

AKTARMA ORGANI DİŞLİLERİNDE OLUŞAN FİZİKSEL HATALARIN TİTREŞİM ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ

Sadettin ORHAN* ve **Nizami AKTÜRK****

* Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Kırıkkale Üniversitesi,
Kırıkkale, sadettinorhan@yahoo.com

** Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Gazi
Üniversitesi, Maltepe 06570 Ankara, nakturk@gazi.edu.tr

ÖZET

Dişliler hareket veya güç iletimini sağlayan önemli makina elemanlarıdır. Bir makinada bir elemandan diğerine hareket iletiminin kesintisiz ve sağlıklı olması yapılan işin hassasiyet ve kalitesine etki etmektedir. Bu yüzden özellikle sürekli üretim sistemlerinde kullanılan dişlilerde oluşan hataların belirlenmesi ve tamiratının üretimi etkilemeyecek şekilde yapılması önem kazanmaktadır. Bu çalışmada dişlilerde oluşan hataların neden olduğu titreşimlerin analizi ile uygulanan erken uyarıcı bakım konusunda özet bilgi verilmiş ve bir kompresör dişli kutusunda yapılan uygulama çalışmasının sonuçları sunulmuştur. Titreşimlerin dişli kutusu hatalarını belirlemede etkili bir araç olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dişli hataları, titreşim, erken uyarıcı bakım

DETERMINATION OF PHYSICAL FAULTS IN GEARBOX THROUGH VIBRATION ANALYSIS

SUMMARY

Gears are important machine elements that provide motion or power transmission. Accuracy and quality of work done is directly related to the continuous motion transmission in a machine. Therefore, the determination of faults on a gear and replacing it without stopping the production is important, particularly in gear boxes used in the continuous production lines. In this study fault detection on a gear through vibration analysis is briefly given and results of vibration analysis of a compressor gearbox are also given as a case study. It is shown that vibration monitoring is an effective tool for fault diagnostics.

Keywords: Gear faults, vibration, predictive maintenance

1. GİRİŞ

Dönen makinalarda titreşim analizi ile hata teşhisi yıllardır başarıyla uygulanmaktadır. Her hatanın oluşturduğu titreşimin frekansının farklı olduğu bilinmektedir. Hatalı bir rulmanın oluşturduğu titreşimin frekansı rulman geometrisine ve mil dönme devrine bağlı olan denklemler ile hesaplanabilmektedir. Hatalı dişlilerin oluşturduğu titreşimler ise dişli kavrama frekansı denilen frekans ve bunun yan bantları ile kendini gösterir. Makinanın iç yapısında gelişmekte olan hatalar yatakların dış yüzeyinden gerçekleştirilen titreşim ölçümü ile algılanabilmektedir. Bu şekilde iç yapıda oluşan hata, riskli bir duruma gelmeden önce ve makinayı durdurmadan belirlenebilmektedir.

Dişlilerin, arızaların oluşmasında ve bakım masraflarında önemli katkıları vardır. Dönen makinalarda genellikle bozulmayla sonuçlanan arızaların %60'ı dişlilerle ilgilidir [1]. Bu yüzden dişli titreşimleri ile ilgili çeşitli çalışmalar [2-6] mevcuttur. Bu çalışmalarda genellikle bir dişli kutusu test düzeneğinde yapay hatalar oluşturularak bu hataların neden olduğu titreşim davranışları incelenmiştir.

Bu çalışmada dişli hataları ve bunların oluşturdukları titreşimler kısaca verilir örnek çalışma olarak bir fabrikada iki kademeli bir hava kompresörünün dişli kutusunun oluşturduğu titreşimler ele alınıp analiz edilmiştir. Böylece endüstride gittikçe daha yaygın kullanılmaya başlayan erken uyarıcı bakımın gerçek çalışma şartlarında bir uygulaması yapılarak teorik bilgiler endüstri şartlarına uygulanmıştır.

2. DİŞLİ HATALARI

Dişlilerdeki tüm hatalar mil (eksen kaçıklığı, dengesizlik, gevşeklik) ve diş (aşınma, çizilme, çatlak) ile ilgili problemler olarak sınıflandırılabilir [1]. Dişli hataları, hata türüne özgün belirgin titreşimler oluşturur. Bu yüzden diğer makina elemanlarında olduğu gibi dişli hataları titreşim analizi ile belirlenebilmektedir. Dişlilerdeki titreşimin birinci kaynağı üretim ve montaj hataları kadar kavrama esnasında rijitliğin değişmesidir [2,3]. Çalışan tüm makina elemanları yorulmaya maruz kalırlar. Yorulma tüm çalışan elemanlarda olduğu gibi dişlilerde de hasarlar oluşturmaktadır. Dişlilerde yorulmadan kaynaklanan iki çeşit hasar vardır: oyuklaşma ve kabarma. Oyuklaşma, diş yüzeyinden çok az miktarda malzemenin ayrıldığı, yüzey yorulma hasarıdır. Yükün diş üzerindeki bir bölgeye yoğun olarak etki etmesi sonucu oluşur. Kabarma, büyük yüzey gerilmeleri ve büyük kayma hızlarının beraber etki etmesi sonucu oluşur [4]. Bir dişte oyuklaşmış bölge kavramaya girerse darbeleri temastan dolayı gerilme dalgaları oluşur. Bu dalgalar düşük genliklidir, etkili bir şekilde kullanılırsa hasarın erken belirlenmesinde bundan yararlanılabilir [4]. Bir dişte oluşan kabarma veya çatlağın başlamasından, dişin tamamen arızalanmasına kadar önemli bir zaman geçer. Hasarın ilk zamanlarında hasar şiddetindeki artış yavaştır, fakat tamamen arızalanmadan hemen önceki aşamada bu artış aniden hızlanır. Bu yüzden hasar ilk aşamalarda belirlenebilirse

teşhis anlamlı olmaktadır [5]. Dişli dişleri sabit bir açısal hız oranı sağlayacak şekilde tasarlanırlar. Yanlış diş profilleri, dişler arasındaki boşluk hataları ve diş sehimleri "iletim hatası"na sebep olur. İletim hatası da dişlilerin ve millerin titreşimine yol açar [6]. Smith [7] dişlilerde oluşan titreşimin birinci sebebinin iletim hatası olduğunu belirtmiş, iletim hatasını ölçmeden titreşimi kontrol altına almanın çok zor olacağını ifade etmiştir. İletim hatası, çıkış dişlisinin gerçek pozisyonu ile mükemmel haldeki (hatasız, rijit) pozisyonu arasındaki fark olarak tanımlanmıştır. Bir dişlide dişli kavrama frekansı, dişlinin diş sayısı ile dişlinin hızının çarpımına eşittir [8].

Mükemmel dişliler dişli kavrama frekansında titreşim oluştururlar [9,10]. Kavrama olayında doğrusal olmayan durumlardan dolayı yalnızca kavrama frekansı değil, aynı zamanda onun harmonikleri de oluşur [6,7,9–11]. Sabit olmayan diş aralığı bölüm dairesinde çok sıkı olmayan bir temas noktası oluşturur bu yüzden frekans modülasyonlarına neden olabilir. Diş temas yüzeylerindeki düzensizlikler yük değişmelerine neden olur, bu da genlik modülasyonunu oluşturur [9]. Dişli kavrama frekansının ve harmoniklerindeki titreşimlerin genlik modülasyonu, kavrama halindeki dişliler hakkında yararlı bilgileri ortaya çıkarmaktadır. Örneğin dişlilerdeki eksen kaçıklığını, aşırı boşluğu, yüklemeyi, eksantrikliği, vb. belirlemede genlik modülasyonu önemli bilgiler içerir [8].

Bir dişlideki hasarlı bir diş, kavramaya her girişinde bir vuruş oluşturur. Bu vuruşunun tekrarlanma frekansı dişlinin dönme hızına eşittir. Bu vuruş helisel dişlilerde aksel tabii frekansları, düz dişlilerde ise radyal tabii frekansları uyarır. Bu frekanslar vuruşun tekrarlanma hızı tarafından modülasyona uğrarlar. Her bir vuruş aynı şiddette değildir. Oluşan frekans spektrumu normalde dişli kavrama frekansının altındadır, sönümlenmesi yüksek ve geniş banda yayılmıştır, problemli dişe sahip dişlinin hızında modülasyona uğrar, kırık bir diş, kavrama halinde diğer dişe vurduğunda bir darbe sinyali üretilir. Sonra sağlam olan dişli kavramaya girer ve darbeden kaynaklanan titreşim azalır. Tek dişli hasarlı bir dişli her devirde bir darbe sinyali üretebilir. İki veya daha fazla diş kırıkta, her devirde iki veya daha fazla darbe sinyali oluşabilir [8]. Bu durum titreşim spektrumunu çok karışık hale götürecektir.

Dişliler iyi durumda iken yan bant frekanslarındaki titreşimlerin genlikleri zamanla sabit kalır. Yan bantların sayısı ve şiddetindeki değişimler bir bozulmayı gösterir [10]. Dişlilerde genellikle mil devrinin bir katında oluşan genlik ve frekans modülasyonu kötü çalışmaya işaret eder [3]. Dişli kavrama frekansının her iki yanındaki yan bantlar dişlinin eksantrik ve gevşek olduğunu gösterir. Eğer kavrama frekansının sağ tarafındaki yan bantlarındaki titreşimlerin genliği daha büyükse eksantriklik ilelemiş demektir. Eğer kavrama frekansının sol tarafındaki yan bantların genliği daha büyükse gevşeklik var demektir [8].

Bir kaç dişliden oluşan, düzgün kavrama halindeki dişliler oldukça düşük genlikte bir titreşimi kavrama frekansında oluştururlar ve titreşimler dar frekans bandında oluşabilir. Dişli kavrama frekansındaki titreşimlerdeki artma değişen yükler, eksen kaçıklığı, fazla boşluk, mil veya dişlideki eksantriklikten kaynaklanmaktadır. Bu durumlar, dişli frekansındaki titreşimleri hem genlik, hem frekans modülasyonuna veya yalnızca genlik ya da yalnızca frekans modülasyonuna uğratar. Modülasyona uğramış dişli kavrama frekansındaki titreşimler dişli frekansında ve yan bant frekanslarında çizgiler olarak kendini gösterir. Her bir devir boyunca tek olay söz konusu olduğu varsayıldığında titreşimler arasındaki frekans farkı, problemlili dişlinin hızına eşittir. Her bir devir boyunca iki veya daha fazla olay gerçekleşiyorsa frekans farkı olayların sayısı ile problemlili dişlinin hızının çarpımına eşittir. Eğer her iki dişli de problemlili ise dişli kavrama frekansı her iki dişlinin hızında modülasyona uğrar. Böyle durumlarda iki dişlinin hızında yan bantlar oluşur ve analiz karmaşık bir hal alır [8].

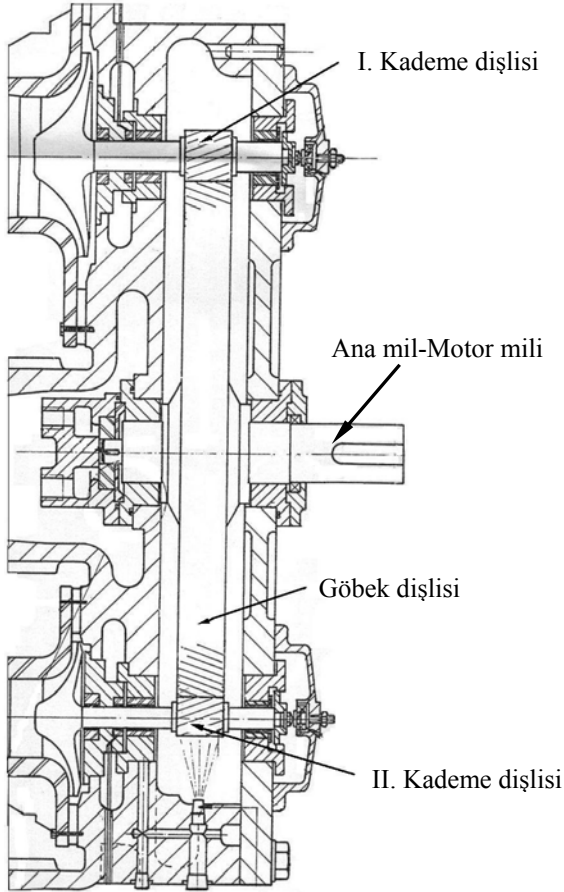
3. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bir rafineride tesisin bütün basınçlı hava ihtiyacını karşılayan iki kademeli bir kompresörde titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Hava iki kademededen geçirilerek sıkıştırılmaktadır. Kompresörün teknik özellikleri Çizelge 1'de, dişli kutusunun kesit görünüşü ise Şekil 1'de verilmiştir. Dişli kutusu bir göbek dişlisi ve iki tane de pinyon dişlisinden oluşmaktadır. Dişliler helisel dişlidir. Dişli kavrama frekansı Ek'te verilmiştir.

Kompresörün dişli kutusundan bir yıl boyunca titreşim ölçümleri alınmıştır. Referans ölçüm 29 Ağustos 2001 günü gerçekleştirilmiştir. Şekil 2'de elde edilen zaman tanım bölgesindeki titreşimleri ve Şekil 3 ise bu sinyalin frekans tanım bölgesindeki halini göstermektedir. Ölçümlerde ve analizlerde CSI marka el tipi analizör kullanılmıştır.

Çizelge 1. Kompresörün teknik özellikleri

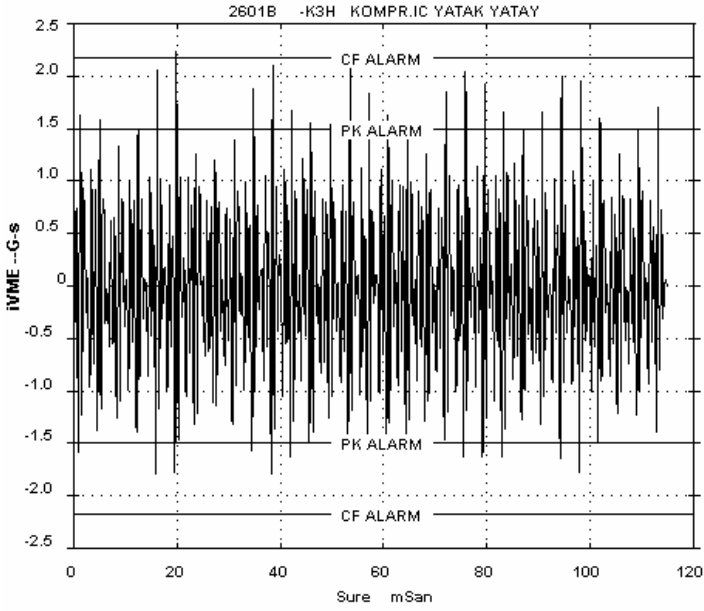
KOMPRESÖRÜN TEKNİK ÖZELLİKLERİ	
Güç	600 kW
Devir	2970 d /d
Kapasite	93 m ³ /dk, 2 kademeli
Havanın kompresöre giriş basıncı	91 kPa
Havanın kompresörden çıkış basıncı	850 kPa
Göbek dişlisi diş sayısı	260
I. Kademe dişlisi diş sayısı	24
II. Kademe dişlisi diş sayısı	16



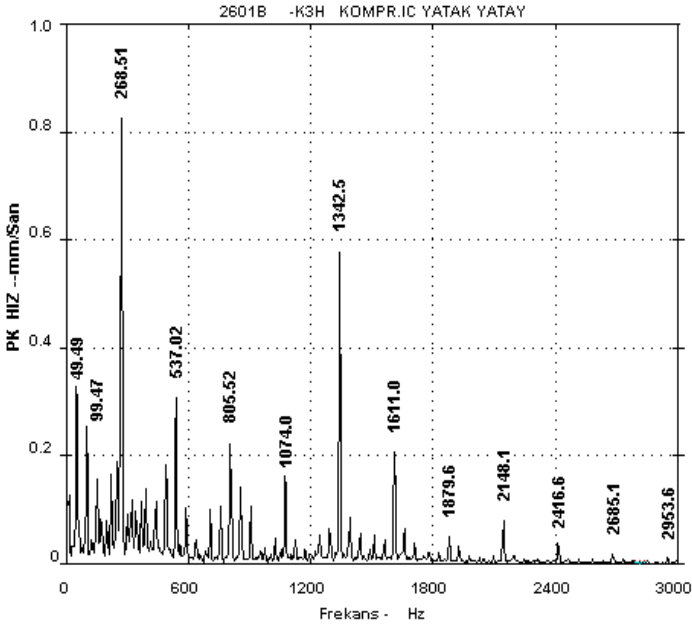
Şekil 1. Kompresör dişli kutusu kesit görünüşü

Elde edilen titreşim frekansları incelendiğinde frekansların 1. Kademe devrinin 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 5.5 katları ve bunların mil devri ile oluşturdukları yan bant frekanslarından oluştuğu belirlenmiştir (Çizelge 2). Bu durum dönen elemanın gevşek olduğunun açık göstergesidir.

Burada dönen eleman 1. kademe dişlisidir. Titreşim değerleri ISO 2372 (Ek'te verilmiştir) standart değerlerine göre oldukça küçük (güvenli çalışma bölgesinde) kalmaktadır. Bu yüzden kompresör dişli kutusu herhangi bir problem oluşturmayacak şekilde çalışmaktadır.



Şekil 2. Kompresör iç yatak yatay yön titreşim referans ölçüm dalga form grafiği



Şekil 3. Kompresör iç yatak yatay yön titreşim referans ölçüm spektrum grafiği

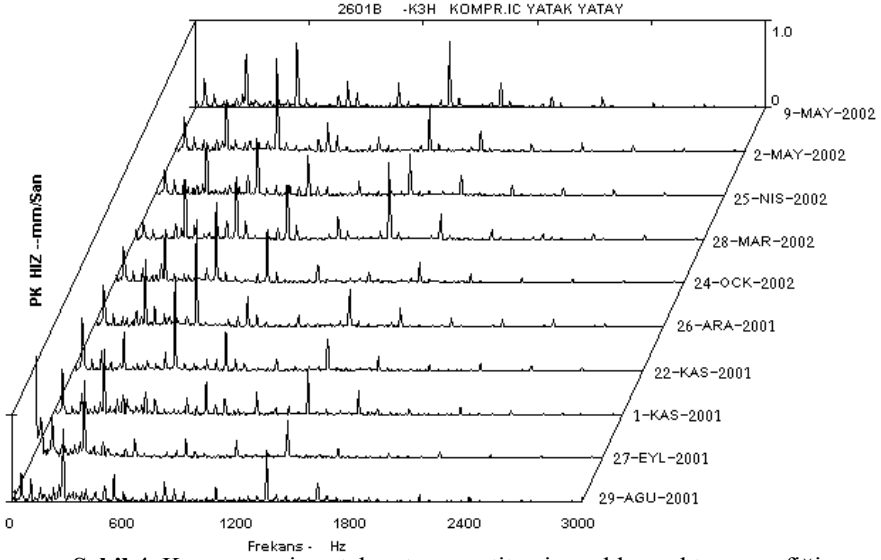
Çizelge 2. Kompresör iç yatak yatay yön titreşim referans ölçüm frekansları

Frekans (Hz)	Genlik (mm/s-pk)	Nedeni
49.35	0.33	$0.5 \times \omega_m$
99.47	0.26	$1 \times \omega_m$
268.13	0.82	$0.5 \times \omega_{m1}$
536.27	0.31	$1 \times \omega_{m1}$
804.4	0.23	$1.5 \times \omega_{m1}$
1072.5	0.16	$2 \times \omega_{m1}$
1340.7	0.58	$2.5 \times \omega_{m1}$
1608.8	0.21	$3 \times \omega_{m1}$
1876.9	0.05	$3.5 \times \omega_{m1}$
2145.1	0.08	$4 \times \omega_{m1}$
2413.2	0.02	$4.5 \times \omega_{m1}$
2681.3	0,02	$5 \times \omega_{m1}$
2949.5	0,006	$5.5 \times \omega_{m1}$
ω_m : Ana mil dönme frekansı		
ω_{m1} : Birinci kademe mil dönme frekansı		

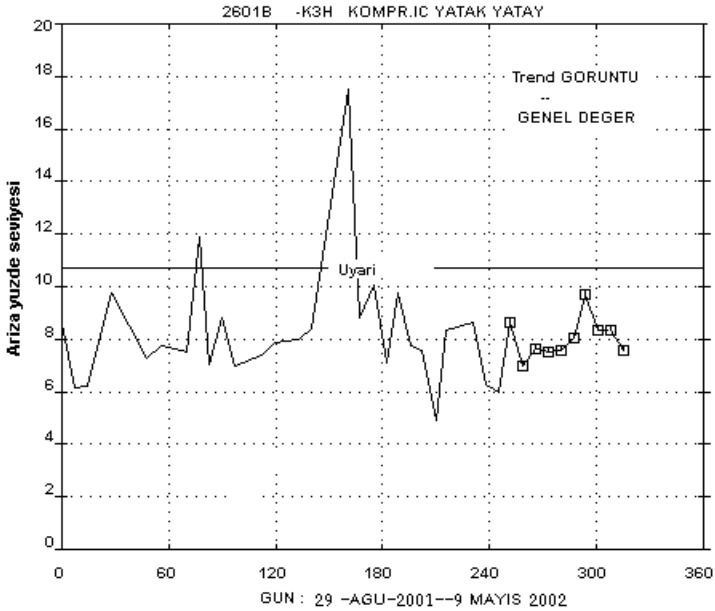
Kestirimci bakım felsefesi açısından incelendiğinde planlı bir bakıma kadar bu problem için herhangi bir müdahaleye gerek duyulmamaktadır. İlk planlı bakımda bu problem giderilmelidir. İzlenen süre içerisinde titreşim değerlerinde yük ve devirdeki değişimlerden kaynaklanan küçük sapmalar haricinde herhangi bir arıza işareti sayılacak önemli bir değişim olmamıştır. Şekil 4'te değişik zamanlarda alınmış izleme titreşimlerinden bir kesit görülmektedir. Ayrıca elde edilen titreşim değerlerinde dişli kavrama frekansları ve yan bantlarının hiç oluşmaması dişlerle ilgili bir problem olmadığını göstergesidir. Şekil 5'te ise genliklerde bozulma işareti verecek bir değişim olup olmadığını belirlemek için yapılan eğilim analizinin sonuçları görülmektedir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada dişli hatalarının neden olduğu titreşimler kısaca açıklanmış, ayrıca bir hava kompresörünün iki kademedan oluşan dişli kutusunda gerçekleştirilen titreşim ölçümleri analiz edilmiştir. Birinci kademe dişlisinde oluşan gevşeklik problemi kompresörün çalışmasına ara vermeden titreşim analizi ile kolayca belirlenmiştir. Tespit edilen gevşeklik probleminin güvenli çalışabilme değerlerinde olduğu, titreşim değerleri bu seviyede kaldığı sürece planlı bir bakıma kadar herhangi bir müdahaleye gerek olmadığı da belirlenmiştir.



Şekil 4. Kompresör iç yatak yatay yön titreşim çoklu spektrum grafiği



Şekil 5. Kompresör iç yatak yatay yön titreşim eğilimi

KAYNAKLAR

1. Staszewski, W. J., “Gearbox Vibration Diagnostics-An Overview”, **The 8th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM-96)**, England, 16-18 July 1996.
2. Dalpiaz, G. and Meneghetti, U., “Monitoring Fatigue Cracks in Gears”, **NDT&International**, vol.24, no. 6, 303-306, December 1991.
3. Smith, J. D., **Gear Noise and Vibration**, Marcel Dekker Inc, 1999.
4. Singh, A., Houser, D. R. and Vijayakar, S., “Early Detection of Gear Pitting”, **DE-Vol.88, ASME Power Transmission and Gearing Conf.**, 673-678, 1996.
5. Wang, W. J. and McFadden, P. D., “Application of Orthogonal Wavelets to Early Gear Damage Detection”, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 9(5), 497-507, 1995.
6. Pape, D.B. and Houser, D. R., “Signal Processing for the Detection of Gear Manufacturing Discrepancies”, **Noise-Con 85**, The Ohio State University Columbus, Ohio, USA, 305-314, 3-5 June 1985.
7. Smith, J. D., “The Uses and Limitations of Transmission Error”, **Gear Technology**, 34-39, July/August 1988.
8. Taylor, J. I., **The Vibration Analysis Handbook**, Vibration Consultant Inc., Florida, USA, 1994.
9. Brie, D., Tomczak, M., Oehlman, H. and Richard, A., “Gear Crack Detection by Adaptive Amplitude and Phase Modulation”, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 11(1), 149-167, 1997.
10. Dalpiaz, G., Rivola, A. and Rubini, R., “Gear Fault Monitoring: Comparison of Vibration Analysis Techniques”, **3rd International Conference Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostics Techniques**, 623-632, 13-15 October 1998.
11. McFadden, P. D., “Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of the Meshing Vibration”, **Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**, vol.108, 165-170, April 1986.

EKLER**I. ve II. Kademe devirleri**

$Z_1=24$ (1.kademe dişlisi), $Z_2=16$ (2.kademe dişlisi), $Z=260$ (göbek dişlisi)
Göbek dişlisinin devri 2975 d/d olmak üzere dişlilerin çevrim oranları;

$$n_{1g}=n_g/n_1=Z_2/Z_1=260/24=10.83 \text{ (1. kademe)}$$

$$n_1=10.83 \times 2975=32229 \text{ d/d (1.kademe devri)}$$

$$n_{2g}=n_g/n_2=Z_2/Z_2=260/16=16.25 \text{ (2. Kademe)}$$

$$n_2=16.25 \times 2975=48343.75 \text{ d/d (2.kademe devri) olarak bulunur.}$$

Kavrama frekansları;

Göbek dişlisi (D.K.F.)_g=260x2975=773500 d/d =12891.6 Hz

1. kademe dişlisi (D.K.F.)₁=24x32229=773496 d/d =12891.6 Hz

2. kademe dişlisi (D.K.F.)₂=16x48343.75=773500 d/d=12891.6 Hz

Çizelge EK. ISO 2372 Titreşim Şiddet Standardı

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

A: İyi

B: İzin verilebilir

C: İdare eder

D: İzin verilemez

20 HP = 15 kW

100 HP = 75 kW