

MEKANİK SİSTEMLERDE FARKLI MODELLERLE  
AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

ORHAN ÇETİNUS

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI  
2009

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MEKANİK SİSTEMLERDE FARKLI  
MODELLERLE AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

ORHAN ÇETİNUS

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI  
YRD.DOÇ.DR. HACI ALİ ERTAŞ

SİVAS  
2009

Bu çalışma Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanmış ve jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan \_\_\_\_\_  
Üye \_\_\_\_\_  
Üye \_\_\_\_\_  
Üye \_\_\_\_\_  
Üye (Danışman) \_\_\_\_\_

### ONAY

Bu tez çalışması, .././2009 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulu tarafından belirlenen ve yukarıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Sezai ELAGÖZ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 24.09.2008 tarihli ve 7 sayılı toplantısında kabul edilen Fen ve Sağlık Bilimleri Enstitüleri Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu adlı yönergeye göre hazırlanmıştır

## ÖZET

### MEKANİK SİSTEMLERDE FARKLI MODELLERLE AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

Orhan ÇETİNUS

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Yrd.Doç.Dr. Hacı Ali ERTAŞ

2009, 85 sayfa

Bu çalışmada Makinelerde Aktif Titreşim Kontrolü esasına dayalı teknikler kıyaslanarak kestirimci bakım uygulaması hakkında bilgi verildi. Pek çok makine elemanının çalışması sırasında ortaya çıkan titreşimleri ölçmeye uygun universal bir düzenek tasarlandı. Bu düzenek üzerinde disk, mil, yatak, zincir-dişli ve kayış-kasnak mekanizmaları, dişli grubu, kaplin gibi sistemler oluşturmak mümkündür. Bu sistemlerin titreşim ölçümleri FFT (Fast Fourier Transform) ile analiz edilebilecek titreşim ölçüm sistemi PULSE Titreşim Analizi Seti'nden faydalanılarak bulunan dalga formları literatürdeki benzer sistemlerin dalga formları ile karşılaştırılabilmektedir.

Çalışmamızda esas, dönen kasnaklı bir sistemde 500 saatlik bir çalışma sonrasında mil yatağının titreşimi ölçülmüştür. Burada oluşan balanssızlığın dalga formu FFT ile elde edilmiştir. Bu dalga formu ile başlangıçta sistemin balanslı haldeki dalga formu karşılaştırılmıştır. Bu iki dalga formu arasındaki fark sistemde meydana gelen balanssızlığı ortaya koymuştur.

Sonuç olarak belirli bir sistemin balanssızlığı, o sistemin titreşim ölçümlerinin FFT Analizi ile gözlemlenerek kestirimci bakımın yapılmasını mümkün kılmaktadır ve Aktif Titreşim Kontrolünün önemini yansıtmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Titreşim analizi, balans, kestirimci bakım

## ABSTRACT

### ACTIVE VIBRATION CONTROL IN MECHANIC SYSTEMS VIA DIFFERENT MODELS

Orhan ÇETİNUS

Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Hacı Ali ERTAŞ

2009, 85 pages

In this study, the techniques based on the principle of Active Vibration Control (AVC) in machine maintenance were compared and the information about applying the predictive machine maintenance was given. A proper universal mechanism was designed to measure vibration during their working on a lot of machine components. It is passable to design certain mechanisms such as rotative disc, axle, bearing, gears, belt-rim, chain-gear, and coupling. The measurement of these systems, vibration may be analysed with FFT (Fast Fourier Transform) and obtained vibration wave form using PULSE Vibration Analyse Set in order to compare similar works with vibration wave forms in literature.

In our work, the vibration of a rotative axle with rim was measured after it had worked 500 hours. The unbalanced wave form of this system was obtained via FFT and it was compared with the first balanced wave form. The difference between two wave forms was depicted the instability of the system.

In conclusion, the instability of a system may be observed with FFT analyse and its predictive maintenance may be done by measuring of its vibration. This conclusion reflects the importance of AVC.

**Key words:** Vibration Analyses, balancing, the predictive maintenance

## TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanması aşamasında bana her tŸrlŸ desteği veren danışman hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Hacı Ali ERTAŞ'a, dŸkŸmanları ve gŸrŸŐleri ile yanımda olan Doç.Dr. Burhan SELÇUK'a, eleŐtiri ve gŸrŸŐleri ile hep yanımda olan Araştırma GŸrevlisi Ahmet YŸCEL'e, vaktimi çalıŐmalarına ayırmama anlayıŐ gŸsteren eŐim Zeynep ÇETİNUS ve çocuklarıma, manevi destekleri ile beni yalnız bırakmayan saygıdeğer Ÿęretmenim, meslektaŐım, babam Halil İbrahim ÇETİNUS'a teŐekkŸrŸ bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
SİMGELER DİZİNİ.....	xi
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
1.GİRİŞ.....	1
1.1. Genel Bilgiler.....	1
1.2. Literatür Taraması.....	2
2. MAKİNE BAKIMI.....	8
2.1. Giriş.....	8
2.2. Endüstride Bakımın Önemi.....	8
2.2.1. Bakım Sisteminin Önemi.....	9
2.2.2. Bakım Planlamasının Hedefleri.....	9
2.2.3. Aktif Titreşim Kontrolünün Önemi.....	9
2.3. Bakım Faaliyetlerinin Sınıflandırılması.....	10
2.3.1. Plansız Bakım.....	10
2.3.2. Planlı Bakım.....	10
2.3.2.1. Planlı Bakım Tipleri.....	11
2.3.2.2. Planlı Bakım Programının Hazırlanması.....	11
2.4. Koruyucu Bakım Sistemi.....	12
2.4.1. Koruyucu Bakımın Tanımı.....	12
2.4.2. Koruyucu Bakımın Gerekliliği.....	12
2.5. Durum Muayeneli Bakım Bakım Sistemleri (Condition Monitoring).....	13



2.5.1.	Durum Muayenesi Yöntemleri.....	14
2.6.	Kestirimci Bakım Planlaması.....	14
2.6.1.	Kestirimci Bakım Planlaması Uygulamasının Üç Basamağı.....	14
2.6.2.	Kestirimci Bakım Teknikleri.....	15
2.6.3.	Kestirimci Bakım Tekniği İçin Bir Çözüm Yöntemi.....	16
2.6.4.	Titreşim Analizi(Teşhis Modu).....	18
3.	TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL BİLGİLER.....	21
3.1.	Titreşimin Tarihçesi.....	21
3.2.	Titreşim Nereden Gelir?.....	21
3.3.	Titreşim Nedir?.....	22
3.4.	Sistemlerin Titreşim Analizi.....	22
3.5.	Titreşim Elemanları.....	22
3.6.	Kütle – Yay Sistemi.....	23
3.7.	Titreşimin Doğası.....	26
3.8.	Dalga İle İlgili Temel Bilgiler.....	28
3.8.1.	Frkans (Çevrim).....	29
3.8.2.	Dalga Boyu.....	29
3.8.3.	Genlik.....	30
3.8.4.	Frekans ve Zaman.....	30
3.8.5.	Faz.....	30
3.8.6.	Harmonikler.....	31
3.8.7.	Periyodik Hareket.....	32
3.9.	Frekans Analizi Nedir?.....	33
3.10.	Sabid Band Genişliği.....	33
3.11.	Titreşim Seviyesinin Belirlenmesi.....	33
3.12.	Titreşim Hızı.....	34
3.12.1.	Titreşim Hızı (tepe).....	34
3.12.2.	Titreşim Hızı (rms).....	34
3.13.	Titreşim İvmesi.....	35
3.14.	Hangisi Kullanılmalı? (Deplasman, Hız, İvme).....	36
3.15.	Logaritmik Skala.....	37
3.16.	Ekipmanlardaki Arıza Tespiti İçin Titreşim Teorisinin Kullanılması.....	37
3.17.	Titreşimin Sınırları.....	38

3.18.	ISO 2372.....	39
3.19.	Dalga Formları.....	41
3.20.	Fourier Analizi.....	43
4.	DENEYSEL ÇALIŞMA.....	46
4.1.	Titreşim Analizi Kullanarak Ekipmanlardaki Hata Teşhisini Yapılması.....	46
4.1.1.	Balanssızlık.....	47
4.1.2.	Statik Dengesizlik.....	49
4.1.3.	Çift Dengesizlik.....	50
4.1.4.	Dinamik Dengesizlik.....	51
4.2.	Deney Parametreleri.....	52
4.3.	Deneyin Matematiksel İfadesi.....	54
5.	SONUÇ.....	61
	KAYNAKLAR.....	62
	ÖZGEÇMİŞ.....	63
	EK: DENEY DÜZENİĞİNİN RESİMLERİ.....	64

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1: Kütle –Yay – Sönüm .....	24
Şekil 2: İki yatak arasında mesnetlenmiş rotor .....	25
Şekil 3: Çevrim .....	27
Şekil 4: Frekans – Genlik grafiği .....	27
Şekil 4: Dalga Formu .....	28
Şekil 5: Faz – Genlik – Dalgaboyu .....	28
Şekil 6: Frekans .....	29
Şekil 7: Dalgaboyu.....	30
Şekil 8: Frekans – Zaman grafiği.....	30
Şekil 9: Faz .....	31
Şekil 10: Harmonikler.....	31
Şekil 11: Genlik .....	32
Şekil 12: Periyodik dalgalar.....	32
Şekil 13: Titreşim seviyeleri .....	34
Şekil 14: Titreşim hızı (RMS).....	35
Şekil 15: Titreşim Hızı (Tepe).....	35
Şekil 16: Bir güç aktarma düzeneği.....	38
Şekil 17: Dalga formları .....	41
Şekil 18: Toplam dalga formu .....	42
Şekil 19: Toplam harmonik sinyaller.....	42
Şekil 20: Frekans - Genlik .....	43
Şekil 21: Zaman - Genlik.....	43
Şekil 22: FFT (Fast Fourier Transform) .....	43
Şekil 23: Fourier Analizi.....	44
Şekil 24: Merkezkaç kuvvet .....	47
Şekil 25: Eksantrik rotor .....	48
Şekil 26: Statik dengesizlik (FFT) .....	49
Şekil 27: Statik dengesizlik.....	50
Şekil 28: Çift dengesizlik.....	50
Şekil 29: Konsollu rotorlar .....	51
Şekil 30: Dinamik dengesizlik.....	51
Şekil 31: Deney düzeneği .....	54
Şekil 32: Titreşim ölçüm düzeneği .....	54
Şekil 33: Basit dengesiz disk .....	55
Şekil 34: Sistemin kuvvet grafiği.....	56
Şekil 35: Devir artışının fonksiyonu olarak rotorun cevabı.....	57
Şekil 36: Rotor devrinin kritik devre yaklaşması .....	57
Şekil 37: 90 Derecedeki faz ilişkisi .....	58
Şekil 38: Kritik devirlerde kütlelerin katılığı .....	59
Şekil 39: Rotor titreşiminin genliğinin düşmesi .....	59
Şekil 40: Balanssızlık (I:Durum: Çalışma başlangıcı).....	60
Şekil 41: Balanssızlık (II:Durum: 500 Saatlik çalışma sonu).....	60
Şekil 42: Kaplan ve Rulman Düzeneği .....	64
Şekil 43: Açısal ayarsızlık FFT grafiği.....	64
Şekil 44: Eksenel ayarsızlık FFT grafiği .....	64

Şekil 45: Rulman iç bileziklerdeki aşınmanın FFT grafiği .....	65
Şekil 46: Yorulmuş bileziklerdeki çukurlaşmanın FFT grafiği .....	65
Şekil 47: Rulmanın genişliği boyunca aşınmanın FFT grafiği .....	65
Şekil 48: Aşınmanın son kademesi (Aşırı hasarlanmış rulman) FFT grafiği .....	66
Şekil 49: Eğik mil düzeneği.....	66
Şekil 50: Bel vermiş milin FFT grafiği.....	66
Şekil 51: Disk Düzeneği .....	67
Şekil 52: Statik dengesizliğin FFT grafiği.....	67
Şekil 53: Zincir – Dişli Düzeneği .....	68
Şekil 54: Kayış - Kasnak Düzeneği .....	68
Şekil 55: Kayış tahriki (Aşınmış – Gevşek – Uyumsuz) FFT grafiği .....	69
Şekil 56: Kayış – Kasnak ayarsızlığı .....	69
Şekil 57: Kayış rezonansı FFT grafiği.....	69
Şekil 58: Fan Düzeneği.....	70
Şekil 59: Dişli - Dişli Düzeneği.....	70
Şekil 60: Normal dişli spektrumu .....	71
Şekil 61: Diş aşınması FFT grafiği .....	71
Şekil 62: Dişli eksantrikliği ve boşluğu FFT grafiği .....	72
Şekil 63: Kırılmış dişli yüzünden meydana gelen piklerin FFT grafiği .....	72
Şekil 64: Mekanik gevşeklik (iç grup) FFT grafiği .....	72
Şekil 65: Taban plakası gevşek olan ekipmanın FFT grafiği .....	73
Şekil 66: Kaymalı yatak arızası ve yüksek toleransın FFT grafiği.....	73
Şekil 67: Eksantriklik FFT grafiği .....	73
Şekil 68: Kırılmış ve çatlamış rotor çubuklarının FFT grafiği .....	74
Şekil 69: Eksantrik rotor arızasının FFT grafiği.....	74
Şekil 70: Kavitasyon arızasının FFT grafiği.....	74

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Tablo 1: Bakım ve Yatırım Giderleri - İşçilik Giderleri .....	8
Tablo 2: Arıza tipi, Nedenleri, Sonuçları.....	13
Tablo 3: Arıza Tanımlama Parametreleri .....	16
Tablo 4: Takım tezgahlarının titreşim şiddeti için ISO değerleri .....	39
Tablo 5: Titreşim standartları (ISO 2372) .....	40

## SİMGELER DİZİNİ

$m$	:	Kütle
$k$	:	Yay sabiti
$c$	:	Sönüm sabiti
$v$	:	Hız
$f$	:	Frekans
$F$	:	Kuvvet
$a$	:	İvme
$t$	:	Zaman
$T$	:	Periyot
$x$	:	Yer değiştirme miktarı
cpm	:	Saniyedeki devir sayısı
rpm	:	Dakikadaki devir sayısı
$\omega$	:	Doğal frekans
$\lambda$	:	Dalgaboyu
$\varphi$	:	Faz farkı

## KISALTMALAR DİZİNİ

JIPM	:	Japan Institute of Maintenance
PM(MP)	:	Preventive Maintenance
BM	:	Breakdown Maintenance
CM	:	Corrective Maintenance
RBM	:	Güvenirlilik Esaslı Bakım
TPM	:	Total Productive Maintenance
DKB	:	Durum Kontrollü Bakım
FFT	:	Fast Fourier Transform
RMS	:	Root Mean Square

## GİRİŞ

### 1.1.Genel Bilgiler

Bakımın tarihçesi, 1950'li yıllarda "Arıza bakımı" kavramı ile başlamış, takip eden yıllarda önleyici bakım, düzeltici bakım ve verimli bakım felsefesi ile devam etmiştir. 1960'lı yıllarda Amerika'da kompleks makine ve cihazların güvenilirliği ile ilgili yapılan çalışmaların sonucu, ilk olarak havacılık endüstrisinde "Güvenilirlik esaslı bakım yöntemi" kullanılmaya başlamış ve daha sonra nükleer santraller ve petrokimya tesisleri gibi diğer sektörlerde yaygınlaşmıştır. 1970'li yıllara gelindiğinde ise bu kavramlar Japonya da "Toplam üretken Bakım " olgusu olarak yaşanmış ve 1971 yılında J.I.P.M. (Japan Institute of Maintenance) kalite ve verimliliğin üst sınırlarını zorlayan metoda "Toplam verimli Bakım " adını uygun görmüştür. Bu sisteme göre bakım sadece tamir-bakım elemanlarıyla sınırlı kalmamış, operatörler de sorumlu hale gelmiştir. Son yıllarda ise Durum Kontrollü Bakım ve Ekipman Teşhis Teknikleri ile ilgili uygulamalar yeni kavramlar olarak ortaya çıkmıştır.

Önleyici Bakım (PM: Preventive Maintenance) kavramı, Japonya'ya Amerika tarafından getirilmiştir. Önleyici bakım, arızaların ve hatalı ürünlerin önlenmesini amaçlar. Günlük faaliyetler; ekipman kontrolleri, hassas ölçümler, belirli periyotlarda kısmi veya genel bakımlar, yağ değiştirme, yağlama ve benzeri rutin işlemleri içerir. Buna ilaveten, işçiler de ekipman bozulmalarının kayıtlarını tutar ve böylece, problemlere sebep olmadan önce değiştirilmesi ya da onarılması gereken aşınmış parçaları belirlerler. Kontrol ve arıza arama işlemlerini kolaylaştıran alet ve takımlarda son yıllarda kaydedilen teknolojik ilerlemeler, ekipman açısından daha da doğru ve güvenilir bir duruma gelinebilmesini sağlamıştır.

Önleyici bakımdan önce, şirketler genellikle, ancak ekipman bozulduktan sonra arızanın giderilmesine çalışmak anlamına gelen Arıza Bakım (BM: Breakdown Maintenance) yöntemi uygulamakta idi. Bununla beraber, yıllar geçtikçe önleyici bakım yaklaşımı da modern dünya sanayisinde ortaya çıkan yeni talepleri karşılayabilmek üzere değişim göstermiştir.

Bu değişimlerden biri, koruyucu bakımın bir parçası olarak yapılan ve ekipmanı ilk durumuna getirci rol oynayan onarım tipinin de ötesinde bir yere sahip olan Düzeltici Bakım ( CM: Corrective Maintenance) kavramı ile birlikte meydana gelmiştir. Düzeltici bakım, aynı arızanın ilerde tekrar meydana gelme ihtimalini düşüren, onarımları özendirici rol oynayan bir yöntemdir.



Diğer bir değişim de; bakımı kolay, daha iyi bir ekipman imal edebilme amacına yönelik bir çaba içinde tasarım aşamasını da bünyesine dahil etmiş olan Bakım Koruması (MP: Maintenance Preventive) kavramı ile birlikte meydana gelmiştir. Yeni bir ekipman geliştirilmesinde, bakım koruması kavramına projelendirme aşamasında ihtiyaç vardır.

Bu amaca yönelik faaliyetler, ekipmanın güvenilir, bakımı kolay, kullanıcısı ile dost kılınmasını ve böylece operatörlerin takım sökme, takma, bağlama ayar vb. işlemlerini kolaylıkla yapabilmesini, bunun yanı sıra makineyi rahatlıkla kullanılabilmelerini sağlamayı hedefler. Son olarak; PM, CM ve MP yaklaşımları bir araya getirilerek PM adı ile bilinen, fakat bu defa verimli bakım anlamına gelen yeni bir yaklaşım tipine dönüştürülmüştür.

Bakım sözcüğü belli şartları idame ettirebilmek için ihtiyaç duyulan faaliyetler anlamını taşır. Eğer bunlar; kalite, performans ve emniyet faktörleri dahil, üretime ilişkin en uygun şartların tümünden oluşuyorsa, bütün bu şartları sürekli koruyabilmek için Üretken Bakım kavramına ihtiyaç vardır. Çünkü PM, verimliliğin maksimum düzeye çıkarılması amacına yöneliktir. RBM (Güvenilirlik Esaslı Bakım), makinenin durumuna bağlı bakım (DKB), çalışma zamanına bağlı periyodik bakım (PM) ve arıza sonrasında yapılan bakım stratejilerinin optimum birleşimini araştırır ve uygular.

Küçük grup faaliyetlerine dayalı olarak en üst yönetimden başlayarak en alt kademelere kadar herkesin destek ve işbirliğini kazanmak sureti ile şirket genelinde PM bünyesine alan bir bakım var ki ,yani bakım bölümünün ötesine geçerek bütün şirketi kapsamı almaktadır ki; bu da Toplam Verimli Bakım (TPM: Total Productive Maintenance)'dır. Toplam Verimli Bakım, çalışanların bilgi ve becerilerinin artırılması, kullanılan ekipmanların en iyi şekilde korunması, tüm bakım faaliyetlerinin bilgisayar ortamında takip edilmesi ve gerekli önlemlerin zamanında alınmasıyla sıfır kaza, sıfır hata, sıfır plansız duruşu amaçlayan bir işletme yönetim sistemidir.

Durum Kontrollü Bakım ise (DKB), makineler üzerinden, periyodik aralıklarla alınan, fiziksel parametre ölçümlerinin zaman içindeki eğilimlerini izleyerek, makine sağlığı hakkında geleceğe yönelik duruma dayalı bir tahminde bulunma yöntemidir.

## 1.2.Literatür Taraması

Dönen Makinelerde Oluşan Arızalar Ve Titreşim İlişkisi'ni (Orhan, 2003; s.41) çalışmıştır. Bu çalışmada dönen makinelerde oluşan dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve rulman arızalarının genel özellikleri ve bu arızaların sebep oldukları

titreşimler ele alınmıştır. Bir fabrikada, çalışan makinelerde meydana gelen arızaların oluşturdukları titreşim davranışları da örnek durum olarak sunulmuştur. Dönen makinelerde oluşan arızaların titreşim analizi ile kolayca belirlenebileceği görülmüştür.(1)

Bilyeli Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Yönetimiyle İncelenmesi'ni (Aslan, Arslan, Aktürk, 2006; c.21) çalışmıştır. Bu çalışmada, titreşim yöntemi kullanılarak radyal bilyeli rulmanlardaki bölgesel yüzey kusurları deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla bilyeli rulman elemanları (iç bilezik ve dış bilezik) çalışma yüzeylerinde yapay bölgesel kusurlar oluşturulmuş ve radyal yöndeki mil titreşimleri kaydedilmiştir.

Sistem için teorik bir model oluşturulmuş ve bu modele göre sağlam ve kusurlu rulmanları analiz edebilen bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu simülasyon programı, deney setinde kullanılan mil ve rulman boyutları girilerek çalıştırılmış ve farklı mil hızları için milin titreşim spektrumları elde edilmiştir. Simülasyon programından elde edilen teorik sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında göreceli olarak bir uyum gözlemlenmiştir. (2)

Mekanik Sistemlerin Sonlu Elemanlar Modelleriyle Aktif Kontrolünün Entegrasyonu'nu (Malgaca, Karagülle, 2007; s.69) çalışmıştır. Bu çalışmada 3 serbestlik dereceli kütle yay sisteminin aktif titreşim kontrolü üç farklı yöntemle ele alınmıştır. İlk yöntemde, hareket denklemleri elde edildikten sonra analitik çözüm Laplace yöntemi ile bulunmuş, İkinci yöntemde, ANSYS programında sonlu elemanlar modeli ve aktif titreşim kontrolü gerçekleştirilmiş. Son yöntemde ise, çözüm entegre yaklaşım ile yapılır.

ANSYS'de kurulan modelin sonlu eleman matrisleri elde edildikten sonra kontrol kısmı MATLAB/Simulink programında gerçekleştirilir. Sonlu eleman matrisleri ANSYS programında bir çıktı dosyasına yazdırılır. Harwell-Boeing biçimindeki bu matrisler MATLAB programı ile kütle ve rijitlik matrislerine dönüştürülür. Sistemin dinamik denklemleri durum değişkenleri biçiminde düzenlenir. Aktif kontrolün etkisini göstermek amacıyla sönüm ihmal edilir. Performans kriteri olarak uç noktadaki son kütlelerin yer değiştirmesinin dinamik cevabı PID kontrolün değişik katsayıları için değerlendirilir. Zeminden adım girdiyle zorlanan sistem için, üç yöntemin sonuçları birbirleriyle karşılaştırılır. Bu çalışmada dikkate alınan üç yöntemin yaklaşık olarak aynı sonuçları verdiği gözlemlenir. ANSYS gibi sonlu elemanlar programlarına kontrol algoritmaları entegre edilerek aktif titreşim kontrolü gerçekleştirilir. Entegre analiz ile

elde edilen sonuçlar, karmaşık sistemlerin sonlu eleman modelleriyle kontrol algoritmalarının bütünleştirilebileceğini ortaya çıkarır.(3)

Aktarma Organı Dişlilerinde Oluşan Fiziksel Hataların Titreşim Analizi İle Belirlenmesi'ni (Orhan, Aktürk, 2003; s.97) çalışmıştır. Dişliler hareket veya güç iletimini sağlayan önemli makine elemanlarından.

Bir makinede 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.(4)

Eksen Kaçıklığının Motopomp'lar Üzerinde Oluşturduğu Titreşimlerin İzlenmesi Ve Titreşim Analizi İle Tespiti'ni (Kazan, Kılıç, Gökçe, 2003; s.20) çalışmıştır. Bu çalışmada; Eksen kaçıklığı (Yanlış Hizalama) dönen iki veya daha fazla makine şaftının merkez eksenlerinin bir birlerine göre aynı eksende olmaması durumudur.

Bu durum pratikte üç ayrı formda ortaya çıkabilir. Bunlar; paralel eksen kaçıklığı, açısal eksen kaçıklığı ve her iki durumun aynı anda oluşması halidir. Motopomp uygulamalarında (elektrik motoru ve pompa) tahrik eden makinenin (motor) çıkış şaftını, tahrik edilen makinenin (pompa) giriş şaftına kusursuz bir şekilde hizalamak imkansız olduğundan, hizalama hatalarını düzeltmek için şaftlar arasında esnek kaplinler kullanılmaktadır. Eksen kaçıklığının şaftlar üzerinde oluşturacağı gerilmeler motor ve pompa üzerinde farklı seviyelerde titreşime sebep olacaktır. Bu çalışmada motopomplarda eksen kaçıklığının sebepleri araştırılmıştır. Oluşan eksen kaçıklığının motopomp titreşimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Ayrıca kaplin ayarsızlığı ile motopomp verimi (motorun çektiği akım ve pompanın bastığı su miktarı) arasındaki ilişki araştırılmıştır. Eksen kaçıklığının işletmeye getirmiş olduğu maliyet değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, titreşim analizi ile eksen kaçıklığının tespit edilebilmesi, motopomplar üzerinden alınan zaman ve frekans grafiklerinin yorumlanabilmesi için gerekli kriterlerin neler olduğu belirlenmiştir. Bu çalışmada ortaya konan kriterler, İSKİ bünyesindeki bazı motopomplar üzerinde uygulanmış ve sonuçları gösterilmiştir.(5)

Rezonans — Kritik Hız Makine Arızalarının Temel Sorunu'nu (Köse, 2003; s.331) çalışmıştır. Bu çalışmada; Ülkemizde dizayn, imalat ve montaj aşamasında rezonans frekansı belirleme ve ölçme çalışmaları yapılmadığından, bakım mühendisleri sürekli bu hataları düzeltmeye çalışırlar. Yapılan düzeltmelerin çoğunluğu deneme yanılma ile edinilen bilgi birikimi şeklindedir. Bu tıpkı, depremde yıkılan binalardaki hatalar gibidir. İşin garibi, nasıl çözüm bulunabileceği hakkında bilgi olmadığından, durum kanıksanır ve o arıza sürekli kendini tekrarlayarak devam eder. Yapılacak ilk iş, yeni alınan makinelerin rezonans frekanslarının ne olduğunun satıcı tarafından belgeli olarak istenmesi olabilir. Talep oluşmadan arz oluşmamakta, makine imalatçıları rezonans belirleme yatırım harcamalarına girmemektedirler. Montaj sonrası makine test edilir, belirtilen değerler karşılaştırılır, uygun ise ondan sonra kabulü yapılır. Bu kültürün Türkiye'de yerleşmesi, makine imalatlarındaki kalitenin artmasını sağlayacak, ayrıca yurt dışından gelen hatalı makinelerin iadesine olanak verecektir.(6)

Makine Arızalarının Belirlenmesinde Titreşim Analizi'ni (Köse, 2003; s.83) çalışmıştır. Döner makinelerin sağlığı ile ilgili en ayrıntılı bilgi, yataklar üzerinden alınan titreşim ölçümlerinin analizi ile edinilir. Her arıza, fiziksel özelliklerine göre farklı frekanslarda kendini göstermektedir. Titreşimin, bir rakamla nitelenmesi, bir orkestra müziğinin 85 dB-A gibi bir değerle tanımlanması gibidir. Bu değer müziğin notaları yerine, ses şiddetinin alçak yada yüksek ayırımı yapılmasını sağlar. Bu şekilde rakamla yerinin sürekli izlemesi ile, bir artış olduğunda uyarı alınmasını sağlar. Ancak yükselme nedeninin, bu örnekte hangi müzik aletince üretilen hangi notadan kaynaklandığı, yaylı sazlardan kemandan mı yoksa sesli sazlardan flütten mi geldiği bilgisini vermez. Titreşim Analizi bunun ayırt edilmesini, titreşimin rulman arızasından mı, kaplin ayasızlığından mı, dişli sorunundan mı yoksa balanssızlıktan mı kaynaklandığının ayırt edilmesini sağlar.(7)

Makine Performansının Titreşim İzleme Yöntemiyle Belirlenmesi'ni (Yiğit, Kazan, 2001; s.335) çalışmıştır. Bu çalışma ile Sanayinin gelişmesiyle insanların hayallerini süsleyen idealler gerçekleşmeye başlamıştır. Ancak bu da beraberinde bazı sorunları getirdi. İlk zamanlar, tecrübeli işletme mühendisleri, bir makinenin düzgün çalışıp çalışmadığını ve arızaların meydana çıkıp çıkmadığını, dokunarak ve işterek anlayabilirlerdi. Günümüzde bu şekilde yapılan kontrollere güvenilemez. Çünkü işin içine insan faktörü girdiği zaman hata yapma riski her zaman yüksek bir orandadır ve modern makinelerin meydana çıkardıkları titreşimler yüksek frekansta olduklarından, bunların ölçülmesinde ve meydana çıkarılmasında aygıtlara gereksinim vardır.

Bilindiği üzere titreşim, aşınmayı arttıran ve kırılmayı hızlandıran, makinenin içinden gelen enerjinin yıkıcı bir ürünüdür. Pek çok makine için, titreşim tipik bir seviyeye sahiptir ve makine normal şartlarda çalıştığı zaman, titreşimin frekans spektrumunun da karakteristik bir şekli vardır. Bu frekans spektrumu makinenin titreşim kaydı olarak bilinir. Arızalar gelişmeye başladığı zaman, dinamik proses içerisindeki makine parçaları üzerinde temsil edilen enerjinin bir kısmı da değişme gösterir. Bu münasebetle, titreşim spektrumunun şekli ve titreşim seviyesi de değişir. Bu bulgudan hareketle yapılabilecek çalışma, makinenin düzgün çalışması esnasında ve bilinçli olarak meydana çıkarılan hatalar esnasındaki titreşim verilerini toplamaktır.

Bu veriler bir paket program içerisinde kullanıldığı takdirde, ileride meydana çıkabilecek sorunlarda, arıza oluşmadan anlaşılabilir ve kısa bir sürede giderilebilir. Böylece, makinenin bakım süresi ve masrafları aşağıya düşürülebileceği gibi beklentilere de, daha çabuk bir şekilde cevap verilebilir.(8)

Yapay Sinir Ağı (YSA) Kullanarak Titreşim Tabanlı Makine Durum İzlenmesi Ve Hata Teşhisi'ni, (Dal, Morgül, Şahin, 2006; s.45) çalışmıştır. Bu çalışmada titreşim analizi için “Orta Ölçekli Makinelerin Titreşim Değerlendirme Standartları ISO—10816” tablosu kullanılarak oluşturulan eğitim seti, Yapay Sinir Ağını (YSA) eğitmek için kullanılmıştır. Üç katmanlı oluşturulan YSA ağını eğitmek için ISO—10816 tablosundan 720x9'lük veri matrisi, test için 200x5'lik veriye sahip bir matris kullanılmıştır. Eğitim, gizli katman hücre sayısı 5, 10, 15, 25, 50 ve 75 olan ağların her biri için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Birbirleriyle karşılaştırılarak en iyi sonucu veren ağ yapısı bulunmuştur. Eğitim için geri yayılım algoritması kullanılmıştır. Eğitimden sonra elde edilen çıkış değerleri gerçek tablo değerleriyle karşılaştırılarak, titreşim analizinde kullanılabilirliği saptanmıştır.(9)

Bilyeli Rulman Elemanlarındaki Fiziksel Kusurların Titreşim Analizi Metodu Kullanılarak Tespiti'ni (Arslan, 2003; s.103) çalışmıştır. Bu çalışmada, farklı elemanlarında fiziksel bir kusur bulunan radyal bilyeli rulmanların titreşimini incelemek üzere bir şaft-rulman modeli oluşturulmuştur. Modelde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak düşünülmüş ve şaft için radyal ve aksel yöndeki hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu denklemler geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla çözülmüş, simülasyon programından bulunan titreşimler frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Modele fiziksel kusurların etkisi de dahil edilerek, birden çok rulman elemanında (iç bilezik, dış bilezik, bilye) kusur olması durumunda farklı şaft hızları için şaftın titreşimleri araştırılmıştır. Bulunan sonuçlardan rulmanın hangi elemanlarında ve ne tür

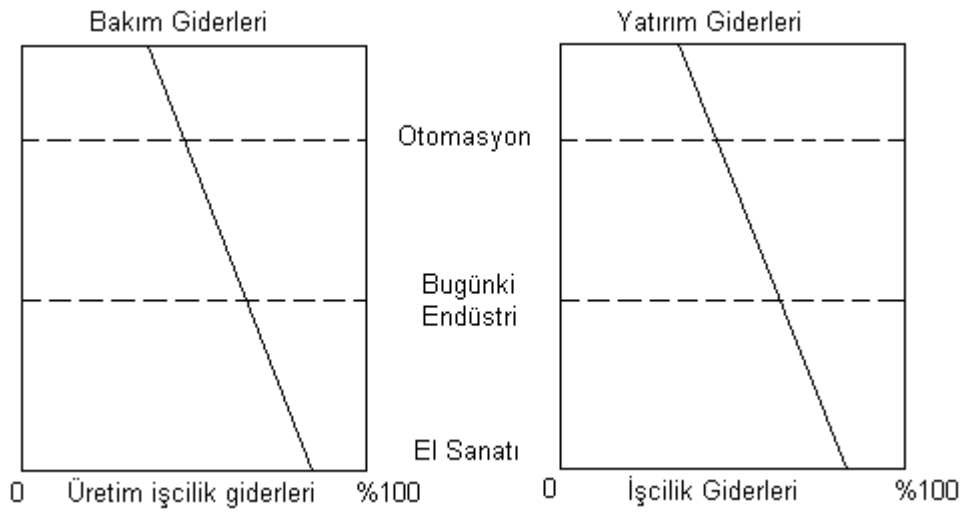
bir hata olduğu anlaşılabilir. Ayrıca elde edilen sonuçlar daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında göreceli olarak bir uyum içerisinde oldukları gözlemlenmiştir.(10)

Titreşim Analizi İle Makaralı Yataklarda Arıza Teşhisi (Roller Bearing Failure Detection Using Vibration Analysis)'ni (Mazanoğlu, 2005; s.10) çalışmıştır. Bu çalışmada, Yuvarlanma elemanlı rulmanlar şaftların çok düşük sürtünmeyle dönmesine maksimum şartlarda izin veren vazgeçilmez mekanik elemanlardır. Bu tezde sunulan araştırma çalışması, titreşim analiziyle masuralı bir rulmandaki lokal hatanın tespitine odaklanmaktadır. Öncelikle, çeşitli rulman hasarının oluştuğu şartlar hakkında kısa bir giriş sunulur. Daha sonra, bir rulman test düzeneği ve titreşim sinyallerini yakalamak için kullanılan enstrümanlar detaylandırılır. Ayrıca, rulman titreşim sinyalleri çeşitli lokal hatalar için örneklendirilir ve olası rulman hasarı tespitinde kullanılan titreşim esaslı tekniklerin kullanımı verilir. Son olarak, masuralı rulman farklı yükleme şartları altında test edilir, ve daha sonra elde edilen titreşim sinyalleri zaman, frekans ve zaman-frekans bölgelerinde uygulanan tekniklerle işlenir. Sonuçta, rulman titreşimi izleme yöntemlerinin etkinlikleri yargılanmaktadır.(11)

## MAKİNE BAKIMI

### 2.1.Giriş

Bakım, aletin ilk icat edildiği veya işletmeye konduğu andan itibaren var olan bir olgudur. Çalışan teçhizat veya makinenin bozulması, yıpranması mutlak olduğuna göre onun neticesinde bakımda var olmaktadır. Endüstri geliştikçe ve otomasyona gidildikçe yatırım giderleri artmakta, işçilik giderleri azalmaktadır. Yatırım giderlerine bağlı olarak bakım giderleri de artmaktadır.(Tablo 1)



Tablo 1: Bakım ve Yatırım Giderleri-İşçilik Giderleri

### 2.2.Endüstride Bakımının Önemi

Büyük teknolojik sıçramalarla gelişen endüstri çağında özellikle gelişmekte olan ülkemizde birçok hallerde, iyi eğitilmiş ve yetenekli işçi yetersizliği ile karşılaşmaktadır. Bakım yöneticileri gerekli bakım işlerini yürütebilmek için her zaman uygun vasıfta yeteri kadar eleman temini için yapacağı talepleri genellikle pek dikkate almazlar. Yöneticiler, üretimde daha fazla eleman çalıştırılmakta olduğu dikkate alarak o yönde daha çok çaba harcarlar ve bakımda bir yetenekli elemana sahip olmanın, on adet yeteneksiz üretim işçisinden daha iyi olduğu gerçeğini kolayca unuturlar.

### 2.2.1.Bakım Sisteminin Önemi

- a-) Daha fazla yatırım - Mekanizasyonun artması,
- b-) Daha fazla otomasyon-Makinelerin karmaşıklığının artması,
- c-) Yedek parça ve bakım malzemeleri çeşidinin artması,
- d-) Daha yüksek maaş ve ücret düzeyi,
- e-) Diğer teşebbüsler ile rekabet,
- f-) Daha yüksek üretim kalitesi,
- g-) Teslim tarihlerinin daha düzenli olması ihtiyacı.

### 2.2.2.Bakım Planlamasının Hedefleri

- a) İşletmenin olanaklarının (tesis, makine, teçhizat ve binaların) faydalı ömrünü uzatmak.
- b) Yıpranmayı ve eskimeyi en düşük düzeye indirerek işletmenin değerini korumak.
- c) Makinelerin ve donanımın üretim için emre hazır sürelerini en yüksek düzeyde tutmak.
- d) Mamulün kalite düzeyini koruyacak veya arttıracak şekilde işletme olanaklarının kaliteli olmalarını sağlamak.
- e) Acil durumlar için bulundurulmuş bütün, yedek üniteler, kurtarma teçhizatı, yangın söndürme tesisatı vb donanımların çalışır durumda hazır bulunmasını sağlamak.
- f) Bütün bu hedefleri yerine getirmek için yapılan çalışmalarda personelin emniyetinde herhangi bir fedakârlığa yol açmamak ve şahıs emniyetini arttırmak.
- g) Bütün bu sayıların uzun dönemde en düşük maliyetle sağlanmasını gerçekleştirmek.

### 2.2.3.Aktif Titreşim Kontrolü Önemi

Titreşim ölçümü makineleri durdurmadan, açmadan arızalarını bulmaya imkân veren tahribatsız muayene yöntemidir. Geniş bir makine yelpazesine, rulmanlara, dişlilere vs uygulanabilir. Çok geniş bir arıza çeşidini tanımlamakta kullanılır; aşınma, çatlak, kırılma, ayarsızlık, dengesizlik, vs. Titreşimi ölçüp arızaları tanımlamada kullanılan cihazlar sağlam, güvenilir ve kullanımı kolaydır. Ancak titreşim, sadece şablonlar kullanılarak analiz edilemez. Her makine değişik karakterde titreşir. O nedenle, önceden ölçülen titreşimleri, referans alarak kendi tecrübelerimizi kullanmalıyız.



## 2.3.Bakım Faaliyetlerinin Sınıflandırılması

### 2.3.1.Plansız Bakım

Plansız bakımda makine veya tesis arıza yaptığıında müdahale edilir. Bakımın direkt maliyeti düşüktür. Bakım servisinin umumi masrafları asgari seviyede tutulabilir. Çünkü bu sistem çok az planlama ve kırtasiye işleri gerektirir.

### 2.3.2.Planlı Bakım

Planlı bakımın genel kavramı, makine veya tesise belirli bir plan ve programa göre işlem yapılarak, normal işletme icaplarına göre çalışmasını temin etmektir. Ayrıca planlı bakım sistemi, firmanın bakım politikasını teknik ve parasal açıdan yönetim, bakım faaliyetlerini, daha yüksek standartları ve maliyet etkinlikleri ile kontrol eder.

Planlı bakımın amacı;

- Makinelerin duruşunu en aza indirerek mümkün olan en yüksek düzeyde üretimi sağlamak.
- Önceden hazırlanacak üretim programlarının gerçekleşmesini sağlamak.
- Makinelerin ekonomik ömrünü uzatmak.
- Arıza hasarları en aza indirmek suretiyle onarım giderlerini azaltmak.
- Planlı bakım yoluyla bakım giderlerini azaltmaktır.

Planlı bakımın yararları;

1.Daha az makine arızası olacağından duruşlar daha iyi kontrol edilebilir ve makine kullanma süresi artar. Bunun sonucu imalat miktarı artar ve daha garantili ve iyi teslim zamanı tespit edilebilir.

2.Makinelerin zamanında sıhhatli ayarlar yapılacağından daha iyi verim elde edilir. Böylece mamulün kalitesi muhafaza edilir, kusurlu mamul oranı azalır.

3.Arızalardan oluşan ara onarımlar azalır ve onarımlar arasında geçen süre uzar. Böylece bakım işgücü ve teçhizatından daha iyi istifade edilir.

4.Onarım masrafları azalır. Ara kontrollerde yapılan işlemler ve değiştirilen parçaların maliyetleri, arızalara nazaran daha düşük olur.

5.Makinelerin faydalı ömrü uzar. Genel olarak daha iyi bir bakım sebebiyle makinelerin yenilenmeleri için lüzumlu zaman uzar.

6.Yedek makine ve teçhizat ihtiyacı azalır ve tesisin yatırımında tasarruf sağlanır.

7.Bakım masrafları azalır. Planlı bakım, işçi ve malzeme masraflarında tasarruf sağlanır.

8.Daha iyi yedek parça kontrolü yapılabilir ve stok miktarı azaltılabilir.

9.Daha uygun bir çalışma sağlanır. Bakım masraflarının aşırı olduğu bölümler dikkati çeker. Gerekli araştırmalar yapılarak lüzumsuz işler veya yanlış uygulamalar düzeltilebilir. Operatörlerin çalışma durumlarının ıslahı ile makineleri hor kullanmaları sonucu arıza ihtimalleri ve aşırı yıpranmalar giderilebilir.

10.Arızalar sebebiyle üretimde çalışan işçilerin prim kaybı daha az olur.

11.İşçilerin emniyeti ve tesisin korunması daha iyi temin edilebilir. Böylece tazminat ve sigorta masrafları daha az olur.

12.Yukarıdaki sebeplerle üretimin birim maliyeti düşer.

İyi organize edilmiş bir planlı bakım programı ile her boy (küçük-orta-büyük) endüstride bu yararlar elde edilebilir ve çoğaltılabilir.

#### 2.3.2.1.Planlı Bakımın Tipleri

a- Düzeltici bakım

b- Önleyici bakım

#### 2.3.2.2.Planlı Bakım Programının Hazırlanması

a- İlk Adım: Yapılabilirlik (Fizibilite) Araştırması yapılmalıdır. Araştırma raporu, önerilen planlı bakım planım ve özgül (spesifik) nedenlerini ve kesin maliyet göstergeleriyle ödeme olanaklarını özetlemelidir. Buna ek ve belki de daha önemli olarak rapor, birleşik bir bakım üretim (imalat) yapılabilirlik analizini içermelidir. Yapılabilirlik analizi için fabrikadaki işgücü ve donatım göz ardı edilmemelidir. Eğer bir planlı bakım planı teoride mükemmel ise onun başarısı tümüyle belirtilmiş zamanda işgücünün ve donatımın elde edilebilirliğine bağlıdır. Yapılabilirlik araştırması üst yönetimin, mümkün olanı sağlama yolundaki anlayışına ve isteğine dayanmalıdır. Planlı bakım programının tüm potansiyel değeri, bakım yönetiminin koruyucu bakıma ayıracağı işgücünün sağlama yüzdesi ile orantılı olacaktır.

b- İkinci Adım: Planlı önleyici bakım uygulaması yapılacak olan her teçhizat için bir "Bakım Sıralaması" hazırlanmalıdır. İlk önce, bir kaç önemli ana makineye bu planlı önleyici bakım sıralaması uygulanır. Sonra bu sıralama uygulamalarında tecrübe kazanıldıkça sıralamaya daha çok makine dâhil edilir. Sıralamaya makinelerin dâhil edilmesi. Optimum Bakım Seviyesi elde edilinceye kadar devam etmelidir.

c- Üçüncü Adım: "İş Spesifikasyonları" hazırlanmalıdır. Bu noktada insan ilişkileri (ast-üst ilişkileri) ve iletişim faktörleri ön planı tutacaklardır, iş spesifikasyonlarını tatbik etmek ve kontrolünü sağlamak için, yıllık olan bir "Bakım Programı" hazırlanmalıdır. Muayenesi yapılacak olan makineler bu programa göre saptanmalıdır(12)

## 2.4.Koruyucu Bakım Sistemi

### 2.4.1.Koruyucu Bakımın Tanımı

- Üretim duruşlarına veya yıpranmalara neden olabilecek durumları ortaya çıkarmak için üretim araçlarını veya yardımcı tesislerin periyodik olarak muayene edilmesi.
- Böyle durumları önlemek için bakımların yapmak veya henüz önemli olmayan bir düzeyde iken ayarlama yapmak veya onarmak"(13)

Tipik koruyucu bakım faaliyetleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Yağlama işleri,
- Temizleme işleri,
- Muayeneler, durum muayenesi,
- Kalibrasyon, ayar,
- Programlı onarımlar,
- Programlı revizyonlar,
- Programlı parça değişimleri.

### 2.4.2.Koruyucu Bakımın Gerekliliği

İyi tasarlanmış bir Koruyucu Bakım programı daima maliyetinin üstünde bir kazanç sağlar. Şüphesiz üretim araçlarının ve donatımının bakım maliyetleri yüksektir. Ancak üretim duruşlarının maliyeti, bakım maliyetlerinden daha fazladır.

Bu arada şu durumu da vurgulamalıyız ki; koruyucu bakımın bir büyük kusuru vardır. Eğer onarımlar ve revizyonlar planlanmış bir temele göre yürütülüyorsa birçok kullanılabilir durumdaki parçalar veya kısımlar gereksiz olarak yenileriyle değiştirilebilirler.

Günümüzde mevcut olan bazı yeni teşhis aletleri ile koruyucu bakımı, "önceden haber verici" bakım ile kuvvetlendirmek mümkündür. Günümüzde mevcut, cihaza zarar vermeden test eden bazı aletler, titreşim analizi, akustik analizi ve enfraruj termografi yapan aletlerdir. "Önceden haber verici" aktif titreşim kontrolü ile cihaz bozulmaları

çok daha güvenilir bir şekilde bakımcıya ikaz edilmiş ve onarım veya değiştirme gerektiren cihazlar çok daha kolaylıkla tespit edilmiş olur

#### 2.5.Durum Muayeneli Bakım Sistemi (Condition Monitoring)

Normal olarak, makineler ve endüstriyel ekipman, çok sayıda bilinen makine elemanlarının (kuplajlar, dişli kutuları, rulmanlar, borular vb.) bir araya getirilmesiyle yapılmış olup, bütün bu elemanlar üzerinde er veya geç bir arıza meydana gelecektir. Bu nedenle durum muayenesi metotlarını oluşturan kimsenin, tespit edilmek istenen arızaların nedenlerinin, arıza belirtilerinin ve arıza tiplerinin farkında olması gerekmektedir.

Pek çok durumda, arıza birden fazla arıza belirtisiyle kendini göstermektedir. Bu nedenle de muayene işlevi bütün olası arıza belirtilerine yönelik olarak yürütülmelidir.

(Tablo 2)

En çok rastlanan arıza tipleri	Arıza nedenleri	Makinede oluşan sonuçlar
<ul style="list-style-type: none"><li>• Çatlaklar,</li><li>• Kırılmalar,</li><li>• Deformasyonlar,</li><li>• Aşınma,</li><li>•Korozyon, erozyon, boşluk oluşumu,</li><li>• Malzeme yoğunluğu,</li><li>• Eskime fenomeni,</li><li>• Kesilme,</li><li>•Birleşme yerlerindeki gevşemeler vb.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Fazla yük altında çalışma,</li><li>• Titreşimler;</li><li>• Uygun olmayan çevre faktörleri,</li><li>• Yetersiz yağlama</li><li>• Kirlilik,</li><li>• Hatalı kontrol cihazları,</li><li>• Yanlış kullanım,</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Çatlamalar,</li><li>• Isınma,</li><li>• Titreşim artışı,</li><li>• Gürültü artışı,</li><li>• Koku,</li><li>• Çürüme,</li><li>• Düzensiz çalışma,</li><li>• Sızıntılar,</li><li>• Hasar,</li><li>•Enerji tüketiminde dalgalanmalar,</li><li>• Bağlantı noktalarında gevşemeler, salgı vb.</li></ul>

Tablo 2: Arıza tipi, Nedenleri, Sonuçları

### 2.5.1.Durum Muayenesi Yöntemleri

a- Soyut durum muayenesi: Bakmak, dinlemek, hissetmek ve koklamak gibi faaliyetleri içermektedir. Bu faaliyetlerin yerine getirilmesi ucuz ve çabuk olmakla beraber her zaman güvenilir sonuçlar sağlamazlar, ayrıca söz konusu faaliyetlerin gereği gibi uygulanabilmesi için çok fazla eğitim gerekmektedir.

b- Somut durum muayenesi: Bu ise güvenilir sonuçlar veren ölçüm faaliyetlerini içermektedir. Bu faaliyetleri yerine getirebilmek için bazı enstrümanlara ve yardımcı araçlara gerek vardır ve bunların sağlanabilmesi de belli bir maliyet demektir. Aynı zamanda enstrümanların kullanımı için eğitim görmüş personel gerekmektedir.

### 2.6.Kestirimci Bakım Planlaması

Bu metot, makine veya teçhizatın sürekli gözlenmesi ve işlem görme şartlarının ve bunların zamanla gelişiminin analiz edilmesini içerir. Makinenin durumunun gözlenmesi için müracaat edilen bir uygulamadır. Ve bu uygulama başlangıç anında, normal işlem ve kapama (shut-down) fazlarında yapılır. Bu veri işlemeden kazanılan bilgi işlemdeki herhangi bir anormalliği açıklayacak ve gerekli faaliyetlerde karar vermeyi mümkün kılacaktır. Bu metot, genellikle herhangi bir müdahaleyi planlamayı ve makina veya teçhizat duruşlarını çok küçük düzeyde tutmayı mümkün kılacaktır. Diğer durumlar arasında, yedek parçaların yönetimini basitleştirir ve duruşların (kesintilerin) süresini azaltır.

#### 2.6.1.Kestirimci Bakım Planlaması Uygulamasının Üç Basamağı

##### A- Belirleme:

Amaç arıza çıkmadan arızanın önüne geçmektir.

##### B- Analiz:

Makine sağlığı konusunda birinci basamakta belirlenen kritik noktalarda analiz işlemi yapılır. Kritik noktanın tüm frekans tabanındaki genlik grafikleri alınır ve titreşim genliğindeki artış nedeni, başka bir deyişle arızanın nereden kaynaklanmakta olduğu belirlenir.

##### C- Onarım:

Analiz basamağında tespit edilen arıza, işletme programına bağlı olarak değerlendirilir ve onarım programa alınır.

## 2.6.2.Kestirimci Bakım Teknikleri

Birbirinden farklı kestirimci bakım teknikleri vardır. Bunlar:

a— Titreşimin izlenmesi: Bu şüphesiz dönen bir ekipmandaki mekaniksel arızaların tespit edilmesi için en etkili tekniktir.

b— Akustik emisyon: Yapılardaki ve boru hatlarındaki kırılmaların tespit edilmesi, konumunun belirlenmesi ve sürekli olarak izlenmesi için kullanılır.

c— Yağ analizi: Burada, yağlama yağı analiz edilir ve rulmanlar ve dişlilerin koşulu ile ilgili olarak belirli mikroskobik partiküllerin varlığı araştırılır.

d— Partikül analizi: Aşınan ekipman bileşenleri dönen ekipmanlarda, dişli kutularında veya hidrolik sistemlerde olup olmadığına bakılmaksızın parça bırakır. Bu parçaların toplanması ve analiz edilmesi bu bileşenlerin hasarı hakkında çok önemli bilgiler verir.

e— Korozyonun izlenmesi: Boru hatları, açık deniz uygulamaları ve proses ekipmanlarında yapılan ultrasonik kalınlık ölçümleri korozyon aşınmasının belirlenmesi için kullanılır.

f— Isı grafiği: Faal elektriksel ve mekaniksel ekipmanın analiz edilmesi için ısı grafiği kullanılır. Bu yöntem jeneratörler, aşırı ısınan hatların, boylerlerin, ayarsız kaplinlerin ve diğer birçok arızanın tespit edilmesi için kullanılabilir. Bu yöntem ayrıca uçaklardaki karbon iplikçiği yapılarındaki hücre hasarlarının tespit edilmesi için de kullanılabilir.

g— Performansın izlenmesi: Ekipmanın çalışması ile ilgili sorunların tespit edilmesi için kullanılan çok etkili bir tekniktir. Ekipmanların verimi onların iç koşulları hakkında iyi bir fikir sahibi olunmasını sağlar.

Kestirimci bakım programının uygulanması ile ekipmanın izlenmesi için uyarlanacak spesifik tekniklere karar verilmesi çok önemlidir. Ayrıca endüstri koluna, ekipmanın tipine bağlı olarak değişik yöntemler bulunmaktadır ve bunun yanında fazla sayıda eğitilmiş insan gücü gerekmektedir.

Ayrıca kestirimci bakım teknikleri ekipmanın arızasının tespit ve teşhis edilmesi için ileri tekniğe sahip ekipmanların kullanılmasını da gerektirmektedir. Bu ekipmanlar genel olarak çok pahalıdır ve verdikleri bilgilerin analiz edilmesi için çok iyi tekniğe sahip çalışanlara ihtiyaç duyulmaktadır.

İster akıllı enstrümantasyon isterse yetenekli insan gücü olsun genellikle kestirimci bakım felsefesinin işletmeye uyarlanması ile maliyetlerine dair soru işaretleri ortaya çıkmaktadır.

Ancak yönetimin desteği ile insan gücüne ve ekipmana yeterli seviyede yatırım yapıldığında kestirimci bakım kısa bir süre içerisinde çok iyi sonuçlar vermektedir.

Aşağıdaki tabloda belirtilen arıza tiplerinin tespitinde birbirinden farklı kestirimci bakım teknikleri kıyaslanmış ve bunlar arasında en çok çözüm üreten yöntemin Titreşim Analizi olduğu görülmüştür. Bu da aktif titreşim kontrolünün önemini gösteren önemli bir sonuçtur.(Tablo 3)

	Sıcaklık	Basınç	Debi	Yağ Analizi	Titreşim
Balanssızlık					X
Ayarsızlık	X				X
Rulman Arızası	X			X	X
Yatak Arızası	X	X	X	X	X
Dişli Arızası				X	X
Boşluk / Gevşeklik					X
Gürültü					X
Çatlak					X

Tablo 3: Arıza Tanımlama Parametreleri

### 2.6.3.Kestirimci Bakım Tekniği için Bir Çözüm Yöntemi - Titreşim Analizi –

Çok temel anlamda, titreşim analiziyle makinelerin izlenmesi ve bu sayede ekipmanı; arıza yapmadan ve parçalarını mümkün olan en uzun süre kullanarak bakıma alabilmektir.

Her makine, aksamının iç ve dış kuvvetlere karşı gösterdiği tepki sonucunda titreşim üretir. Bu titreşim sinyalleri, FFT – hızlı fourier çevrimleri tekniği kullanılarak ve zaman ekseninde sayısal hale getirilerek, frekans eksenine dönüştürülür.

Makinede oluşmakta olan bir arıza, titreşim değerinin artış eğilimine girmesi, belli değerleri aşması gibi belirtilerle, çok önceden kendini belli eder. İşte bu sayede, makine izlenir ve zamanı geldiğinde bakıma alınır.

Titreşim sinyal değerinin yani genliğin, bazı frekanslarda yükselmesi, arızanın ne olduğuna dair bir belirtidir. Titreşim ölçümleri, belli aralıklarla (mesela ayda 1) tekrarlanır. Böylece, zaman içerisinde çok değerli bir veri tabanı oluşur. Titreşim

analizi konusunda hiçbir tecrübesi olmayan biri bile, trend analizinde, farklı zamanlarda oluşmuş grafikler arasında fark olduğunu görerek, bir sorun olduğunu anlayabilir.

Bu sorunun ne olduğunu anlayabilmek ise, temel titreşim analiz bilgisi ve ciddi bir tecrübe gerektirir. Zira titreşim analizi, oldukça karmaşık bir konudur ve çoğu zaman basit şablonlarla çözülemez. 2 farklı makineden alınmış, hemen hemen aynı 2 grafik, farklı arızayı gösterebilir. Makinenin çalıştığı koşullar, grafik geçmişi gibi ayrıntılar, sonuca ulaşmak için belirleyicidir. Bakımcıların değişimiyle, her makinenin huyu suyu farklıdır ve bunu bilmek çok önemlidir.

Kestirimci bakımın ana enstrümanı elbette titreşim analiz cihazıdır. Titreşim metreler size ölçüm yaptığınız noktadaki genlik değerini, mm/sn ve gE olarak verir.

Titreşimin düzenli olarak izlenmesiyle arızalar veya arızalı yataklar, mekaniksel boşluklar ve aşınmış veya kırılmış dişliler tespit edilebilir. Ayrıca titreşim analiziyle kaplin ayarsızlıkları ve dengesizlikler yatakta ve milde bir hasara neden olmadan önce tespit edilebilir. Titreşim seviyelerindeki eğilim rulmanın yanlış olarak monte edilmesi ve değiştirilmesi, mil ayarının hassas yapılmaması veya rotor balansının doğru yapılamaması gibi kötü bakım tekniklerini tanımlayabilir. Dönen tüm ekipmanlar dönen parçaların ayarlanması ve dengelenmesi gibi ekipman dinamiğinin bir fonksiyonu olan titreşimler meydana getirirler. Belirli frekanslarda titreşim genliğinin ölçülmesi milin ayarı ve balansın doğruluğu, rulmanların veya dişlilerin durumu, yataklar, ve diğer yapılardan kaynaklanan rezonanstan dolayı ekipman üzerindeki etkisi hakkında değerli bilgiler verebilir.

Titreşim ölçümü, ekipmanın normal çalışma süresince izlenmesi için kullanılacak etkili ve kullanışlı bir yöntemdir. Titreşim analizi daha çok buhar ve gaz türbinleri, pompalar, motorlar, kompresörler, kağıt makineleri, hadde makineleri, takım tezgahları ve dişli kutuları gibi dönen ekipmanlar için yapılmaktadır.

Son yıllarda teknolojiye gelişmeler ile büyük dizel motorlar ve pistonlu kompresörler gibi pistonlu ekipmanlarda sınırlı olarak titreşim analizi yapılabilmektedir. Ayrıca bu ekipmanlar çalışmalarının tamamen izlenmesi için diğer tekniklere de ihtiyaç duymaktadır.

Titreşim analizi yapabilen bir sistem genellikle;

1— Sinyali alıcı birim ( transdüktör )

2— Sinyali analiz eden birim

3— Analiz yazılımı



4—Veri analizleri ve depolama için bir bilgisayar olmak üzere dört bileşenden oluşmaktadır.

Bu temel parçalar sürekli açık bir sistemin oluşturulması, taşınabilir ekipman kullanılarak sistemin periyodik olarak analizi veya bir önceden tayin edilmiş zaman aralıklarında bir dizi transdüktörün örnekleme yaptığı çoklu bir sistem olarak düzenlenebilir.

#### 2.6.4. Titreşim Analizi ( Teşhis Modu )

Titreşim genel anlamda bir sistemin denge durumu etrafındaki dalgalanmaları olarak düşünülebilir. Bu yaklaşımla sadece mekanik sistemler değil, akışkan, ısı, elektriksel sistemlerde benzeri titreşime sahip olabilirler.

Örneğin ağır bir vasıta yoldan geçerken ayağımızın altında hissettiğimiz sarsıntı, çalışan bir arabanın kaputuna dokununca hissedilen titreşim, vites kutusundan gelen uğultu, şehir şebekesi gerilimindeki dalgalanmalar sonucu elektrik ampulünün parlaklığının değişmesi veya bir şeker hastasının kanındaki şeker miktarının dalgalanması, bir titreşim problemi olarak algılanabilir.

Birçok makine parçası periyodik hareket yapacak şekilde tasarımlanır. Bu hareketler sırasında makinelerin çeşitli elemanlarına, zamana göre değişen kuvvet ve momentler uygulanır. Bunun sonucu titreşimler ortaya çıkar. Titreşimlerin ve beraberinde gelen kuvvet ve moment değişikliklerinin tasarımlarda dikkate alınması gereklidir.

Makinelerde titreşim olması genelde istenmez. Çünkü titreşimler sırasında makine parçalarına uygulanan kuvvetler; gürültü, yüksek gerilmeler, aşınma ve malzeme yorulması gibi istenmeyen davranışlara sebep olur. Ancak titreşimden yararlanan bazı makineler de vardır. Günlük hayatta sık sık karşılaştığımız titreşimli yol silindirleri, titreşimli konveyörler, darbeli matkaplar, masaj makineleri, elektrikli traş makineleri bunlar arasındadır.

Eğer bir sistem, zorlayıcı bir kuvvet veya momentin etkisi altında titreşiyorsa bu duruma Zorlanmış Titreşim denir. Zorlanmış titreşimin frekansı zorlayıcı kuvvetin frekansına eşittir.

Şayet, sisteme sürekli etki eden zorlayıcı bir etki olmayıp, sistem başlangıçta statik denge konumundan uzaklaştırılıp belirli bir konumda bırakılmışsa böyle hareketlere de Serbest Titreşim denir.

Serbest titreşim ise; Sönümsüz Serbest Titreşim ve Sönümlü Serbest Titreşim olmak üzere ikiye ayrılır.

Titreşim olayında ;

Periyod (T), periyodik bir dalga hareketinin, gerçekleşmesi için geçen zamana denir. Frekans ile ters orantılı olup birimi (s) saniyedir.

Rezonans, “titreşim yapan sistemlerde, kendi doğal frekansı ile sistemin frekansının birbirine eşit olması halinde genlikleri giderek artan titreşim yapmaları hali” olarak tanımlanmaktadır.

Makinelerin çalışma koşulları altında yaydıkları titreşim, onların durumları hakkında fikir vermektedir. Bu özellik sayesinde, tesis içerisinde yer alan makinelerin titreşim değerlerinin periyodik olarak kontrol edilerek, olası bir arızanın önceden fark edilmesi bakım alanında avantaj sağlamaktadır.

Mekanik sistemlerde, potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlar bulunmasından ve bu elemanlar arasında enerji alışverişi olmasından dolayı titreşim meydana gelir.

Potansiyel enerji; esnek makine elemanlarında, yaylarda ve yerçekimi alanında yüksekliği değişen kütlelerde depolanır.

Kinetik enerji ise; hıza sahip kütlelerde depolanır.

Günlük hayatta sık sık karşılaştığımız titreşimli yol silindirleri, titreşimli konveyörler, darbeli matkaplar, masaj makineleri, elektrikli traş makineleri gibi titreşimin istenildiği yerlerin dışında makinelerde titreşim olması genelde istenmez.

Çünkü titreşim makine parçalarında malzeme yorulması, yüksek gerilmeler, aşınma ve gürültü gibi istenmeyen davranışlara sebep olur. Bu yüzden titreşimin öncelikle ölçülmesi ve Rezonans öncesi kontrol altına alınması gerekir.

Birçok makine parçası periyodik hareket yapacak şekilde tasarımlanır. Bu hareketler sırasında makinelerin çeşitli elemanlarına, zamana göre değişen kuvvet ve momentler uygulanır. Bunun sonucunda da titreşimler ortaya çıkar.

Mekanizmalara zarar vermemeleri için, titreşimlerin ve beraberinde gelen kuvvet ve moment değişikliklerinin tasarımlarda dikkate alınması gerekirken uygulamada da mekanik sistemlerin bakımlarının en üst düzeyde yapılması gerekir.

Günümüzde kaliteli ve daha sağlam imalat yapabilmek, bunun yanı sıra makinelerde daha az makine arızası daha fazla çalışma ömrü, daha az arızalı üretim ve zaman kazanımı için makine bakımı çok önem taşımaktadır.

Operatörler ve teknisyenler genellikle günlük olarak çalıştıkları yerlerde alışılmadık gürültüler ve titreşimler tespit ederler. Gerçekten ciddi bir problem olup olmadığının anlaşılması için titreşim analizi istemektedirler. Eğer problem anlaşılıyorsa problemin doğru olarak tanımlanması ve ekipmanın ciddi bir arıza göstermeden önce daha ne kadar çalışabileceğinin tahmin edilmesi için ek spektral analiz yapılabilir.

Analiz (teşhis) modunda alınan titreşim ölçümleri daha az kritik olan ekipmanlarda daha az maliyetle yapılabilir. Bu durum özellikle bütçe ve insan gücü sınırlı ise artı puan oluşturmaktadır. Bunun verimliliği daha çok birisinin alışılmadık gürültüleri ve titreşim seviyelerini tespit etmesine dayanmaktadır. Bu yaklaşım maalesef büyük ve karmaşık ve işletmede gürültü seviyesinin yüksek olduğu yerlerde bulunan ekipmanlar için geçerli değildir. Bunun dışında problem belirli bir zaman sonra fark edildiğinde ise büyük miktarda arıza veya hasar meydana gelebilir.

Titreşim analizi için bir diğer uygulama ise ekipmanın onarımının doğru olarak yapılıp yapılmadığının anlaşılması için yapılan kabul testidir. Bu analiz, ekipman üzerinde;

- Balanssızlık
- Kaplin Ayarsızlığı
- Eksen Kaçıklığı
- Eğri mil
- Çatlak mil
- Mekanik gevşeklik
- Kaymalı yatak arızası
- Rulman arızası
- Rotor problemleri
- Kavitasyon
- Elektrik Motoru Problemleri
- Dişli arızaları'nın belirlenmesi için kullanılabilir.

Ekipmanın haftada veya ayda bir gibi periyodik olarak ekipmanın izlenmesiyle ek bilgiler elde edilebilir. Periyodik analiz ve titreşim seviyelerinin eğilimi rulman veya dişli arızasının daha kolay belirlenmesini ve personelin yakın gelecekte ekipmanın koşulunun ne olacağı hakkında bilgi edinmesine izin verir. Bunun içeriğinde ekipman onarımlarının programsız duruşa neden olacak şekilde bir arızaya meydan vermeden, ekipmanın normal duruşları süresince planlı olarak başlanması bulunmaktadır.

---

## TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL BİLGİLER

### 3.1. Titreşimin Tarihçesi

İnsanoğlunun endüstride kullanmak üzere makineleri üretmeye ve özellikle bu makineleri motorlar vasıtasıyla çalıştırmaya başlamasından itibaren titreşim probleminin yok edilmeye çalışılması (azaltılması veya izole edilmesi) mühendisleri meşgul etmiştir. Yavaş yavaş titreşim izolasyonu ve azaltma tekniklerinin makine dizaynının tamamlayıcı bir parçası haline gelmesiyle, titreşimlerin doğru bir şekilde ölçülmesi ve analizi önemli bir ihtiyaç haline gelmiştir.

Fabrika mühendislerinin tecrübeli kulakları ve dokunuşları veya titreşim ölçen basit optik aletler geçmişin yavaş ve hantal makineleri için bu ihtiyaç yeterince tatmin edilmiştir. Son 15–20 yıldır büyük gerilimler altında ve yüksek hızlarda çalışan makinelerin incelenmesinde kullanılmak üzere tamamen yeni bir teknoloji geliştirilmiştir. Piezoelektrik ivme algılayıcıların kullanımı ile titreşimin elektrik sinyallerine dönüştürülmesi, ölçüm ve incelemede elektroniğin avantajlarını kullanma işleri çok kolaylaşmıştır.

### 3.2. Titreşim Nereden Gelir?

Uygulamada titreşimden kaçınmak zordur. Genellikle üretim toleranslarının, makine parçalarındaki boşlukların, yuvarlanan veya birbirine sürten parçaların dinamik etkilerinin sonucunda ve dönel makinelerin ya da krank biyel mekanizmalarının balanssız kuvvetlerinin sonucunda titreşimler oluşmaktadır. Genellikle küçük, dikkate alınması gereksiz titreşimler, yapı parçalarının bazılarının tabii frekansında zorlama yaparak, bu titreşimlerin etkisini büyültür. Bununla birlikte bazı zamanlar mekanik titreşimler önemli bir görevi de yerine getirirler.

Örneğin parça besleyicilerde, beton sıkıştırıcılarda, ultrasonik yıkama sistemlerinde, taş delme makinelerinde biz bilinçli olarak titreşim meydana getiririz. Titreşim test makinelerinin çokça kullanıldığı uygulamalardan biri de bir cihazın titreşiminin fiziksel veya fonksiyonel etkilerinin incelenmesi istenilen veya onların titreşimli çevreye karşı koymalarının belirlenmesinin istenildiği durumlarda, bu çıkanlara kontrollü bir titreşim enerjisi vererek sonucunu araştırma işlemidir. Titreşimin meydana getirdiği enerjiyi kullanan makinelerin veya düzgün bir şekilde çalışacak mekanik üretimlerin bakım ve onarımında kullanılacak olan titreşim çalışmalarındaki

temel ihtiyaç, ölçüm ve analiz ile oluşan titreşimlerin düzgün bir şekilde tanımlanabilmesidir.

### 3.3. Titreşim Nedir?

Bir cisim belirli bir referans noktası etrafında salınım hareketi yapıyorsa bu salınım hareketini tanımlamak için kullanılan terim titreşimdir. Bir saniyedeki salınım sayısına frekans denir ve birimi Hertz'dir. Tek bir bileşenden meydana gelen hareket tek frekansta oluşur. Buna örnek olarak akort maşası veya içten yanmalı makinelerin pistonunun hareketi verilebilir. Titreşim değişik frekanslardaki eş zamanlı bileşenlerden oluşuyorsa bu durumda tek titreşim bileşenden bahsedilemez. Titreşim sinyalleri genellikle çok sayıda frekanslardaki titreşimlerin eş zamanlı olarak oluşmasından meydana gelmiştir. Bu yüzden de sadece basit bir bakışla derhal titreşimin kaç tane bileşeni olduğu ve bu bileşenlerin hangi frekanslarda olduğu söylenemez. Bu bileşenler titreşim genliğinin frekansa göre değişimi çizilerek tespit edilebilir. Titreşim sinyalinin tek tek frekans bileşenlerine ayrılarak incelenmesine frekans analizi denir. Frekans analizi kestirimci bakım mühendisliğinin temel taşı olarak düşünülebilir. Titreşim seviyesini frekansın fonksiyonu olarak gösteren grafik "Frekans Spektrumu" olarak adlandırılır. Bir makinenin frekans analizi yapıldığında normal olarak belirli sayıda etkin periyodik frekans bileşenleri göze çarpar ki bunlar makinenin çeşitli parçalarının temel hareketlerinin titreşimleriyle ilişkilendirilebilir

Titreşim, hızlı salınım hareketi, bir ritimle tekrarlanan sarsıntı veya bir sesin modülasyonudur.

### 3.4. Sistemlerin Titreşim Analizi

Sistemlerin tabii frekanslarını ve titreşim cevaplarını tespit etmek oldukça önemlidir. Çünkü makinenin çalışma hızının kritik hızla çakıştığı 'rezonans' durumunda genlikler sonsuza gider, gürültü ve gerilmeler artar, sistem tahrip olur. Bu yüzden sistemlerin tabii frekans-kritik hız analizi yapılır.

### 3.5. Titreşim Elemanları

Çok genel manada titreşmekte olan bir titreşim sisteminin elemanları kütle(m), yay(k), sönüm (c) ve zorlayıcı kuvvet (F(t)) dır.

Bu sistem herhangi bir  $x$  konumundayken  $m$  kütlesi  $kx$  yay kuvvetinin,  $c\dot{x}$  sönüm kuvvetinin ve  $m\ddot{x}$  atalet kuvvetinin etkisinde olup bu kuvvetler hareketin tersi yönündedir. Eğer zorlanmış titreşim durumu söz konusu ise kütleye bir de zorlayıcı kuvvet eklenir. Bu tür titreşim durumunda yay elemanı sıkışarak veya uzayarak enerji depo eder. Sönüm elemanı ise enerjiyi ısıya dönüştürerek sönümler, yutar. Kütle ve kütlelesel atalet momentleri sırasıyla atalet kuvveti ve momenti terimlerini oluşturur.

Öte yandan lineer yay elemanı durumu için yayda biriken enerji ve yay kuvveti yayın geometrisine, yay sabiti ile titreşim esnasında yaydaki sıkışma oranına bağlıdır. Bununla beraber Hook kanununa uymayan yani lineer olmayan yay davranışları da vardır. Şu kadarını belirtmek gerekir ki yay kuvveti ancak yayın iki ucu arasında bir uzama ve sıkışma olması halinde vardır. Aksi halde yoktur.

Sönüm elemanı için durum biraz farklı olup, lineer viskoz sönüm elemanı yayın iki ucu arasındaki izafi hareketin hızı ile orantılı bir sönüm kuvveti doğurur. Şu halde titreşen sistemlerde sönüm kuvveti dolayısıyla yutulan enerji sönüm sabiti ve titreşim hızı ile orantılıdır. Bununla beraber lineer olmayan sönüm elemanı da vardır.

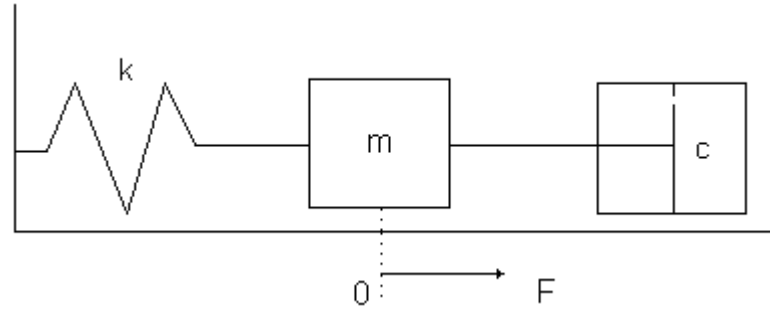
Eğer bir sistem zorlayıcı bir kuvvet veya momentin etkisi ile titreşiyorsa bu duruma zorlanmış titreşim denir. Zorlanmış titreşim frekansı zorlayıcı kuvvetin frekansına eşittir. Şayet sisteme sürekli etki eden zorlayıcı bir etki olmayıp sistem başlangıçta titreşmek üzere belirli bir konumda bırakılmışsa böyle hareketlere serbest titreşim denir. Sistemin titreşim frekansı, sistemin tabi frekansına eşittir. Sistemlerin tabi frekansları elastiklik (yay) özelliklerine bağlı olup dışarıdan etkilerle değişmez. Zorlayıcı kuvvetin tabi bir etkisi yoktur. Ancak sönüm elemanının çok az bir etkisi olabilmektedir.

Eğer bir sistem lineer yay ve lineer sönüm elemanlarına sahipse titreşim açısından böyle sistemlere lineer sistem denir. Aksi halde sistem lineer değildir.

### 3.6.Kütle-Yay Sistemi (Kütle, Katılık, Sönümlenme)

Bir ayırık kütle yay sisteminin harici bir kuvvete karşı nasıl cevap verdiğinin anlaşılmasıyla titreşimin ölçülmesi ve analizinin yapılmasıyla ilgili birçok problem tanımlanabilir ve çözülebilir. (Şekil 1)'de bir kütle-yay sistemi görülmektedir. Burada bir  $m$  kütlesi,  $k$  rijitliğine sahip bir yaya bağlanmış haldedir.  $m$  kütlelerinin ön tarafına ise bir piston konulmuştur. Piston ise içerisi yağ ile dolu bir gövdenin içerisinde bulunmaktadır. Piston yağ ile dolu olan gövdenin içerisinde kayarken bir amortisör

mekanizması olarak ele alınabilir ve otomobillerdeki amortisörlere benzer prensipte çalışır.



Şekil 1: Yay - Kütle - Sönüm

F dış kuvveti m kütesini ileri doğru hareket ettirdiğinde iki şey meydana gelir:

- 1—Yay gerilir
- 2— Pistonun ön tarafındaki yağ geriye doğru akar

Burada F kuvvetinin üç şeyin üstesinden geldiğini görmekteyiz:

- 1— m kütesinin ataletini
- 2— Yayın k rijitliğini
- 3— Yağın pistonun önünden arkasına doğru akmasıyla oluşan direnci ( C sönümlemesini)

Tüm mekanizmalar kütle-yay sistemi gibi titreşime neden olan kuvvetlere karşı nasıl tepki vereceğini belirleyen üç tane temel özelliğe sahiptir. Bu üç temel özellik;

- Kütle ( m )
- Rijitlik ( k )
- Sönüm ( C )

Bu özellikler bir makinenin veya yapının titreşime karşı nasıl direnç göstereceğiyle ilgili doğal karakteristiğidir.

— Kütle, bir gövdenin hareketsiz veya hareketli konumundaki ataletini temsil etmektedir. Bir kuvvet kütlelerin gösterdiği dirence karşılık cismin hareketli veya hareketsiz durumunu değiştirmeye çalışır ve büyüklüğü kg ile ifade edilir.

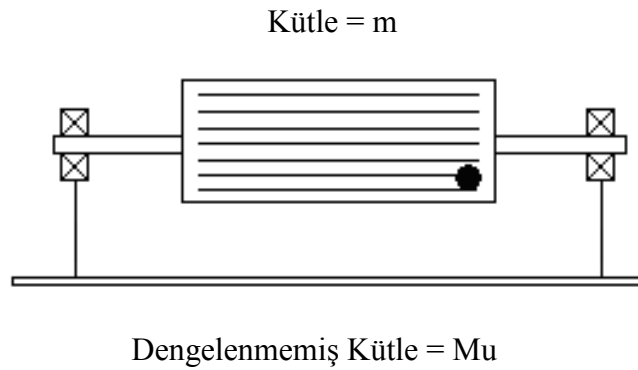
— Bir yapının eğilmesi veya şeklinin değiştirilmesi için bir miktar kuvvet gerekmektedir. Bu şekil değişikliğinin meydana getirilmesi için gerekli olan kuvvetin ölçütü rijitlik olarak adlandırılmaktadır ve büyüklüğü N/m ile ifade edilmektedir.



— Kuvvet, hareketin bir kısmını veya yapısını oluşturduğunda yapı, hareketi yavaşlatacak şekilde doğal bir mekanizmaya sahiptir. Hareketin hızını düşüren bu karakteristiğe sönüm denilmektedir ve  $N/(m/sn)$  ile ifade edilmektedir.

Basitçe ifade edilirse, makinedeki bir arıza titreşimli bir hareket meydana getirecektir. Arızaların tetiklenmesi sonucunda kütle, rijitlik ve sönüm, titreşime direnç oluşturacaktır. Eğer arızalardan kaynaklanan titreşimler üç tane sınırlayıcı karakteristiğin net toplamından daha büyük ise bileşke titreşimlerin büyüklüğü daha da artabilir ve arıza algılanabilir.

Kütlesi  $m$  olan ve iki yatağın arasında mesnetlenmiş olan bir rotoru ele alalım. (Şekil 2) Rotorun kütlesi  $m'$  in mesnet yataklarının arasında konsantre olduğunu kabul edelim. Bu durumda dengelenmemiş  $M_u$  kütlesi de yarıçapı  $r$  olan sabit bir yarıçap üzerinde ve  $\omega$  açısal hızına sahip olsun.



Şekil 2: İki yatak arasında mesnetlenmiş rotor

Burada;  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$

Dengelenmemiş kütle (  $M_u$  ) oluşturduğu titreşim kuvveti;

$$F(\text{dengelenmemiş}) = M_u \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Burada  $t$  (sn) süredir.

Üç sistem karakteristiği tarafından oluşturulan sınırlayıcı kuvvet;

$$M(a) + C(v) + k(x) \text{ dir.}$$

Burada;  $a$ : ivme ( $m/sn^2$ )

$v$ : hız ( $m/sn$ )

x: yer değiştirme miktarı (m) dir.

Eğer sistem dengede ise iki kuvvet birbirine eşit olacaktır ve bu durumda denklem;

$$M.u.r.\omega^2.\sin(\omega t) = M.(a) + C.(v) + k.(x) \quad \text{halinde yazılabilir.}$$

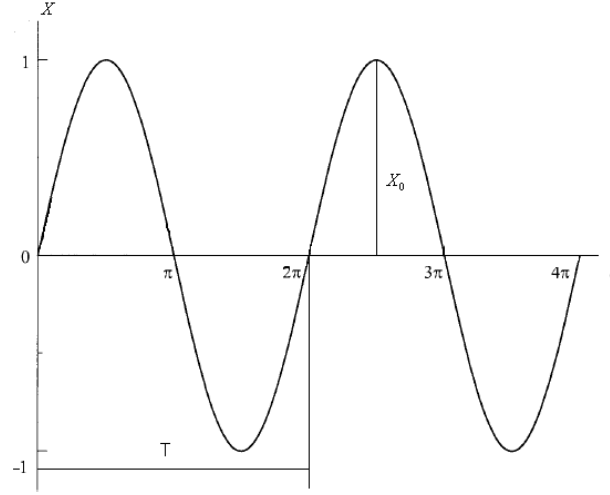
Denklemin sağ tarafındaki faktörlerin net toplamı dengesiz kuvvetlerden daha büyük hale gelirse tüm sistemde herhangi bir titreşim meydana gelmeyebilir.

### 3.7.Titreşimin Doğası

Bir titreşim sinyalinin karakterize eden karakteristiklere bakmak için kütle-yay sistemini ele alalım ve kütlenin zamana göre hareketini çizerek titreşim karakteristiğini anlamaya çalışalım. Kütlenin sıfır konumundan deplasmanının sonuna kadar olan hareketi ve tekrar sıfır konumuna dönmesi ve alt deplasmanına ulaşması ve sıfır konumuna dönmesi bir çevrimi oluşturmaktadır. (Şekil 3) Bu bir çevrimlik hareket bu sistemin titreşiminin ölçülmesi için gerekli olan tüm bilgiyi içermektedir. Kütlenin sürekli hareketi basit olarak aynı çevrimi tekrarlayacaktır. Bu hareket periyodik veya harmonik olarak adlandırılmaktadır ve kütlenin deplasmanı ve geçen zaman arasındaki bağıntı bir sinüsoidal denklemle ifade edilmektedir:

Titreşim analizi tekniği, teşhise yönelik uygulamalar için faydalıdır. Titreşim izlemesi ve analizi, genellikle seri imalat yapan mekanik sistemler için ilk teşhise yönelik tekniktir. Uygun şekilde ve uygun zaman aralıklarında titreşim verisi toplayarak, optimum çalıştırma koşullarını ve sistem verimliliğinin sürdürülmesini sağlar.

Titreşim, belli bir zaman dilimi içinde kendini tekrarlayan periyodik bir harekettir. Bu titreşim sinüsoidal bir grafikte gösterilebilir. Burada, X- konum değişikliği (genlik), t- zaman ve T- periyod, olup f-frekanstır(Hz). Frekans periyodun tersidir (1/T) ve birim zamanda çevrim sayısı olarak ifade edilir. Dakikadaki çevrim sayısı (rpm), saniyedeki çevrim sayısı (cpm) dir. Basit bir sarkaç periyodik hareketin en basit tipidir ve  $X = X_0 \sin(\omega t)$  denklem takımı ile ifade edilebilir.



Şekil 3: Çevrim

- Burada;
- $X$  = Titreşimin yer değışim miktarı (mm)
  - $X_0$  = Maksimum yer değışim miktarı (mm)
  - $\omega$  =  $2\pi f$  Açısal frekans (rad/sn)
  - $f$  = Frekans (rpm), (cpm)
  - $t$  = Zaman (sn)

Salınım hareketinde kütle nin seyir hızı sıfırdan maximuma kadar değışim gösterir. Burada kütle nin hızı, deplasman denkleminin zamana göre türevinin alınmasıyla elde edilir.

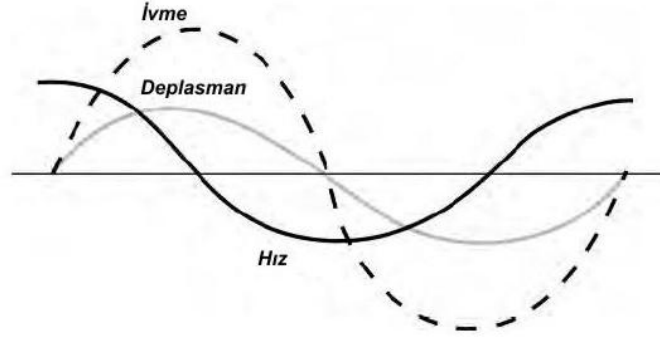
$$\text{Hız : } v = \frac{dx}{dt} = x_0 \omega \cos(\omega t)$$

Benzer olarak kütle nin ivmesi de değışmektedir. Kütle nin ivmesi, hızın zamana göre türevi alınarak elde edilir.

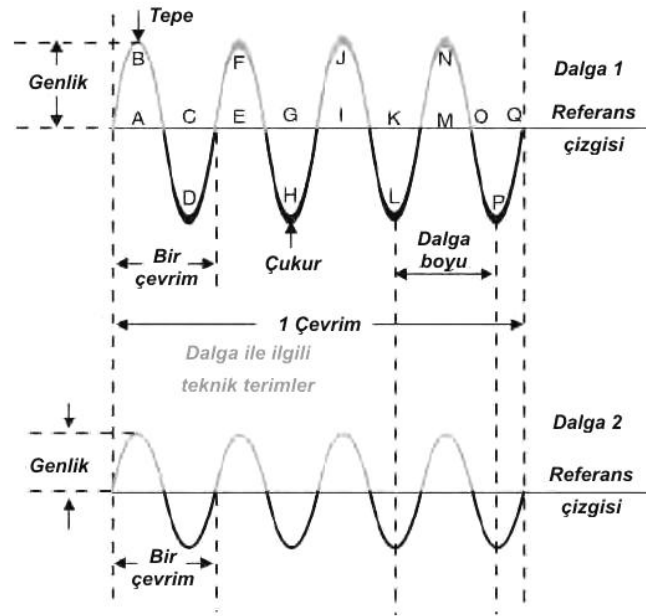
$$\text{İvme: } a = \frac{dv}{dt} = -x_0 \omega^2 \sin(\omega t)$$

### 3.8.Dalga ile İlgili Temel Bilgiler

Çevrim, frekans, dalga uzunluğu, genlik ve faz gibi terimler genellikle dalga formlarının açıklanması sırasında kullanılmaktadır. Kütlelin ivmesi, hızı ve deplasmanının basit harmonik hareketteki dalga formu (Şekil 4)'de, farklı genlilerdeki dalgaların karşılaştırılması da (Şekil 5)'de verilmiştir.



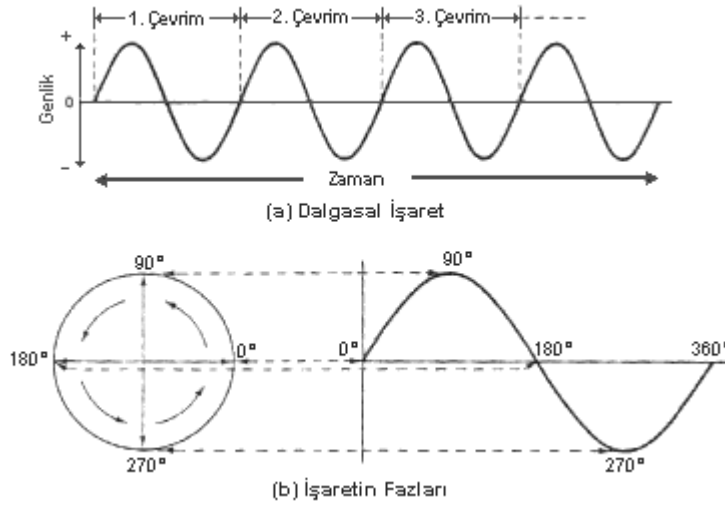
Şekil 4: Dalga formu



Şekil 5: Faz – Genlik – Dalga boyu

### 3.8.1.Frekans ( Çevrim )

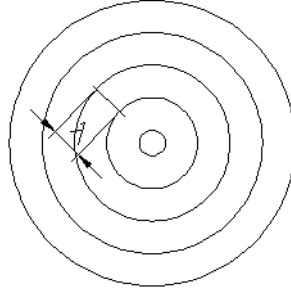
E noktasında dalga ikinci çevrimine başlar ve bu çevrim I noktasına kadar devam eder. I noktasında ise üçüncü çevrim başlamaktadır. (Şekil 5)'da görüldüğü gibi yükselmenin en tepe büyük değeri (çizginin üzerindeki maksimum değer) bazen en üst veya tepe olarak adlandırılmaktadır ve en küçük tepe değeri (çizginin altındaki minimum değer) bazen en alt veya çukur olarak adlandırılmaktadır. Bu yüzden bir çevrim bir tane tepe ve bir tane çukura sahiptir.



Şekil 6: Frekans

### 3.8.2.Dalga Boyu

Bir dalga boyu verilen herhangi bir anda yanal bir dalganın bir çevriminde ortaya çıkan boşluktaki mesafedir. Eğer dalga dondurulabilir veya ölçülebilirse bir çevrimin ilk köşesi ile bir sonraki çevrimin ilk köşesi arasındaki mesafe dalga boyu olacaktır. Dalga boyları ortama bağlı olarak aşırı derecede yüksek frekanslarda bir milimetrenin yüzde birkaçı, aşırı derecede düşük frekanslarda birkaç mile kadar çıkabilir. Dalga boyunu göstermek için genellikle  $\lambda$  kullanılmaktadır. (Şekil 7)



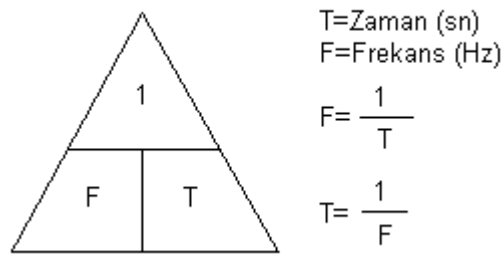
Şekil 7: Dalga boyu

### 3.8.3.Genlik

İki dalga aynı dalga boyuna sahip olabilir. Fakat birisinin tepesi diğerinin tepesine göre referans çizgisinin üzerinde daha fazla artış gösterebilir. Referans çizgisinin üzerindeki bir dalga tepesi dalganın genliği olarak adlandırılmaktadır. (Şekil 6)

### 3.8.4.Frekans ve Zaman

Frekans, birim zamanda meydana gelen çevrim sayısıdır. Frekans değeri artık Hertz olarak ölçülmeye başlanmıştır. Hertz, frekans ölçümünün standart birimidir. Makine hızı, dakika başına devir olan (RPM) ile ölçülür ancak makinelerin frekans değerleri Hertz' le ölçülür. (Şekil 8)

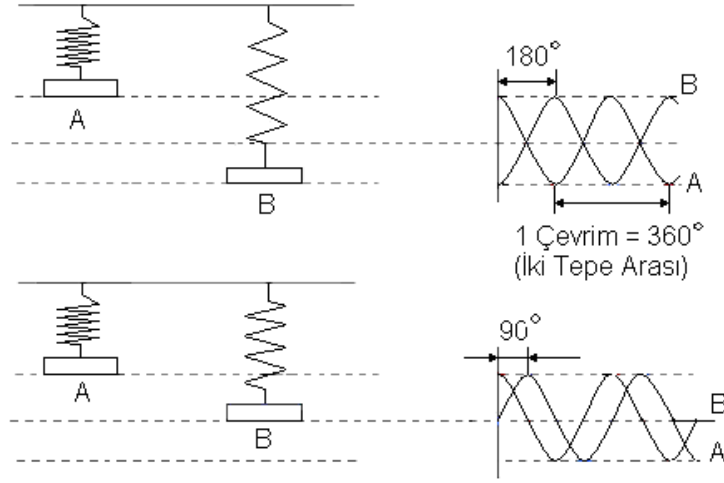


Şekil 8: Frekans - Zaman

### 3.8.5.Faz

İki titreşim kaynağı aynı anda dalga üretmezlerse aralarında bir faz farkı oluşur. Faz farkı gecikme süresinin periyoda oranı olarak tanımlanır ve  $\phi$  ile gösterilir. Gecikme süresi kaynaklardan birini diğerinden kaç s sonra dalga ürettiğidir. Gecikme

süresi  $t$  ve periyot  $T$  ile gösterilirse faz farkı gecikme süresinin periyoda bölünmesi ile bulunur. Yani:  $\varphi = t/T$  (Şekil 9)

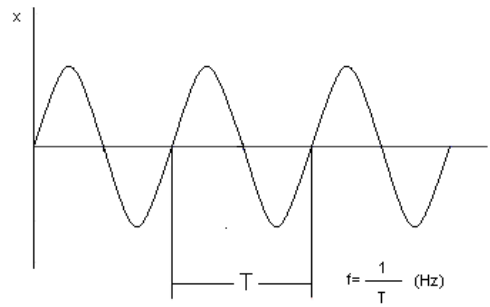


Şekil 9: Faz

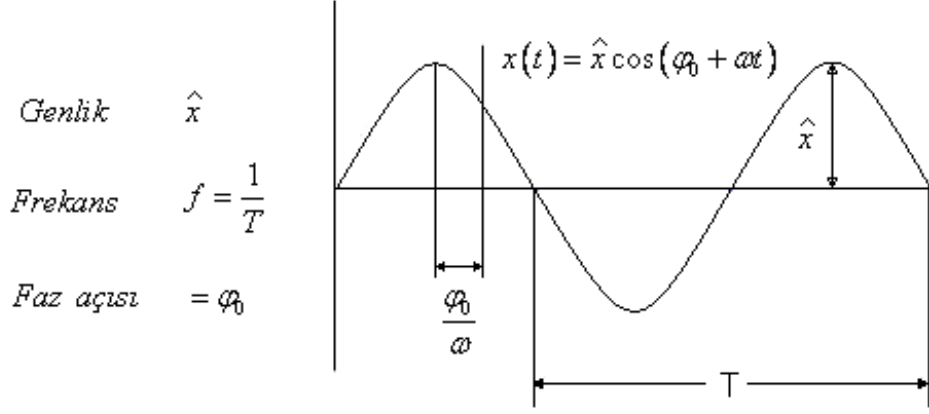
### 3.8.6.Harmonikler

Bir cismin periyodik salınım hareketine harmonik hareket denir. Bir sarkacın salınımı, bir keman telinin titreşimi, su dalgaları ve dairesel hareket harmonik harekettir. Harmonik hareket, periyodik hareketin ana formudur. (Şekil 10)

Gerçek basit harmonik hareketin salınımında, alınan yoldan bağımsız bir sabit periyodu vardır. Cisim bu harekette, bir denge konumu etrafında hareket eder. Bu denge konumundan uzaklaşma miktarı onun amplitüdü (genlik) olarak isimlendirilir. (Şekil 11) Denge konumundan en uzak noktada cismin hızı sıfır olup, ivmesi maksimumdur. Buna karşılık denge konumundan geçerken hızı en büyük, ivmesi sıfırdır.



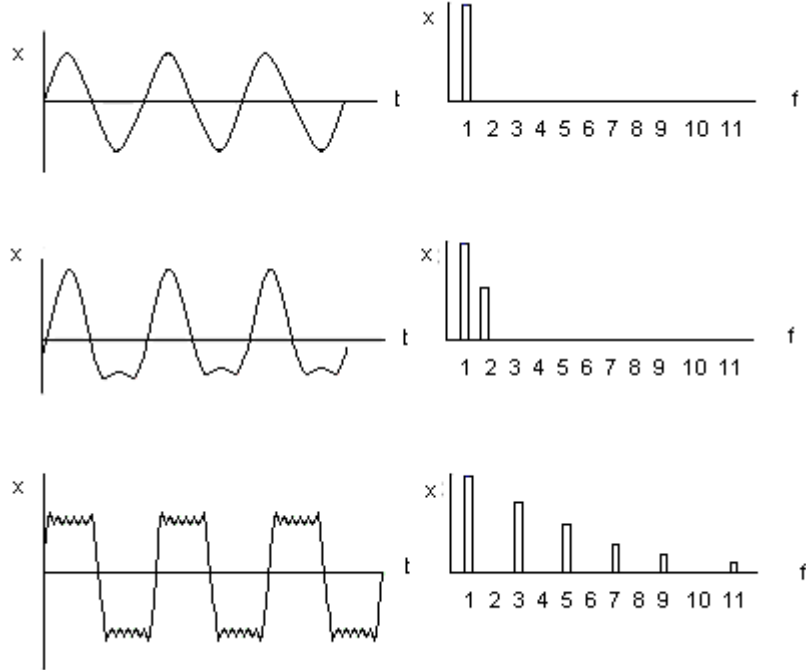
Şekil 10: Harmonikler



Şekil 11: Genlik

### 3.8.7.Periyodik Hareket

Eşit zaman dilimi içerisinde hareketin tekrarlanmasıyla oluşan sürekli harekete periyodik hareket denir. Periyodik hareket, harmonik hareketi kapsar ancak bazı hareketler harmonik olmadığı halde periyodik olabilir. (Şekil 12)



Şekil 12: Periyodik dalgalar



### 3.9.Frekans Analizi Nedir?

Titreşim metre bize geniş bir frekans çizgisinde ölçülmüş bir tek titreşim düzeyini verir. Frekans bandındaki her frekans parçasını tek tek göstermek için frekans analizi yapılır. Bu amaçla dar bir frekans bandında bulunan sadece bu parçanın titreşimleri geçiren filtreler kullanılır. Filtrenin geçiş bandı bütün frekans aralığında hareket ettirilir ve her band için ayrı bir titreşim düzeyi ölçülür. Bu filtre sistemi tek devamı sabit frekanslı filtreler içerir veya alternatif olarak tek bir filtrenin ayarlanması ile aynı işlem yapılabilir.

### 3.10.Sabit Band Genişliği (Sabit Band Genişlik Yüzdesi Frekans Analizi)

Titreşim, sinyallerinin frekans analizi için iki temel filtre kullanılır. Sabit band genişliği (3Hz, 10 Hz vb.) ve Sabit band genişliği yüzdeleri filtrelerdir. Lineer frekans skalasında her iki filtre tipini gösterdiğimiz zaman sabit band genişliği filtresi sabit kararlılığı göstermektedir. Sabit band genişliği yüzdeleri filtre ise lineer skalada artan frekansa göre artan bir band genişliği vermektedir bu gerçekte pratik değildir.

Hangi tip frekans analizinin kullanılacağı sorusu için kısa bir cevap verilemez. Sabit yüzdeleri band genişliği analizi titreşimlere maruz kalan mekanik sistemlerin doğal tepkisine benzer. Bu analiz metodu titreşim ölçümlerinde en çok kullanılan analiz metodudur. Sabit band genişliği analiz yüksek frekanslarda dahi iyi frekans kararlılığı gösterir.

### 3.11.Titreşim Seviyesinin Belirlenmesi

Titreşim şiddetini belirlemede kullanılan önemli karakteristiklerden olan titreşim genliği birkaç yolla belirlenebilir. (Şekil 13)'de tepeden tepeye mesafe, tepe mesafesi, ortalama mesafe ve RMS (Root Mean Square - Kareler Ortalamasının Karekökü) arasındaki ilişkiler bir sinüs dalgası için gösterilmiştir.

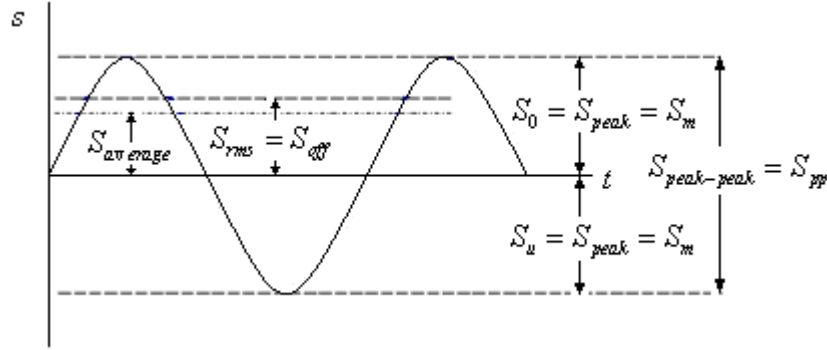
Tepeden tepeye mesafe titreşimin genliğinin alacağı en büyük ve en küçük değerleri gösterdiğinden özellikle titreşim yer değiştirmesinin önemli olduğu veya en büyük gerilmelerin dikkate alınması gerektiği ya da mekanik boşlukların önem taşıdığı yerlerde kullanışlıdır. Tepe değeri özellikle kısa zaman aralığında olan şok titreşimleri göstermesi açısından önemlidir. Fakat bu yalnızca en büyük değere ulaşmış olduğunu gösterir. Titreşimin zaman içinde nasıl değiştiğini göstermez.

Ortalama değer zaman içindeki değişimi de göz önüne almakla beraber uygulamadan fiziki bir değere doğrudan doğruya bağlandırılmadığından fazlaca bir

önem taşımaz. RMS değeri ise titreşim ölçümlerinde en uygun değeridir. Bunun sebebi titreşimin zamana bağlı olarak değişmesini de dikkate almakla beraber, titreşimin ihtiva ettiği enerji miktarı, yani titreşimin tahrip gücüyle doğrudan bağlantıdır.

Peak değeri = Sıfır noktasına göre maksimum titreşimleri ifade eder.

Peak to peak değeri = Pozitif ve negatif yöndeki maksimum titreşimleri ifade eder. (Şekil 13)



Şekil 13: Titreşim seviyeleri

### 3.12. Titreşim Hızı

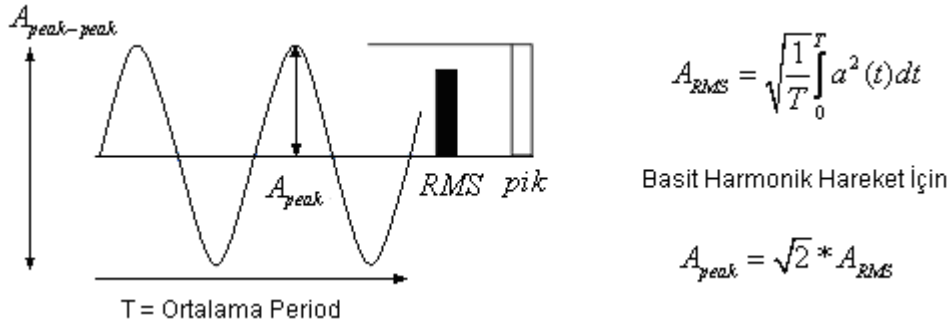
#### 3.12.1 Titreşim Hızı ( tepe )

Titreşim yapan kütle hareket ettikçe hızı değişir. Hareketinin en alt ve en üst sınırlarında doğrultusunu değiştirmeden hemen önce kütle hızı sıfırdır. Kütle sıfır konumundan geçtiğinde ise en yüksek hıza sahip olmaktadır. Bu maksimum hız titreşimin tepe hızı olarak adlandırılmaktadır ve mm/sn-tepe veya inç/sn-tepe ile gösterilmektedir.

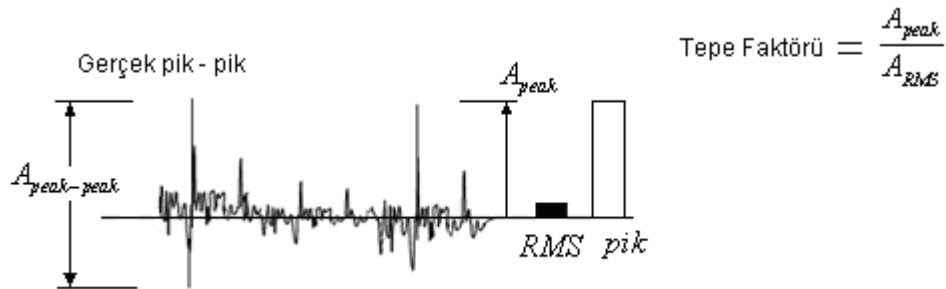
#### 3.12.2 Titreşim Hızı ( rms )

Ekipman titreşiminin ölçülmesi için uluslararası kabul edilen birimleri oluşturan Uluslararası Standartlar Organizasyonu (ISO) ölçüt olarak karelerin ortalamasının karekökü ( rms ) hızını standart olmasını önermiştir ve bu hızın değişen fonksiyonu için etkili bir değer belirlenmesinde bir ölçüt olarak ele alınmasına karar verilmiştir. rms hızı titreşim sinyalinde enerji içeriğini sağlama eğilimindedir. Halbuki tepe hızı titreşim şiddeti için daha iyi korelasyon sunmaktadır. RMS hızının daha yüksek olması genel olarak benzer büyüklükteki tepe hızından daha fazla zarar vermektedir.

Tepe Faktörü: Bir dalga formunun tepe faktörü dalga formunun tepe değerinin dalga formunun rms değerine olan oranıdır. Bu bazen tepenin rms 'e olan oranı olarak da adlandırılmaktadır. Bir sinüs dalgasının tepe faktörü 1.414 'tür. Buna göre tepe değeri rms değerinin 1.414 katıdır. Tepe faktörü ekipman koşullarının ne tarafa yöneldiğinin anlaşılması için kullanılabilir en önemli özelliklerden birisidir. (Şekil 14-15)



Şekil 14: Titreşim hızı (RMS)



Şekil 15: Titreşim hızı (Tepe)

### 3.13. Titreşim İvmesi

Titreşim hızının incelenmesinde kütle hızının seyir mesafesinin uç noktalarında sıfıra yaklaştığı belirtilmişti. Her bir zaman aralığında seyir mesafesinin uç noktalarında kütle durgun hale gelmekte ve sonrasında karşıdaki uca doğru kütle ivmelenmektedir. İvme ise fiziksel olarak seyir hızının zamana göre değişimi ile ifade edilmektedir. Yine kütle-yay sistemini ele aldığımızda kütle ivmelenmesi seyrin uç noktalarında maksimum olmaktadır. Bu noktalarda ise kütle hızı sıfırdır. Hız

maksimum bir değere eriştiğinde ise ivme sıfıra düşmekte ve diğer taraftaki sınırdaki maksimum değerine erişecek şekilde tekrar artmaya devam etmektedir.

### 3.14. Hangisi Kullanılmalı? (Deplasman, Hız, İvme)

Titreşimin deplasman, hız ve ivme karakteristiği, titreşimin şiddetinin belirlenmesi için kullanılmaktadır ve bunlar genellikle titreşimin genliği olarak ele alınmaktadır.

Ekipmanın çalışması bazında titreşimin genliği ekipmanın iyi veya kötü koşulda olduğunu gösteren birincil işaretçidir. Genel olarak titreşim genliğinin artması ekipmandaki arızaların yüksek seviyelerde olduğunu göstermektedir.

Titreşimin genliği deplasman, hız ya da ivme olabilir. Titreşimin genliği ve ekipmanın sağlığı açısından ivme, hız ve deplasman arasındaki bağıntı kullanılacak olan ölçüm ve veri analiz tekniklerinin yeniden gözden geçirilmesini sağlar. 10 Hz (600 cpm)‘ in altındaki hareketler ivme bağlamında çok küçük titreşimlerdir. Fakat hız bağlamında orta seviyede titreşim, deplasman bağlamında göreceli büyük titreşimler anlamındadır. Bu yüzden bu aralıkta deplasman kullanılmıştır.

Yüksek frekans aralığında ivme değerleri hız veya deplasman değerlerine göre daha önemli değerler almaktadır. Bu yüzden 1000 Hz (60 kcpm) veya 1500 Hz (90 kcpm) üzerindeki frekanslar için ivme değeri titreşimin ölçülmesi için tercih edilmektedir.

Genel olarak 10 Hz (600 cpm) ve 1000 Hz (60 kcpm) arasındaki hızların titreşimin şiddetini iyi bir şekilde verdiği ve 1000 Hz (60 kcpm)‘ nin üzerinde ise ivme değerinin sadece iyi bir indikatör olduğu kabul edilmektedir.

Dönen ekipmanların büyük bir çoğunluğu 10–1000 Hz aralığında çalıştığından titreşimin ölçülmesi ve analiz edilmesi için genellikle hız değeri kullanılmaktadır.

Titreşimden kaynaklanan ivmeyi araştırırken sadece bu parametreye bağlı kalmayız elektronik integrallerle ivmeyi, hız ve yer değiştirmeye dönüştürebiliriz. Modern titreşim ölçümler her üç parametreyi de ölçmek için hazırlanmıştır. Bir tek kez geniş frekans band titreşim ölçümü yapıldığında, eğer sinyal birçok frekansta bileşenlere sahipse parametre seçimi önemlidir. Yer değiştirme ölçümleri, ağırlıklı olarak düşük frekans bileşenlerini verecektir. Tecrübeler göstermektedir ki 10 – 1000 Hz arası değerlerde ölçülen titreşim hızının genel RMS değeri, titreşim şiddetinin en iyi göstergeleridir.

Mekanik sistemlerin tabiatı öyledir ki fark edilebilir yer değiştirmeler sadece düşük frekanslarda oluşur. Bu sebeple mekanik titreşimlerin, genel çerçevesinde yer değiştirme ölçümleri sınırlı değerlerdedir. Makine elamanları arasında da küçük açıklıklar göz önüne alındığında, titreşimsel yer değiştirme önemli bir anlam kazanır. Yer değiştirme, genellikle dönen makine parçalarındaki dengesizliğin bir göstergesi olarak kullanılır. Çünkü izafi olarak büyük yer değiştirmeler şaft dönme frekanslarında meydana gelir ki bu frekans, dengeleme maksadıyla üzerinde durulan frekanstır.

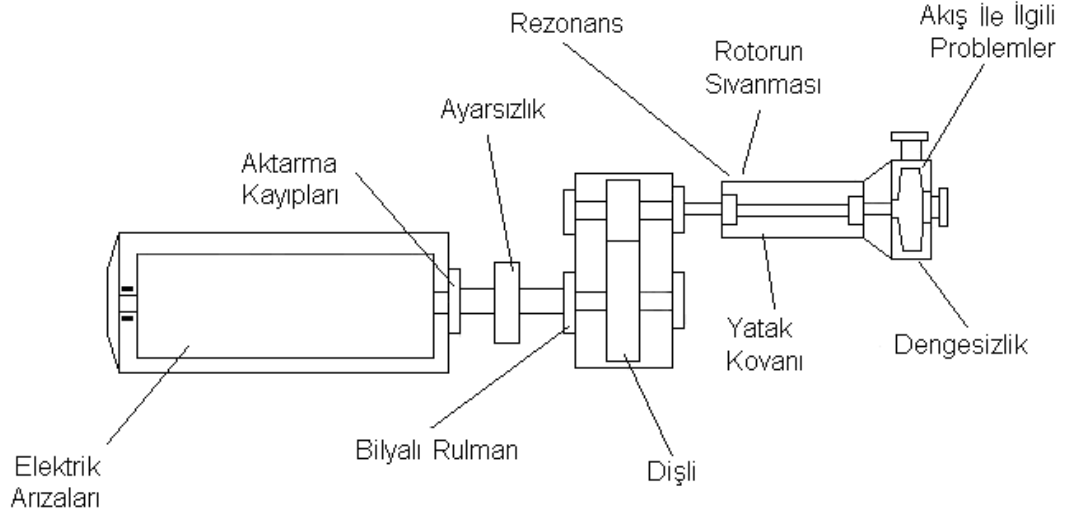
### 3.15. Logaritmik Skala

Frekans genellikle logaritmik skalada çizilir. Bunun etkisi de grafik üzerinde düşük frekansların genişletilmesi ve yüksek frekansların bastırılması şeklinde görülecektir. Sonuçta aynı grafik çözünürlüğü bütün grafik üzerinde elde edilecektir ve boyutunu makul bir oranda muhafaza edecektir.

Logaritmik skala aynı zamanda titreşim genliğini ölçmek içinde kullanılır. Bu desibel skalasının karşılaştırma düzeylerine yardım için kullanılmasına olanak verir. Desibel (dB). bir düzeyin başka bir referans düzeyine göre olan oranıdır ve sonuçta boyutu yoktur. Fakat mutlak titreşim düzeylerini aktarmak için. referans düzeyinin olması gerekir. Örneğin herhangi bir açıklama yapmaksızın bir titreşim düzeyinin başka bir düzeyden 10 db daha büyük olduğunu söyleyebiliriz fakat titreşim düzeyinin 85 dB olduğunu söylemeyi tercih edersek bir referans düzeyini belirtmeliyiz. Böyle olunca titreşimsizinin 10-q m/s referansına göre 85 dB olduğunu söylemeliyiz.

### 3.16. Ekipmandaki Arızanın Tespit Edilmesi için Titreşim Teorisinin Kullanılması

Şekil 16'da sıradan bir makine grubu görölmektedir. Bu grup, elektrik motoru gibi bir tahrik birimini içermektedir. Tahrik birimi olarak dizel, benzinli motorlar, buhar türbinleri ve gaz türbinleri de kullanılabilir. Tahrik edilen ekipman ise pompa, kompresör, karıştırmacı, çalkalayıcı, fan olabilir. Tahrik edilen ekipmana devir bir dişli kutusu veya bir kayış-kasnak mekanizması ile aktarılabilir.



Şekil 16: Bir güç aktarma düzeneği

Bu dönen ekipmanlardan her birisi aşağıdaki bileşenlere sahiptir:

- Stator ( salyangoz, diyafram, difüzör, stator kutupları )
- Rotor ( çark, rotor, lob, vida, kanat, fan )
- Salmastra
- Rulman
- Kaplin
- Dişli
- Kayış

Bu bileşenler yüksek devirlerde sürekli olarak çalıştığında aşınma ve arıza olması kaçınılmazdır. Bu bileşenlerde arıza olasılığı arttığında ise daha yüksek titreşim seviyeleri vereceklerdir.

Birkaç istisna dışında bir ekipmandaki mekanik arızalar yüksek titreşim seviyelerine neden olmaktadır. Ekipmanlarda yüksek titreşim seviyelerine neden olan sık görülen hatalar:

Yukarıdaki listeyi genelleştirirsek bir veya daha fazla parçanın dengersiz, ayarsız, gevşek, eksantrik, boyutsal olarak tolerans dışında olması, hasarlı veya bazı dış kuvvetlere tepki göstermesi sonucu yüksek titreşim seviyeleri oluşacaktır.

### 3.17. Titreşimin Sınırları

Titreşim genliği (deplasman, hız veya ivme) bir ekipmandaki arızanın şiddetinin bir ölçütüdür. Titreşim analizinde yaygın olarak bir ikilem ise ekipmanın güvenli olarak

daha fazla çalışmasına izin verecek titreşim seviyesinin kabul edilip edilemeyeceğinin belirlenmesidir. Bu ikilemi çözmek için erken safhada arızaların tespit edilmesi için düzenli titreşim kontrolleri yapılmalıdır. Buradaki amaç bir ekipmanın arızalanmadan önce hangi titreşim seviyesine dayanacağını anlaşılması değildir. Amaç sorun çıkartacak titreşim karakteristiklerindeki eğilim elde edilerek arıza meydana gelmeden önce tepki verilebilmesidir.

### 3.18.ISO 2372

Titreşim şiddetinin gösterilmesinde en aygın olarak kullanılan standart ISO 2372 'dir (BS 4675). Bu standart, farklı sınıflardaki ekipmanlar için kabul edilebilir titreşim seviyelerini belirtmektedir. Bu yüzden bu ISO standardının kullanılması için ilk önce ilgililenilen ekipmanın sınıflandırılması gerekmektedir.

ISO 2372 - Takım Tezgâhlarının Titreşim Şiddeti için ISO Değerleri					
Titreşim Şiddeti Aralıkları		Farklı Sınıflardaki Ekipmanlar İçin Kalite Örnekleri			
Hız-inç/sn Tepe	Hız-mm/	Sınıf I	Sınıf II	Sınıf III	Sınıf IV
0,015	0,28	A	A	A	A
0,025	0,45	A	A	A	A
0,039	0,71	A	A	A	A
0,062	1,12	B	A	A	A
0,099	1,8	B	B	A	A
0,154	2,8	B	B	B	A
0,248	4,5	B	B	B	B
0,392	7,1	C	B	B	B
0,617	11,2	C	C	B	B
0,993	18	C	C	C	B
1,54	28	C	C	C	C
2,48	45	D	D	D	D
3,94	71	D	D	D	D

Tablo 4: Takım tezgahlarının titreşim şiddeti için ISO değerleri

Tablodan ekipmanın koşulu ve titreşim seviyesi arasında bir korelasyon yapmamız mümkündür. Bu standart titreşim şiddetinin belirtilmesi için rms hızını parametre olarak kullanmaktadır. Tablo 4’de görülen A, B, C ve D harfleri şiddet sınıflarıdır.

Sınıf I: Motor ve ekipmanın her bir bileşeni ekipmanın normal çalışma koşullarında ekipmana bağlanır (15 kW ‘ye kadar olan üretim elektrik motorları bu kategorideki ekipmanlara verilebilecek en iyi örnektir).(Tablo 5)

Sınıf II: Özel kaidesi olmayan orta boyuttaki ekipmanlar (15 -75 kW güce sahip elektrik motorları) ve özel kaideye sahip olan rijit olarak monte edilmiş motor ve ekipmanlar. (Tablo 5)

Sınıf III: Büyük tahrik birimleri ve dönen kütleleri rijit ve ağır kaideler üzerine monte edilmiş diğer büyük ekipmanlar (titreşim doğrultusunda görece daha katıdırlar). (Tablo 5)

Sınıf IV: Büyük tahrik birimleri ve dönen kütleleri kaideler üzerine monte edilmiş büyük ekipmanlar. Bunlar titreşim ölçümü doğrultusunda görece daha yumuşaktırlar (örneğin – turbo jeneratör grupları, özellikle hafif alt yapıya sahip olanları).

İzin verilemez	İzin verilemez	İzin verilemez	-45
		Tolere Edilebilir	-28
Tolere Edilebilir	Tolere Edilebilir	İzin verilebilir	-18
	İzin verilebilir		-11
İzin verilebilir	İyi	İyi 300 kw' den Büyük Makineler	-7,1
İyi 15 kw' den Küçük Makine	15 kw den büyük 300 kw den küçük Orta boy Makineler		-4,5
			-2,8
			-1,8
			-1,1
			-1,7
			-0,5
			-0,3
			-0,2
Grup K	Grup M	Grup G	Hız mm/s RMS

Tablo 5: Titreşim standartları (ISO 2372)



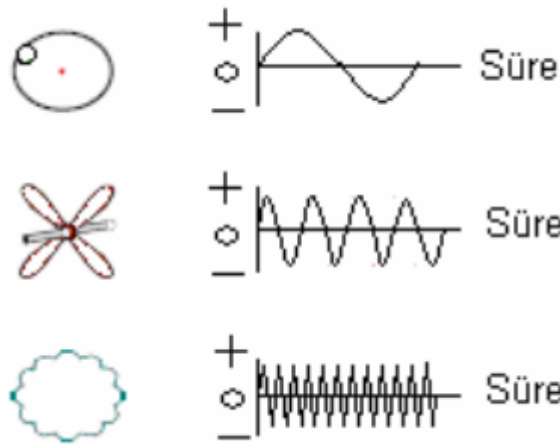
### 3.19. Dalga Formları

Dalga formu grafiği, analiz cihazı üzerinde set edilen frekans aralığındaki toplam titreşimin zaman eksenindeki değişimini görüntüler. Yatay eksen zamandır. Birim saniyedir. Dikey eksen genliktir. Arıza kendi kendine düzelmeyeceğinden sürekli milin her dönüşünde kendini tekrarlar. Bu nedenle her periyottaki desen birbirini andırmalıdır. Eğer bir tekrarlılık yok ise titreşime neden kaynak, makine dönüş devrinden çok, prosesten ya da çevredeki başka makinelerden gelebilir.

Bir mil üzerinde ayrı ayrı üç sorun olduğunu varsayalım.

- Diske yapışmış bir parça
- Milde dört kanat
- Aynı mil üzerinde 12 dişi olan bir dişli çark (Şekil 17)

İşaretlerin Dalgaform karşılığı Bir Dönüş Süresinde)



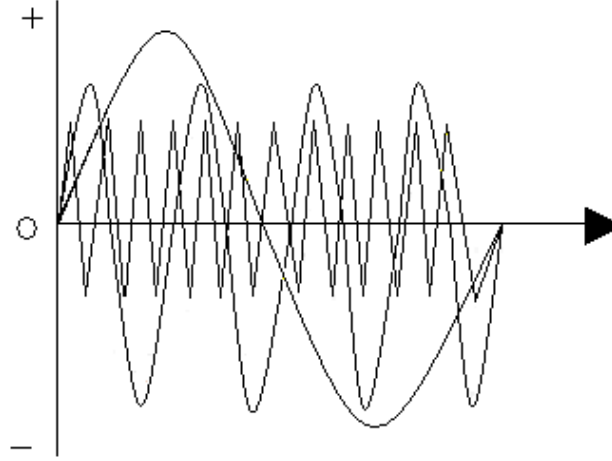
Şekil 17: Dalga formları

Her bir duruma ayrı ayrı bakıldığında; Diske yapışan parça balanssızlık üretecektir. Alınan ölçümde milin bir dönüşünde bir vuruntu olacaktır.

Kanatlardan gelen sorun ise, milin bir tur attığında dört vuruntu verecektir.

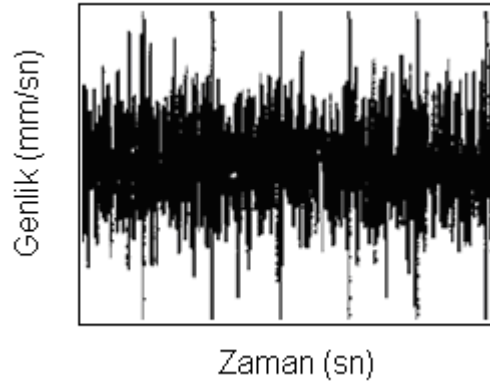
Dişli ise, bir turda on iki vuruntu üretecektir.

Ancak ölçüm alınan noktaya, aynı mil üzerindeki sorunlar toplanarak birlikte yansır. (Şekil 18)



Şekil 18: Toplam dalga formu

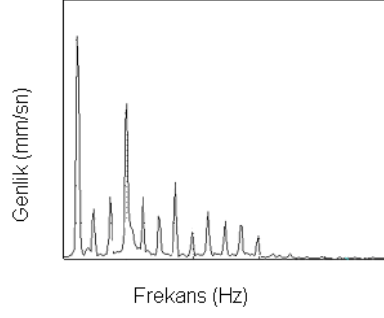
Gerçek alınan ölçüm, bu harmonik sinyallerin toplamı ve Periyodik sinyal olacaktır.(Şekil 19)



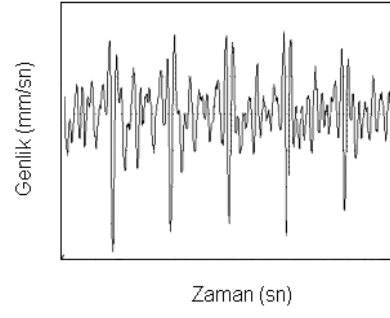
Şekil 19: Toplam harmonik sinyaller

(Şekil 19)'de yer alan dalga formu grafiği, seçilen frekans aralığında, o noktaya gelen tüm sinyalleri gösterir. Bu sinyallerin bir kısmı, harmonik tekrarı olmayan sinyaller olabilir

Makine üzerinde yapılan analizlerde, basit teorik titreşim profilinin aksine çok karmaşık grafik profilleri görülmüştür. Çünkü titreşimin genellikle birçok kaynağı vardır. Her kaynak, kendi eğrisini oluşturur. Bunlar, bileşik bir profil olarak görünür. Bu profiller, iki biçimde analiz edilir. Bunlar Frekans-Genlik (Şekil 20) ve Zaman-Genlik (Şekil 21) analizleridir.



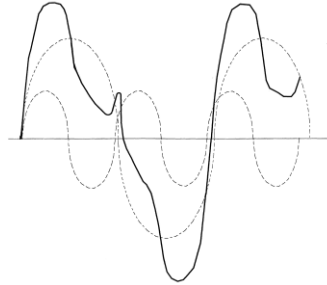
Şekil 20: Frekans - Genlik



Şekil 21: Zaman - Genlik

Zaman-genlik grafikleri, çalışan makinelerin analiz aşamasında çok faydalı oldukları halde, kullanımı ve yorumu çok zordur. Çünkü belirlenen zaman aralığında genliğe etki eden birden fazla neden vardır ve bu etkenler zaman-genlik grafiğinde toplam olarak görülür. Bu karışık grafik içerisinde titreşim kaynağını tespit edip karar vermek zordur.

Fransız fizikçi ve matematikçi Fourier, karmaşık titreşim profillerinin aslında matematiksel olarak daha basite indirgenebileceğini, bununla FFT Analiz (Fast Fourier Transform) ile yapılabileceğini gösterdi. (Şekil 22)



Şekil 22: FFT (Fast Fourier Transform)

### 3.20. Fourier Analizi

Doğadaki tüm periyodik fonksiyonlar, birbirine dik iki farklı periyodik fonksiyonun artan frekanslardaki değerlerin dik toplamı şeklinde gösterilebilir. Fourier bu toplamı sinüs ve kosinüs fonksiyonlarını kullanarak göstermiştir. Günümüzde Euler bağıntısı kullanılarak sinüs ve kosinüs fonksiyonları yerine kompleks üslü sayılar kullanılmaktadır.

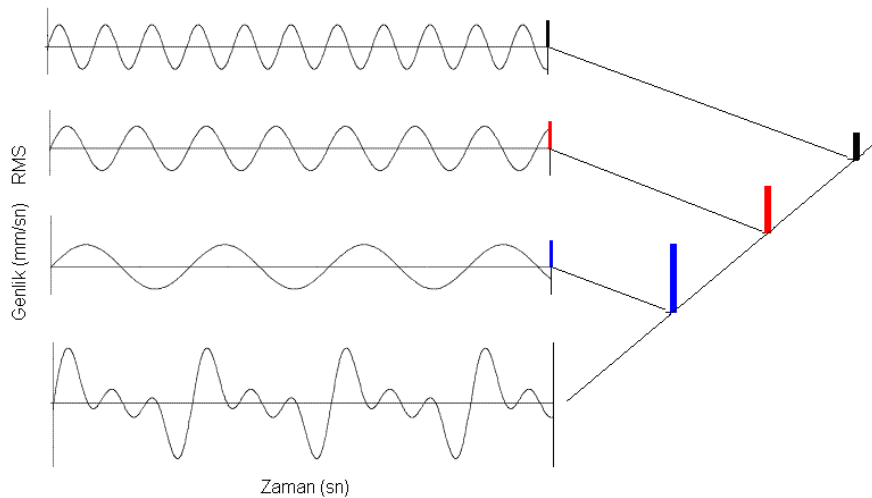
Fonksiyonların kompleks üslü sayıların toplamı olarak gösterilmesine Fourier serisi gösterimi denir. Fourier açılımı sayesinde fonksiyonların frekansı kolaylıkla belirlenebilir. Bu yaklaşım farklı periyotlarda girdiye maruz kalan sistemlerin çıktısını ve çıktısının frekansını belirlemede kolaylık sağlar.

Fourier söz konusu seri açılımını iki farklı yüzeyi farklı ısılarda olan katı bir cismin sıcaklık dağılımını yapmak için kullanmıştır. Bu yaklaşım yoğun işlem çabası gerektirdiğinden ve sonuçta yaklaşık sonuç verdiği için kullanılmamaktadır. Günümüzde Fourier analizi sinyal işleme ve titreşim analizinde kullanılmaktadır.

Bir makinenin kurulum aşamasından itibaren rutin olarak alınan veriler kıyaslanabilir ancak farklı zaman aralıklarında farklı şekilde çalıştırılan makinelerde bu metot mevcut değişik etkenlerden dolayı tam olarak pratik değildir. Bu önemli dezavantajı giderebilmek için pratik bir bakış açısı olan hareket halinde olan tüm makine elemanlarının birim zamandaki hareket etme sayıları gözlenmiştir.

Kısaca döndürme veya hareket etme bileşenlerinin dairesel sıklıklarına bakılmıştır. Bu sıklıklar, dakika başına devir sayısı olan (Rpm) veya saniye başına devir sayısı (cpm)' dir. Bir makinenin ana devir sayısını tespit etmek, sistemi analiz etmek için en temel adımdır.

Frekans-Genlik tekniği, zaman-genlik verilerinin matematiksel bir teknik (Fast Fourier Transform) ile döndürülmesiyle elde edilir. FFT ile karmaşık bir titreşimi oluşturan tüm titreşim bileşenleri görülür. (Şekil 23)



Şekil 23: Fourier Analizi

Frekans-Genlik grafikleri daha çok dönen makine elemanlarının arıza teşhisinde kullanılır. Bu yöntem kestirimci bakım uygulamaları için önemli bir veri tespit yöntemidir. Kestirimci bakımın diğer uygulamalarında anahtar rolü görür.

Döner makinelerde titreşim, hareket eden parçanın çokluğu sebebi ile doğaldır. Bunlar rotorlar, fanlar, rulmanlar, miller, kasnaklar vb. sayılabilir. Hepsinin de, yapısal özelliklerine (kullanıldıkları malzemeler, kanat veya diş sayısı), kullanım sürelerine (malzeme yorgunluğu), çalışma şartlarına ve devirlerine, bağlantı şekillerine ve ebatlarına göre kendine has problemleri, dolayısı ile de titreşim karakteristikleri değişik olacaktır. Kestirimci bakımda, titreşim analizinden faydalanırken aşağıdaki esas nedenler temel alınır. Bunlar;

1— Bütün makineler, izole edilebilen ve tanınabilen ayrı ayrı titreşim frekans bileşenlerine sahiptir.

2— Frekans-genlik grafiğinde görülen bütün pik değerler bir titreşim kaynağını temsil eder.

3— Her bir pik değerinin, makine titreşiminde bir sebebi vardır.

4— Bir makinenin titreşim grafikleri kıyaslandığı zaman, çalışma şartlarında bir değişiklik olana kadar analizin aynı titreşim desenini verdiği görülecektir.

5— Genlikte bir artış veya bir azalma makinenin durumu hakkında bilgi verir.

## DENEYSEL ÇALIŞMA

### 4.1. Titreşim Analizi Kullanılarak Balanssızlığın Etkilerinin Gösterimi

Döner ekipmanın güvenilirliğini arttırmak için günümüzdeki gereksinimler hiç olmadığı kadar daha fazla önem kazanmıştır. Beklentiler sürekli olarak artmaya devam etmekte ve bu alanda sürekli ilerleme kaydedilmektedir.

Mühendislik ve malzeme bilimlerindeki ilerlemeden dolayı döner ekipmanlar daha hızlı ve hafif hale gelmiştir. Ayrıca bunların daha uzun süre çalışmaları da gerekmektedir. Bu faktörlerin tümü algılama, arızaların konumu ve arıza analizinin çalışmanın yüksek güvenilirlikte olması için önemli bir rol oynadığı anlamına gelmektedir.

Titreşim analizinin kullanılmasıyla bir ekipmanın durumu sürekli olarak izlenebilir. Ekipmanın sağlığının belirlenmesi ve ortaya çıkacak veya var olan arızaların tanımlanması için detaylı analizler yapılabilir.

Bu bölümde toplanan titreşim verileri ile döner ekipmanın arızaları arasında bir bağlantı kurmak ve farklı tipteki analizörler ile bunları görüntülemek için kullanılan yöntemlere yer verilmiştir.

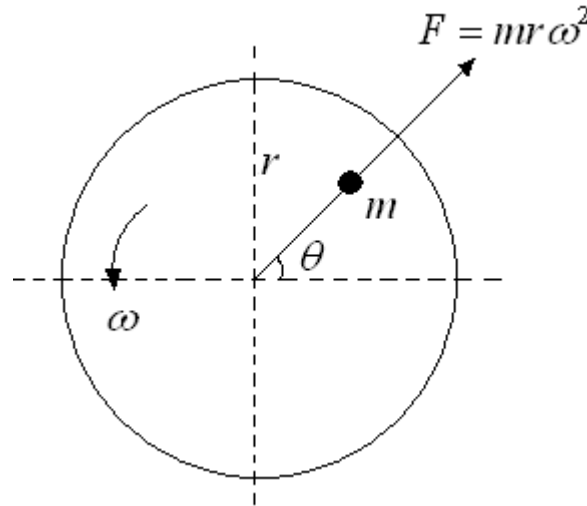
Titreşim analizi kullanılarak tespit edilen bazı ekipman arızaları şu şekilde örneklenmiştir.:

- Dengesizlik (Balanssızlık) (Şekil 51)
- Ayarsızlık (Kaplın) (Şekil 41)
- Milin bel vermesi (Şekil 49)
- Gevşeklik (Şekil 63)
- Dişli arızaları (Şekil 58)
- Rulman arızaları (Şekil 44)
- Kaymalı yatak arızaları (Şekil 65)
- Kayış kasnak mekanizmasında sorunlar (Şekil 52)
- Elektriksel arızalar (Şekil 68)
- Kavitasyon vb (Şekil 69)

Yukarıda listelenen örneklerden balanssızlık aşağıda ayrıntılı verilmiştir. Titreşim analizi ile makinenin varacağı titreşim seviyesi gösterilerek arızanın artan seyri elde edilmiştir.

#### 4.1.1. Balanssızlık

Balanssızlık dönen bir rotorun dönme eksenini ile ağırlık merkezinin çakışmaması sonucunda kütlelerin dengesiz dönme durumudur. Bu durum en yaygın olarak görülen ekipman arızasıdır. Dönen disk veya kasnak üzerindeki dengesiz kütle, dönmenin etkisi ile merkezkaç kuvveti oluşturur. Bu kuvvet rotorun yatakları üzerinde ve dolayısı ile bağlı olduğu makine gövdesinde titreşime sebep olur. Bu titreşimler dönme devrine (n), dengesiz yükün miktarına (m) ve dönme merkezine uzaklığına (r) bağlı olarak değişir. (Şekil 24)



Şekil 24: Merkezkaç Kuvvet

F: Merkezkaç kuvvet

m: Dengelenecek kütle

r: Dengesizlik yarıçapı

n: Devir sayısı

$$\omega = \text{Açısal Hız} \quad \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Balanssızlık;

— Malzeme hataları: Döküm boşlukları, malzeme ve kütle dağılımındaki dengesizlik.

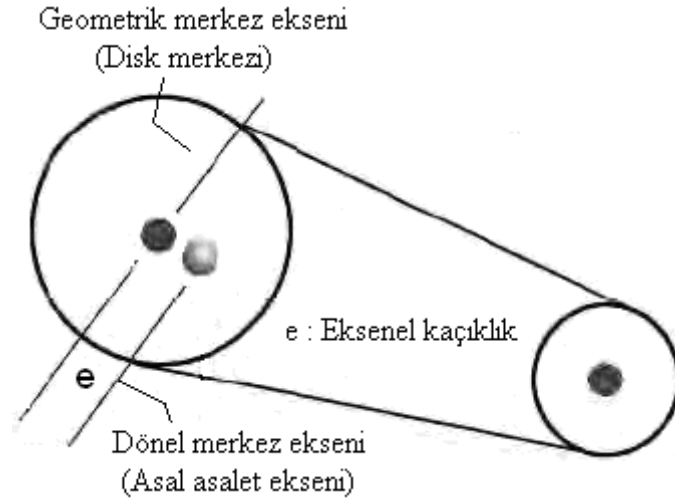
— İmalat Hataları: Uygun olmayan kaynak, farklı ağırlıkta veya dengesiz eklenen ekipman.

— Montaj Hataları: Kütle merkezinden kaçık dönme merkezi oluşturma (kasnak arızaları)

— Ağır İşletme Şartları: Dönen kütlede dengesiz mal tutması veya bir noktadan dökülmesi gibi durumların gerçekleşmesiyle meydana gelir.

Balanssızlığın tespit edilmesi ve sorunun giderilmesi ise çok basittir. ISO, dengesizliği: ‘Bir rotorda titreşim meydana geldiğinde oluşan merkezkaç kuvvetlerin neticesinde kuvvet veya hareketin yataklara aktarıldığı koşul’ olarak tanımlamaktadır.

Bunun dışında dengesizlik bir rotorun dönme eksenini etrafındaki kütlede düzensiz olarak dağılması olarak da tanımlanabilir. Burada iki yeni terim kullanılmıştır: Bunlardan birisi dönme eksenini ve diğeri de geometrik eksenidir. (Şekil 25)



Şekil 25: Eksantrik Rotor



Dönme eksenini eğer rotor yatakları tarafından mafsallaşmamışsa (esas atalet eksenini olarak da adlandırılır - PIA ) rotorun döneceği eksen olarak tanımlanmıştır.

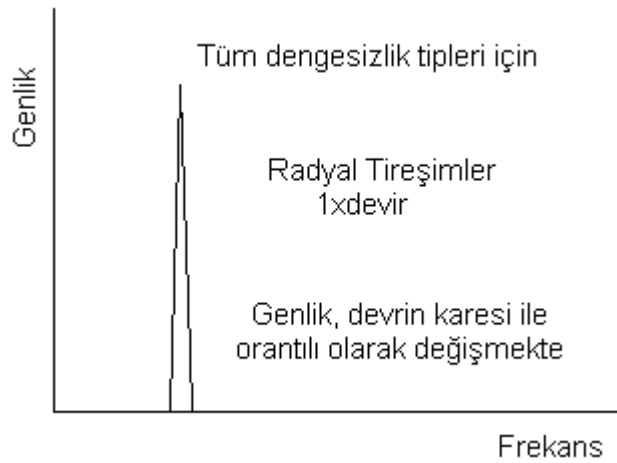
Geometrik eksen ( GCL ) rotorun fiziksel eksen çizgisidir. Bu iki eksen çizgisi çakıştığı zaman rotor dengede olacaktır. Çakışmadığında ise rotorda dengesizlik meydana gelecektir. Ekipmanlarda üç tip dengesizlik meydana gelebilir. Bunlar:

- 1— Statik dengesizlik ( PIA ve GCL paralel )
- 2— Çift dengesizlik ( PIA ve GCL merkezde kesişiyor )
- 3— Dinamik dengesizlik ( PIA ve GCL ne üst üste ne de kesişiyor )

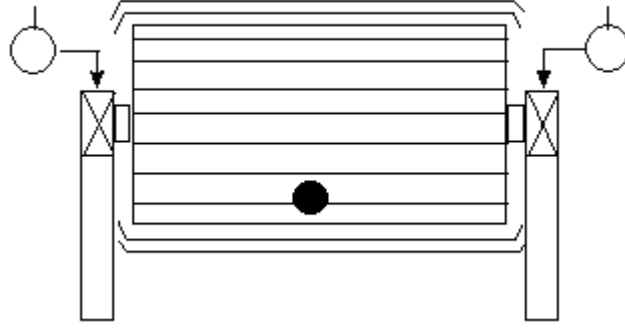
#### 4.1.2. Statik Dengesizlik

Tüm dengesizlik tipleri için FFT spektrumu 1xdevir 'de bir baskın titreşim frekansı gösterecektir. 1xdevir frekansındaki titreşim genliği açısal hızın karesi ile orantılı olarak değişecektir. Bu her zaman bulunmaktadır ve normal olarak titreşim spektrumunda baskındır. (Şekil 26)

Statik dengesizlik (Şekil 27) aynı fazda ve sürekli olacaktır. Eğer veri toplama, düşey doğrultudan yatay doğrultuya hareket ediyorsa faz  $90 ( \pm 300 )$  kayacaktır. Eğer ekipmanda dengesizliğin yanında başka büyük bir arıza bulunmuyorsa zaman dalga formu, çalışma devriyle aynı frekansta temiz bir SHM dalga formu olacaktır.



Şekil 26: Statik dengesizlik (FFT)

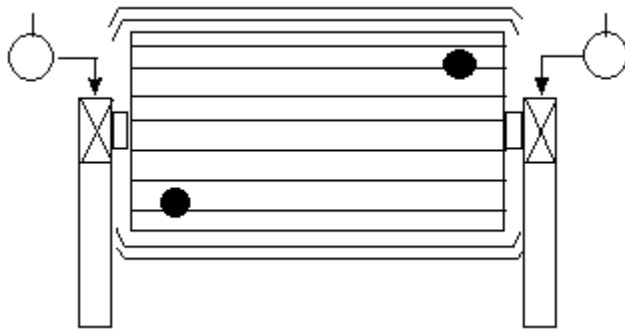


Şekil 27: Statik Dengesizlik

#### 4.1.3.Çift Dengesizlik

Çift dengersizlikte (Şekil 28), FFT spektrumu yine tek bir  $1x$ devir frekans tepe değeri gösterir.  $1x$  'daki genlik devrin karesi ile orantılıdır. Bu arıza yüksek radyal ve aksenal titreşimlere neden olabilir. Çift dengersizlik aynı mil üzerinde  $180$  derecelik fazlara neden olabilir.

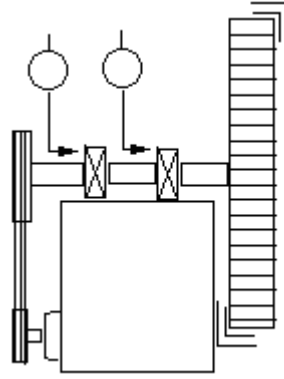
Burada yatay düzlemde iki yatak arasında neredeyse  $180$  derecelik faz farkının var olduğuna dikkat edilmelidir. Bu durumun aynısı düşey düzlemde de gözlemlenebilir. Eğer sistemde çift dengersizlik var ise ODS analizi yapılarak bunun kontrol edilmesi gerekmektedir.



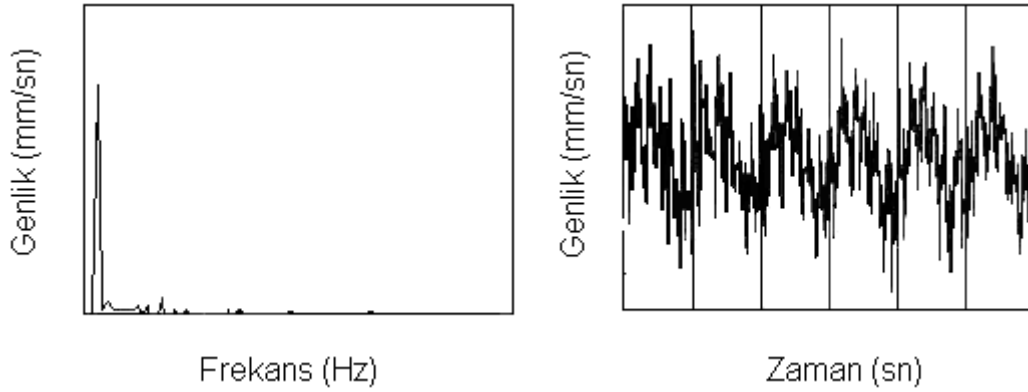
Şekil 28: Çift dengersizlik

#### 4.1.4.Dinamik Dengesizlik

Bu durumda FFT spektrumu tek bir 1xdevir lik bir tepe değeri gösterir ve genlik yine mil devrinin karesiyle orantılı olarak değişir. Bu ise yüksek aksel ve radyal titreşimlere neden olur. İki yatak üzerindeki aksel faz, aynı fazda gözükecektir. Oysaki radyal faz süreksiz olmaya eğilimlidir. Konsollu rotorlar hem statik hem de çift dengesizliğe sahip olabilir ve analizörler veya dengeleme tezgâhı ile test edilmeli ve sabitlenmelidir (Şekil 29).



Şekil 29: Konsollu rotor



Şekil 30: Dinamik dengesizlik

Tüm makineler az seviyede de olsa dengesizdirler. Bu dengesizlik spektrum grafiğinde mil dönme hızında (1x) bir tepe oluşturur. (Şekil 30) Dalga formu periyodik, basit, vuruntusuz ve sinüs deseni şeklinde oluşur. Aksel titreşim varsa

oldukça küçük olur. 2985 d/d (49.78 Hz) devirle çalışmakta olan bir pompadan elde edilen titreşim değerleri incelendiğinde spektrum grafiğinde mil dönme hızının 1 katında tepe oluşması, yine dalga form grafiğinin sinüs deseni şeklinde ve vuruntusuz olması dengesizliğin açık belirtisidir. Dengesizlik tek ve çok düzlem dengesizliği olarak ikiye ayrılır.

Tek düzlem dengesizliğinin sebep olduğu titreşimin spektrum grafiğinde baskın olan 1x titreşim frekansı oluşur. Yalnızca bir nokta dengesiz olduğu için, rotorun her dönüşünde yalnızca bir işaret oluşur.

Çok düzlem dengesizliği mil dönme hızının çoklu katlarında titreşim frekansları oluşturur. Katların gerçek sayısı dengesiz noktaların sayısına, dengesizliğin şiddetine ve dengesiz noktalar arasındaki faz açısına bağlıdır. Örneğin dört noktadan dengesiz bir makinede ölçülen titreşimin spektrum grafiğinde mil dönme hızının 1(1x), 2(2x), 3(3x), 4(4x) katında frekanslar olacaktır. Bu frekansların her birinin gerçek genliği, dört noktadaki dengesizliğin miktarına bağlıdır. 1x frekansı daima diğerlerinden büyüktür. Dengesizlik en iyi dikey ve yatay yönlerden ölçülen titreşimle belirlenebilir.

Balanssızlık probleminin spektrum grafiğinde genel karakterleri şöyledir;

- Dalga form grafiğinde 1xRPM dönüş devri frekansında saf sinüs eğrisi (Şekil 29)
- Periyodik, basit, vuruntu işareti olmayan dalga form
- Balans genliğinin hız ile artması
- Düşük genlikli harmonikler
- Düşük eksenel titreşim genliği

Spektrum grafiğinde ölçüm sonucu incelemeye başlandığında ilk tespit edilecek balanssızlık peak'i dir. Bu peak spektrum grafiğinde dönüş devri frekansında çıkar. Peak'i tespit etmek için iki yol vardır; ilki spektrum grafiğinde genelde ilk ve en büyük genliğe sahip peak balanssızlık peak'i dir. Bunu tespit ettikten sonra bulunan frekans 60 ile çarpılarak makinenin dönüş devri kontrol edilir. Dönüş devrini tutması gerekir. İkinci yolda dönüş devrini bildiğimiz makinenin devir sayısı 60'a bölünerek balanssızlık frekansı bulunur ve grafikte bulunan frekans tespit edilir. Bulunan balanssızlık peakinin genliğinin ve karakteristiğinin takip edilmesi ile olası sorunlar hakkında yorum yapılır.

- Çok hasarlı rulman, manşonu gevşek rulman, balanssızlık işareti verebilir.

— Makine Devrindeki küçük değişimler sonucu 1xRPM frekansında çok anormal değişimler oluyorsa sistemde REZONANS var demektir. Bu sorunu olduğu yerde kesinlikle yerinde balans işlemleri yapılmamalıdır. Bu gibi durumlarda devir değiştirilerek işlem yapılır.

#### 4.2.Deney Parametreleri

Yapılan deneysel çalışmada ;

Titreşim Analiz Seti

Firma :Brüel & Kjaer

Marka :PULSE

Ölçüm probu seri no: 45138-001

Analiz cihazı seri no: 3560-B-020 (2551441)

Güç Kaynağı;

Marka : GOLD AK MILAN water pump

Model : QB60

Özellikler : 220 V 50 Hz 2,5 A

Güç : 0,37 HP

Devir : 2850 dev/dak

Kasnak;

Çapı : 200 mm

Eni : 30 mm

Ağırlığı : 3000 gr

Malzeme : Dökme demir

Mil;

Çapı : 17 mm(Kademeli)

Boy : 160 mm

Ağırlığı : 220 gr

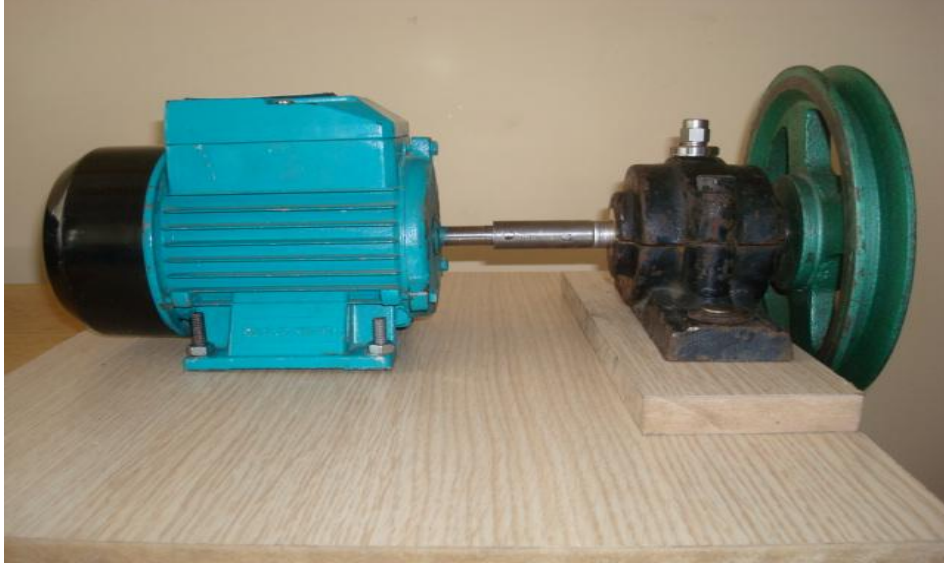
Malzeme : Ham demir

Yatak;

Çapı : 17,05 mm

Boy : 80 mm

Malzeme : Pirinç



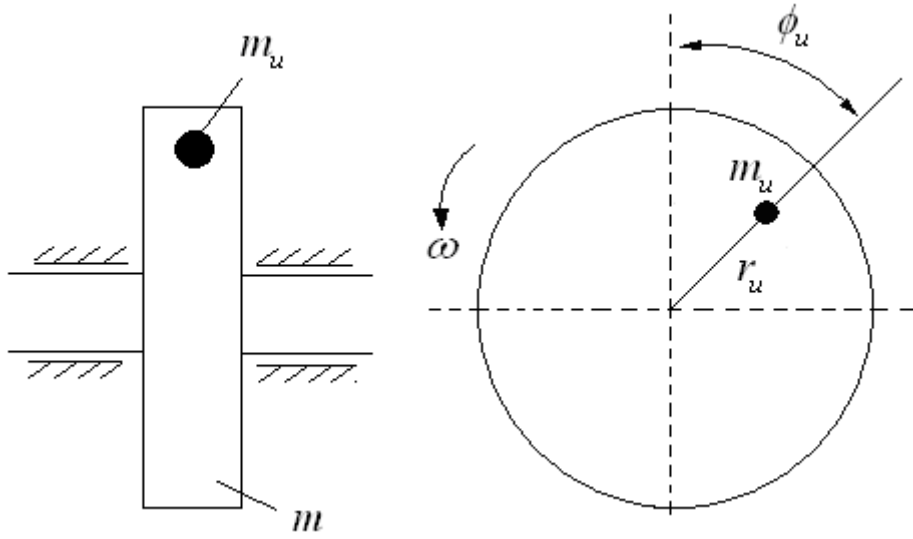
Şekil 31: Deney düzeneği



Şekil 32: Titreşim ölçüm düzeneği

#### 4.3. Deneyin Matematiksel İfadesi

Göz önüne alınan kasnak üzerinde var olduğu bilinen tek düzlemdeki Statik Dengesizliğin doğurduğu kuvvet etkisinde çalıştırılarak, yatakta doğacak merkezkaç kuvvetin etkisi ile oluşan zorlama neticesi meydana gelen aşınma ve sonuçlar araştırılacaktır.



Şekil 33: Basit dengesiz disk

$m$  : Disk kütlesi

$m_u$  : Dengelenmemiş kütle

$r_u$  : Dengelenmemiş yarıçap

$\phi_u$  : Dengesizlik açısal konumu

$\omega$  : Açısal hız

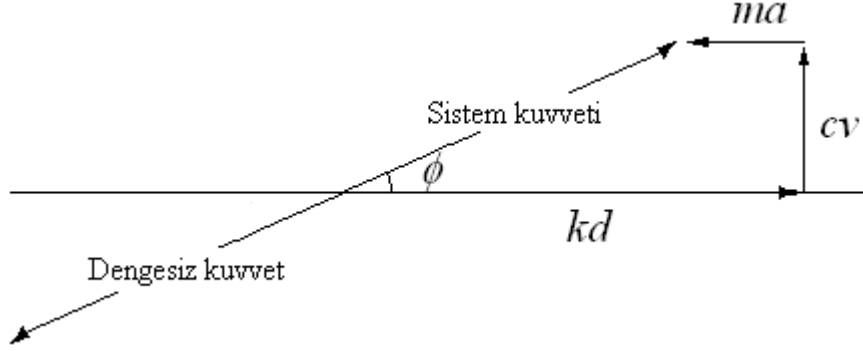
Şekil: 33 'de iki yatak arasına konulan basit bir rotor kütlesi görülmektedir.  $m$  kütlesinin  $r_u$  yarıçapında ve  $\phi_u$  açısında  $m_u$  dengelenmemiş kütle sine sahip olduğu düşey sensörle algılanmıştır. Eğer rotor dönmeye zorlanırsa görülebilecek olan senkronize cevap aşağıdaki denklemlerle tahmin edilebilir:

$$ma + cv + kd = m_u r_u \omega^2 \cos(\omega t - \phi_u)$$

Vektörel biçimde olan yukarıdaki denklem Şekil: 34'de grafik olarak gösterilmektedir. Bu durumda uyarım kuvveti dengesiz kuvvettir. Kütle, sönümleme ve katılık sistem kuvveti olarak adlandırılan tek bir kuvvete eklenmiş mesnetleme kuvvetleridir. Bu hareket denklemini basitleştirmek için denklemden ivme yerine  $d\omega^2$  ve hız yerine  $d\omega$  yazalım.

Şimdi bir önceki denklem şu hale gelmiş oldu:

$$(m\omega^2 + c\omega + k)d = (m_u r_u \omega^2) \cos(\omega t - \phi_u)$$



Şekil: 34 Sistemin kuvvet grafiği

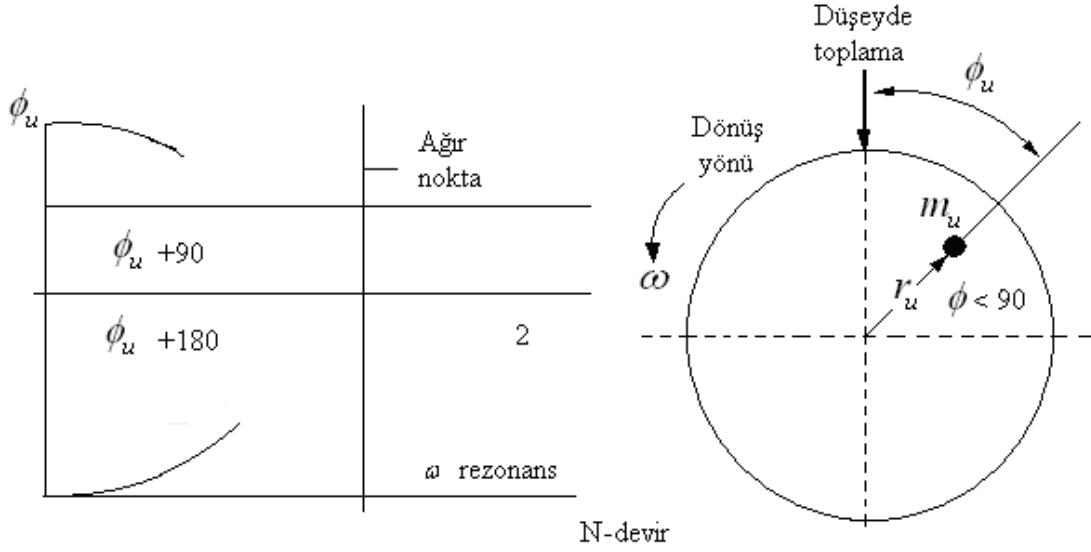
Sonuç olarak dengelenmemiş kuvvet arttıkça, 1x genlik miktarı (yer değiştirme) da artış göstermektedir.

Şimdi 3 devir aralığında rotorun cevabını araştırabiliriz.(14)

#### Durum 1 – Kritik Devirden Çok Düşük Çalışma Devri

Devir kritik devirden az olduğunda kütle ve sönümlenmenin katılığa olan katkıları çok azdır. Bu baskın katılık genliği düşük tatan yayın katılığıdır. Düşük devirlerde dengelenmemiş kuvvet değişim gösterir ve yayın katılığının değişmediği kabul edilir. Rotorun cevabı devrin ikinci dereceden artış göstermektedir. (Şekil 35) Rotor referansının faz ilişkisi ve ağır nokta dengesizliğin arkasında (ağır nokta)'nın arkasında titreşimi geciktirir ( faz farkı =  $\phi$  ) ve bu kademedeki gecikme  $90^\circ$  'den azdır.

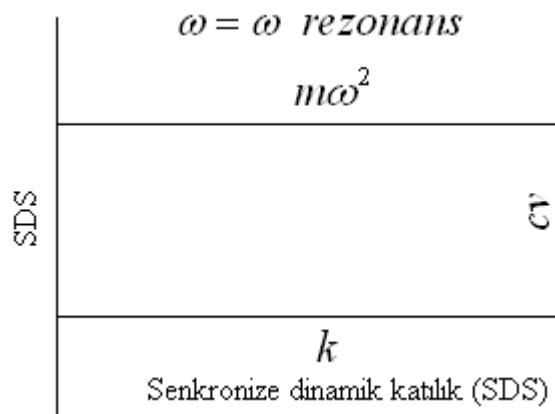




Şekil 35: Devir artışının fonksiyonu olarak rotorun cevabı

#### Durum 2 – Çalışma Devri, Kritik Devre Eşit

Rotorun çalışma devri kritik devre eşit olduğunda denklemden kütle katılığı ve yay katılığı büyüklük olarak aynıdır. Fakat birbirine ters doğrultudadır. Bu yüzden bunlar birbirini götürür ve sönümlenme için sadece mesnetleme kuvveti faktörü olarak kalır. Senkronize rotor cevabının ( $1x$  'daki yer değiştirme miktarı) kritik devrede maksimum olmasının nedeni budur. (Şekil 36)



Şekil 36: Rotor devrinin kritik devre yaklaşması

Cevap ve ağır nokta arasındaki faz ilişkisi şimdi kesin olarak  $90^\circ$ 'dir.

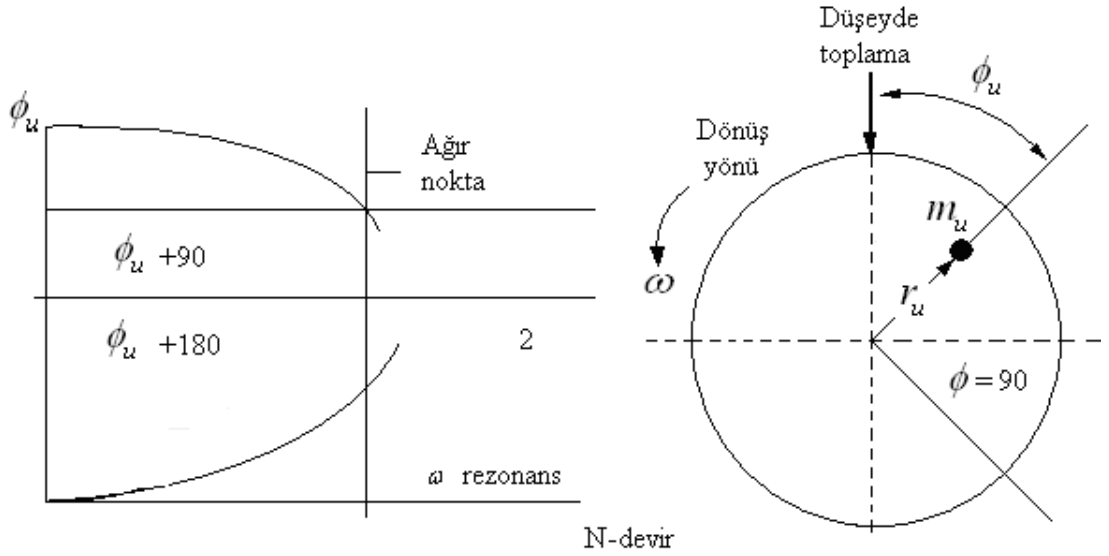
(Şekil 37) Kritik devir süresince;

$$k - m\omega^2 = 0$$

$$dk = m\omega^2$$

vektörleri gözetlenir.

Bu yüzden kritik devir ;  $\omega = k/m$  olur.

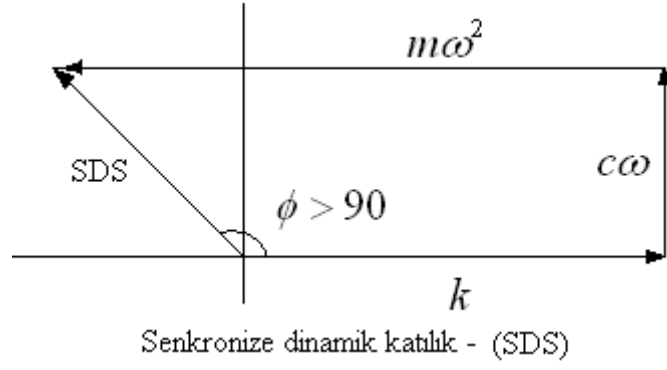


Şekil 37:  $90^\circ$ 'deki faz ilişkisi

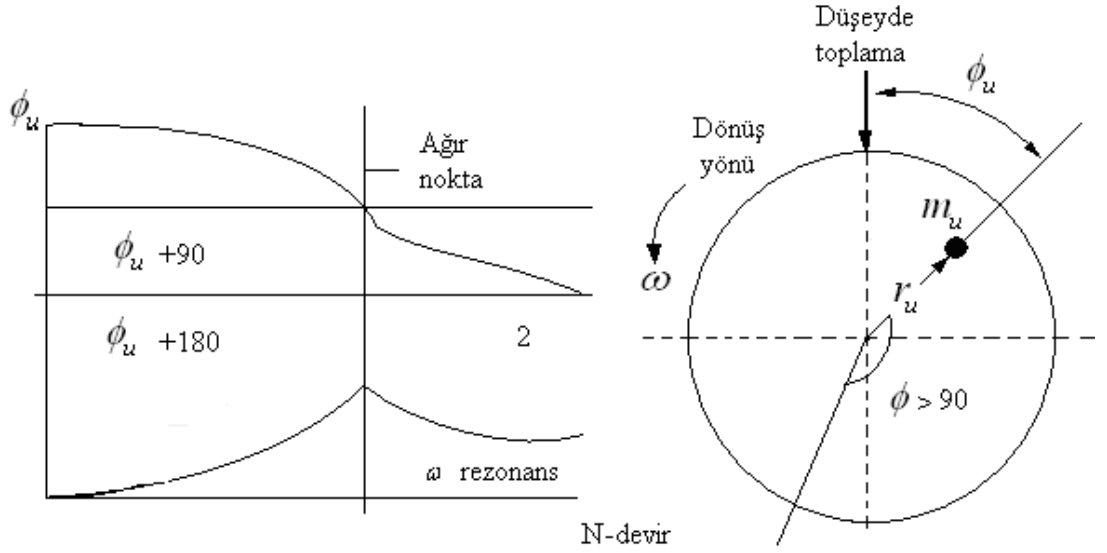
### Durum 3 – Çalışma Devri $\omega$ Kritik Devirden Daha Yüksek

Devir kritik devrin ötesine geçtikçe kütle katılığının katkısı çok hızlı bir şekilde artmaktadır (ikinci dereceden ) ve neredeyse büyüklük olarak aynı kalan yay katılığının yaptığı etkiden daha büyük bir etkisi meydana getirmektedir. Sönümlenme katılığı devirle doğru orantılı olarak çok fazla artış göstermektedir. (Şekil 38)

Senkronize dinamik katılık ile rotor titreşimini genliği tekrar düşer. Faz farkı sürekli artmaya devam eder ve bu  $180^\circ$ 'ye yaklaşır. Bu genlik ve fazın çalışma devri ile olan ilişkisini gösteren Bode eğrisinin doğasını açıklamaktadır. Senkronize dinamik katılıklardaki değişimlerden dolayı genlikte artma ve azalmalar meydana gelir. (Şekil 39)

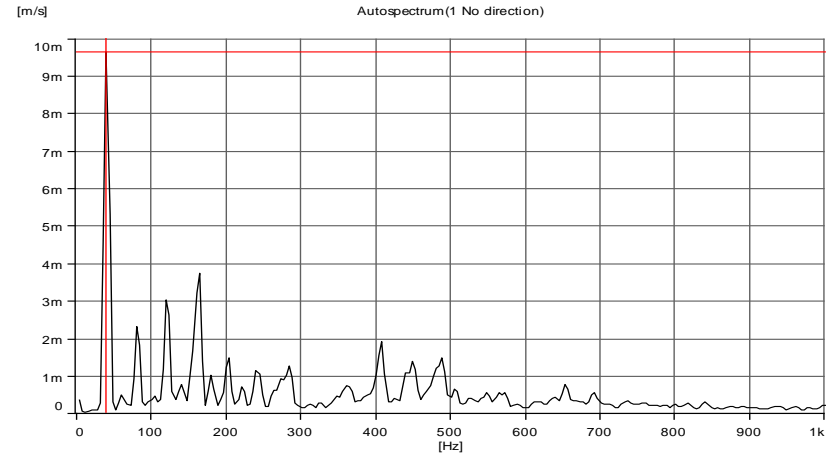
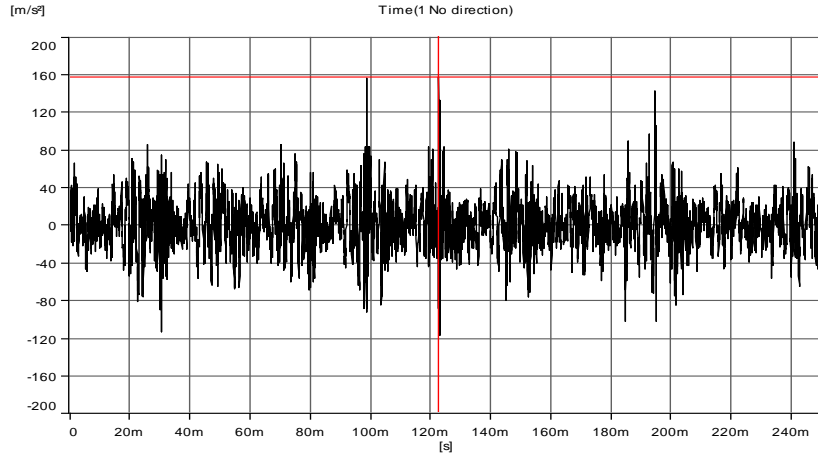


Şekil 38: Kritik devirlerde kütle katılığı yay katılığının üzerinde artış gösterir.

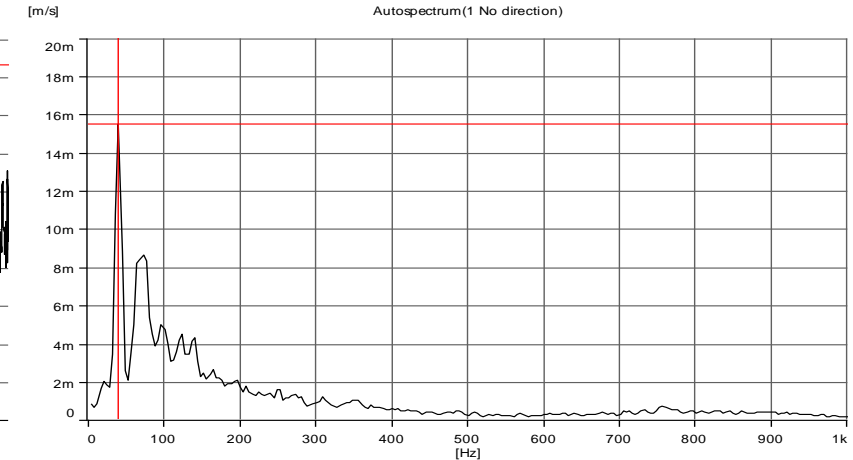
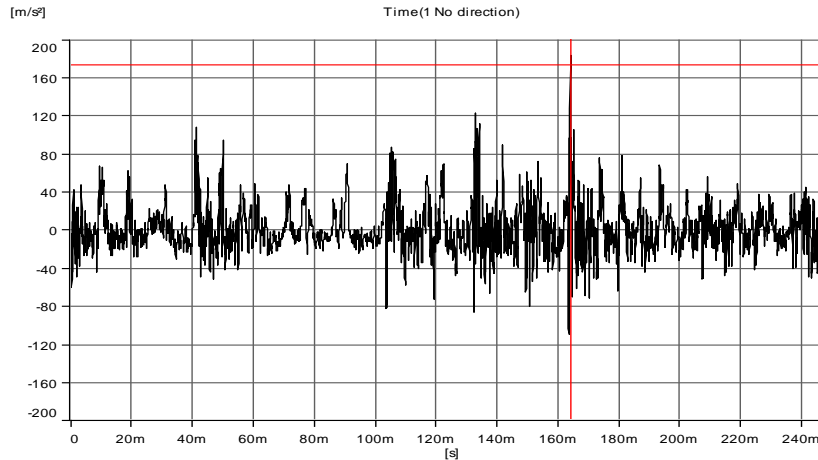


Şekil 39: Rotor titreşiminin genliğinin düşmesi

Kurulan düzeneği dengesizliği giderilmeden 500 saatlik programlı olarak çalıştırılması sonucunda kasnak üzerindeki dengelenmemiş kütle etkisi ile doğan merkezkaç kuvvet hem kamalı bağlı olduğu milde ve hem de milin yatakladığı kaymalı yatakta oluşturduğu aşınma neticesinde titreşim seviyesindeki artış (Şekil 40) de gösterilen genlik – frekans grafiğinde %50'ye varan bir genlik artışıyla kendini göstermiştir.(Şekil 41) Bu sonuç bize balanssızlığın giderilmediği takdirde milde ve yataklarda doğuracağı aşınma seviyelerini göstermektedir.



Şekil 40: Balanssızlık (I.Durum: Çalışma Başlangıcı)



Şekil 41: Balanssızlık (II. Durum: 500 Saatlik Çalışma Sonu)



## SONUÇ

Bu çalışmada aktif titreşim kontrolünün makinelerde titreşim analizi kullanılarak gerçekleştirilen kestirimci bakım kısaca tanıtılmıştır. Dönen makine elemanlarında balansın belirlenmesi ve problemin giderilmesi titreşim ölçümü ve analizi yardımıyla uygulanmıştır. Arızalar oluşma aşamasında iken, titreşim analizi ile kestirimci bakım tekniğinin, arızayı bulmada ve makinenin bakımının yapılmasında etkili bir şekilde kullanılabilceği, gerçek bir sistem üzerinde gösterilmiştir. Bu bakım tekniğinin uygulanmasında, hem ilgili makineye ait geçmiş titreşim ölçümlerinin tutulmasının hem de bu analizi yapanın tecrübesinin etkili olduğu verilen uygulamada ortaya çıkmıştır.

Elde edilen grafikler yardımıyla da titreşim standartlarına göre kıyaslamalar yapılabilir. Elde edilen bu FFT grafikleri üç boyuta dönüştürülüp, üçüncü boyuta zaman değerleri yazılabilir. Böylece değişik güçteki birçok makinenin alarm düzeylerinin aynı anda izlenmesine olanak sağlanmış olur. Titreşim hızının veya Titreşim şiddetinin ölçülmesi dönen makinelerin titreşimlerinin izlenmesindeki yaygın bir uygulamadır. Titreşim şiddeti yayılan titreşim enerjisinin bir ölçüsüdür. Eğer ilgili makinenin titreşim şiddeti sınırları eldeki mevcut bilgilerle yeterince belirlenemiyorsa, ISO 2372 referans numaralı standartlar kullanılabilir. Bu standartlarda farklı büyüklüklerdeki makineler için kabul edilebilecek titreşim şiddeti sınırları verilmektedir.

Titreşim analizinden sağlıklı ve doğru sonuçlar elde edebilmek bu alanda kazanılan bilgi birikimi ve tecrübe ile mümkündür. Bu çalışmanın, titreşim analizi ile uğraşan kişilere bilgi birikiminde önemli katkı sağlayacağı umulmaktadır.

## KAYNAKLAR

- Orhan S., (2003), Dönen Makinelerde Oluşan Arızalar ve Titreşim İlişkisi., Teknoloji., s.41. (1)
- Arslan H., Aslan E., Aktürk N., (2006), Bilyeli Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Yöntemiyle İncelenmesi., Gazi Üniv.Müh.Mim.Fak.Der., c.21. (2)
- Malgaca L., Karagülle H., (2007), Mekanik Sistemlerin Sonlu Elemanlar Modelleriyle Aktif Titreşim Kontrolünün Entegrasyonu., 13.Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu., s.69. (3)
- Orhan S., Aktürk N.,(2006), Aktarma Organı Dişlilerinde Oluşan Fiziksel Hataların Titreşim Analizi İle Belirlenmesi., Gazi Üniv.Müh.Mim.Fak.Der., c.18. (4)
- Kılıç R., Kazan R., Gökçe M., (2003), Eksen Kaçıklığının Motopomplar Üzerinde Oluşturduğu Titreşimlerin İzlenmesi ve Titreşim Analizi İle Tespiti., 11.Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu., s.4. (5)
- Köse K., (2003), Rezonans-Kritik Hız, Makine Arızalarının Temel Sorunu., Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi., s.332. (6)
- Köse K., (2003), Makine Arızalarının Belirlenmesinde Titreşim Analizi., Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi., s.83. (7)
- Yiğit C., Kazan R., .(2001), Makine Performansını Titreşim İzleme Yöntemiyle Belirlenmesi., Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi., s.335. (8)
- Dal H., Morgül Ö., Şahin İ., (2006), YSA Kullanarak Titreşim Tabanlı Makine Durum İzlemesi ve Hata Teşhisi., SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi., s.45. (9)
- Arslan H., (2003), Bilyeli Rulman Elemanlarındaki Fiziksel Kusurların Titreşim Analizi Metodu Kullanarak Tespiti., Teknoloji., s.103. (10)
- Mazanoğlu K., (2005), Titreşim Analizi İle Makaralı Yataklarda Arıza Teşhisi., by January İZMİR (11)
- Gallimore K., Penlesky R., (1988), 'A Framework for Developing Maintenance Strategies', Production and Inventory Management Journal Vol:29., No:1., s.16. (12)
- Güneş G., (1987), Endüstride Bakım Planlaması ve Uygulama Teknikleri., Planlı Bakım Onarım Semineri SEGEM., s.17. (13)
- Kes A., (2005), Elsevier., Ekipmanlarda Pratik Titreşim Analizi ve Kestirimci Bakım., s.1-274. (14)

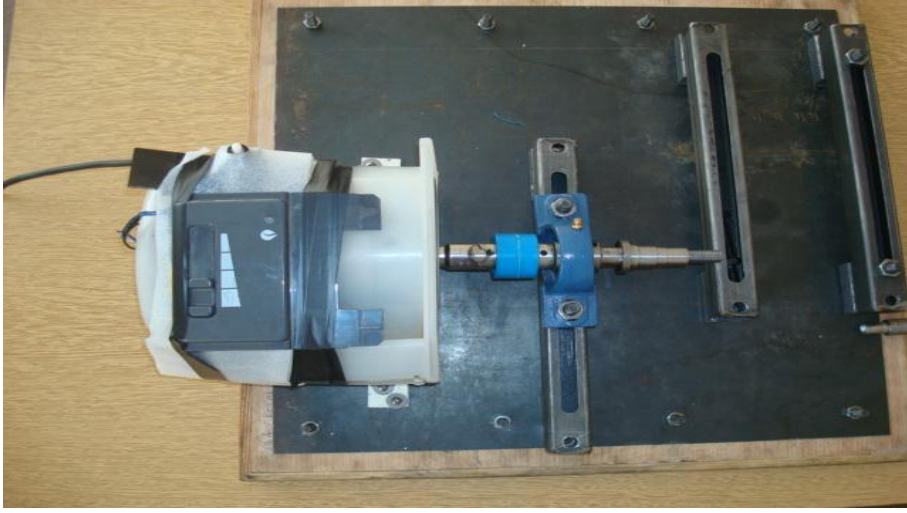
## ÖZGEÇMİŞ

1972 yılında Sivas'ta doğdu. İlk, orta ve lise tahsilini Sivas'ta tamamladı. Ankara Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinden 1994 yılında mezun oldu. Aynı yıl Çorum Merkez Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesinde Motor Bölümü Öğretmeni olarak göreve başladı. Halen Sivas Merkez Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesinde Motor Bölümü Öğretmeni olarak görev yapmaktadır. Evli ve 2 çocuk babasıdır. Yabancı dili İngilizce'dir.

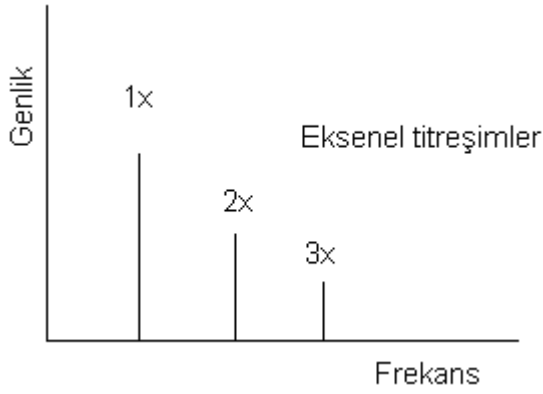


## EKLER: DENEY DÜZENEĞİNİN RESİMLERİ VE FFT GRAFİKLERİ

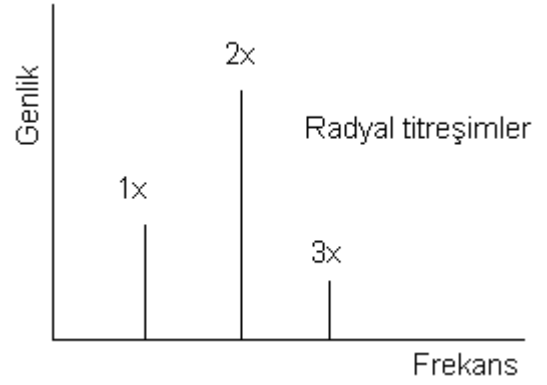
Fonksiyonel olarak tasarladığımız deney düzeneğimizde literatürde yer alan bazı mekanik sistem modellerini oluşturmuş ve Frekans-Genlik, Zaman-Genlik grafikleri elde edilmiştir.



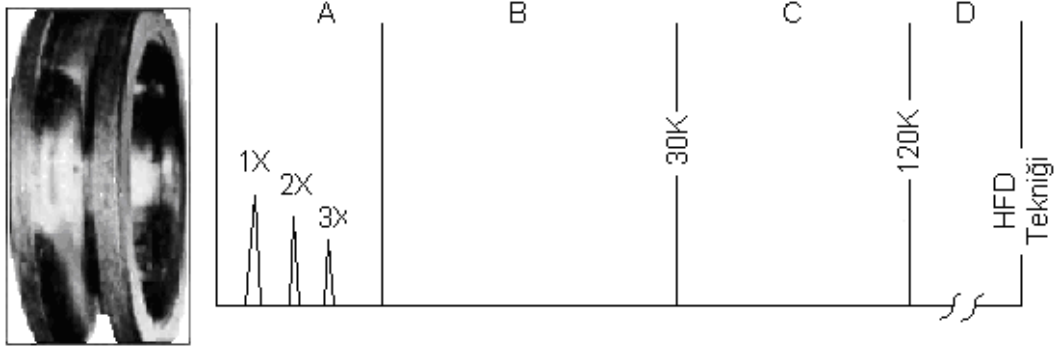
Şekil 42: Kaplin ve rulman düzeneği



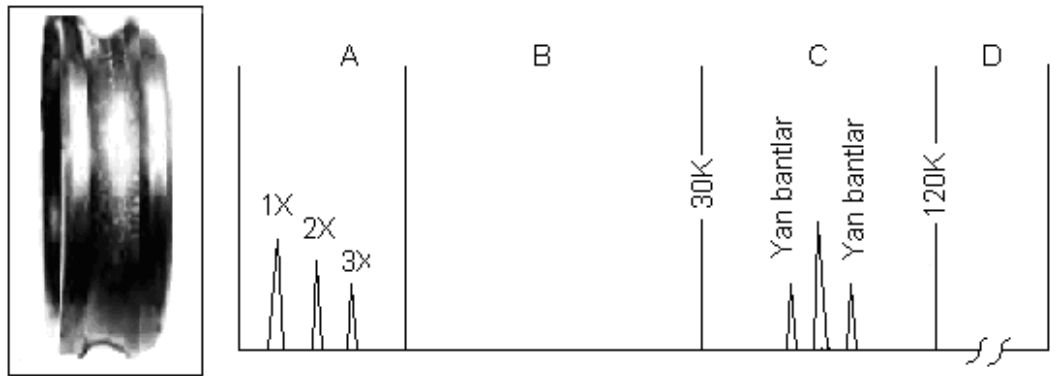
Şekil 43: Açısal ayarsızlık  
FFT grafiği (14)



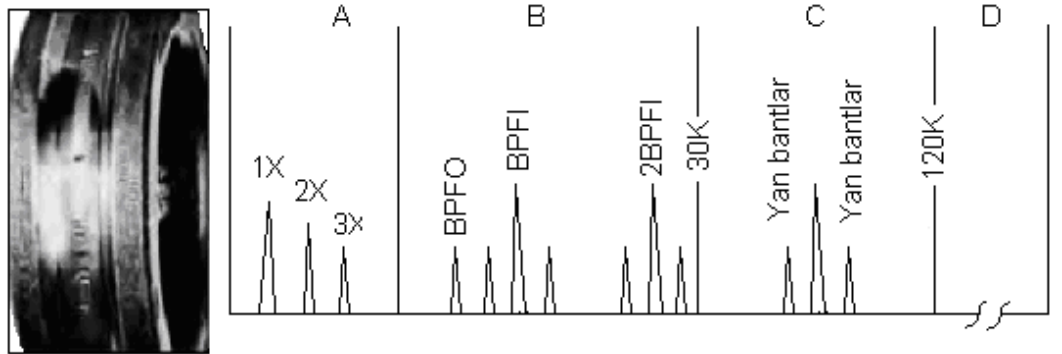
Şekil 44: Eksenel ayarsızlık  
FFT grafiği (14)



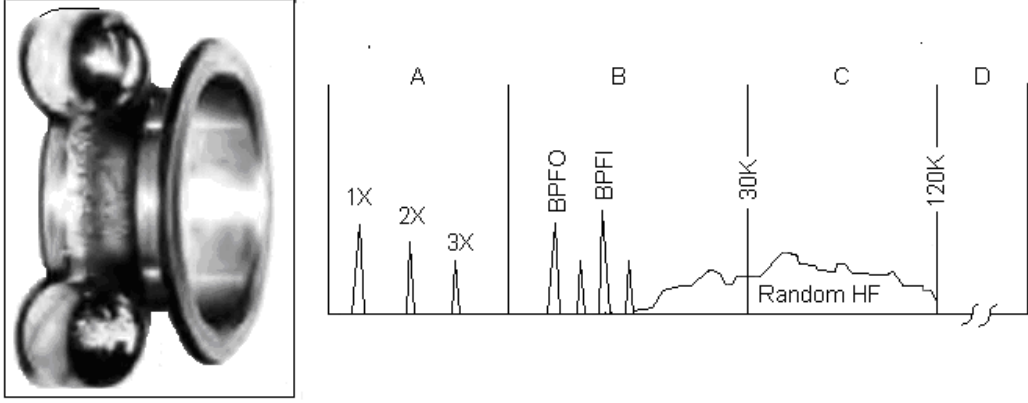
Şekil 45: Rulman iç bileziklerdeki aşınmanın FFT grafiği (14)



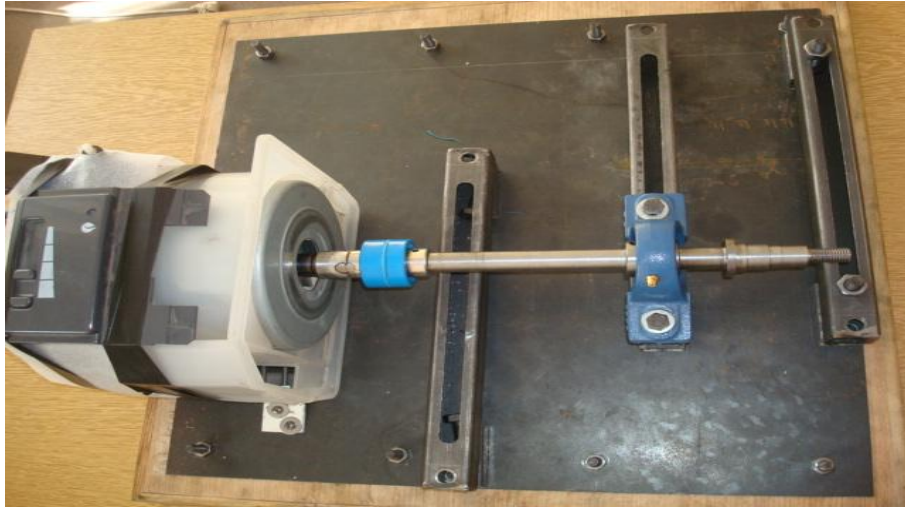
Şekil 46: Yorulmuş bileziklerdeki çukurlaşmaların FFT grafiği (14)



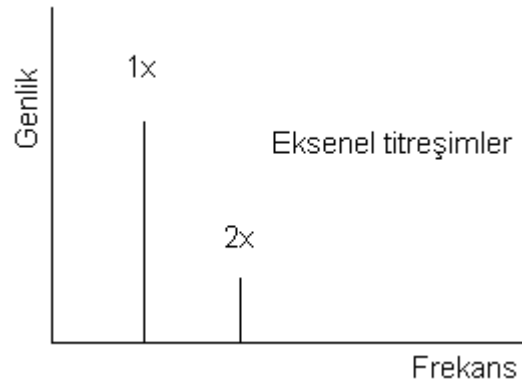
Şekil 47: Rulmanın genişliği boyunca aşınmanın FFT grafiği (14)



Şekil 48: Aşınmanın son kademesi (aşırı hasarlanmış rulman) FFT grafiği (14)



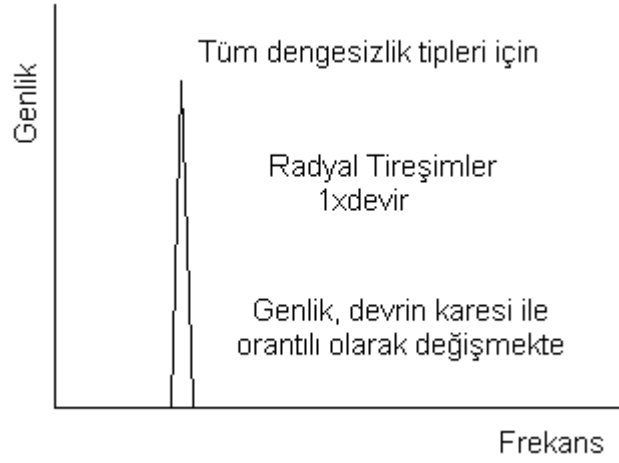
Şekil 49: Eğik mil düzeneği



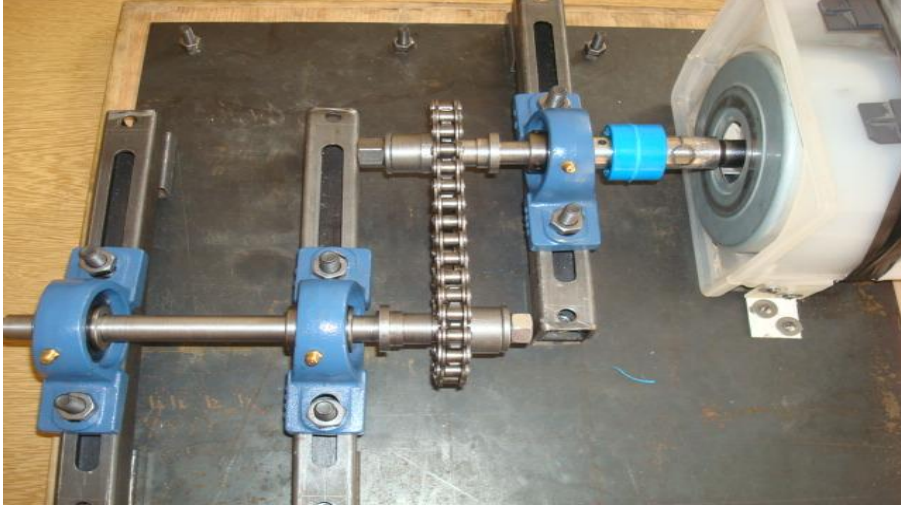
Şekil 50: Bel vermiş milin FFT grafiği (14)



Şekil 51: Disk düzeneği



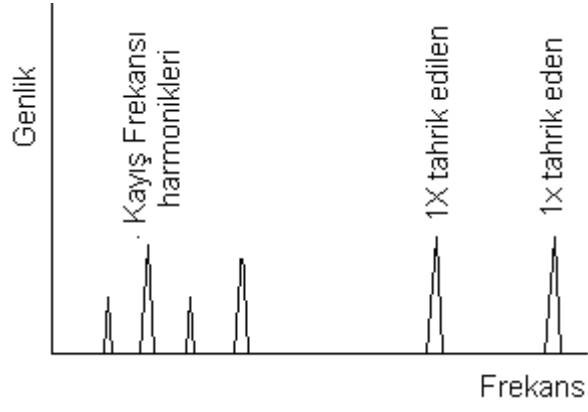
Şekil 52: Statik dengesizlik FFT grafiği (14)



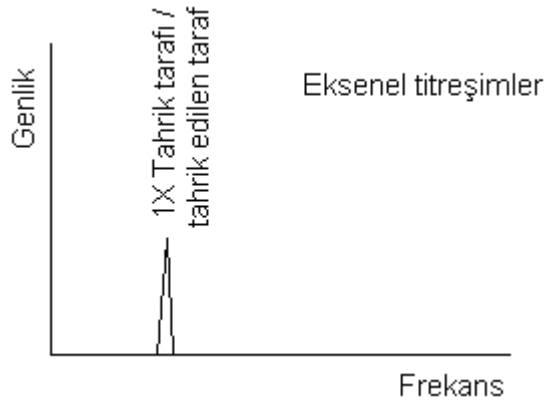
Şekil 53: Zincir – Dişli düzeneği



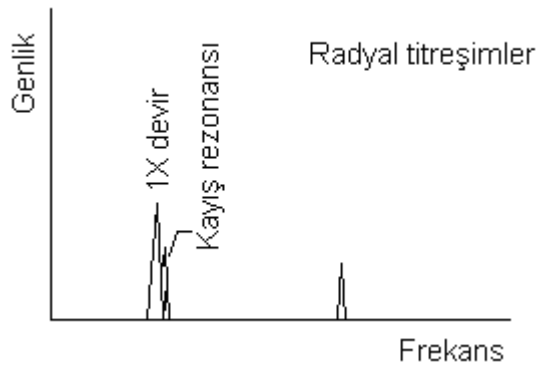
Şekil 54: Kayış – Kasnak düzeneği



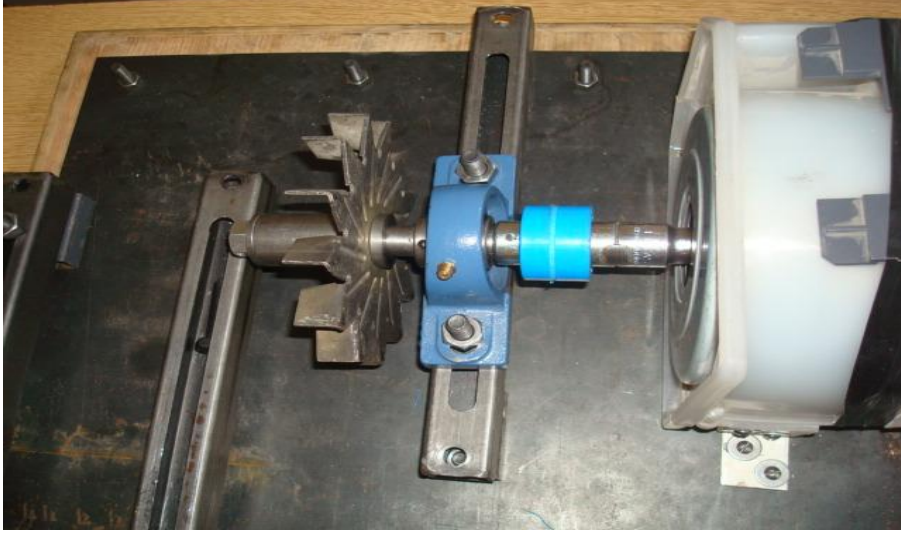
Şekil 55: Kayış tahrikinin (Aşınmış-Gevşek-Uyumsuz) FFT grafiği (14)



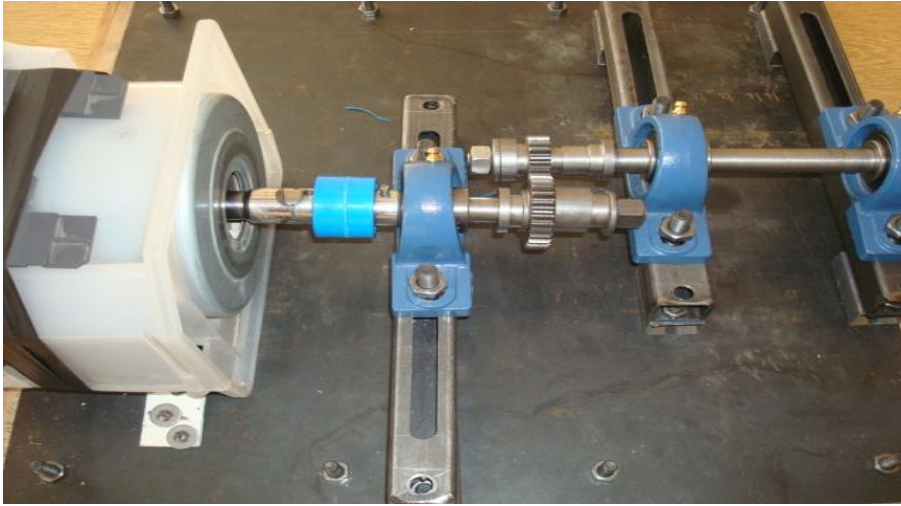
Şekil 56: Kayış - Kasnak ayarsızlığının FFT grafiği (14)



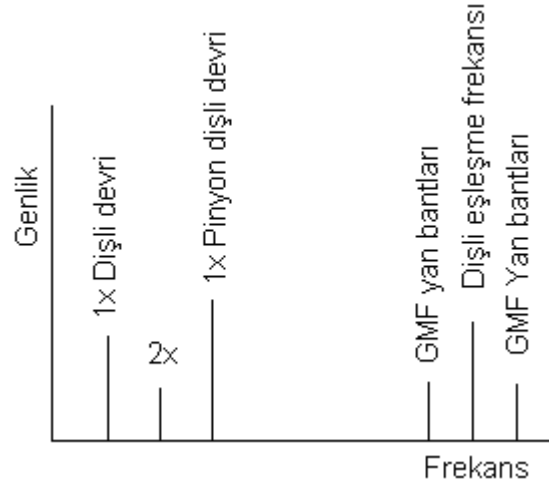
Şekil 57: Kayış rezonansının FFT grafiği (14)



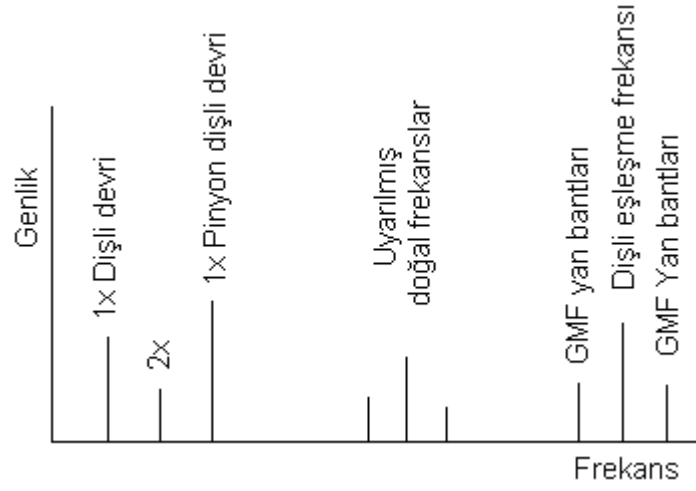
Şekil 58: Fan düzeneği



Şekil 59: Dişli –Dişli düzeneği

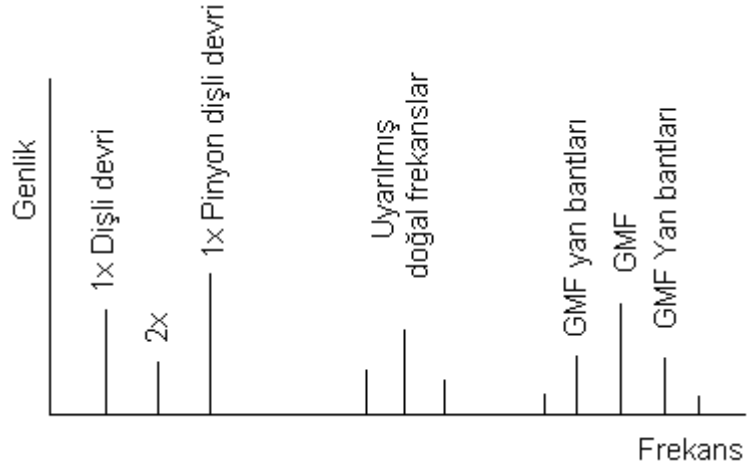


Şekil 60: Normal dişli spektrumu (14)

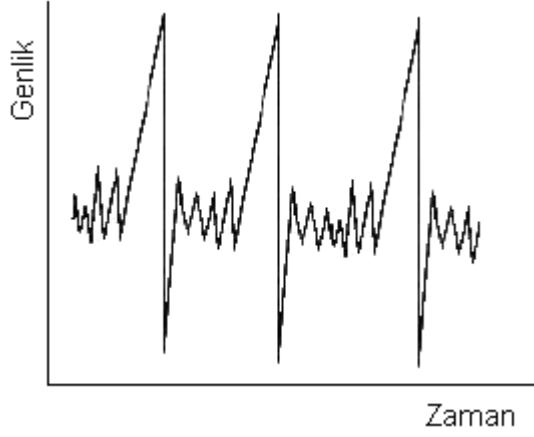


Şekil 61: Diş aşınmasının FFT grafiği (14)

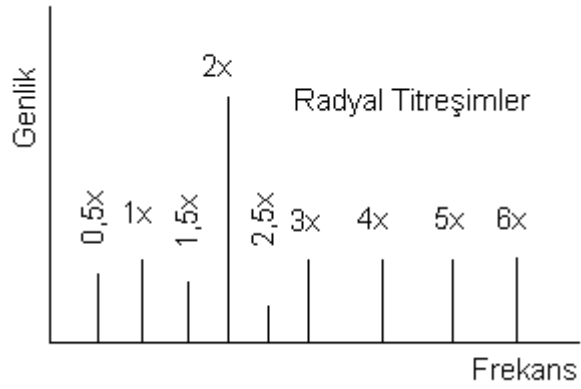




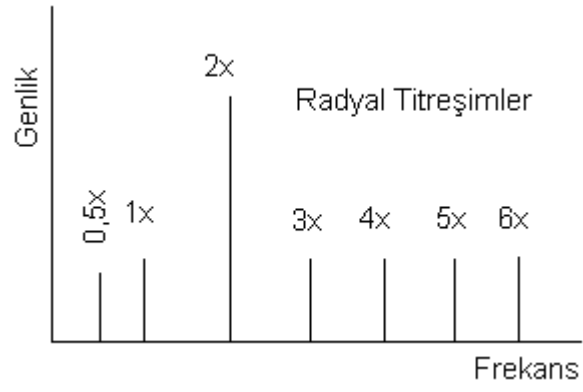
Şekil 62: Dişli eksantrikliği ve boşluğun FFT grafiği (14)



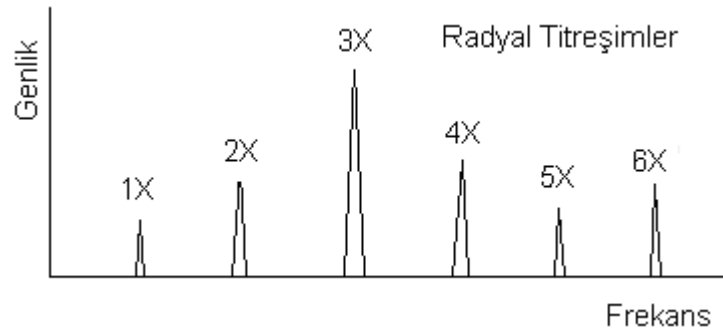
Şekil 63: Kırılmış dişli yüzünden meydana gelen piklerin FFT grafiği (14)



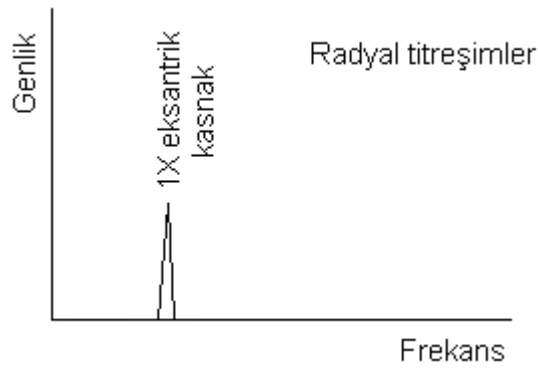
Şekil 64: Mekanik gevşeklik (iç grup) FFT grafiği (14)



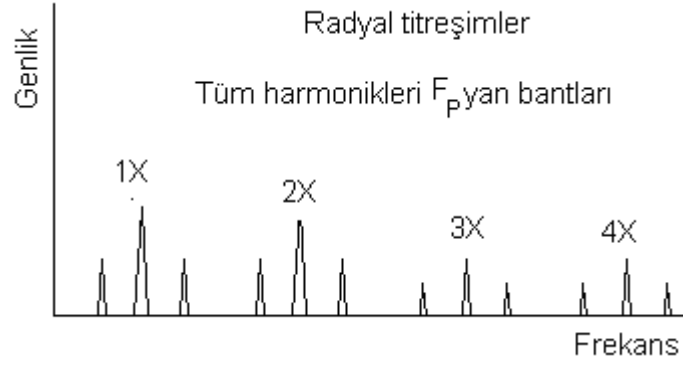
Şekil 65: Taban plakası gevşek olan ekipmanın FFT grafiği (14)



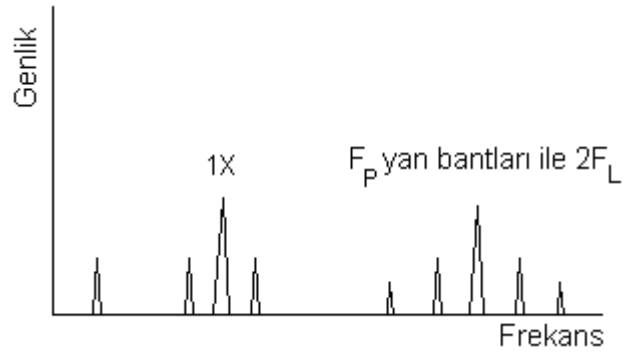
Şekil 66: Kaymalı yatak arızası ve yüksek toleransın FFT grafiği (14)



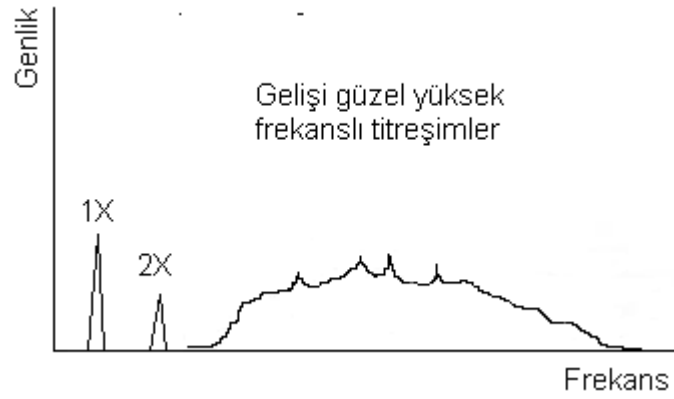
Şekil 67: Eksantriklik FFT grafiği (14)



Şekil 68: Kırılmış ve çatlamış rotor çubuklarının FFT grafiği (14)



Şekil 69: Eksantrik rotor arızasının FFT grafiği (14)



Şekil 70: Kavitasyon arızasının FFT grafiği (14)