (27.03.2013, 100 Hz)

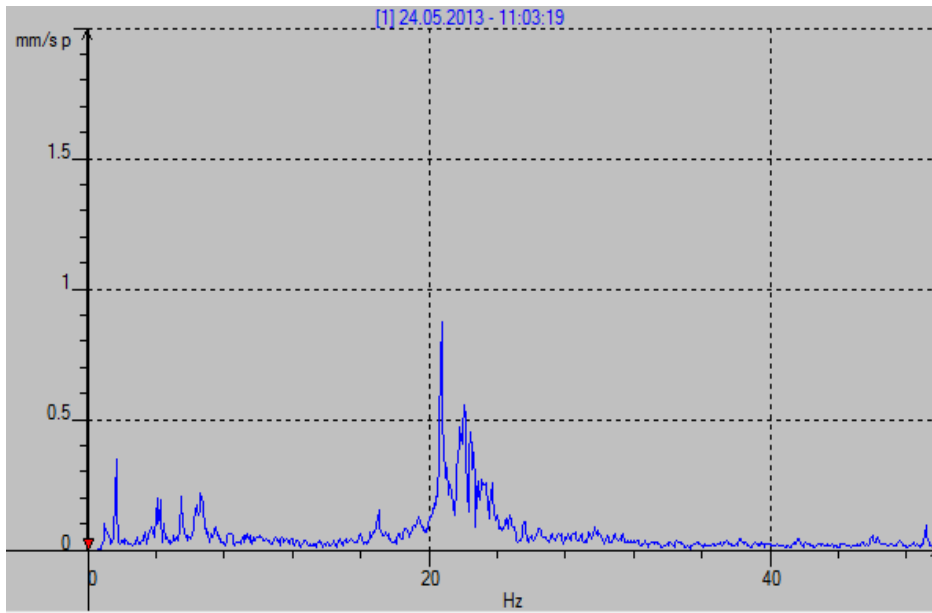


Şekil 9.126. Kaymalı yatak spektrum grafiği (09.04.2013, 100 Hz)



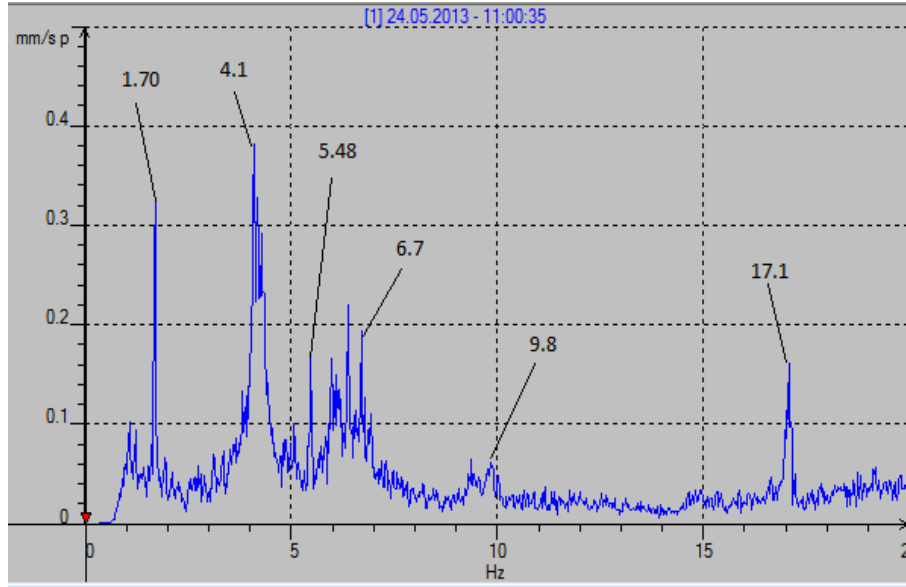
Şekil 9.127. Kaymalı yatak spektrum grafiği (24.05.2013, 100 Hz)

Grafiklere daha yakından bakabilmek için ölçüm frekans aralığını 50 Hz'e düşürelim.

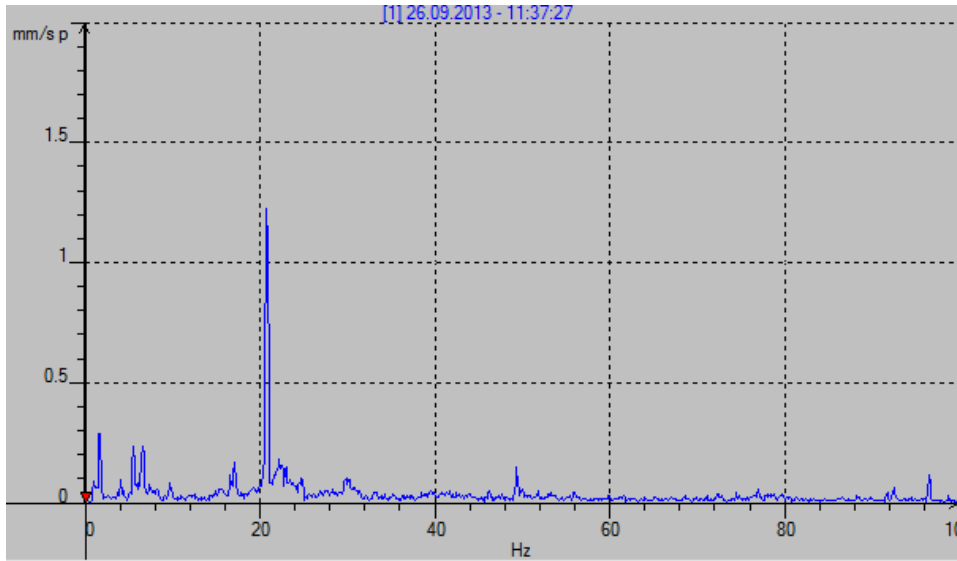


Şekil 9.128. Kaymalı yatak spektrum grafiği (24.05.2013, 50 Hz)

Daha da yakından bakabilmek için ölçüm frekans aralığını 20Hz'e düşürelim.

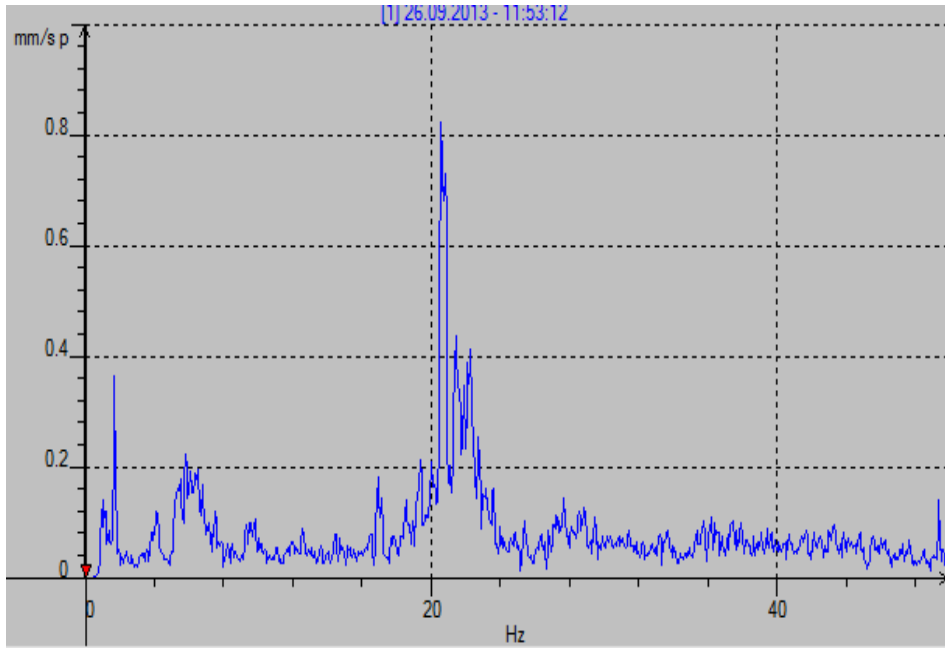


Şekil 9.129. Kaymalı yatak spektrum grafiği (24.05.2013, 20 Hz)

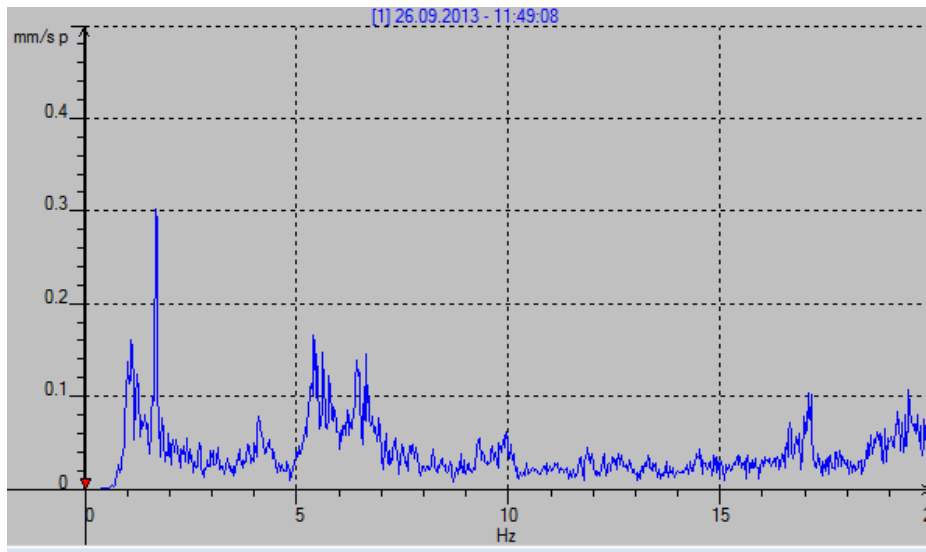


Şekil 9.130. Kaymalı yatak spektrum grafiği (26.09.2013, 100 Hz)

Bu tarihte yapılan ölçümlere de daha yakından bakabilmek için ölçüm aralığını sırasıyla 50 Hz ve 20 Hz yaptım.



Şekil 9.131. Kaymalı yatak spektrum grafiği (26.09.2013, 50 Hz)



Şekil 9.132. Kaymalı yatak spektrum grafiği (26.09.2013, 20 Hz)

Yapılan ölçümlerde kaymalı yatağın dönme frekansında ve harmoniklerinde pikler görülmektedir. Bu durum kaymalı yataкта yıpranmanın işaretidir. Harmonikler bazı durumlarda modülasyona uğramışlardır.

9.3. 6213 C4 Sabit Bilyalı Rulman Hasar Frekansları

Bilya Geometrisi

Dış çap : 120 mm

İç çap : 65 mm

Masura sayısı (N_b) : 14

Temas açısı : 0

Mil dönme devirleri

1 Numaralı kompresör : 2980 d/d (49.67 Hz)

2 Numaralı kompresör : 2970 d/d (49.50 Hz)

9.3.1. Bir Numaralı Kompresör Hasarlı Rulman Titreşim Frekansları

$$f_{kafes} = 19.94 \text{ Hz}$$

$$f_{du} = 279.22 \text{ Hz}$$

$$f_{iç} = 416.12 \text{ Hz}$$

9.3.2. İki Numaralı Kompresör Hasarlı Rulman Titreşim Frekansları

$$f_{kafes} = 19.94 \text{ Hz}$$

$$f_{du} = 278.28 \text{ Hz}$$

$$f_{iç} = 414.72 \text{ Hz}$$

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada titreşim analizi ile kestirimci bakım çalışması yapılarak gevşek mil, mil dengesizliği, rulman dış bilezik hasarı, rulman iç bilezik hasarı ve kaymalı yatakta yıpranma tespit edilmiştir. Rulman arızaları yapılan bakım çalışması ile ortadan kaldırılmıştır.

1 Numaralı kompresörde gevşek mil, mil dengesizliği ve rulman dış bilezik hasar frekansı tespiti yapılmıştır. Bu durumda bulunan sistem sağlıklı şekilde çalışmaktaydı ve yapılan bakım çalışması ile bu sağlıklı koşullar ortadan kaldırılmıştır. Her iki rulman yatağında aynı sonuçların alınması tespiti doğrulamaktadır.

2 Numaralı kompresörde rulman dış bilezik hasarı ve rulman iç bilezik hasarı tespiti yapılmıştır. Bu kompresöründe çalışma koşulları sağlıklı durumdaydı ve yapılan bakım çalışmasının ardından bu sağlıklı koşullar ortadan kaldırılmıştır.

Aslında her iki kompresördeki rulman hasarları 3. aşamada yer almaktadır. Hala rulman kullanılabilir bir ömre sahiptir.

Kaymalı yatakta ise yıpranma problemi tespiti yapılmıştır. Ancak kaymalı yatak yıpranması acil önlem alınması gereken bir hasar değildir. Ancak titreşim ölçümleri sıklıkla alınarak durum kontrol altında tutulmalıdır. Çünkü gerek kaymalı yatak yıpranması gerekse rulman arızaları genellikle doğrusaldır ve eğilimlerinden bilgi sahibi olunabilir. Fakat çalışma ömürleri azaldığında meydana gelen hasarlar doğrusal olmaktan çıkarlar.

Yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile teorik olarak bulunan sonuçlar arasında bulunan farkların nedenleri ise gerçek çalışma ortamlarında hesaba katılmayan parametrelerin bulunmasıdır.

Bu çalışma süresince kazanılan tecrübe ve edinilen bilgi birikime göre şu önerilerde bulunulabilir;

Ölçüm alınacak makinalarda, ölçüm alınacak noktanın çok iyi belirlenmesi gerekir. Problemin kaynağına ne kadar yakın yerlerden ölçüm alınabilirse, o kadar problemle ilgili doğru teşhiste bulunulabilir. Çünkü problem kaynağı ile ölçüm alınan yer arasında mesafe ve eleman

sayısı arttıkça buna bağlı olarak aradaki sönüm miktarı da artar. Bu durum da doğru teğhis yapmayı zorlaştırır.

Ayrıca ölçüm alınacak makinaların teknik özelliklerinin de doğru şekilde bilinmesi, muhtemel hasarların neler olabileceği hakkında fikir sahibi olunabilmesini sağlayacaktır. Bununla birlikte kestirimci bakım çalışmalarının firmalar tarafından yeterince benimsenip, o doğrultuda ekipman ve yetişmiş eleman bulundurmaları kendilerinin yararına olacaktır. Çünkü arızaları erken teğhis edip önlem alabilmenin işletmelere getireceği finansal yük, arıza olduktan sonra karşılaşılabilecek finansal kayıplardan daha az maliyete sahip olacağını söyleyebiliriz. Bu duruma ilave olarak malzemenin ve çalışanın karşı karşıya kalacağı riskte minimize edilmiş olunacaktır.

KAYNAKLAR

1. Belek, T. ve Toprak, T. "Endüstriyel Tesislerde Makina Performansının İzlenmesi ve Bilgisayar Destekli Bakım Planlanması", Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları., İTÜ Makina Fakültesi., 1991
2. Belek, T. ve Toprak, T. "Titreşim Ölçümüne Dayalı Makina Bakımı", Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları., İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul, 2003
3. Tekelioğlu, M., "Titreşim Analiziyle Kestirimci Bakım", Bilgilendirme Semineri, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü. İzmir, 1992
4. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, 96(1a), 69-82, 1984.
5. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "The Vibration Produced by a Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, 98(2), 263-273, 1985.
6. Aktürk, N., Uneeb, M. and Gohar, R., "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", **Journal of Tribology**, 119, 747-753, October 1997.
7. Aktürk, N. and Gohar, R., "The Effect of Ball Size Variation on Vibrations Associated with Ball-Bearings", **Proc. I.Mech.E.**, 212 Part J, 101-109, 1998.
8. Tandon, N. and Choudhury, A., "A Review of Vibration and Acoustics Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", **Tribology International**, 32, 469- 480, 1999.
9. Orhan, S., Arslan, H. ve Aktürk, N., "Titreşim Analiziyle Rulman Arızalarının Belirlenmesi", **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.**, Cilt 18, No 2, 39-48, 2003
10. Arslan, H., Orhan, S., ve Aktürk, N., "Bilyalı Rulman Hasarlarının Neden Olduğu Titreşimlerin Modellenmesi", **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.**, Cilt 18, No 4, 123-146, 2003
11. Orhan, S., **Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analiziyle Kestirimci Bakımı**, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı, Kırıkkale, Haziran 2002.
12. Pro-Plan, "Titreşim Ölçümüne Dayalı Makina Bakımı" , Eğitim Semineri Notları , İstanbul, 2004
13. Us, İ., "Eksen kaçıklığı Problemleri ve Çözümleri", **2. Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi**, Denizli, 113-123, 11-14 Mayıs 2005
14. Belek, T., "Makinalarda Titreşim Ölçümlerinin İzlenmesi Yolu İle Gerçekleştirilen Erken Uyarıcı Dinamik Bakım Yöntemleri", **2. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu**, Gaziantep, 370-393, 22-24 Eylül 1986
15. Li, Y., Zhang, C., Kurfess, T.R., Danyluk, S. and Liang, S. Y., "Diagnostics and Prognostics of a Single Surface Defect on Roller Bearings", **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, vol. 214 Part C, 1173-1185, 2000.

16. Aktürk, N., **Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings**, PhD. Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, London, April 1993.
17. Wowk, V., **Machinery Vibration: Measurement and Analysis**, McGraw- Hill, Inc., 1991.
18. Karahan, F., "Titreşim Analizi İle Makinalarda Arıza Teşhisi", Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Manisa 2005.
19. Feyzullahoğlu, E., "Bilgisayar Destekli Kestirimci Bakım Uygulamaları", Mühendis ve Makine - Cilt:42 Sayı:503 2001.
20. Arslan, H., "Bilyalı Rulman Yuvarlanma Elemanı Kusurunun Titreşim Analizi Yöntemiyle İncelenmesi", Journal of Engineering Sciences 151-161 Sayı:2 Cilt:13 2007.
21. Aliustaoğlu, C., Ocak, H., Ertunç, H.M., "Rulman Titreşim Analizi İle Bölgesel Hataların İncelenmesi", TOK'07 Bildiriler Kitabı 5-7 Eylül 2007.
22. Denli, H.B., "Kestirimci Bakım ve Uygulamalarının İyileştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Mersin Temmuz 2007.
23. Açıkel, S., Karaçay, T., Aktürk, N., "Sürekli Baskı Makinası Fan Arızasının Titreşim Sinyali Yardımıyla Kestirimci Bakım Analizi", Makina Teknolojileri Elektronik Dergisi Cilt:7 No:2 2010.
24. Aktürk, N., Üzkürt, İ., Yüksel, Ş., "Titreşim Analizi İle Rulmanların Çalışabilirlik Durumlarının Belirlenmesi", Mühendis ve Makine Cilt:41 Sayı:481 Şubat 2000.
25. Arslan, S., "Titreşim Analizi İle Fanlarda Arıza Teşhisi ve Kestirimci Bakım", Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana bilim Dalı, Zonguldak Haziran 2010.
26. Baykara, V. İ., "Titreşim Analizi İle Şanzımanlarda Arıza Teşhisi ve Kestirimci Bakım", Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Zonguldak 2009.
27. Köse, K. R., "Makina Arızalarının Belirlenmesinde Titreşim Analizi", Mühendis ve Makine, Cilt:45 Sayı:538 2003.
28. Gahafari, S. H., "Condition Monitoring of Industrial Fans", Seminar on Machinery Vibration, October 27-29, Ottawa, USA 2004.
29. Orhan, S., Aktürk, N., Çelik, V., "Vibration Monitoring For Defect Diagnosis of Rolling Element Bearings As A Predictive Maintenance Tool: Comprehensive Case Studies", NDT&E International 39 293-298 2006
30. Girdhar, P., Sheffer, C., "Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance", Queen's University Mechanical Engineer Course Notes, USA 2004