

TİTREŞİM ANALİZİ İLE RULMANLARDA KESTİRİMCİ BAKIM

Engin YILDIRIM^{1*}, M.M. Fatih KARAHAN²

¹Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü 45140 Manisa TÜRKİYE

²Celal Bayar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 45140 Manisa TÜRKİYE

Özet: Rulmanlar makineleri yataklamak için kullanılan ekipmandır. Rulmanlarda meydana gelen titreşimleri izleyerek makinelerde oluşan yada oluşması muhtemel hasarları tespit etmek mümkündür. Bu çalışmada kompresör yataklanmasında kullanılan rulmanlarda yapılan titreşim analizi ile kestirimci bakım çalışmasının sonuçları sunulmuştur. Yapılan çalışmada rulmanda hem dış bilezik hasarı hem de iç bilezik hasarı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: *Kestirimci bakım, titreşim, rulman*

PREDICTIVE MAINTENANCE WITH VIBRATION ANALYSIS ON BEARINGS

Abstract: Bearings are equipment used to make machines bear. It's possible to establish the damages which occur or are likely to occur in the machines by observing the vibrations occurred on the bearings. In this paper, the results of the predictive maintenance work by means of vibration analysis made on the bearings used to make the compressor bear have been presented. Both the outer race damage and inner race damage have been established in this work.

Key Words: *Predictive maintenance, vibration, bearing*

*Engin YILDIRIM

engin2010@hotmail.com

1. GİRİŞ

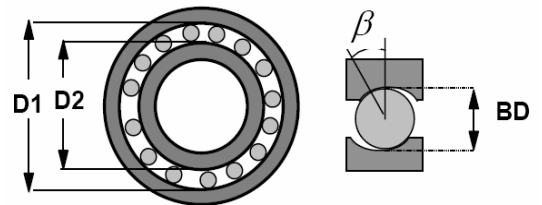
Endüstride dönen makina elemanlarının yataklanmasında rulmanlar yaygın biçimde kullanılmaktadır. Makinaların sorunsuz bir şekilde çalışması rulmanların sağlıklı çalışmasıyla yakından ilgilidir. Rulmanlarda oluşan hasarlar titreşim düzeyini arttıran en önemli sebeplerden biridir. Rulmanların yaydıkları titreşim miktarı kalan ömürlerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Rulman titreşimleri izlenerek, bilezikler ve yuvarlanma elemanlarının yüzeyinde meydana gelen pürüzlülükler hakkında bilgi sahibi olunabilir. Kestirimci bakım metodlarında temel çalışma 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]. Çimento, demir-çelik, kimya, petrol ve kağıt sanayindeki pek çok kuruluş bu yöntemi kolayca benimsemiş ve makinaların daha az durması ile birlikte üretimdeki artış sonucu karlılıklarını büyük ölçüde artırmışlardır [2,3]. McFadden ve Smith [4, 5] sabit yük etkisindeki bir rulmanın iç bileziğindeki tek ve çoklu hasarın oluşturduğu titreşimi tanımlamak için matematiksel bir model oluşturmuş, deneysel yolla elde edilen sonuçların hesapla bulunan sonuçlarla uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir. Aktürk vd. [6] açısız temaslı iki rulman ile yataklanmış mil-rulman sisteminde aksel ve radyal titreşimleri incelemek için matematiksel model oluşturmuşlardır. Aktürk vd. [7] iki açısız bilyeli rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilye boyutunda meydana gelen değişimin milin aksel ve radyal titreşimlerine olan etkisini incelemişlerdir. Bu amaçla bir bilgisayar programı oluşturulmuş ve sonuçlar zaman ve frekans ortamında sunulmuştur. Ölçü dışı bilyelerin kafes hızında ve harmoniklerinde titreşimler oluşturduğu tespit edilmiştir [7]. Tandon ve Choudhury [8] rulmanlarda oluşan bölgesel ve yayılı hataları belirlemeye yarayan titreşim ve akustik ölçüm

metotlarını içeren çalışmaları özetlemişlerdir. Orhan vd. [9] mevcut olan titreşim analizi metodu ile rulman arızalarının belirlenmesi ele almışlardır. Rulman titreşimleri, ölçümü ve analizi özet olarak verilmiş, silindirik tip yuvarlanma elemanına sahip bir rulmanda oluşan dış bilezik hasarının titreşim analiziyle belirlenmesi sunulmuştur. Aktürk vd. [10] rulman titreşimlerinin oluşması, ölçülmesi ve değerlendirilmesinden bahsetmişlerdir. Önemli frekansların hesaplanmasında kullanılan formüller verilerek kestirimci bakım ile ilgili hazır bir referans oluşturmuşlardır [10]. Orhan vd. izleme ve spektrum analizi ile [11] küresel ve silindirik bilye elemanına sahip rulmanlı yataklarda hata teşhisi konusunu inceleyerek küresel bilye elemanına sahip rulmanlı yatakta aksel kaçıklığı ile rulman dış bilezik hasarı ve silindirik bilye elemanına sahip rulmanlı yatakta ise rulman dış bilezik hasarı başarılı şekilde teşhis etmişlerdir.

Bu çalışmada sabit bilyeli rulmanlar ile yataklanmış bir kompresörün yataklarında oluşan titreşimler radyal yönde periyodik ölçümler alınarak incelenmiştir. İncelenen kompresörün konstrüksiyon özelliğinden dolayı diğer yönlerden titreşim ölçümü yapılamamıştır. Yapılan çalışmada hem sabit bilyeli rulmanın hem dış bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katlarında hem de iç bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katlarında genlikler tespit edilmiştir.

Karahan [12] titreşim analizi ile makinelerde arıza teşhisi çalışmasının sonucunda, titreşim analizi ile kestirimci bakım yapılarak dış bilezik rulman hasarı tespit etmiştir.

1. TEORİK ESASLAR



Şekil 1. Rulman Geometrisi [12]

Şekil 1 de rulman geometrisi verilerek rulmanda temel hasar frekanslarının hesaplanmasında kullanılacak ölçüler gösterilmiştir. Hasarlı rulmanlar, hasar frekansları ve harmoniklerinde titreşimlere neden olurlar. 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 [8]. Hasar artık had safhadadır. Rulman ömrünün %98'inden

fazlasını tamamlamıştır. Bu aşamadaki rulman için hemen bakım yapılmalıdır.

Bilyeli rulmanların her bir elemanına ait hasar frekansı hesaplamaları mevcuttur. Bu hesaplamalar şu şekilde yapılmaktadır.

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

$$f_{du} = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{PD}{BD} \cos \beta \right]$$

$$f_{iç} = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{PD}{BD} \cos \beta \right]$$

$$f_{bilye} = \frac{1}{2} f_r \frac{PD}{BD} \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos \beta \right)^2 \right]$$

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

Yukarıdaki formüllerde;

f_{du} : Rulman dış bilezik temel hasar frekansını

$f_{iç}$: Rulman iç bilezik temel hasar frekansını

f_{bilye} : Bilye frekansını

f_{kafes} : Kafes frekansını

f_r : Mil dönme frekansını

n : Yuvarlanma elemanı sayısını

BD : Bilye çapını

β : Temas açısını

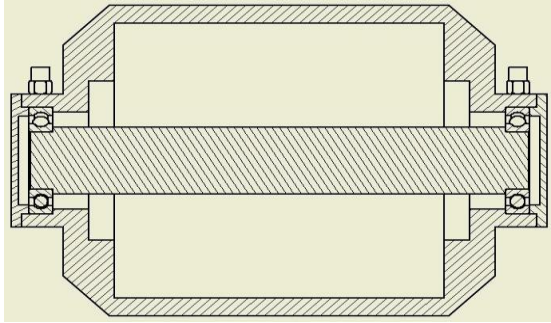
temsil etmektedir.

2. UYGULAMA ÇALIŞMASI

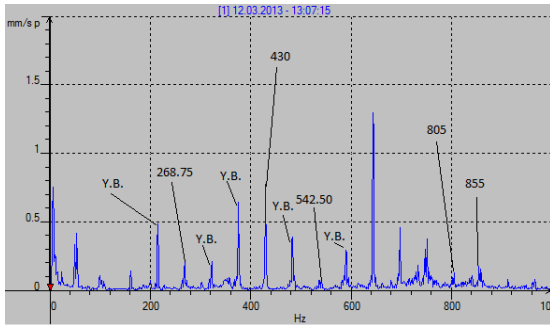
Gücü 90 kW devri 2970 d/d olan bir kompresörde belirli periyotlarda gerçekleştirilen titreşim ölçümlerinde belirgin genlikte frekanslar oluştuğu görülmüştür.

Bu çalışmada titreşim ölçümlerinin analizi için Brüel&Kjaer firmasının ürettiği VIBROTEST 60 veri ölçeri ve AS065S/N tipinde ivmeölçeri kullanılmıştır. Elde edilen titreşim frekanslarının analiz edilmesi sonucunda kompresör rulmanının (SKF 6213) hem dış bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katları hem de iç bilezik temel hasar frekansı ve çoklu

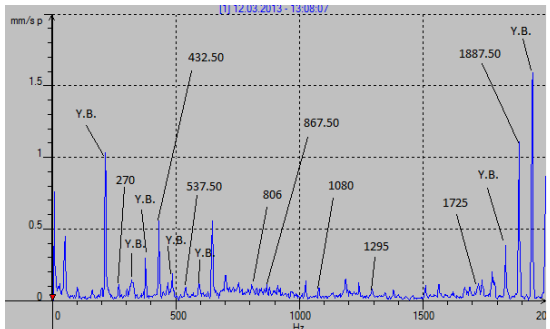
katlarında belirgin genlikler görülmüştür. Ayrıca bu frekansların yan bantlarında da belirgin genlikler görülmüştür. Bu koşullarda rulman daha önce belirtilen dört aşama içerisinde üçüncü aşamada yer almaktadır. Şekil 2’de uygulama çalışmasının yapıldığı kompresör şematik olarak gösterilmiştir. Yapılan çalışmada periyodik olarak alınan titreşim ölçümlerinin 0-1000 Hz aralığı ile 0-2000 Hz aralığı şekil 3’ten itibaren gösterilmektedir. İki farklı frekans aralığı gösterimi ile hem alınan ölçümlerin güvenilirliği ortaya çıkmaktadır hem de temel hasar frekanslarının ne kadar çok sayıda harmoniklerinin oluştuğu gösterilmiştir.



Şekil 2. Kompresör yataklarının şematik gösterimi

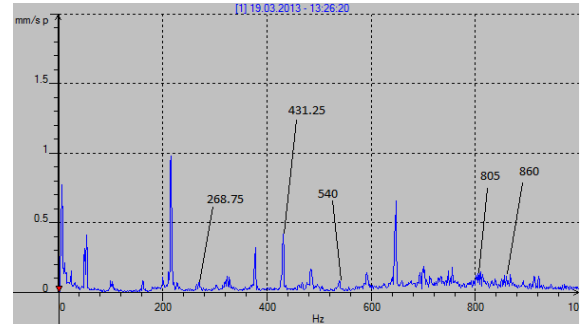


Şekil 3. Titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 1000 Hz)

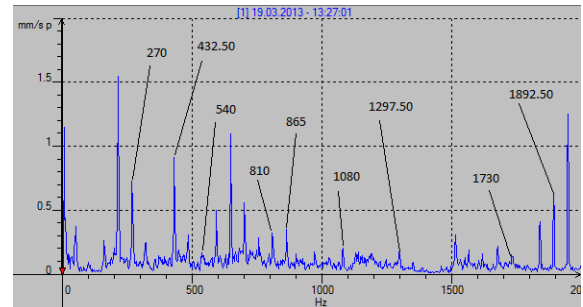


Şekil 4. Titreşim spektrum grafiği (12.03.2013, 2000 Hz)

Rulman dış bilezik hasar frekansı 278,28 Hz ve rulman iç bilezik hasar frekansı 414,72 Hz olarak hesaplanmıştır. Şekiller 3 ve 4 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 bantı 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.



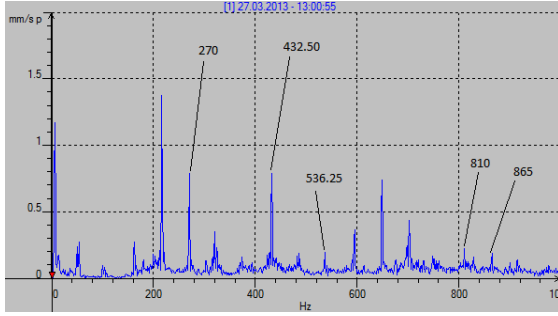
Şekil 5. Titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 1000 Hz)



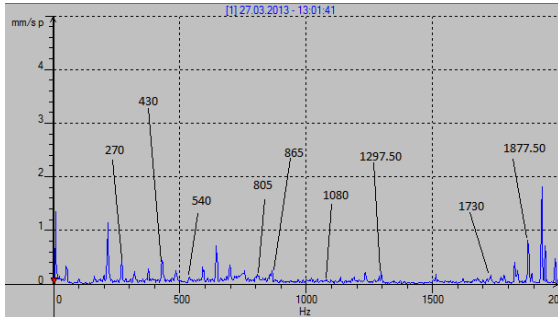
Şekil 6. Titreşim spektrum grafiği (19.03.2013, 2000 Hz)

Şekil 5 ve 6’da 19 Mart’ta alınan ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde dış bilezik hasar frekansının yan bantının genliğinde bir artış söz konusudur. Bu durum

hasarın ilerlediğinin göstergesidir. Ölçümler alınmaya devam edilmelidir.

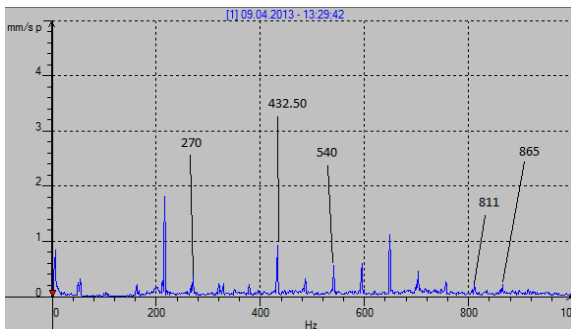


Şekil 7. Titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 1000 Hz)

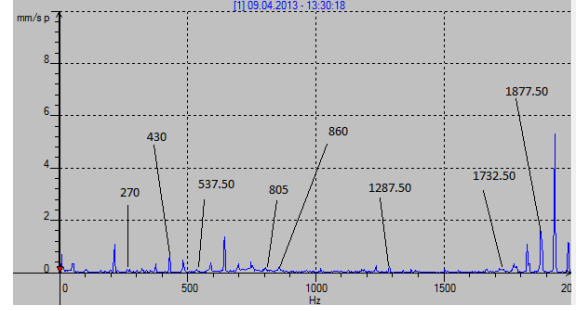


Şekil 8. Titreşim spektrum grafiği (27.03.2013, 2000 Hz)

Şekil 7 ve 8'de 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.

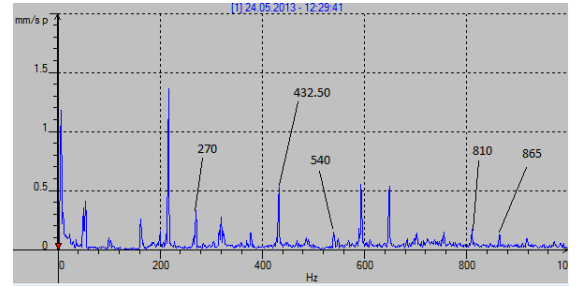


Şekil 9. Titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 1000 Hz)

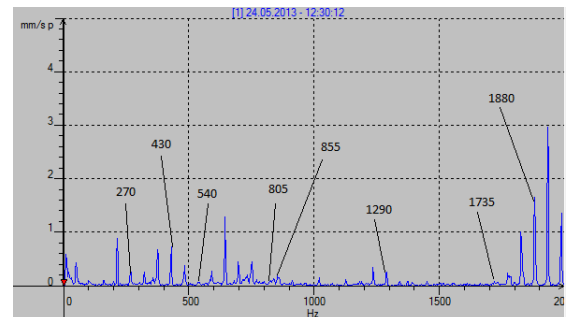


Şekil 10. Titreşim spektrum grafiği (09.04.2013, 2000 Hz)

Şekil 9 ve 10'da 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 11. Titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 1000 Hz)

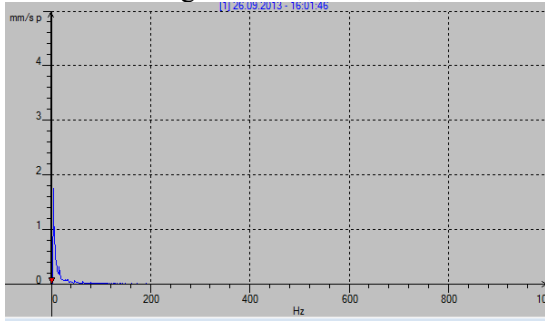


Şekil 12. Titreşim spektrum grafiği (24.05.2013, 2000 Hz)

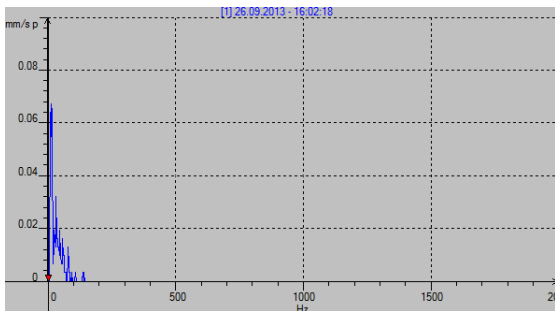
Şekil 11 ve 12'de 24 Mayıs tarihine ait ölçümler gösterilmiştir. Bu tarihteki ölçümlerde daha önceki ölçümlere benzerlik göstermektedir. Bu durum bize sistemde hem dış bilezik hem de iç bilezik hasarının olduğunu göstermektedir.

24 Mayıs 2013 tarihine kadar alınan ölçümlerde rulman hem dış bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katları hem de iç bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katlarında pikler mevcuttur. Ayrıca hem dış hem de iç bilezik hasar frekanslarında yan bantların oluşumu da gözlemlenmiştir. Bu durum rulmanın dördüncü aşama içerisinde olduğunu göstermektedir. 24 Mayıs 2013 tarihinden sonra kompresörler bakıma alınmış ve bakım sonrası alınan ölçümlerde bu hasarların ortadan kalktığı gözlemlenmiştir. Şekil 13 ve 14'te bakım sonrasında alınan ölçümler gösterilmektedir. Bu durum yapılan analizlerin doğruluğunu göstermektedir.

Bakım sonrası grafikleri incelersek;



Şekil 13. Titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 1000 Hz)



Şekil 14. Titreşim spektrum grafiği (26.09.2013, 2000 Hz)

Çizelge 1'de kompresör rulmanının teorik olarak hesaplanan dış bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katları ile ölçüm ile elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 1. Kompresör rulmanı 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 2'de kompresör rulmanının teorik olarak hesaplanan iç bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katları ile ölçüm ile elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 2. Kompresör rulmanı 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 $4 \times f_{du}$

3. SONUÇLAR

Bu çalışmada titreşim analizi ile rulmanlarda kestirimci bakım çalışması yapılmıştır. Bu maksatla fabrika çalışma ortamında bulunan kompresör yataklarından belirli periyotlarla titreşim ölçümleri alınmıştır. Alınan titreşim ölçümleri incelendiğinde rulmanda hem dış bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katlarında genlikler hem de iç bilezik temel hasar frekansı ve çoklu katlarında genlikler tespit edilmiştir. Ayrıca yan bant oluşumları da gözlemlenmiştir. Bu durum rulmanın dördüncü aşama içerisinde olduğunu göstermektedir. Yapılan bakım

çalışmasının ardından rulmanda mevcut olan hasarların ortadan kalktığı gözlemlenmiştir.

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] Aktürk, N., Üzkürt, İ., Yüksel, Ş., "Titreşim Analizi İle Rulmanların Çalışabilirlik Durumlarının Belirlenmesi", Mühendis ve Makina Cilt:41 Sayı:481 Şubat 2000.
- [11] 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.

[12] Karahan, F., "Titreşim Analizi İle Makinalarda Arıza Teşhisi", Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Manisa 2005.

EKLER

Rulman Geometrisi

Dış çap : 120 mm

İç çap : 65 mm

Masura sayısı (N_b) : 14

Temas açısı : 0

PD : 93.15 mm

BD : 18.34 mm

$f_{kafes} = 19.94$ Hz

$f_{du} = 278.28$ Hz

$f_{iç} = 414.72$ Hz

$f_{bilya} = 120.83$ Hz

Geliş Tarihi: 20.02.2014

Kabul Tarihi: 05.01.2015