

FFT ANALİZ

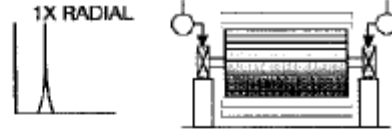
BALANSSIZLIK

Kütle eksikliğidir. Çift düzlem rotorlarda balanssızlık dinamik veya statik olabilir. Dinamik balans iki ayrı düzlemdeki kütle eksik yada fazlalıkların farklı açılarda oluşmasıdır.

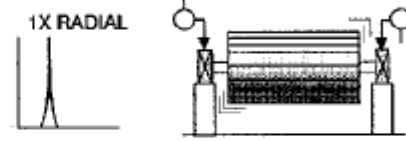
Force unbalance , kuvvet dengesizliği iki düzlem aynı fazda ve stabildir. Vibrasyonun genliği hızın karesi oranında artar . Vibrasyon radyal ekseninde 1xrpm 'de oluşur ve rotor merkezine tek düzlemde ağırlık eklemek ve çıkarmak suretiyle balansı alınabilir.

MASS UNBALANCE

A. FORCE UNBALANCE

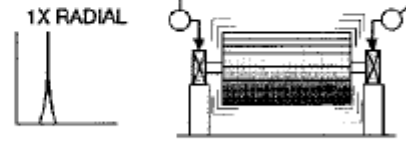


B. COUPLE UNBALANCE



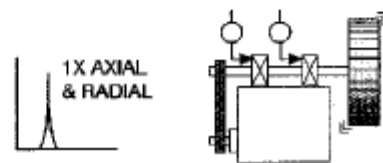
Couple unbalance , çift dengesizliği iki düzlem 180° faz farklıdır. Vibrasyonun genliği hızın karesi oranında artar . Vibrasyon radyal ekseninde 1xrpm 'de oluşur ve iki düzleme ağırlık eklemek ve çıkarmak suretiyle balansı alınabilir.

C. DYNAMIC UNBALANCE



Dynamic unbalance , dinamik dengesizlik force unbalance ve couple unbalance 'ın birleşimidir. Genellikle en olası balanssızlık durumu budur. Yataklar arası faz farkı 0-180° arasındır. Vibrasyon radyal ekseninde 1 xrpm 'de oluşur ve iki düzleme ağırlık eklemek ve çıkarmak suretiyle balansı alınabilir.

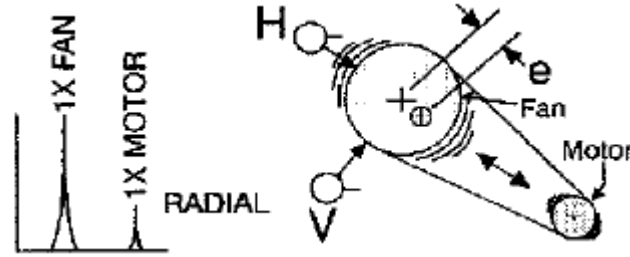
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE



Overhung rotor unbalance , Radyal rotor dengesizliği. Axiyel ve radyal olarak oluşur. Axiyel olarak yataklar arası faz farkı genellikle 0° 'dir. Radyal olarak açısı farklıdır. Vibrasyon radyal ekseninde 1 xrpm 'de oluşur , fanın büyüklüğüne göre tek düzlem ve çift düzlem balanssızlık görülebilir (force ve couple unbalance) ve tek veya iki düzleme ağırlık eklemek ve çıkarmak suretiyle balansı alınabilir.

FFT ANALİZ

ECENTRIC ROTOR

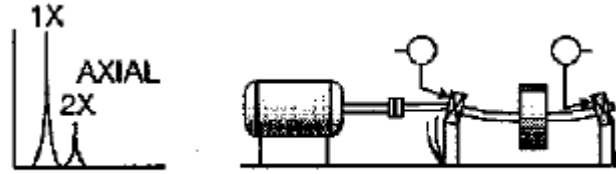


ECENTRIC ROTOR

Eksantrik rotor genellikle kayış kasnak uygulamalarında fan kasnağının kaplin deliğinin merkezinde açılmaması dolayısı ile rotorun çift merkezli olarak dönmesi ile oluşan balanssızlıktır. 1 x rpm olarak kendini gösterir. Faz farklılıkları aynı yatakta sensör montaj açıları (yatay ,dikey) dikkate alındığında genellikle aynı çizgide görülür.

FFT ANALİZ

BENT SHAFT



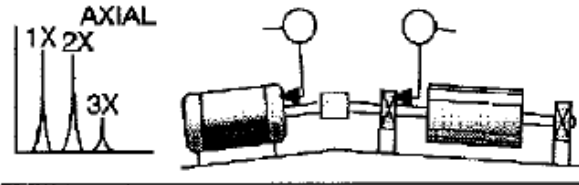
BENT SHAFT

Eğik shaft aksiyel vibrasyona yol açar. Faz farkları 180° derecedir. Eğiklik shaftın merkezine yakın ise normal vibrasyon $1x$ rpm dir. Ancak eğiklik kapline yakın yerde ise $2x$ rpm 'de görülür.

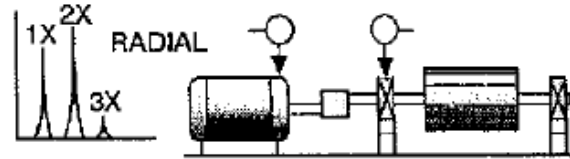
FFT ANALİZ

MISALIGNMENT

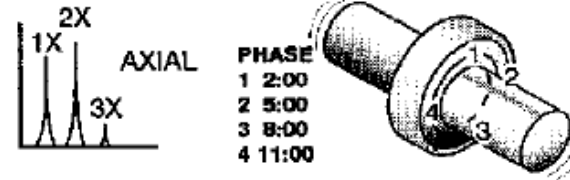
A. ANGULAR MISALIGNMENT



B. PARALLEL MISALIGNMENT



C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT



MISALIGNMENT

Hizasızlık ,

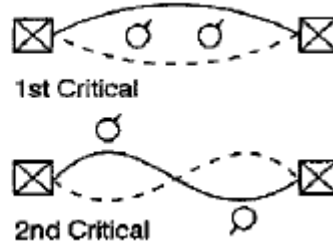
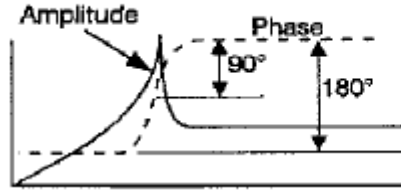
Açısal hizasızlık , Yüksek axiyel vibrasyona yol açar . Problar kaplinin karşılıklı yataklarında ise faz farkı 180° derecedir. Tipik olarak 1xrpm ve 2xrpm sinyaller görülmektedir. 1x, 2x, 3x rpm olarak da görülebilmektedir. Bu semptomlar kaplin ayarsızlığında da görülebilmektedir. Açısal kaçıklıklar 1xrpm ve harmoniklerini oluşturmaktadır. Mekanik gevşeklikteki gibi yükselen taban gürültüsüne yol açmaz.

Paralel hizasızlık, kapline göre karşılıklı yataklar 180° faz farklı yüksek radyal vibrasyon görülür. 2x rpm genliği genellikle 1x rpm 'den büyüktür. Ancak kaplin tipi ve şase yapısına göre değişiklik gösterebilir. Açısal ve radyal kayma şideetli ise 4x, 8x rpm 'e kadar harmonik oluşabilir. Hatta yüksek frekanslı harmonik dizileri bazen mekanik gevşeklik sinyallerine benzeyebilir. Büyük ayarsızlıklarda kaplin tipi ve malzeme cinsi spektrumun görünümüne büyük etki eder. Yükselen taban gürültüsüne yol açmaz.

Mil üzereni kasıtlı rulman montajı, axial vibrasyona yol açar . Aynı yatak için aksiyel yönde 1,2,3 ve 4 noktalarında alınan ölçümlerde 1,2 ve veya 3,4 noktaları arasında yaklaşık 180° faz farkı oluşmaktadır. Kaplin ayarı ve balans alımı gibi işlemler sonucu etkilemez. Rulman sökölüp düzgün takılmalıdır.

FFT ANALİZ

RESONANCE



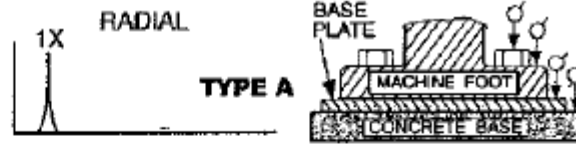
RESONANCE

Rezonans,

Bir zorlama frekansı sistemin doğal frekansı ile çakıştığı zaman rezonans meydana gelir. Önemli genlik artışlarına sebep olabilir. Genlik normal kalabilir yada yıkıcı hasarlara sebep olabilir. Bu artış rotorun doğal frekansından kaynaklanabileceği gibi , şase bağlantılarından , dişli ve kayış sisteminden de doğabilmektedir. Rezonans problemi varsa doğal frekansı daha yüksek veya düşük frekansa değiştirmek gerekir. Frekans konvertörlü sistemlerde doğal frekans bölgeleri sürücü içerisine kaydedilerek rezonans bölgelerinde çalışması önlenir.

FFT ANALİZ

MECHANICAL LOOSENESS



MECHANICAL LOOSENESS

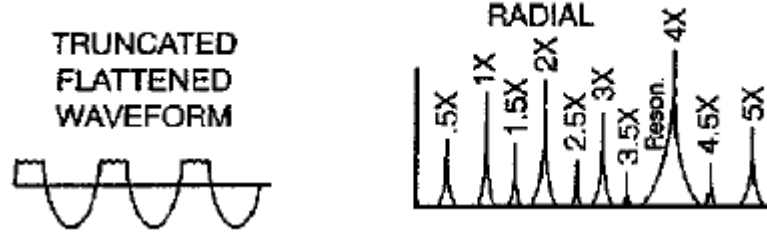
Makine ayağı ,kaide veya temelde yapı gevşeklik veya güçsüzlüğü sebep olur.Gevşeyen zemin ,gevşek tutan civatalar ve makine şasesi yada yapısındaki bozulmalar etkilidir. Faz analizi ile bulgu elde edilebilir. Civata üzeri , makine ayağı, baseplate ve zeminde dikey olarak yapılan ölçümlerde faz farkı 90 ile 180 ölçülür.

Pedestal yataklarda gevşek yatak havuzları ,civata yapıdaki kırıklar sebep olur.

Uyum sağlamayan parçalar sebebi ile rotordan meydana gelen dinamik kuvvetlere karşı lineer olmayan tepkiler oluşur Zaman dalga formu ve spektrum grafiklerinde yerden kesilmiş ve yükseltilmiş bir gürültü tabanına yol açar. Gevşek kapak rulman yeri veya gevşek mil rulman yeri , toleranslarda büyük boşluk olması , gevşek pervane veya saft vibrasyonun kaynağıdır.

FFT ANALİZ

ROTOR RUB



ROTOR RUB

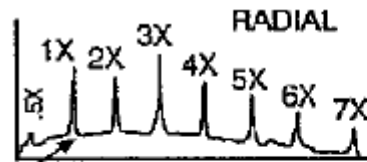
Rotor sürtmesi,

Dönen parçalar sabit bir kısma sürttüğünde mekanik gevşekliğe benzer spektrum üretir. Sürtme kısmi veya tüm rotor dönüşü süresince olabilir. Genellikle bir seri frekans dizisi oluşturur. Sık sık bir veya daha fazla rezonans bölgesi oluşmasına tahrik eder. Genellikle devir katı harmonikleri arasında yarım kat alt harmonikleri üretir. Şartlara bağlı rotor doğal frekansları üretir. Eğer sebep milin kayma yatak metallerine teması ise çok ciddi sonuçları olan kısa süreli bir temas olacaktır. Rotor üzerinde sürtme varsa yıkıcı arızalara sebep olabilir.

FFT ANALİZ

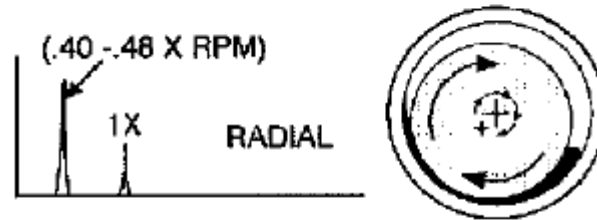
JOURNAL BEARINGS

A. WEAR/CLEARANCE PROBLEMS



NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING CLEARANCE/LOOSENESS.

B. OIL WHIRL INSTABILITY

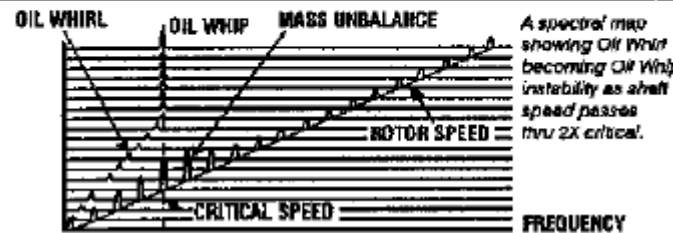


JOURNAL BEARINGS

Metal yatak,
Yatak tolerans problemi,

Yağ girdap istikrarsızlığı,
Sonucu 0.40-0.48 x rpm vibrasyondur.

C. OIL WHIP INSTABILITY



Oil Whip may occur if machine operated at or above 2X rotor critical frequency. When rotor brought up to twice critical speed, whirl will be very close to rotor critical and may cause excessive vibration that oil film may no longer be capable of supporting. Whirl speed will actually "lock onto" rotor critical and this peak will not pass through it even if machine is brought to higher and higher speeds. Produces a lateral forward precessional subharmonic vibration at rotor critical frequency. Inherently unstable which can lead to catastrophic failure.

FFT ANALİZ

ROLLING ELEMENT BEARINGS (4 Failure Stages)

f_n = Natural Frequencies of Installed Bearing Components and Support Structure

BEARING DEFECT FREQUENCIES:

$$BPFI = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times \text{RPM}$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times \text{RPM}$$

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 (\cos \theta)^2 \right] \times \text{RPM}$$

$$FTF = \frac{1}{z} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times \text{RPM}$$

Where:

BPFI = Inner Race Frequency

BPFO = Outer Race Frequency

BSF = Ball Spin Frequency

FTF = Fund. Train (Cage) Freq.

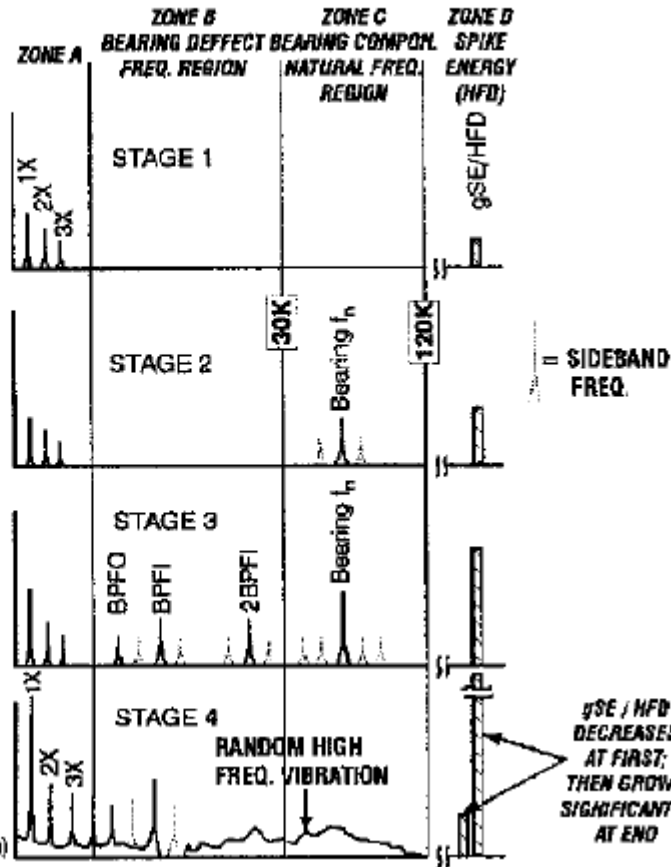
N_b = Number of Balls or Rollers

B_d = Ball/Roller Diameter (in or mm)

P_d = Bearing Pitch Diameter (in or mm)

θ = Contact Angle (degrees)

DOMINANT FAILURE SCENARIO



ROLLING ELEMENT BEARING

rulman problemlerinin erken endikasyonları 250000-350000 Hz arasında değişen ultrasonik frekansları görünür. Sonra aşınma artıka yaklaşık 20.000-80.000 hz 'e düşer. Bu frekanslar spike enerji GSE , HDF (g) ve Şok pulse (dB) olarak değerlendirilir. Spike enerji ilk anda 0,25 gSE olarak görülebilir. Yüksek frekanslı envelop zarf ölçümleri rulman arızasını doğrular

Küçük rulman hasarları rulmanın bilezik componentlerinde doğal vibrasyon oluşturmaya başlar. Gemnel olarak 30000- 120000 rpm arası çıkmaya başlar. Böyle doğal frekanslar rulmanı destek yapılarında rezonansa yol açabilir. Yan bant pikleri doğal frekansın pik'in her iki yanında görülür. Ortalama spike enerji büyür .(0.25-0.50 gSE).

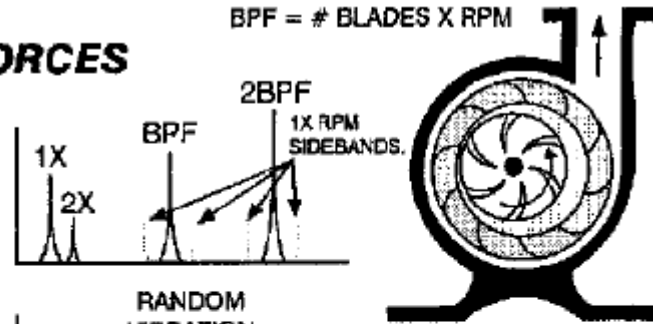
Ortalama spike enerji büyür .(0.5- 1 gSE) . Rulmanları değiştirmek gereklidir.

Hasar büyüdükçe 1 xrpm ve harmonikleri aşırı artar. Rulman doğal frekansları bozulur ve rastgele frekanslar oluşur. Yüksek frekanslarda gürültü zemini oluşur. Yüksek frekans gürültü zemini ve spike enerji genliklerinde azalma olabilir. Fakat tam arıza olmadan hemen önce spike enerji ve HDF genlikleri büyüyecektir.

FFT ANALİZ

HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES

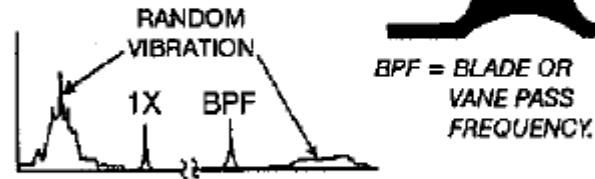
A. BLADE PASS & VANE PASS



HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES

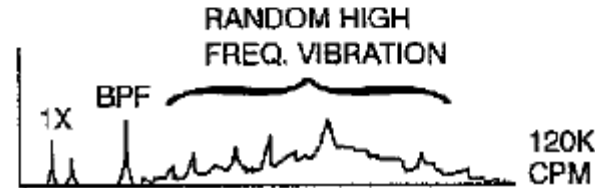
Kanat geçiş frekansı = kanat sayısı x rpm
pompa fan ve kompresörlerde görülür

B. FLOW TURBULENCE



Akış türbülansında rastgele vibrasyonlar görülür. 50-2000 rpm arasında

C. CAVITATION

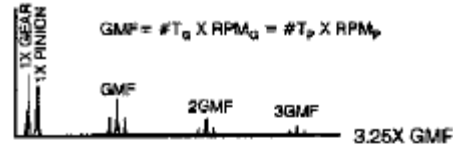


Kavitasyon olması durumunda yüksek frekanslı rastgele vibrasyonlar görülür.

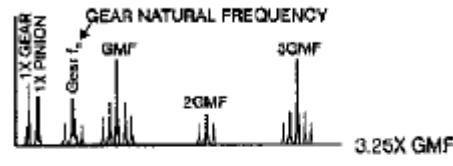
FFT ANALİZ

GEARS

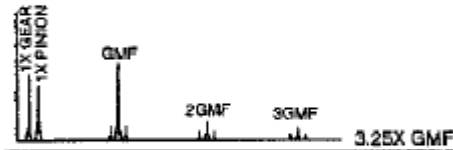
A. NORMAL SPECTRUM



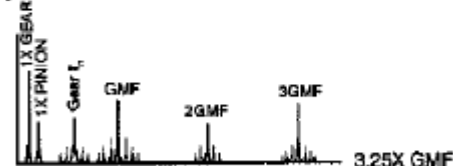
B. TOOTH WEAR



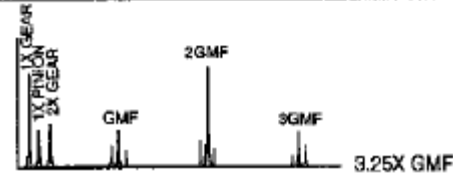
C. TOOTH LOAD



D. GEAR ECCENTRICITY AND BACKLASH



E. GEAR MISALIGNMENT



GEARS

Normal spektrum,
1x dişli ve 1 x pinyon frekansları 1x GMF gear mess frequency ve küçük genlikte harmonikleri olur.
Ölçümün maximum frekansı 3,25 x GMF kadar veya bilinmiyorsa 200x rpm kadar alınmalıdır.

Dişlerde problem varsa 1xGMF ve harmoniklerinde ve etraflarında saftının dönüş devrinde yanbantları oluşur.

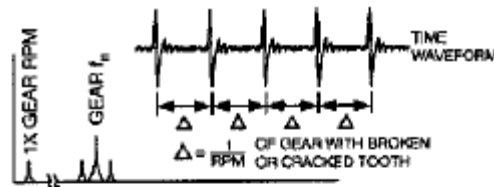
Diş yükü,
GMF sinyali diş yüklenmelerine duyarlıdır. Düşük seviyelerdeki sinyaller normal kabul edilmelidir. Sıhhatli ölçümler için tam yükte ölçüm alınmalıdır.

Dişli eksentirisi,
GMF ve harmonikleri etrafında yüksek genlikli 1 x rpm yan bantları meydana gelir. Paralel olmayan şaftlarda meydana gelir.

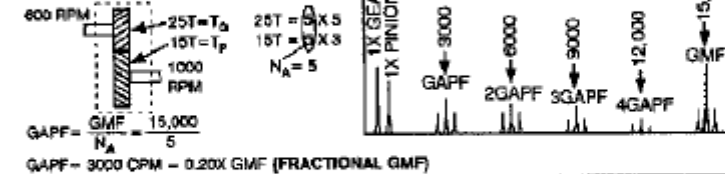
Dişli hizasızlığı,
Düşük 1 x GMF ve yüksek 2x GMF ve 3x GMF görülür. 2 x GMF etrafında 2xrpm frekansında yan bantlar görülür.

FFT ANALİZ

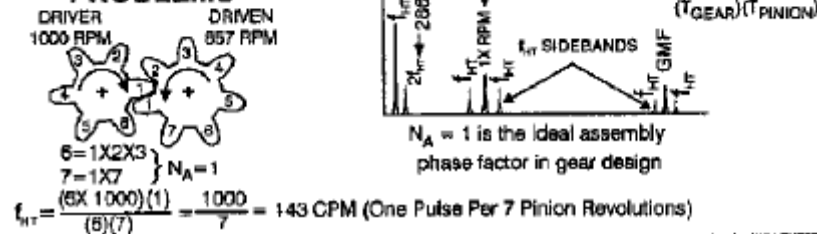
F. CRACKED/BROKEN TOOTH



G. GEAR ASSEMBLY PHASE PROBLEMS

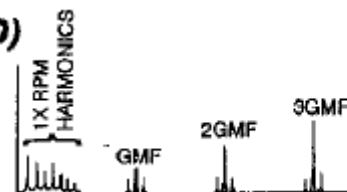


H. HUNTING TOOTH PROBLEMS



GEARS (CONTINUED)

I. LOOSE BEARING FIT



GEARS

Çatlak ve kırık dişler,
1x dişli devri ve Dişli doğal frekansında «Gear fn» ve bunun
etrafında 1 x rpm yan bantları görülür.

Gear Assembly Phase Freq. (GAPF) can result in Fractional Gear Mesh Frequencies (if $N_A > 1$). It literally means (T_G/N_A) gear teeth will contact (T_P/N_A) pinion teeth and will generate N_A wear patterns, where N_A in a given tooth combination equals the product of prime factors common to the number of teeth on the gear and pinion ($N_A =$ Assembly Phase Factor). GAPF (or harmonics) can show up right from the beginning if there were manufacturing problems. Also, its sudden appearance in a periodic survey spectrum can indicate damage if contaminate particles pass through the mesh, resulting in damage to the teeth in mesh at the time of ingestion just as they enter and leave meshing or that gears have been reoriented.

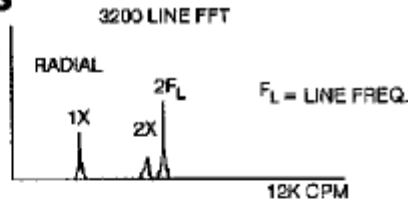
Hunting Tooth Frequency (f_{HT}) occurs when faults are present on both the gear and pinion which might have occurred during the manufacturing process, due to mishandling, or in the field. It can cause quite high vibration, but since it occurs at low frequencies predominately less than 500 CPM, it is often missed. A gear set with this tooth repeat problem normally emits a "growling" sound from the drive. The maximum effect occurs when the faulty pinion and gear teeth both enter mesh at the same time (on some drives, this may occur only 1 of every 10 to 20 revolutions, depending on the f_{HT} formula). Note that T_{GEAR} and T_{PINION} refer to number of teeth on the gear and pinion, respectively. N_A is the Assembly Phase Factor defined above. Will often modulate both GMF and Gear RPM peaks.

Rulman yataklarında bozulma olduğu zaman
1x rpm harmonikleri ve 1x GMF harmonikleri oluşur.

FFT ANALİZ

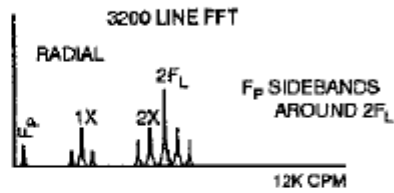
AC INDUCTION MOTORS

A. STATOR ECCENTRICITY, SHORTED LAMINATIONS OR LOOSE IRON

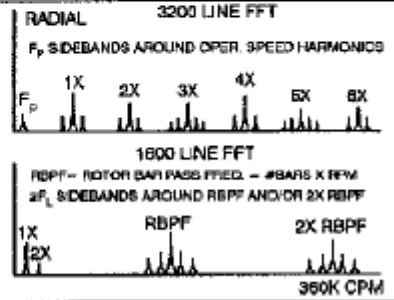
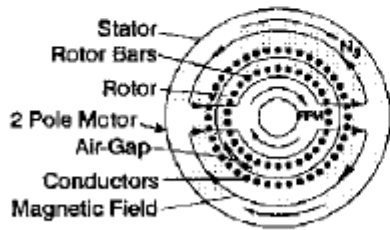


B. ECCENTRIC ROTOR (Variable Air Gap)

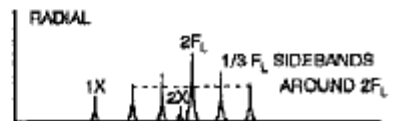
F_L = Electrical Line Freq.
 N_s = Synch. Speed = $\frac{120F_L}{P}$
 F_s = Slip Freq. = $N_s - \text{RPM}$
 F_p = Pole Pass Freq. = $F_s \times P$
 P = #Poles



C. ROTOR PROBLEMS



D. PHASING PROBLEM (Loose Connector)



AC INDUCTION MOTORS

Stator eksentrisi, nüve kısadevresi ve gevşek nüve,

Asenkron motorlarda %5 ve senkron motorlarda %10 dan fazla hava aralığı dengesizliği olması durumunda 2x f line frekansı ortaya çıkar.

Buna sebep , yatak eksen bozukluğu, nüve oynaması, total ayak, kapak zayıflığı olabilir.

Eksentirik rotor,

2x f lin frekansı etrafında Fp kutup geçiş frekansında ve harmoniklerin olarak yan bantları görülür.

Kırık ve çatlak rotor çubuğu,

1x rpm ve harmonikleri etrafında Fp frekansında yan bantlar görülür.

Rotor çubukları açık devre veya gevşek ise RBPF Rotor Bar Pass Frequency ve harmonikleri görülür. Bu harmonikler etrafında 2x f line frekansı ve harmonikleri yan bant olarak görülür.

RBPF = Çubuk sayısı x rpm ' dir.

Çubuklar ile kısadevre ringi arasında elektrik arki olması durumunda yüksek 2xRBPF ve etrafında 2xF line yanbantları görülür. 1x RBPF bu durumdan pek etkilenmez.

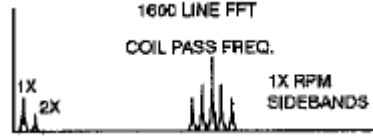
Faz problemi,

Gevşek bağlantı da 2 x f line frekansı etrafında 1/3 f line yan bantları görülür. 2 x f line genliği 25,4 mm/sn değerlerine ulaşabilir.

Düzeltilmediği zaman büyük problemlere yol açabilir.

FFT ANALİZ

AC SYNCHRONOUS MOTORS (Loose Stator Coils)



AC SYNCHRONOUS MOTORS

Gevşek stator bobini,

CPF coil pass frequency = bobin sayısı x rpm

CPF etrafında 1x rpm ve harmonikleri yan bant olarak görülecektir. 2 x f line frekansı da eşlik eder.

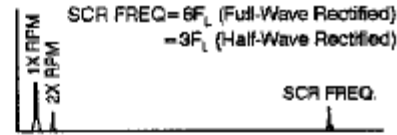
60000 ile 90000 rpm arasındaki frekanslarda görülebilir.

Yataklardan en az bir adet 90000 rpm 'e kadar ölçüm alınması yeterlidir.

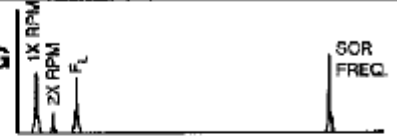
FFT ANALİZ

DC MOTORS AND CONTROLS

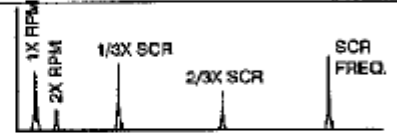
A. NORMAL SPECTRUM



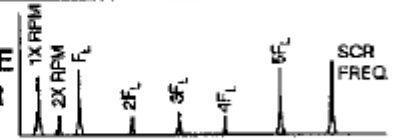
B. BROKEN ARMATURE WINDINGS, GROUNDING PROBLEMS OR FAULTY SYSTEM TUNING



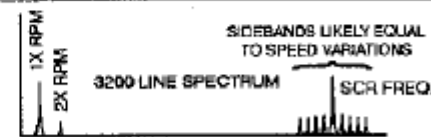
C. FAULTY FIRING CARD OR BLOWN FUSE



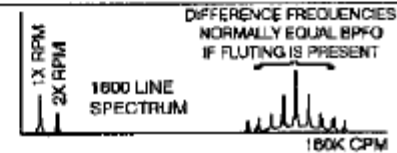
D. FAULTY SCR, SHORTED CONTROL CARD, LOOSE CONNECTIONS AND/OR BLOWN FUSE



E. FAULTY COMPARITOR CARD



F. ELECTRICAL CURRENT PASSAGE THRU DC MOTOR BEARINGS



DC MOTORS AND CONTROLS

DC sürücülerde genellikle 6 tristör olduğu için $6x f$ line frekansında pikler olması doğaldır. Bu piklerin yüksek olması durumunda bir problem olabilir.

Kırık armatür sargıları ,izolasyon problemleri ve uygunsuz sistem ayarları,
 $1x$ SCR ve $2x$ SCR görülebilir $1x$ SCR için $2,54$ mm/sn ve $2x$ SCR 1 mm/sn değeri üstünde problem aranmalıdır.

Hatalı ateşleme kartı ve atık sigorta,
 $1/3 x$ SCR ve $2/3x$ SCR frekansında arıza gösterir.

Hatalı SCR, kısadevrel kontrol kartı ,gevşek bağlantı ve atık sigorta,
 $1x f$, $2xf$, $3xf$, $4xf$, $5xf$ gibi şebeke frekansı harmonikleri olarak görülür.

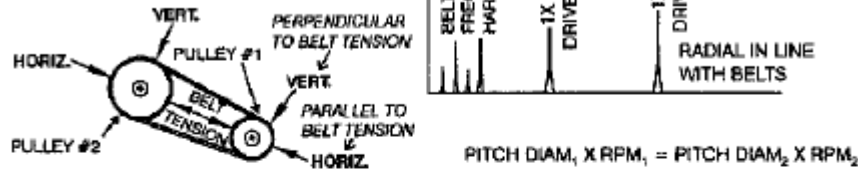
Arızalı karşılaştırma kartı ,
Buna sebep devir dalgalanmasıdır. Bu ikaz devresinin manyetik alanının azalıp çoğalmasındandır.SCR frekansının yanında $1 x$ rpm ve harmonikleri yan bant olarak görülür.

Rulmanlardan elektrik akımı geçişi,
Rulmanlardan endüklenen akım geçmesi durumunda 100000 ile 150000 rpm arasındaki frekanslarda BPFO rulman dış bilezik arızası olarak kendini gösterir.

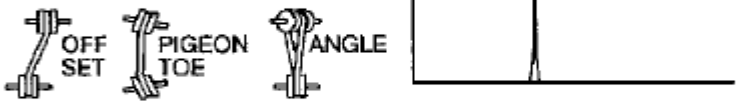
FFT ANALİZ

BELT DRIVE PROBLEMS

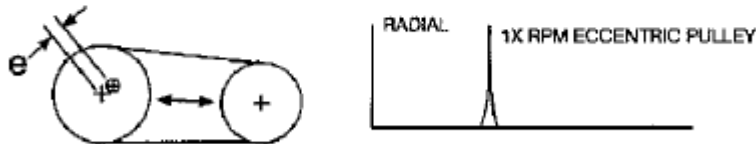
A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS



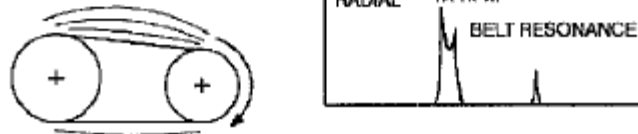
B. BELT/PULLEY MISALIGNMENT



C. ECCENTRIC PULLEYS



D. BELT RESONANCE



BELT DRIVE PROBLEMS

$$\text{BELT FREQ.} = \frac{3.142 \times \text{PULLEY RPM} \times \text{PITCH DIAM.}}{\text{BELT LENGTH}}$$

$$\text{TIMING BELT FREQ.} = \text{BELT FREQ.} \times \# \text{BELT TEETH} \\ = \text{PULLEY RPM} \times \# \text{PULLEY TEETH}$$

Yıpranmış, gevşek ve uyumsuz kayışlar.,

Formülden hesaplanan kayış arıza frekansı genelde 1x rpm frekansının altında çıkar. 2x belt frekansı da sık sık görülür. Sistem dişli ise arıza frekansı dişsayısı x rpm dir.

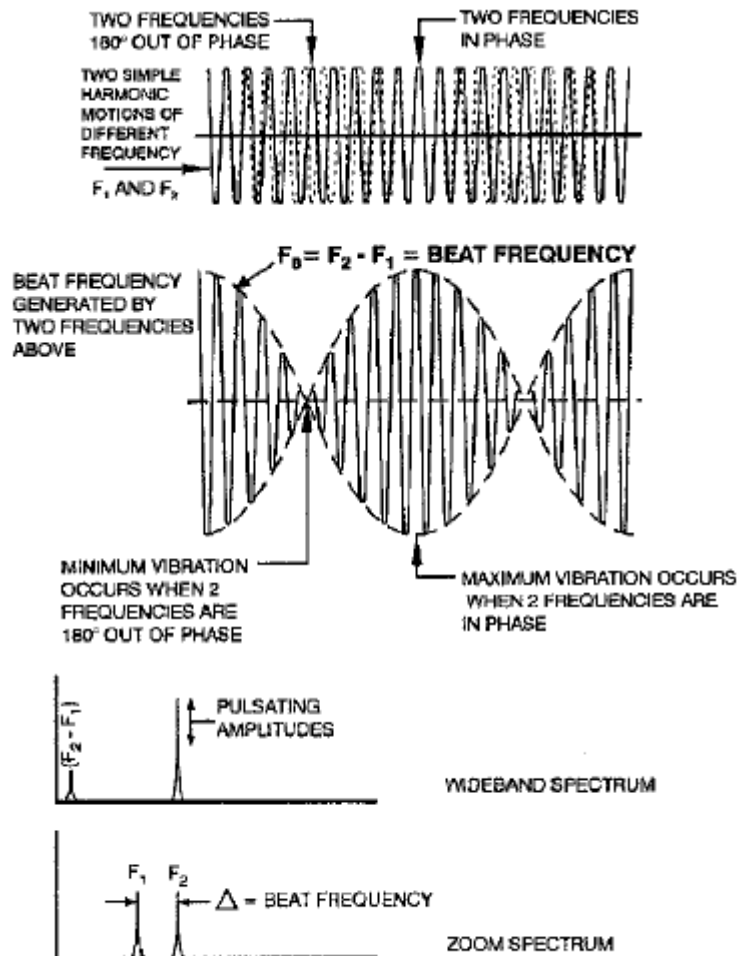
Kasnak ayarsızlığı,
Genellikle axial olarak 1x rpm frekansında vibrasyon oluşturur. Baskın genliğin süren ve sürülen ekipmana ait olması ölçülen yere kütle ve gövde sertliğine bağlı olarak değişir.

Ekzantrik kasnak,
Eksantrik kasnak kasnağının kaplin deliğinin merkezinde açılmaması dolayısı ile rotorun çift merkezli olarak dönmesi ile oluşan balanssızlıktır. 1 x rpm olarak kendini gösterir. Faz farklılıkları aynı yatakta sensör montaj açıları (yatay , dikey) dikkate alındığında genellikle aynı çizgide görülür.

Kayış gevşekliği sebebi ile kayış doğal frekansında rezonans oluşumu görülür. Bu durum sisteme bağlı olarak yüksek genlikli vibrasyona yol açabilir.

FFT ANALİZ

BEAT VIBRATION



BEAT VIBRATION

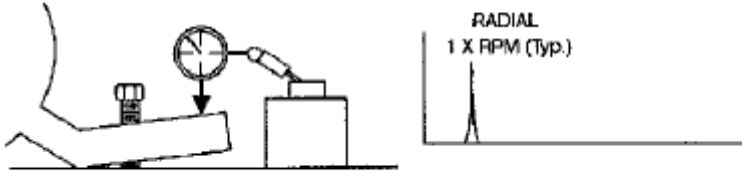
İki frekansın faz kayması sebebi ile zaman periyodu içerisinde birbirini zayıflatarak ve sonra birbirini kuvvetlendirerek dalgalanması ile oluşur.

Vibrasyon ve ses periyodik olarak artar ve azalır. Buna «daraban» galdası denir.

Genellikle 3000 rpm mootrun 2xrpm 'deki kasıntı katı ile şebkenin «f » frekansının 2 x f kasıntı katının aynı anda oluşması ile görülür.

FFT ANALİZ

SOFT FOOT, SPRUNG FOOT AND FOOT-RELATED RESONANCE



SOFT FOOT

Topal ayak,

Motor un 3 ayağı sıkıldıktan sonra 4. ayak sıkılıp gevşetildiğinde 50-75 μm ve daha yüksek değerlerde esneme yapıyorsa topal ayak meydana gelmiş olup şimlenerek altı beslenmeli ve bu şekilde sıkılmalıdır.

Aksi durumda rotor ve stator hava aralığı dengesizliğini bozarak $2xf$ (f =şebeke frekansı) frekansında vibrasyona sebep olur.

Bunun yanında 1rpm , 2rpm , 3rpm ve rezonansa girerse daha yüksek harmoniklere yol açabilir.