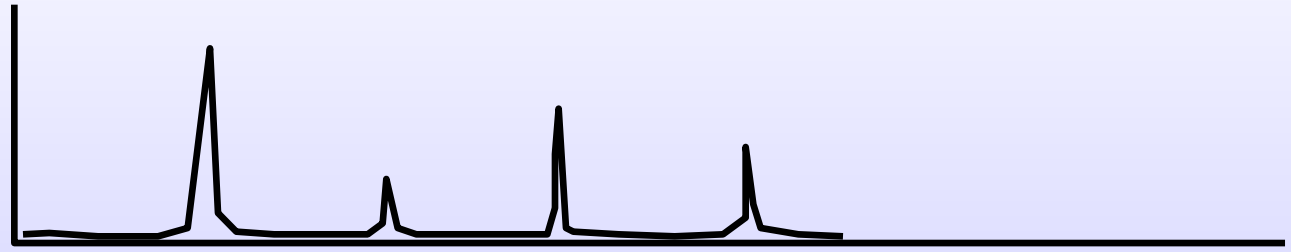
DAY 2

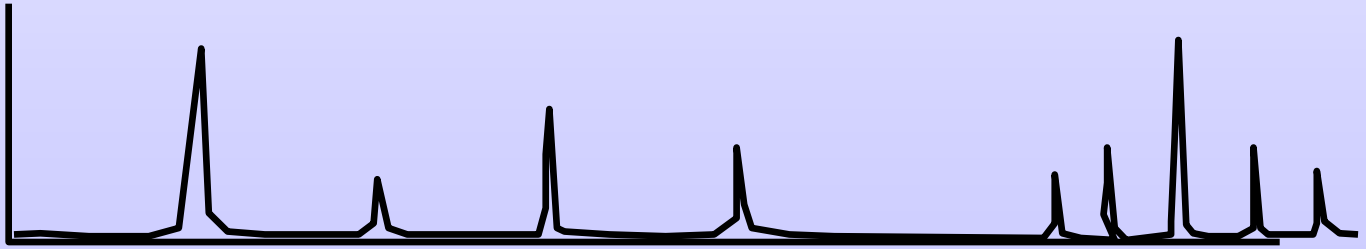
- How to setup Spectrum Analysis
  - -Frequency Max/Min
  - -Resolution and Filter
- Beating
- Amplitude Modulating
- Frequency Modulating
- Root Cause Vibration Analysis
  - Unbalance
  - Eccentricity
  - Misalignment
  - Cocked Bearing
  - Coupling Problem
  - Soft Foot/ Distortion
  - Mechanical Looseness
  - Resonance
  - Blade/Vane Pass Frequency
  - Pump (Hydraulic Problem)
  - Fan (Aerodynamic Problem)
  - Pulley/Belt Problem

What's an F_{max} and Why Does It Matter?

- F_{max} is the maximum frequency of the spectrum.
- If you don't collect it, you can't analyze it.



F_{max} = low frequency



F_{max} = high frequency

What's an F_{max} and Why Does It Matter?

- F_{max} is the maximum frequency of the spectrum.
- If you don't collect it, you can't analyze it.
- Why not always collect the highest Fmax possible?
  - Limitations of the analyzer
  - Takes extra data storage space
  - Reduces the resolution of the spectrum

Fmax = 10 orders of operating speed for general analysis, such as Unbalance, Misalignment, ...

Fmax = 20 orders of operating speed for Blade / Vane Pass analysis, for example; Pump, Fan, Blower...

Fmax = 50 orders for Bearing analysis for Shaft diameter less than 4-6”

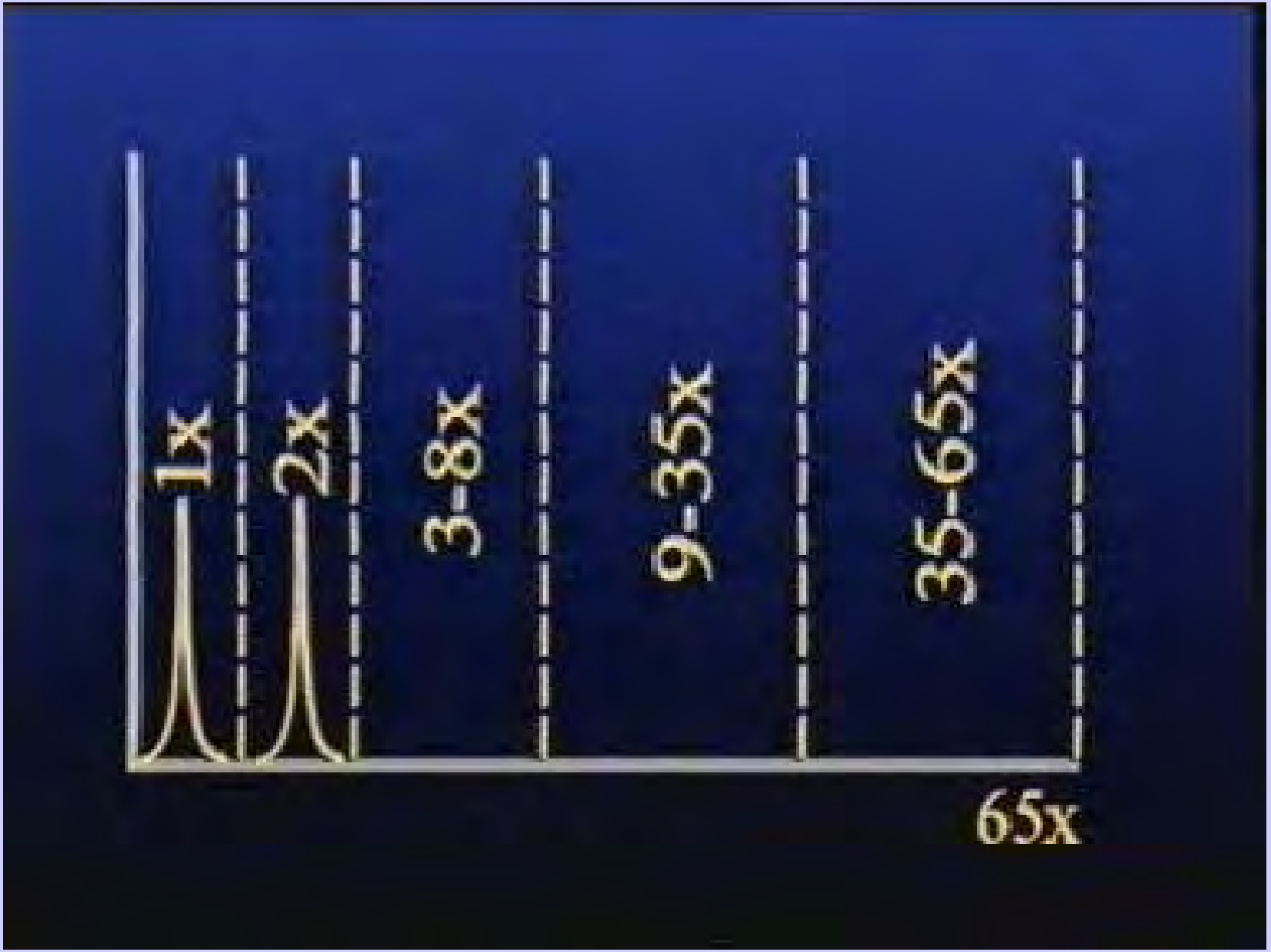
Fmax = 75 orders for Bearing analysis for Shaft diameter greater than 4-6”

Fmax = 3.5 Times of Gear Mesh Frequency (GMF),for Gear Analysis

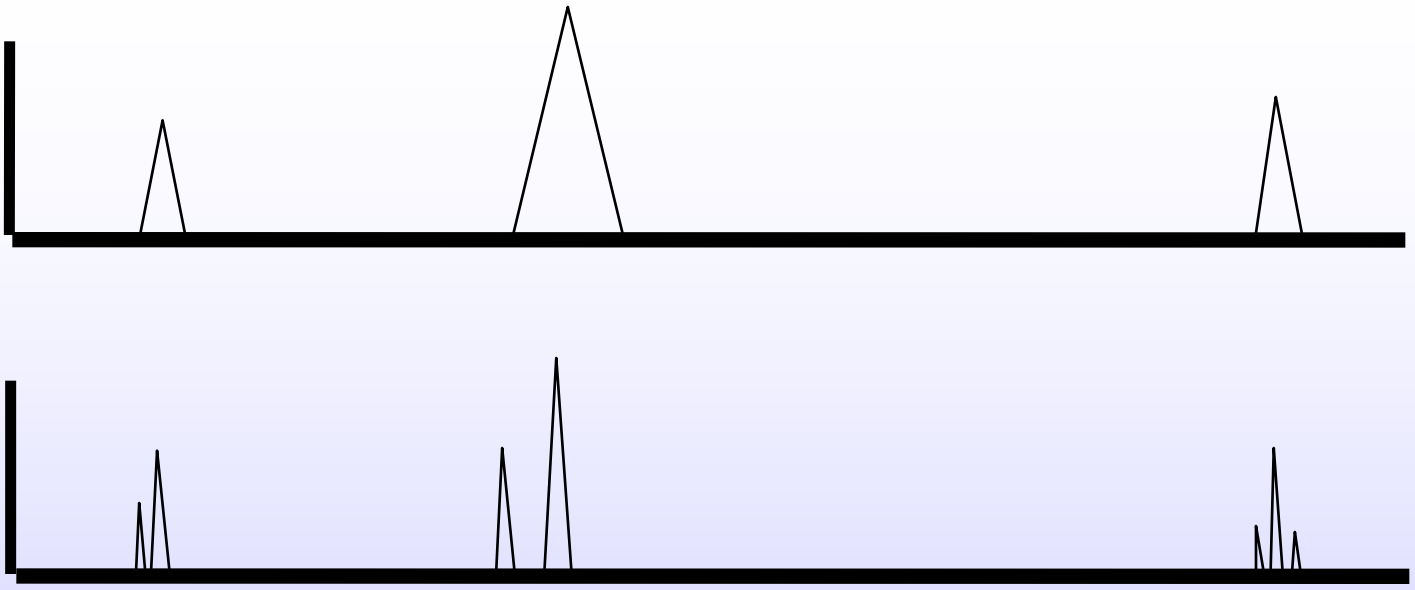
(GMF = Number of Gear Teeth x Shaft Running Speed of the Gear)

Fmax = 2.5 orders of Line Frequency for Electrical Eccentric Rotor/Stator, and Electrical Phase problem

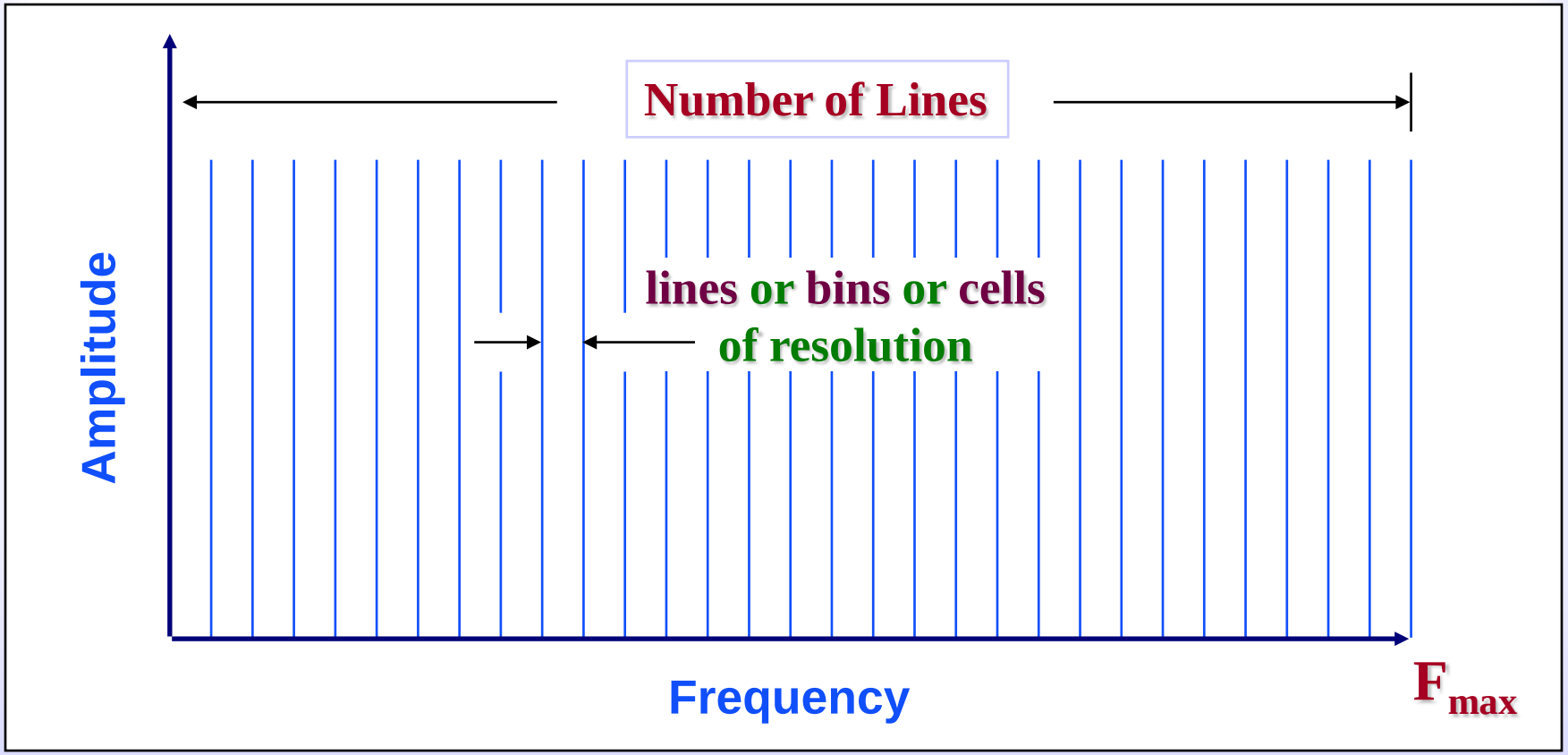
Fmax = 6KHz for Rotor Bar and Shorting Ring problem


1x
2x
3-8x
9-35x
35-65x
65x

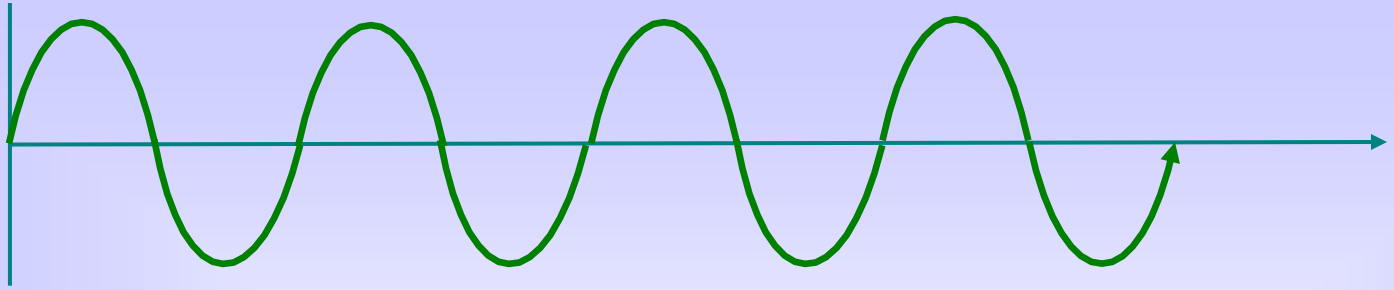
Why should I be concerned about resolution?



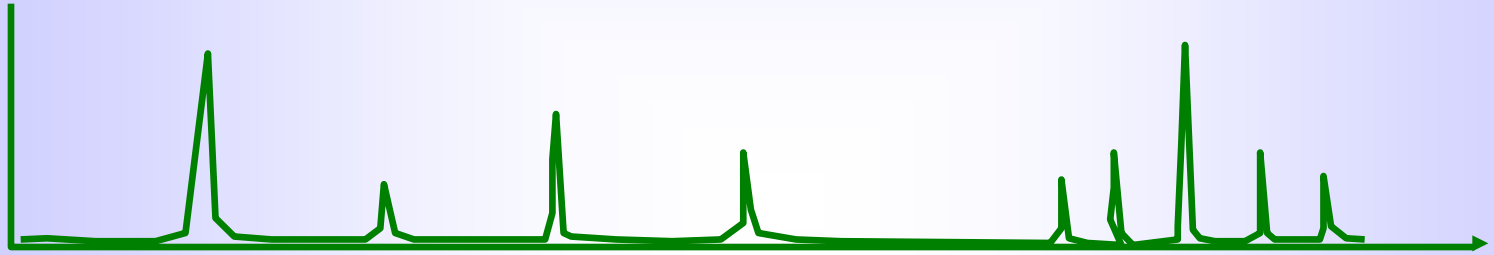
Because, if you can't see it, you can't analyze it....



$$\text{Resolution} = \frac{F_{max}}{\text{Number of Lines}}$$



Sampling Size = 256, 512, 1024, 2048, 4096, 8192, 16384, 32768



Resolution Line = 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800

Remark : 8 bits สามารถสื่อสารได้ครั้งละ 256 ค่า

Example : ต้องการเก็บค่า 100 เส้น Spectrum, ใน Time Domain ต้องเก็บอย่างน้อย 2.5 เท่าของ ค่า Spectrum

การคำนวณระยะเวลาในการเก็บข้อมูล Spectrum

$$\triangle \text{Frequency} = \frac{\text{F max.}}{\text{Resolution Line}}$$

For example : F max = 1000 Hz, Resolution Line = 400

$$\triangle \text{Frequency} = \frac{1000}{400} = 2.5 \text{ Hz.}$$

$$\triangle \text{Time} = \text{T max} = \frac{1}{2.5} = 0.4 \text{ sec.}$$

4 average = 4 x 0.4 = 1.6 sec

(More sampling data, more accuracy)

Overlap 50 % = 1.6 sec / 2 = 0.8 sec,

(Less sampling data, less accuracy)

Additional bearing spectrum = 2 x 0.8 = 1.6 sec.

Resolution Line Recommendation

400 Lines for general purpose

800 Lines for Gear and Bearing analysis

3200 Lines for Motor Analysis

The example of resolution for Bearing.

Speed > 900 rpm , Resolution = 3-5 Hz per Line

Speed < 900 rpm , Resolution = 1.5-3 Hz per Line

Filter Type

Low Pass Filter

- LP 1000 Hz. = Cut-Off Frequency more than 1000 Hz.

Band Pass Filter

- BP 10-1000 Hz. = Cut-Off Frequency less than 10 Hz. and more than 1000 Hz.

High Pass Filter

- HP 10 Hz. = Cut-Off Frequency less than 10 Hz.

สรุปการตั้งค่าที่ถูกต้องก่อนทำการวัด

1) **Amplitude Unit** : Displacement, Velocity, Acceleration

2) **Type of Detection** : RMS, Peak, Peak-Peak

3) **Fmax** : The range of vibration frequencies to be analyzed

4) **Frequency units** : CPM, Hz, Order

5) **Filtering** : The frequency to filter out (noise frequency)

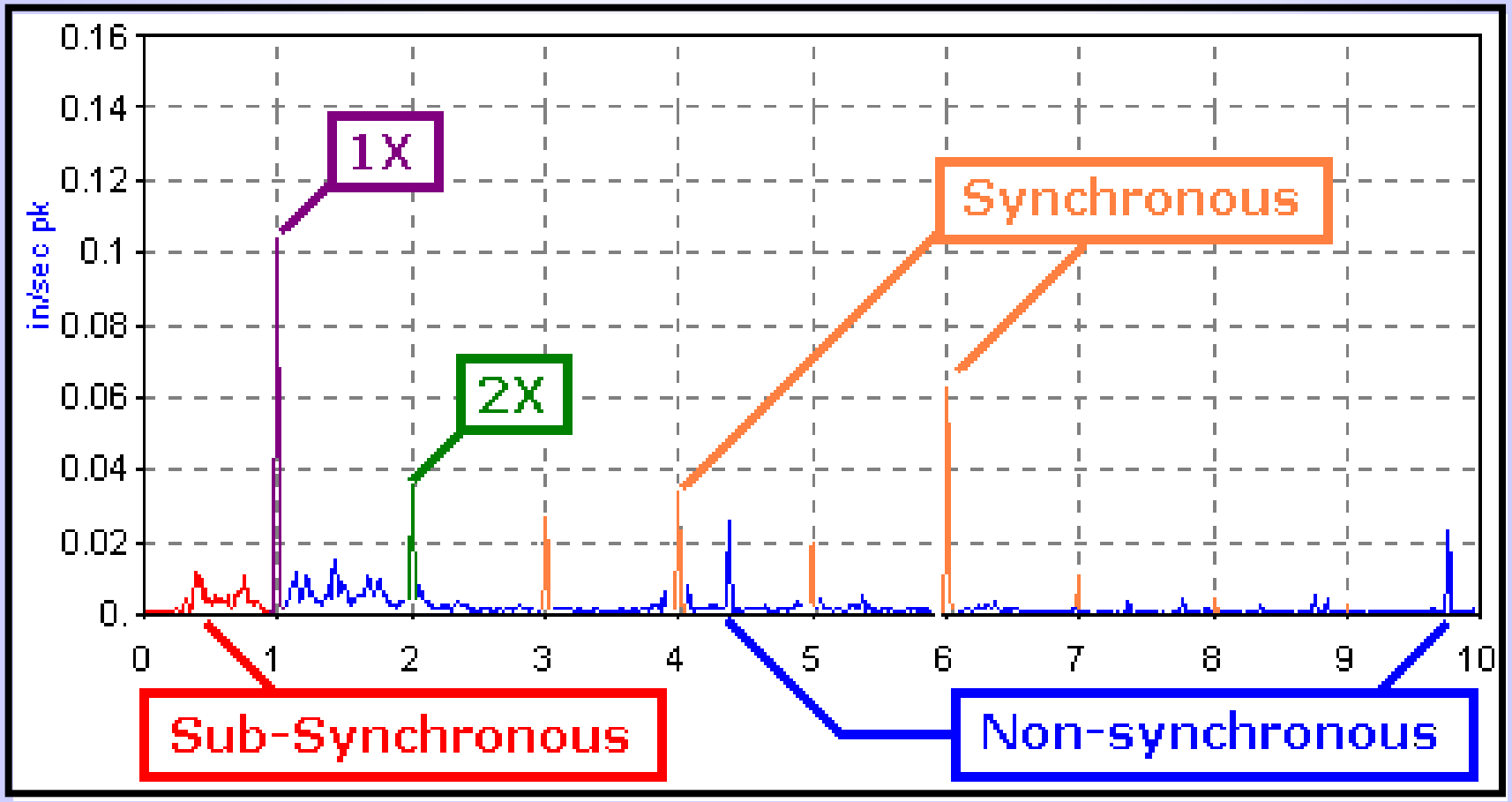
6) **Resolution Lines** : The accuracy of displayed vibration frequencies

7) **Number of Averages** : How many FFT's are taken and amplitude averaged to minimize random and transient events

Synchronous Frequency = ความถี่ที่เท่ากับความเร็วรอบของเพลาหรือเป็นจำนวนเท่าที่ลงตัว เช่น 1, 2, 3,...

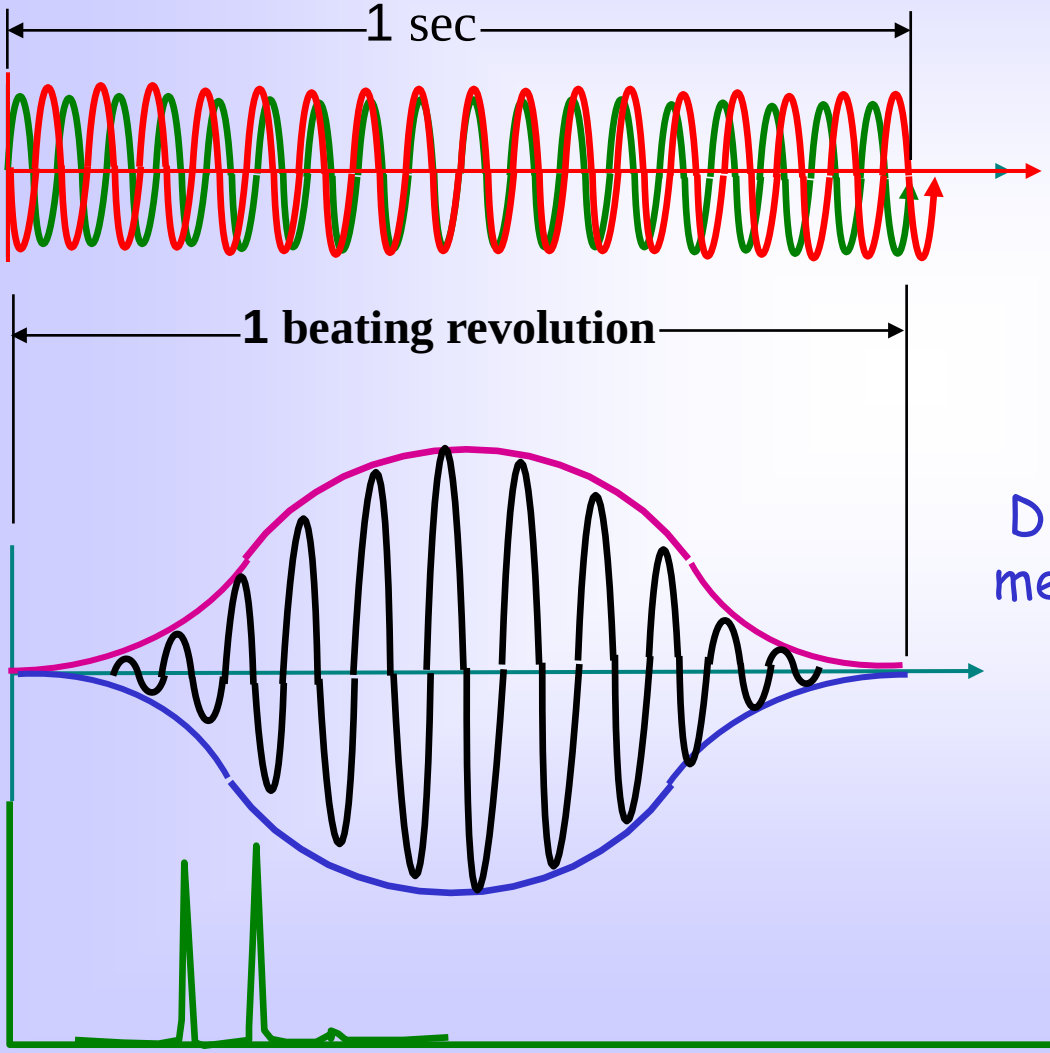
Sub-Synchronous Frequency = ความถี่ที่ต่ำกว่าความเร็วรอบของเพลา

Non-Synchronous Frequency = ความถี่ที่ไม่เข้านิยามของ Synchronous และ Sub-Synchronous



Beating

1) Occur at 2 frequencies have very close frequency as 5-100 cpm in normally, for example, Motor drives a fluid coupling which may have a different frequency as only lower than 100 cpm
2) Will not make a side band, just can see a two close frequencies as only 5-100 cpm which is very hard to see if the resolution is not enough.

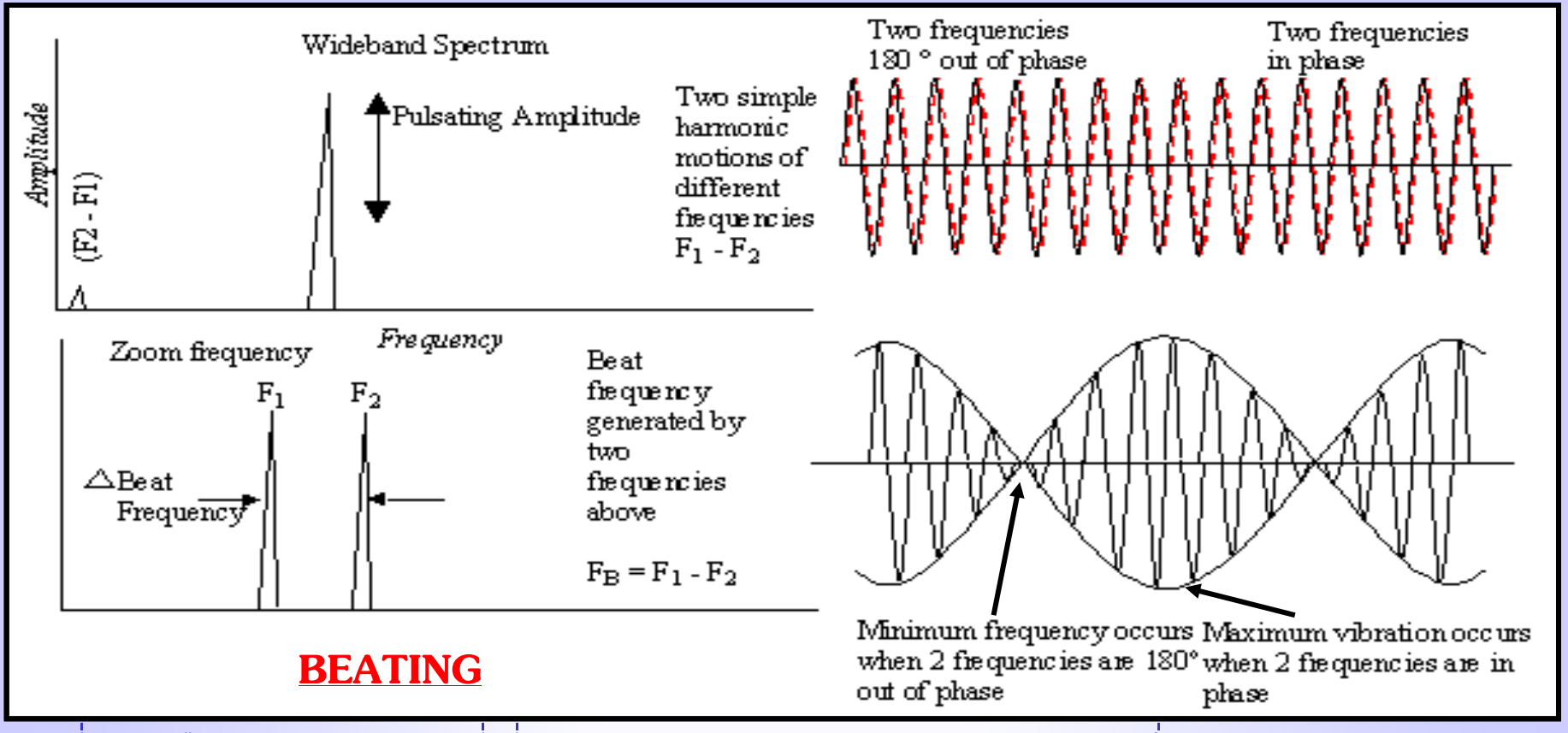


The Example

— 17 Hz = 1020 Cpm

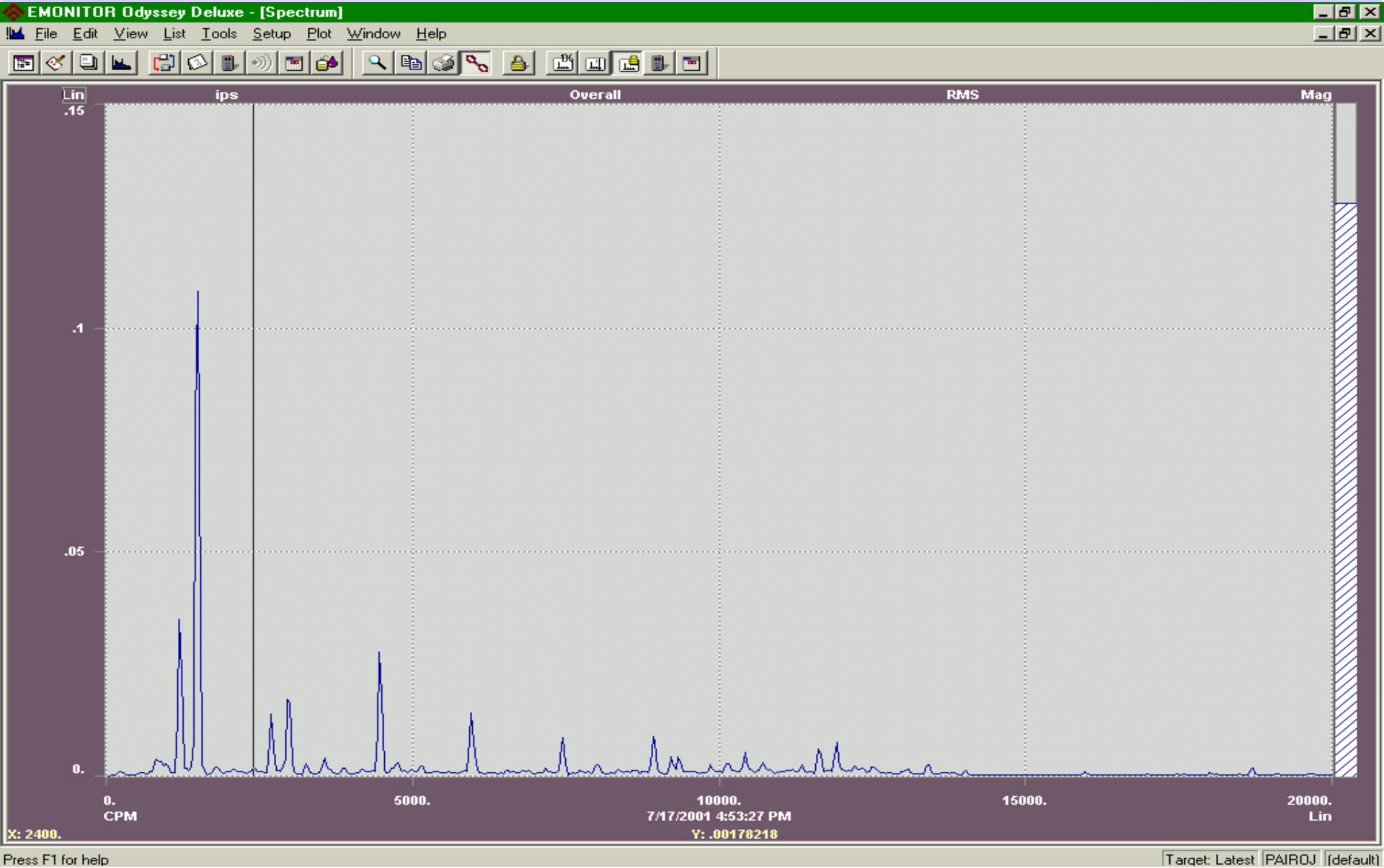
— 18 Hz = 1080 Cpm

Diff. Frequency as 60 Cpm = 1 Hz mean the beating will be occurred every 1 second



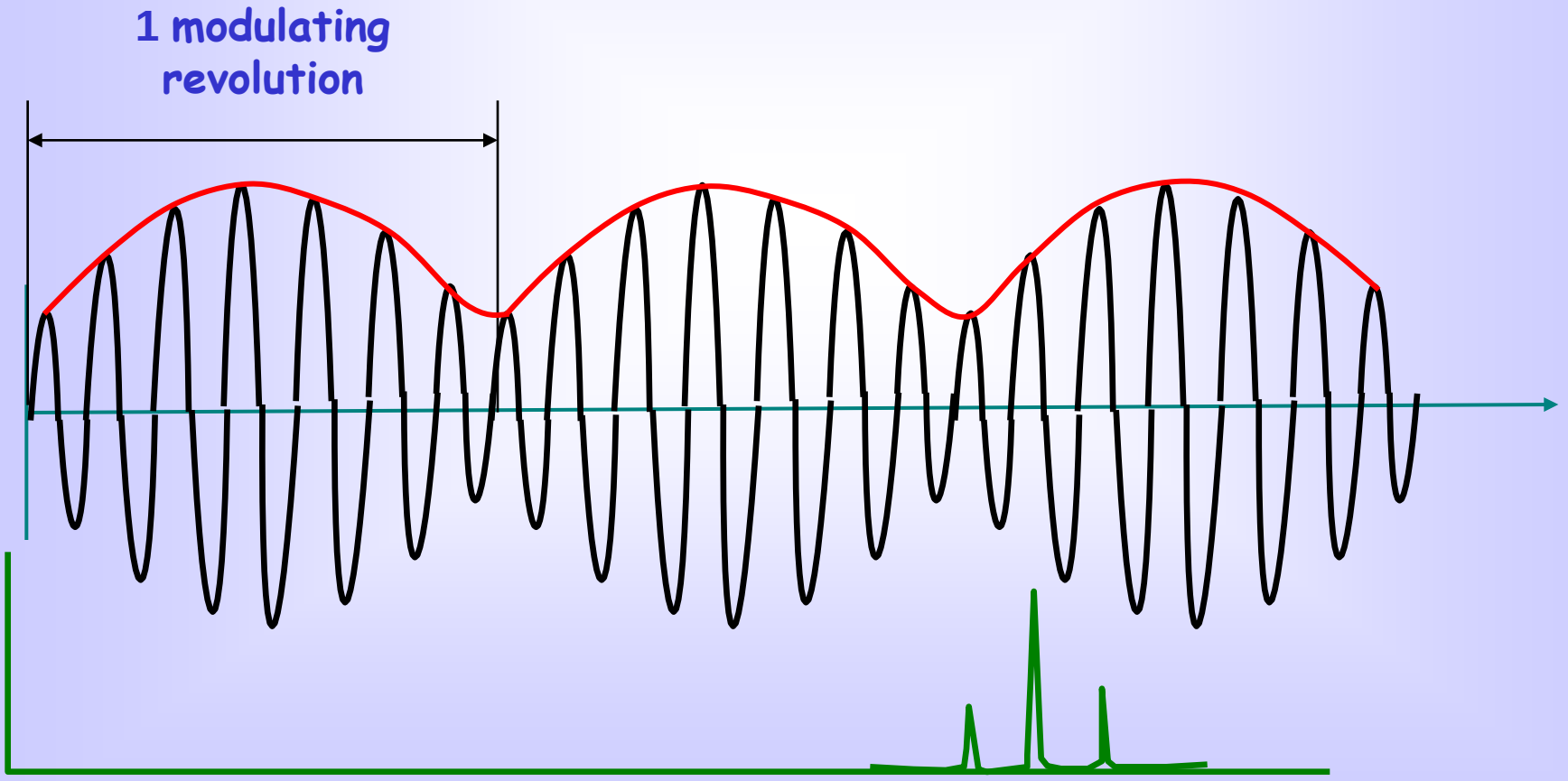
ความถี่ Beat คือผลของสองความถี่ ที่ใกล้ชิดดำเนินในแนวสอดคล้องและหักล้างซึ่งกันและกัน การวิเคราะห์แถบความถี่แบบกว้างจะแสดงการขึ้นลงเป็นจังหวะของยอดสัญญาณอันเดียว เมื่อมีการขยายเข้าไปดูในยอดสัญญาณนี้ (แถบความถี่ที่ต่ำกว่า) โดยแท้จริงจะพบยอดสัญญาณที่ใกล้กันสองยอด ความแตกต่างในสองยอดสัญญาณนี้ (F2-F1) คือ ความถี่ Beat จะไม่ถูกพบในช่วงการวัดความถี่แบบปรกติ เพราะว่ามันเกิดอยู่ในช่วงความถี่ต่ำ โดยปรกติขอบเขตจากการประมาณเพียงแค่ 5 ถึง 100 RPM ความสั่นสะเทือนสูงสุดจะเกิดเมื่อTime Waveform ที่ความถี่หนึ่ง (F1) เริ่มมีร่วมองศากับอัดความถี่หนึ่ง(F2) การสั่นสะเทือนต่ำสุดเกิดขึ้นเมื่อ Waveform ของสองความถี่นี้วางแนวต่างระดับกัน 180 องศา

Beating example at Blower with Fluid Coupling Motor speed at 1489 , Fan speed at 1202 rpm



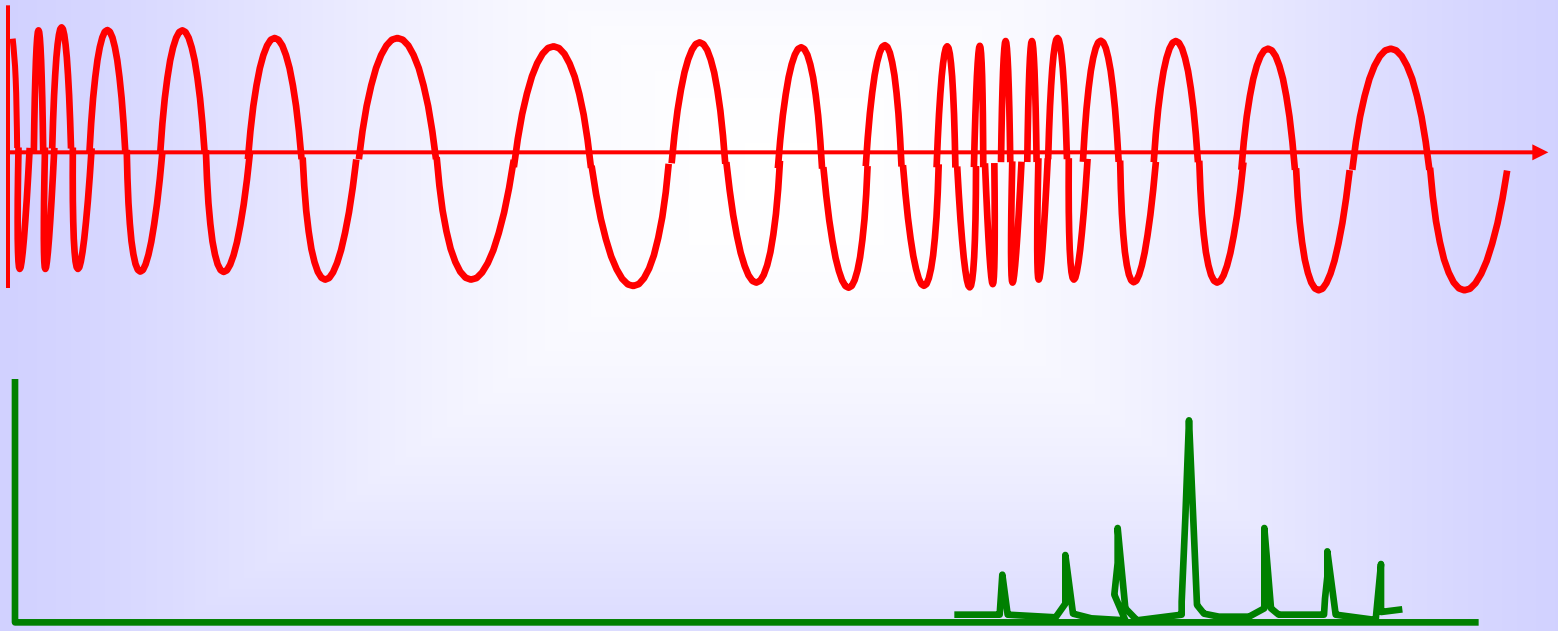
Amplitude Modulating

1) Occur at only one frequency which has a varied load in a specific revolution, for example,
   - Bearing frequency vary amplitude at every turning speed or FTF frequency
   - Gearmesh frequency vary load at every turning speed of Gear or Pinion
   - Rotor Eccentricity or Cracked vary load at Pole Pass Frequency (Slip Frequency x No. of Pole)
2) Will make only a few pairs of side band.

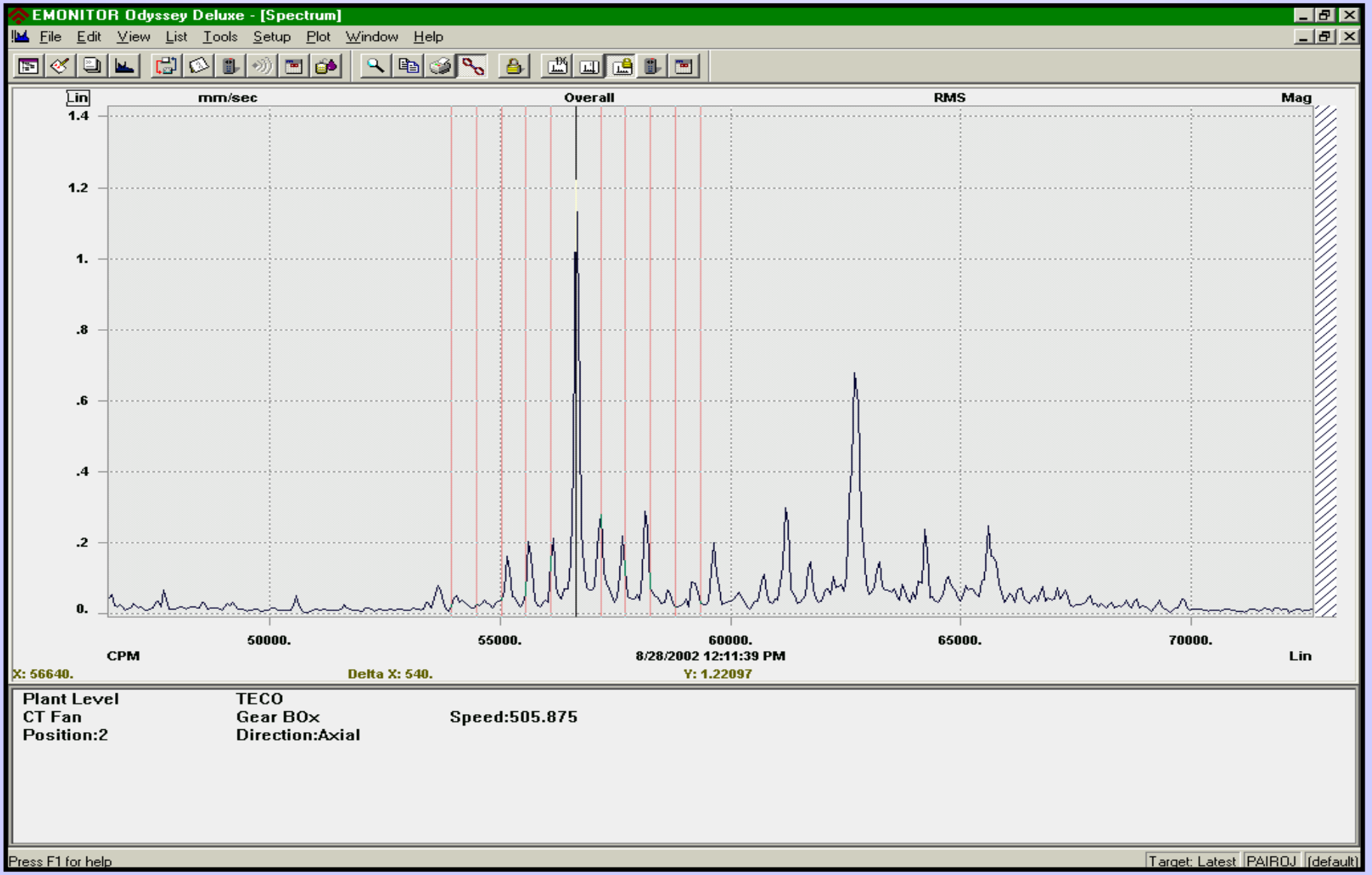


Frequency Modulating

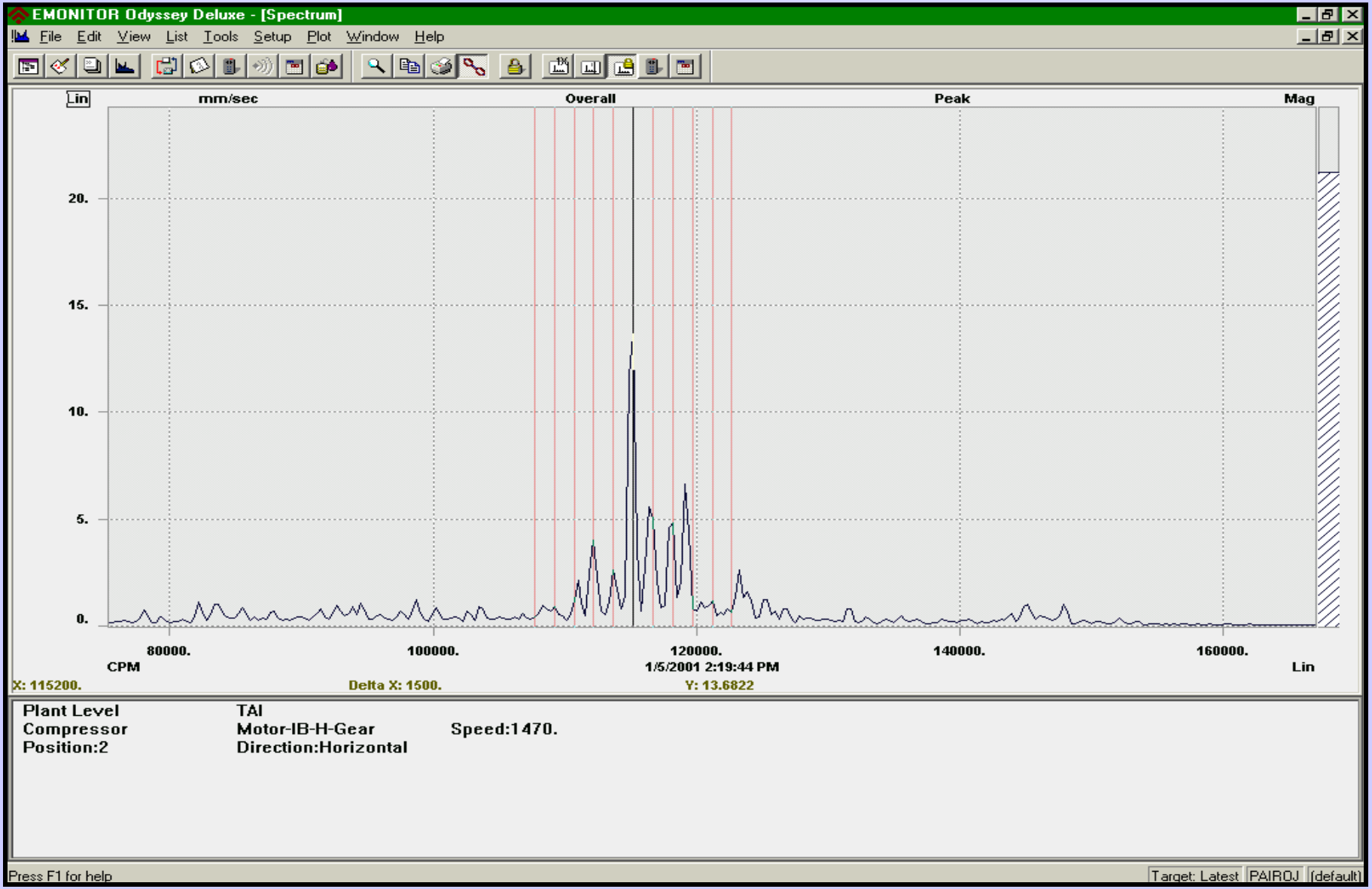
1) Occur at Eccentric , Misalign Gear which makes rotational velocity be none-linear in one revolution.
2) Will make many pairs of side band.

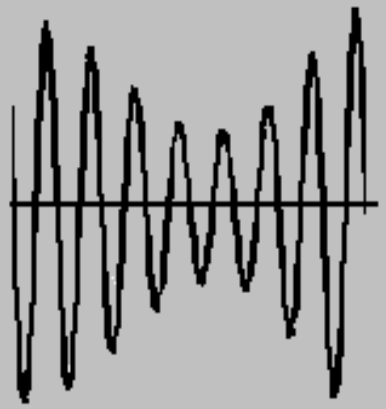


Side Band example at Gearbox of A Cooling Tower Fan with high numbers of sideband frequency

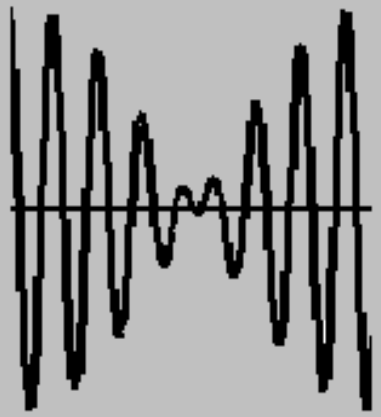


Side Band example at Gearbox of A Gas Compressor



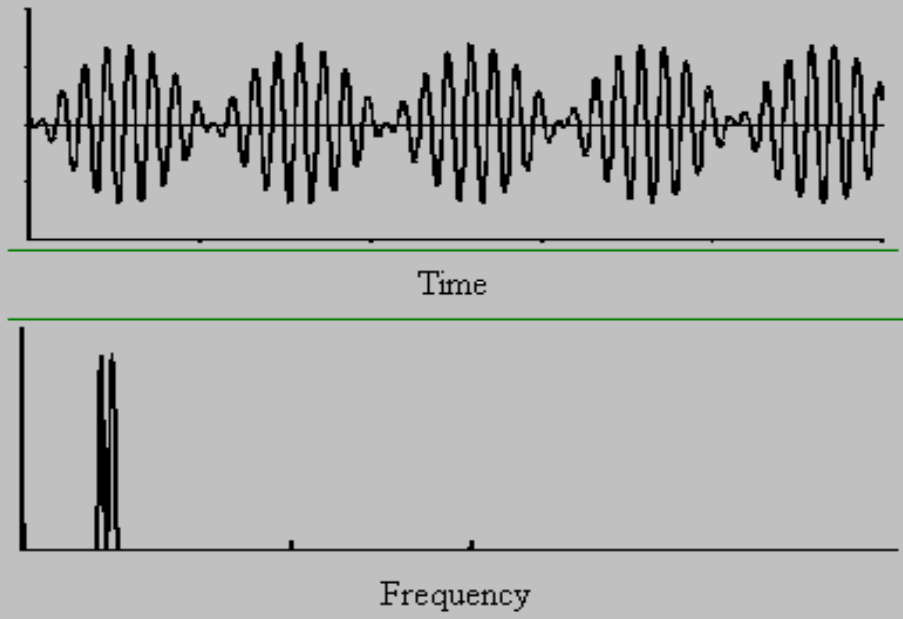


Amplitude Modulation

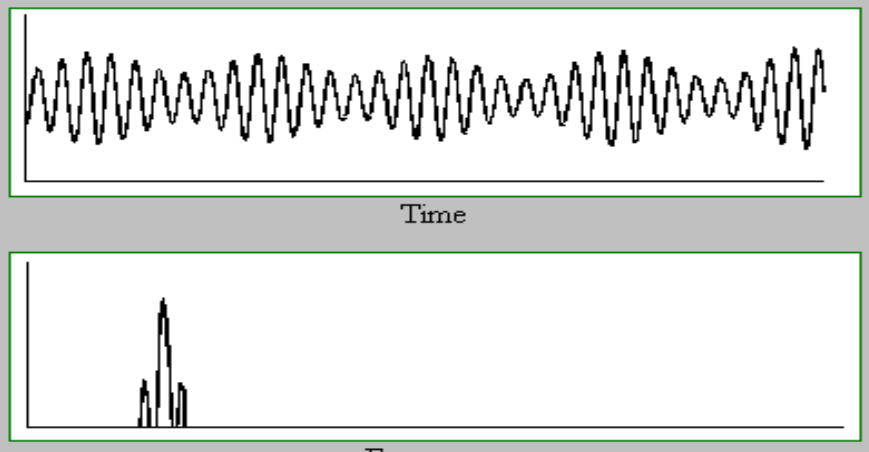


Beats

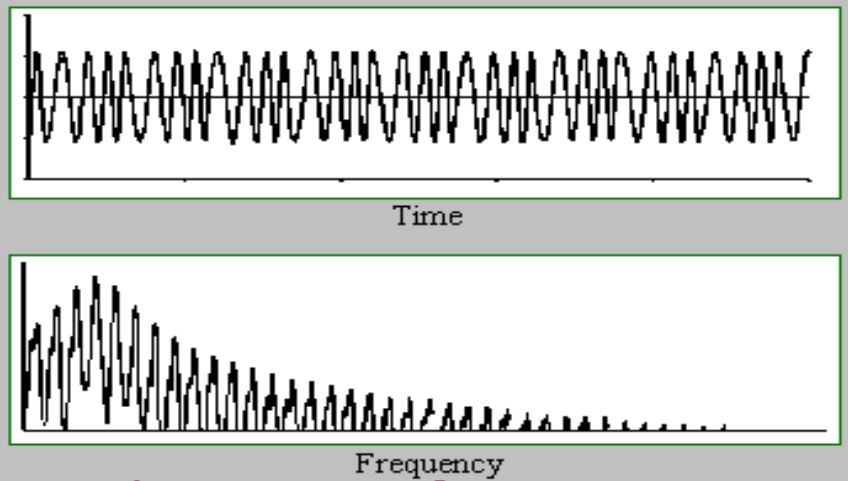
Beats vs Amplitude Modulation



Spectrum of a Beating Signal



The Spectrum of an Amplitude Modulated Wave Form



The Spectrum of a Frequency Modulated Sine Wave

Diagnosing Machine Faults

Three Rules of Diagnosis

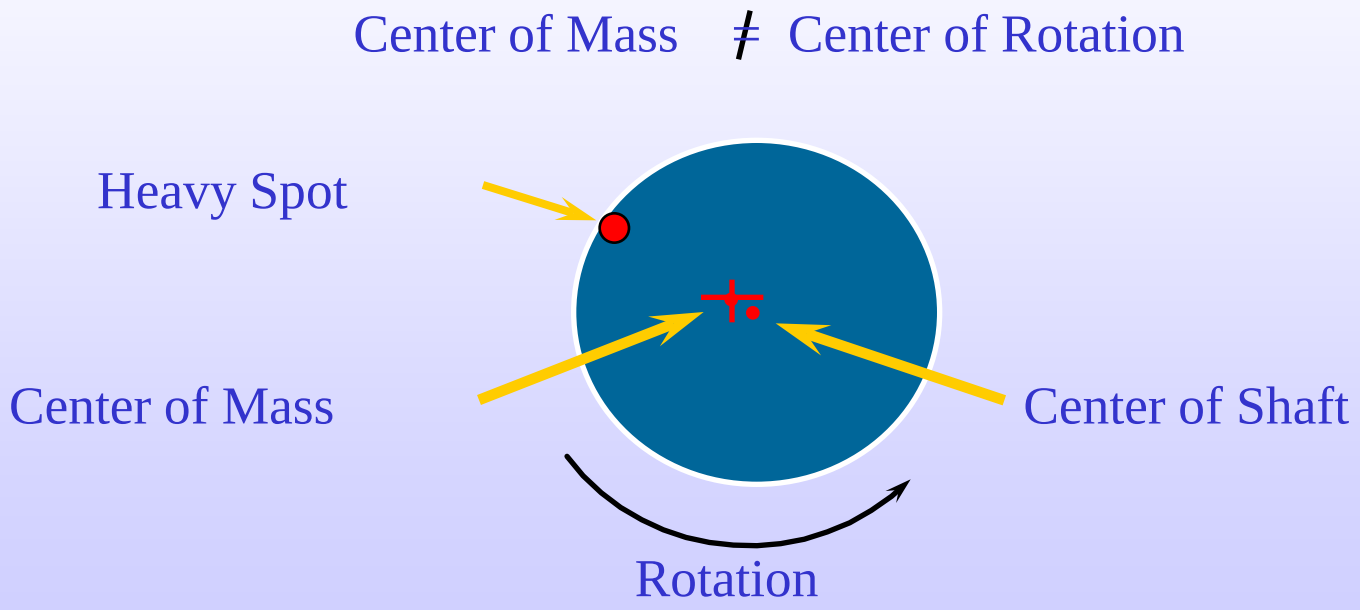
1) Each machine fault generates a specific vibration pattern.

2) The frequency of the vibration is determined by the machine geometry and operating speed.

3) A single vibration measurement provides information about multiple components.

What is Unbalance?

- The force created by a rotating body when its center of mass is offset from its center of rotation

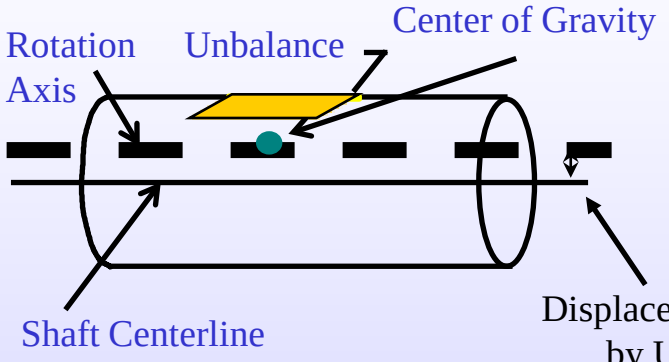


4 Types of Unbalance

- Unbalance can be separated into 4 components:

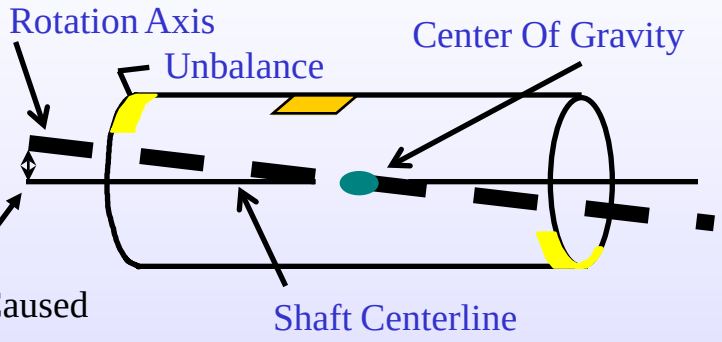
Static Unbalance:

Constant phase across the rotor



Quasi-Static Unbalance:

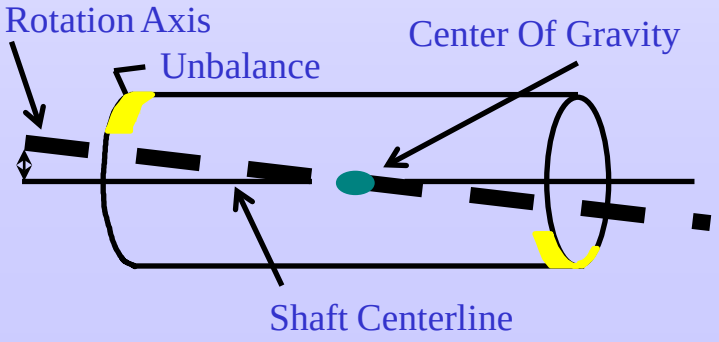
180° phase shift across the rotor



Displacement Caused by Unbalance

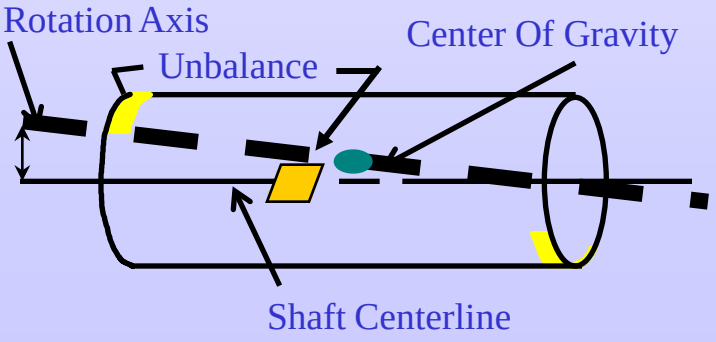
Couple Unbalance:

180° phase shift across the rotor



Dynamic Unbalance:

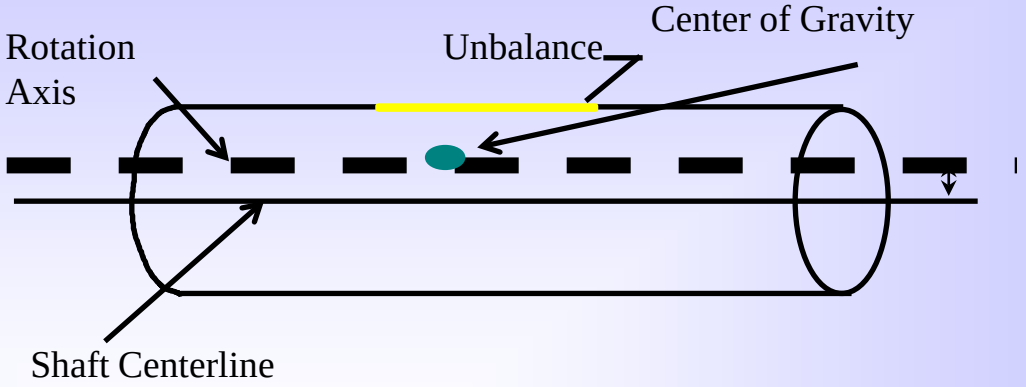
90° phase shift across the rotor



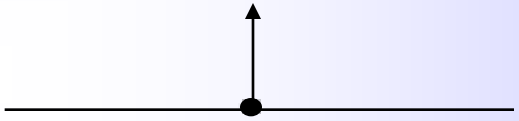
Static Unbalance:

Constant phase across the rotor

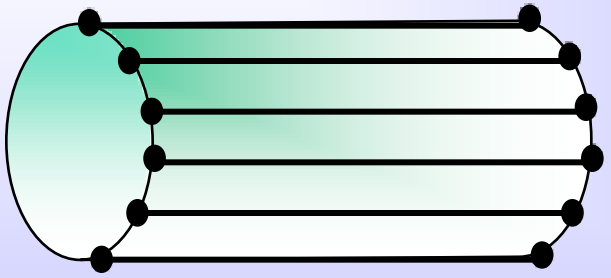
Physical Diagram



Force Diagram

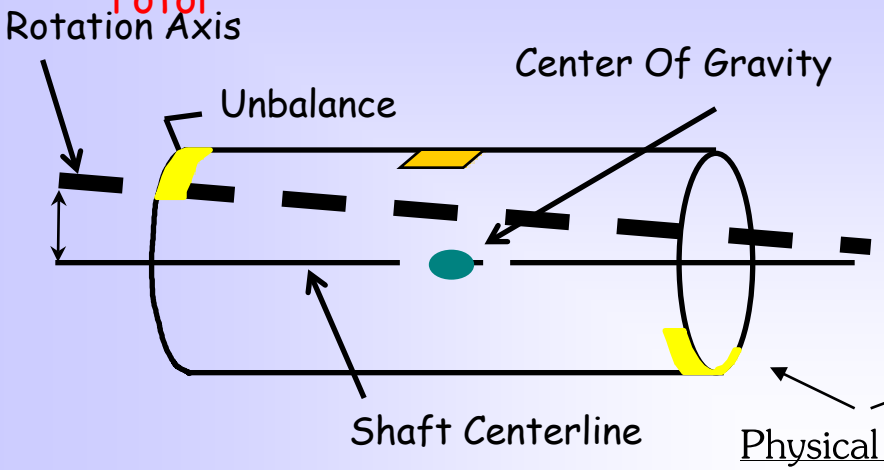


Motion Diagram



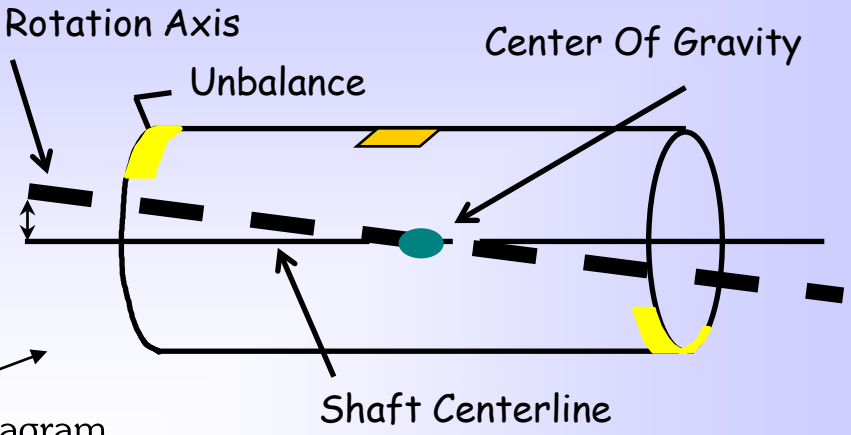
Quasi-Static Unbalance:

0° phase shift or in Phase across the rotor

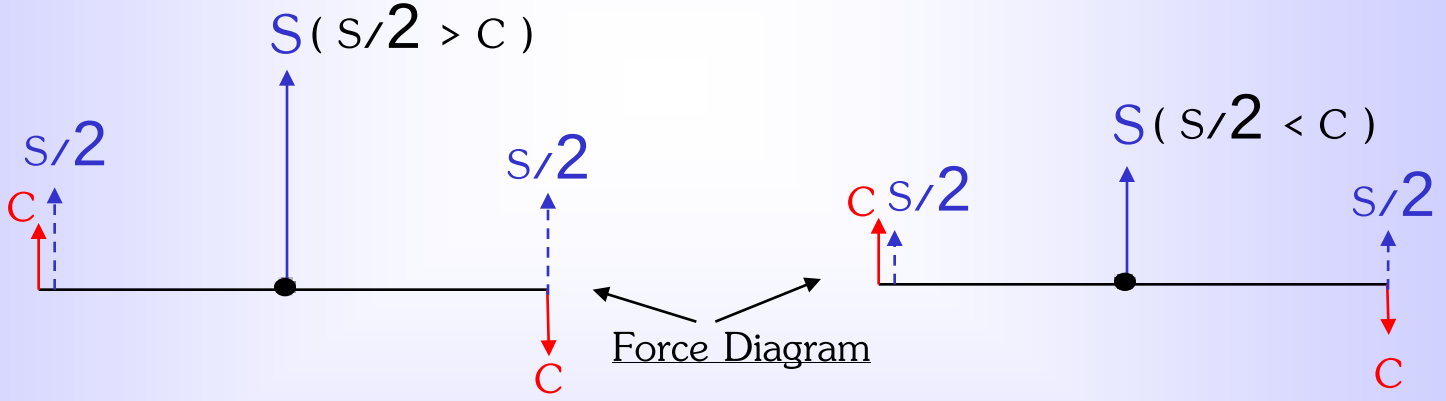


Quasi-Static Unbalance:

180° phase shift across the rotor



Physical Diagram

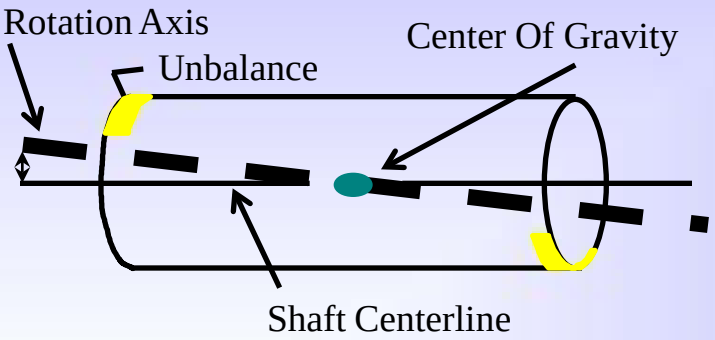


Motion Diagram

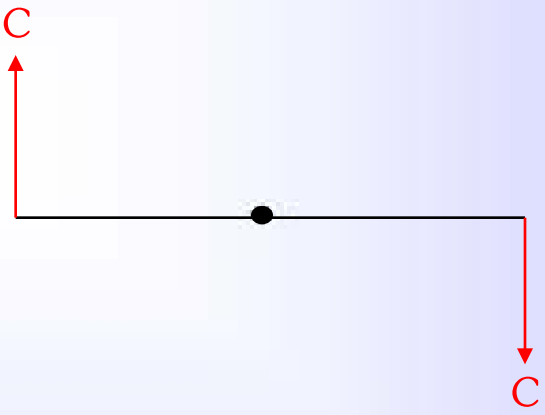
Couple Unbalance:

180° phase shift across the rotor

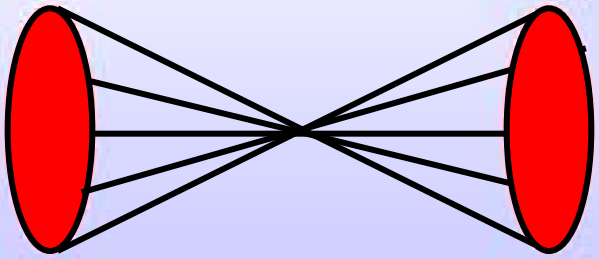
Physical Diagram



Force Diagram



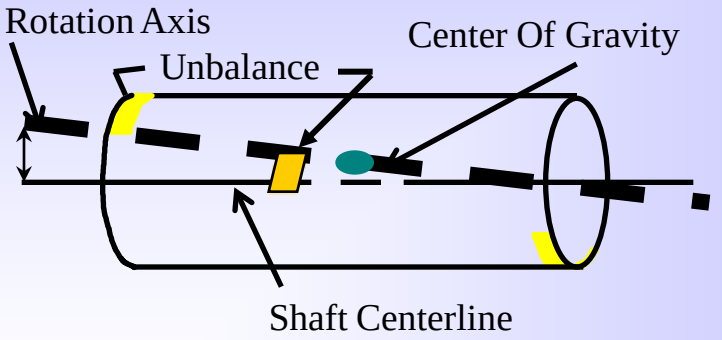
Motion Diagram



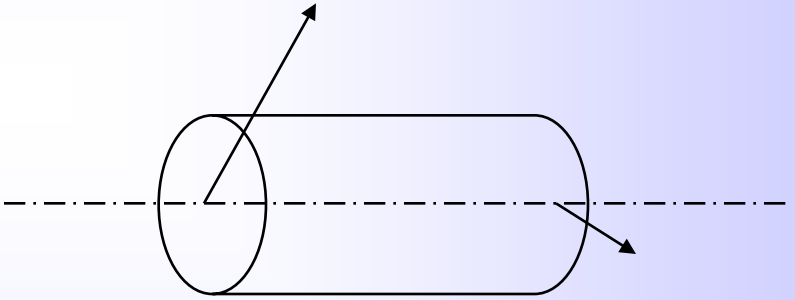
Dynamic Unbalance:

90° phase shift across the rotor

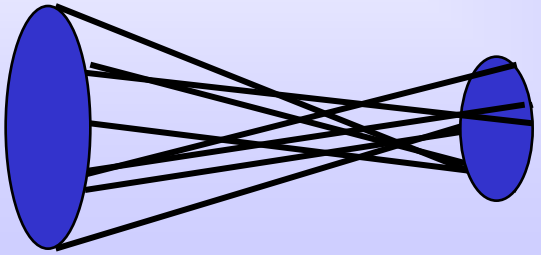
Physical Diagram



Force Diagram



Motion Diagram



Unbalance

Characteristics:

High radial peaks at 1X shaft RPM

Low axial vibration at 1X shaft RPM

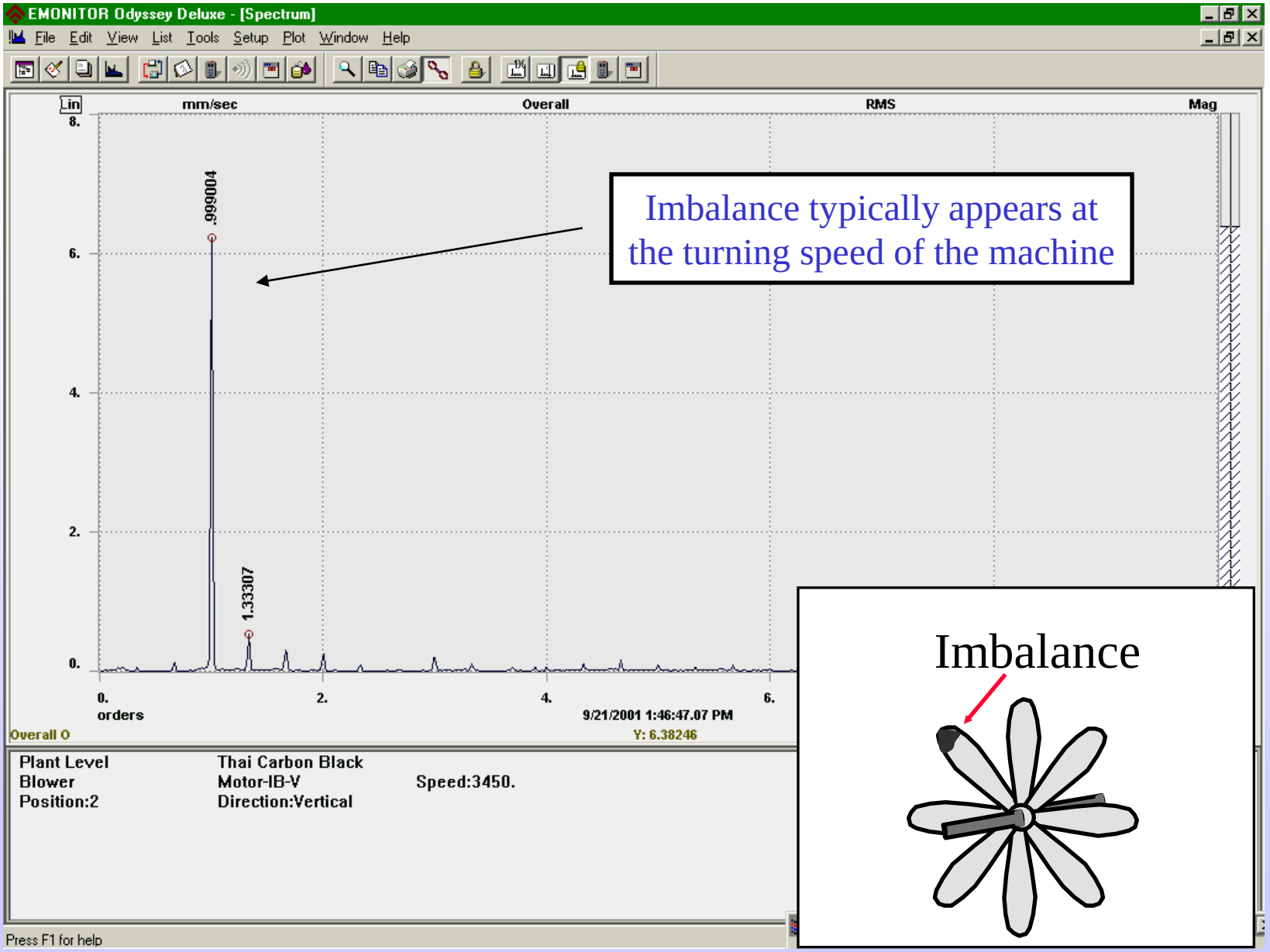
Low harmonics of shaft RPM

1X RPM sinusoidal pattern in the time waveform

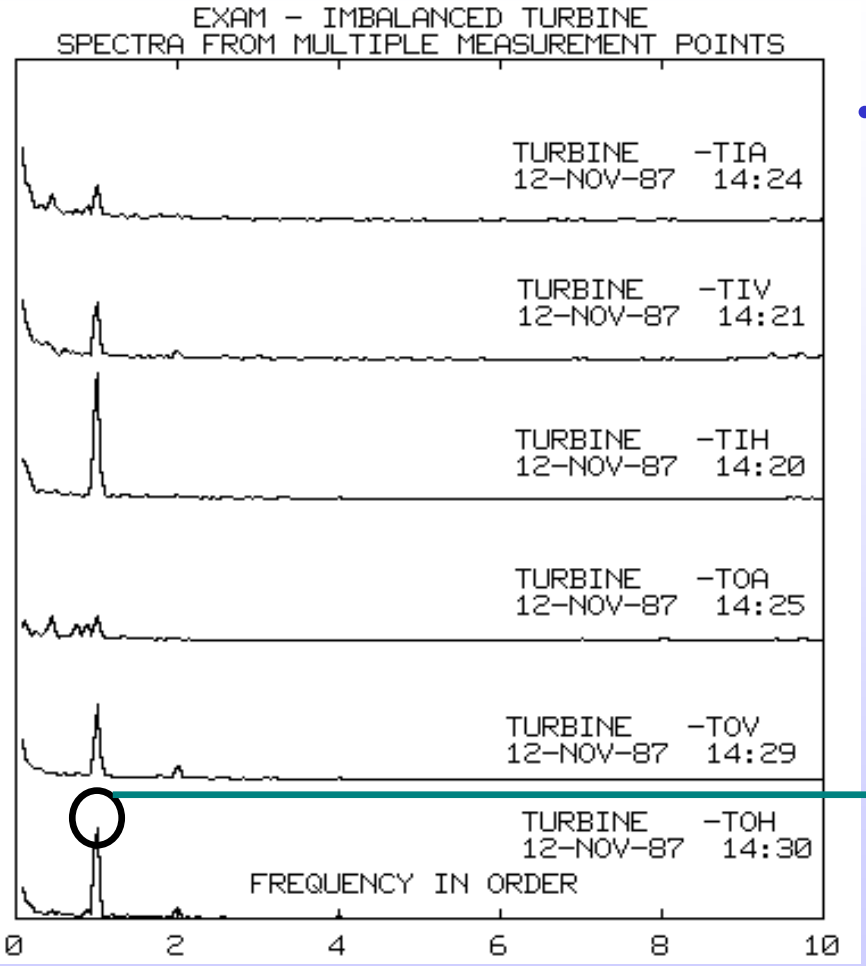
Can cause other faults to appear, especially looseness

The criteria acceptance for 1X is 90% of Overall Acceptance Value

Unbalance


EMONITOR Odyssey Deluxe - [Spectrum]
File Edit View List Tools Setup Plot Window Help
Lin
mm/sec
Overall
RMS
Mag
8.
6.
4.
2.
0.
.999004
1.33307
0.
2.
4.
6.
orders
9/21/2001 1:46:47.07 PM
Overall O
Y: 6.38246
Plant Level
Blower
Position:2
Thai Carbon Black
Motor-IB-V
Direction:Vertical
Speed:3450.
Press F1 for help
Imbalance typically appears at the turning speed of the machine
Imbalance

Unbalance

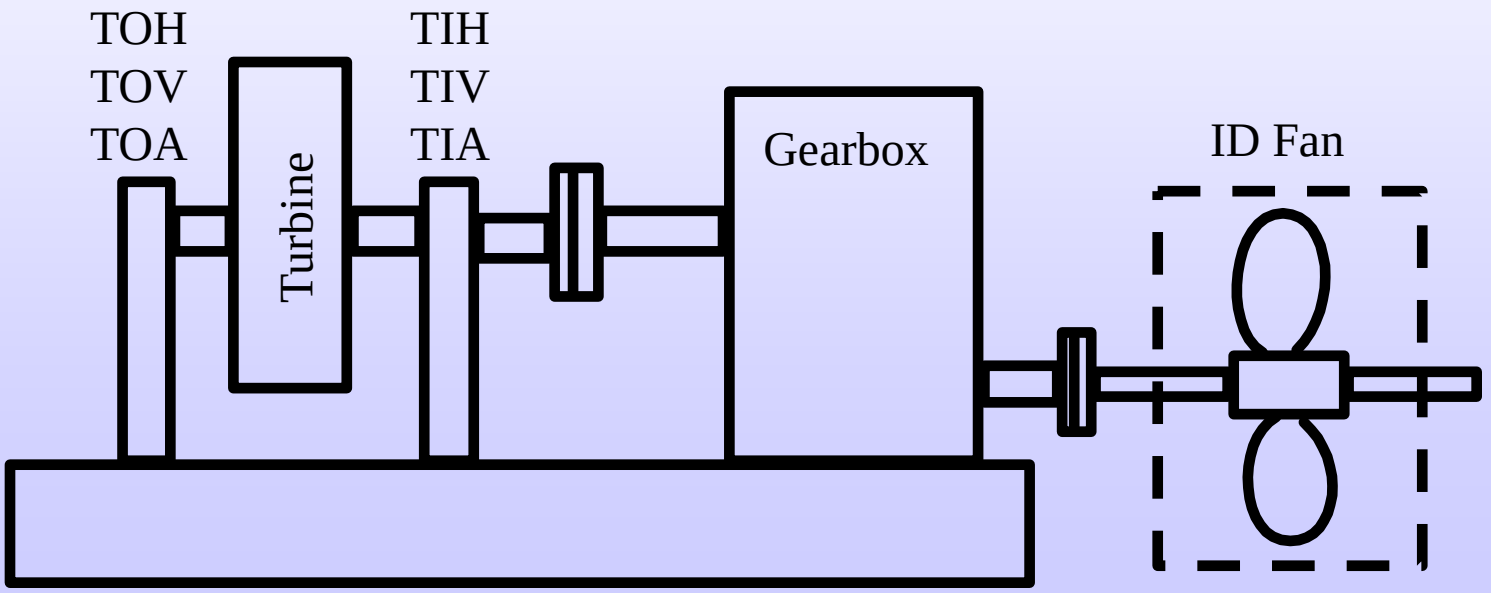


- Radial vibration at 1X shaft RPM is much more significant than in the axial direction

Freq: 60.04 Hz
Order: 1.010
Spec: .390

Unbalance Case History

- Turbine has thrown a blade and is out of balance.
- Speed reduced to keep vibration levels acceptable, but now turbine cannot supply enough air to boiler to generate sufficient steam for plant processes and heating.



ค่า Unbalance ที่ยอมรับได้ตาม ISO 1940

Table 1 Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors (From ISO 1940/1)

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$)[1), 2)] mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives[3)] of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders[4)]
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines[4)]
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders[4)] Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives[5)]
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines (gasoline or diesel) with six or more cylinders[4)] Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements

Continued

G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, if n is measured in revolutions per minute and ω in radians per second.

2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of U_{per} to correction planes."

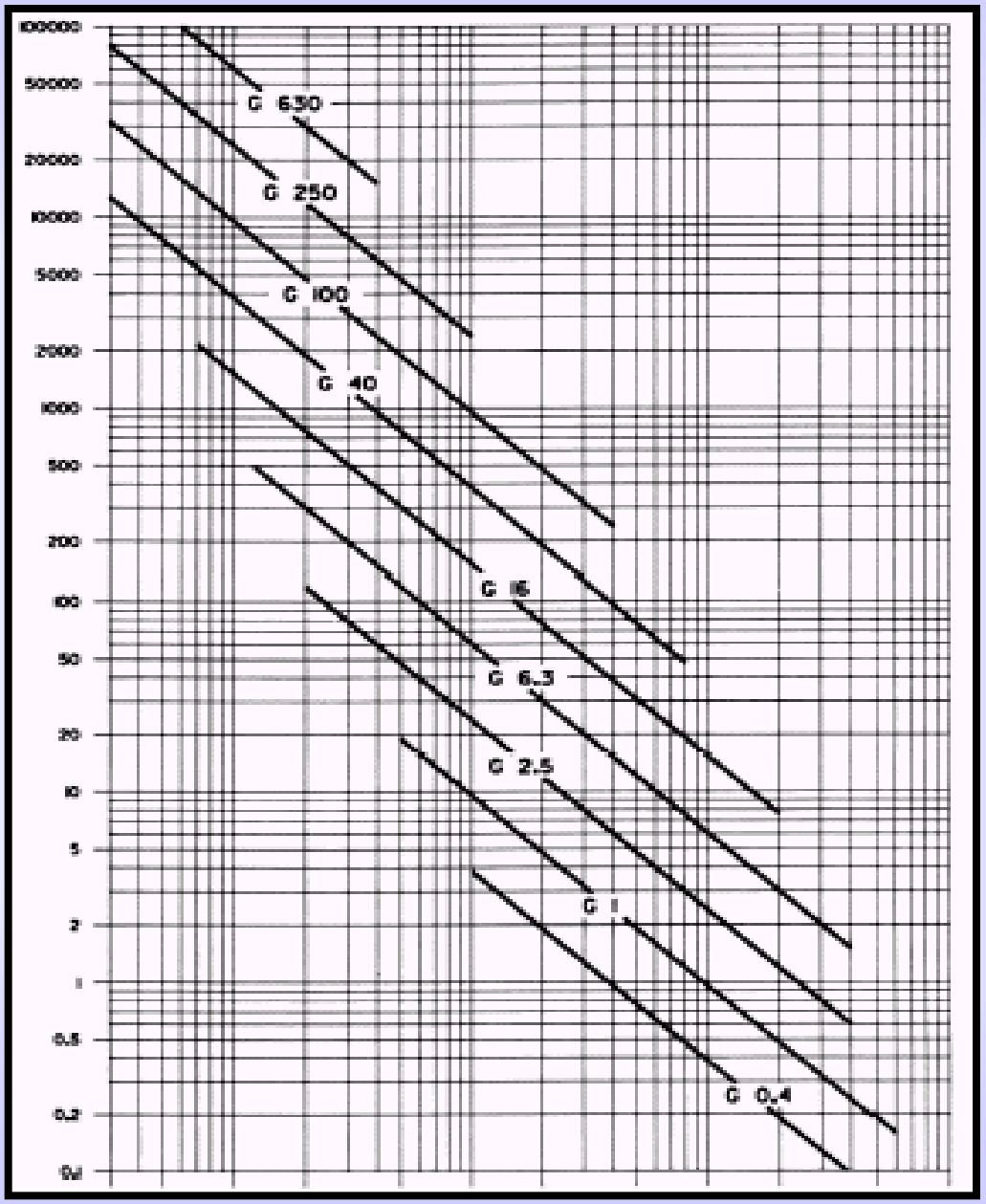
3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.

4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.

5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

Maximum permissible residual unbalance, e per , ISO 1940/1

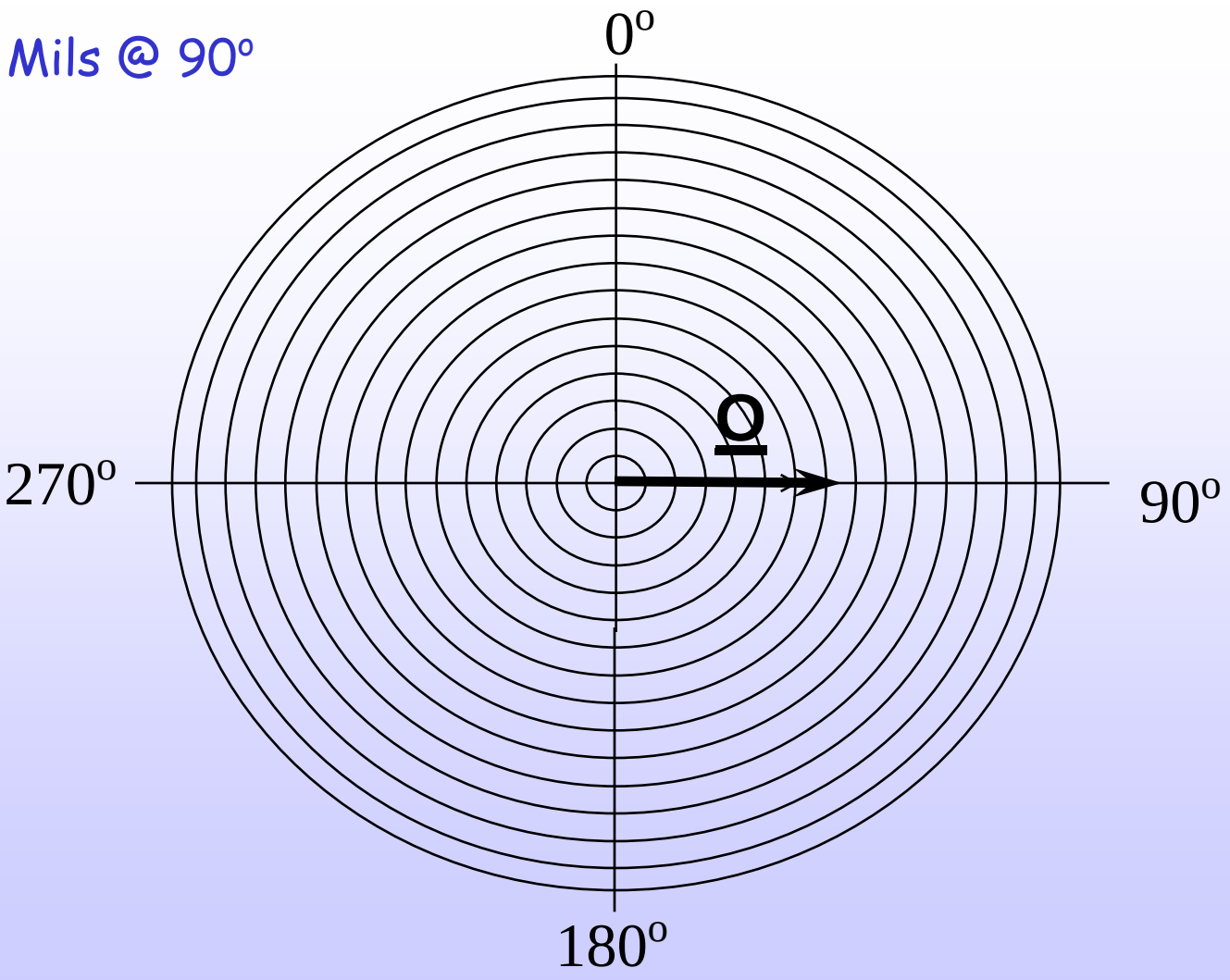
Permissible residual in G-mm/Kg
or
Center of Gravity Displacement , e, in microns



Example to correct Unbalance by Polar diagram

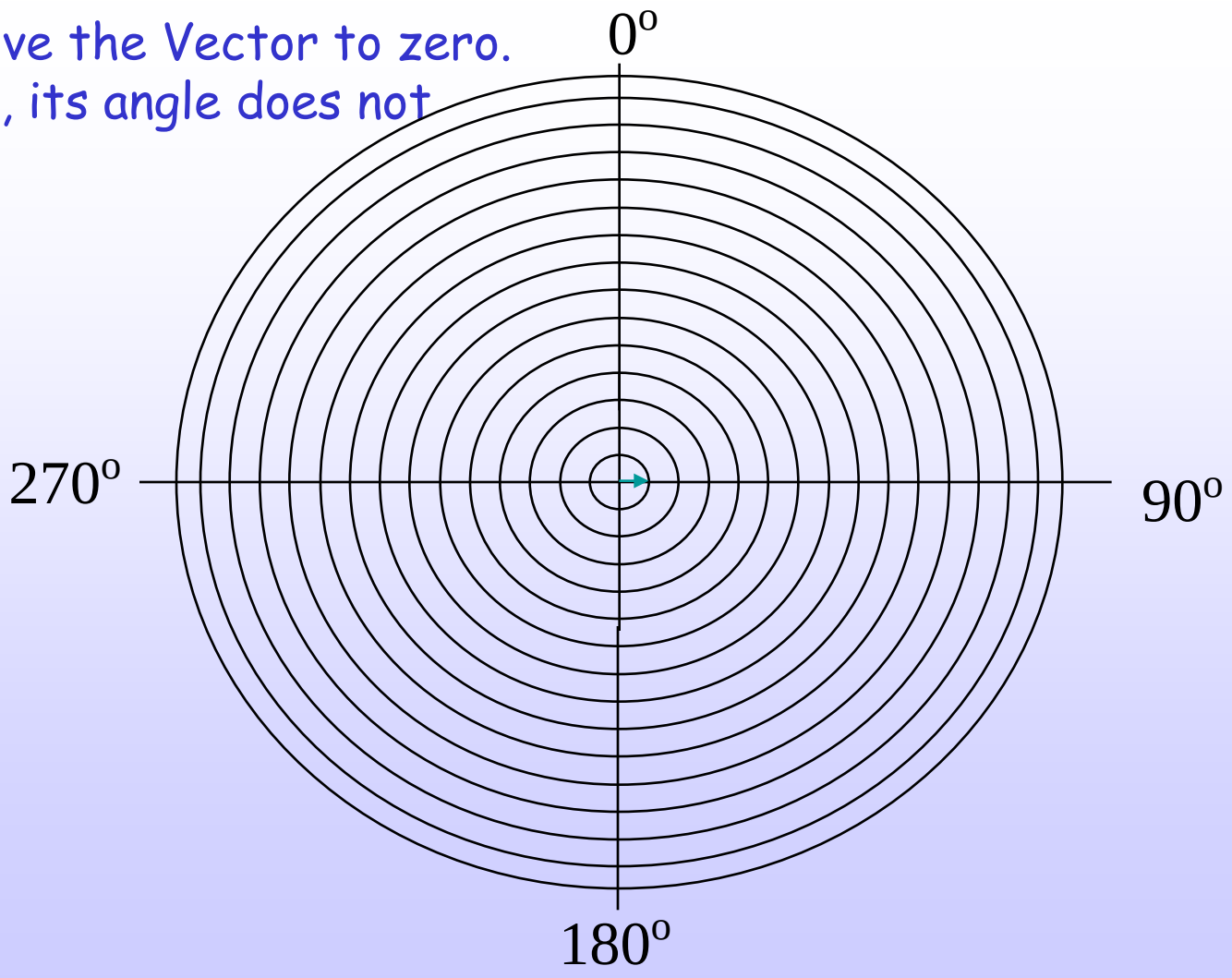
Graphical Example

O : 6 Mils @ 90°



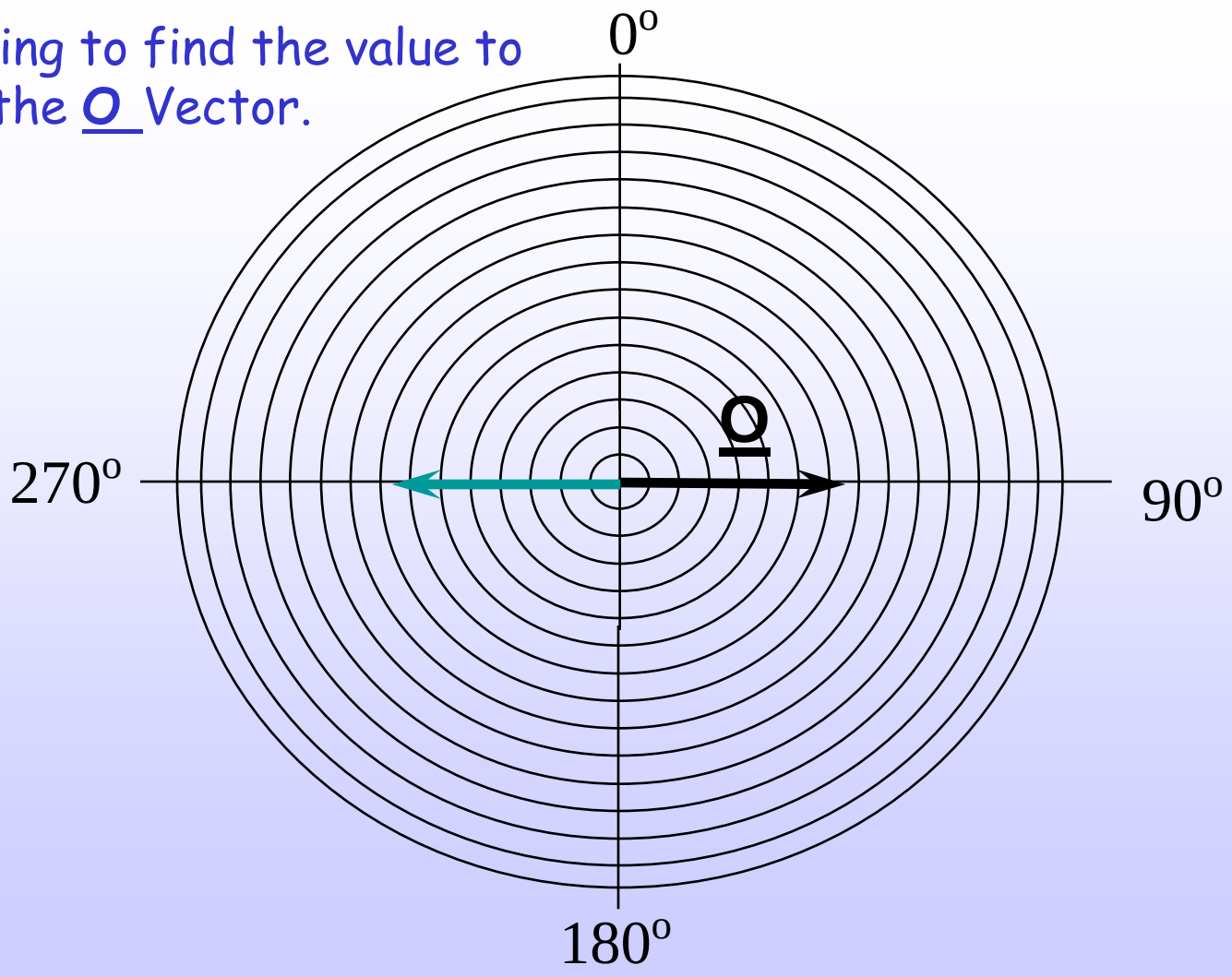
Graphical Example

Goal is to drive the Vector to zero. At this point, its angle does not matter.



Graphical Example

We are trying to find the value to cancel out the **O** Vector.



Two Problems

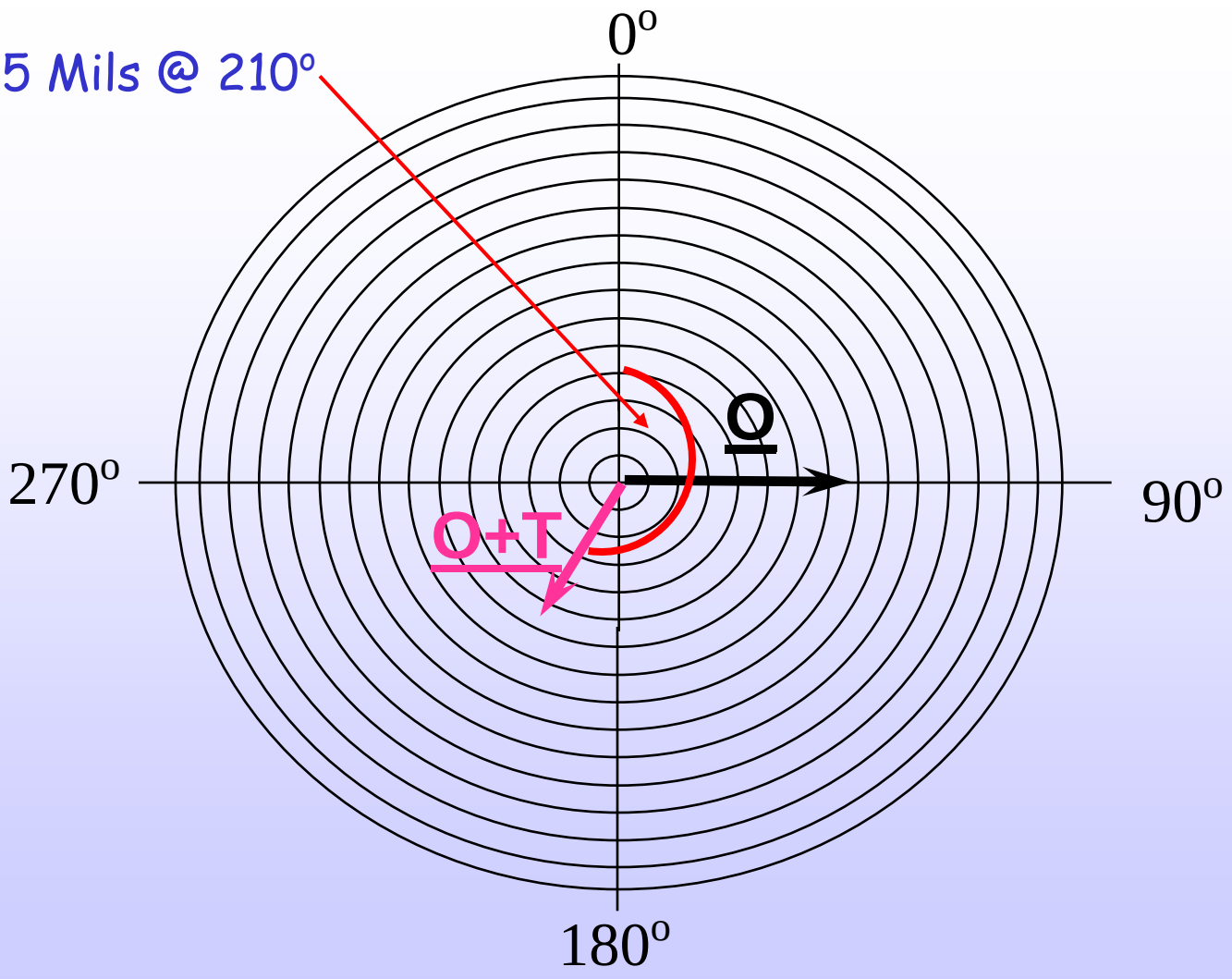
- How much weight = 6 mils of vibration?
- Where should it be placed?

The Solution

- Add a trial weight = 6 grams at 25°
- and measure the results

Trial Weight

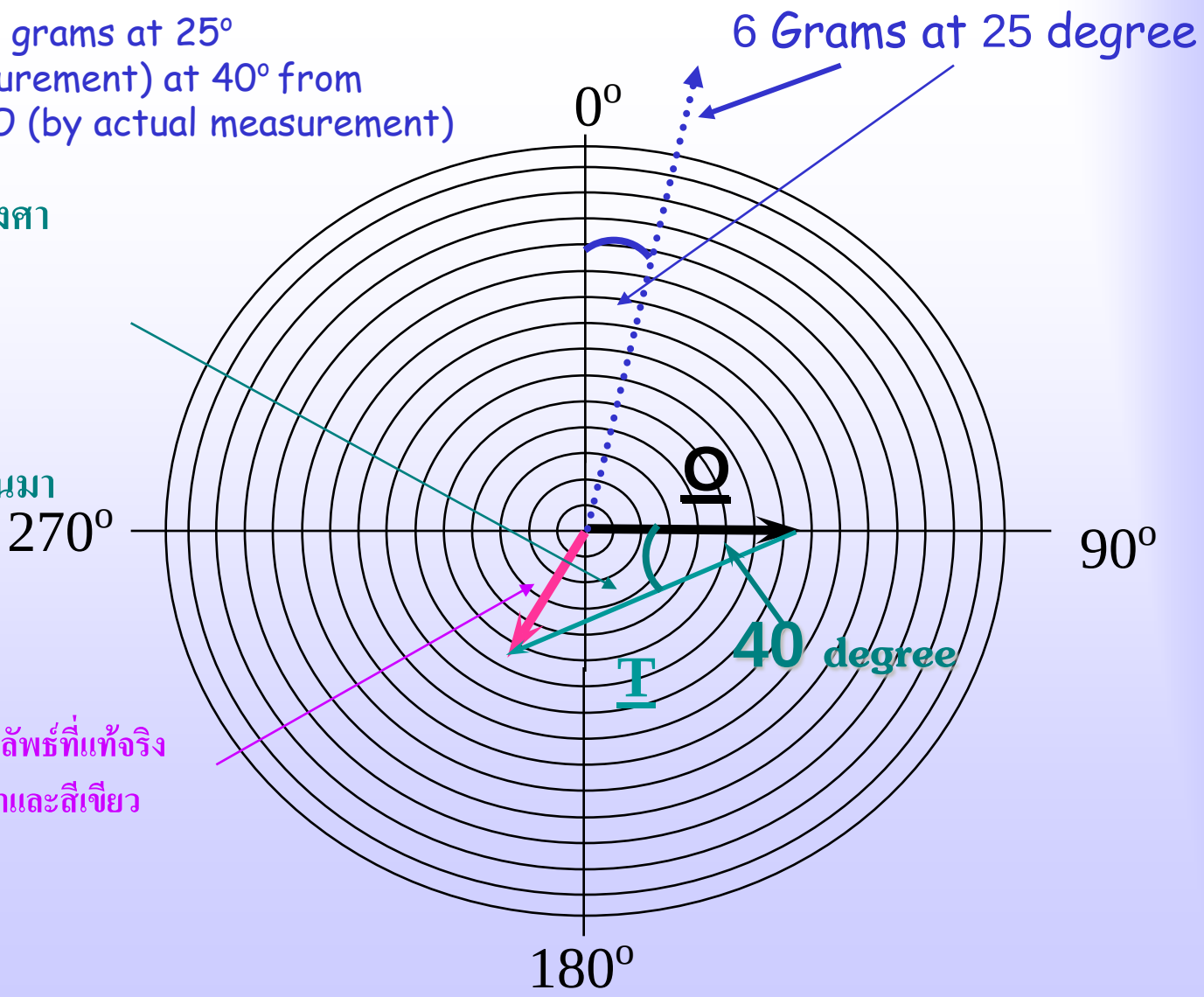
New Run = 4.5 Mils @ 210°



Trial Weight Results

Resultant Vector from 6 grams at 25°
= 9.1 mil (by actual measurement) at 40° from
the opposite of vector O (by actual measurement)

ผลของ 6 grams 25 องศา
ถ้ามองในรูป Vector
จะได้ตามรูปสีเขียวตาม
ขนาดและมุมนั้นๆ
เป้าหมายคือขยับเส้นนี้ขึ้นมา
ที่มุม 270



เส้นและมุมของสีชมพูคือผลลัพธ์ที่แท้จริง
ซึ่งคือผลของ vector สีดำและสีเขียว

คำนวณว่าต้องการ **Vibration** ขนาด **6 mils** ต้องใช้กี่กรัม

9.1 mils Vibration เกิดจาก Trial Weight

ขนาด 6 grams

6 mils Vibration ควรใช้ weight

$$\text{ขนาด } \frac{6 \times 6}{9.1} = 4 \text{ grams}$$

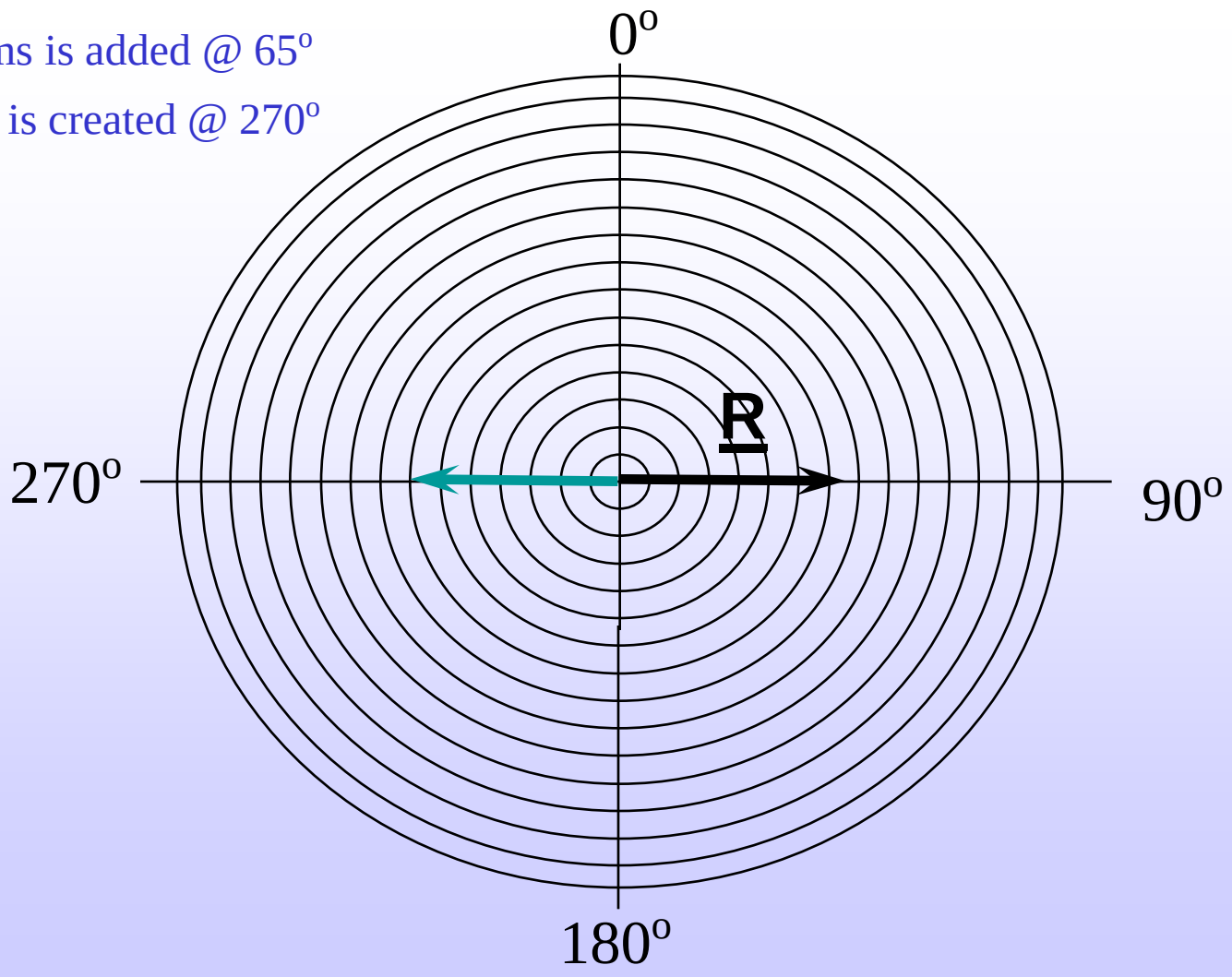
Adding Correction Weights

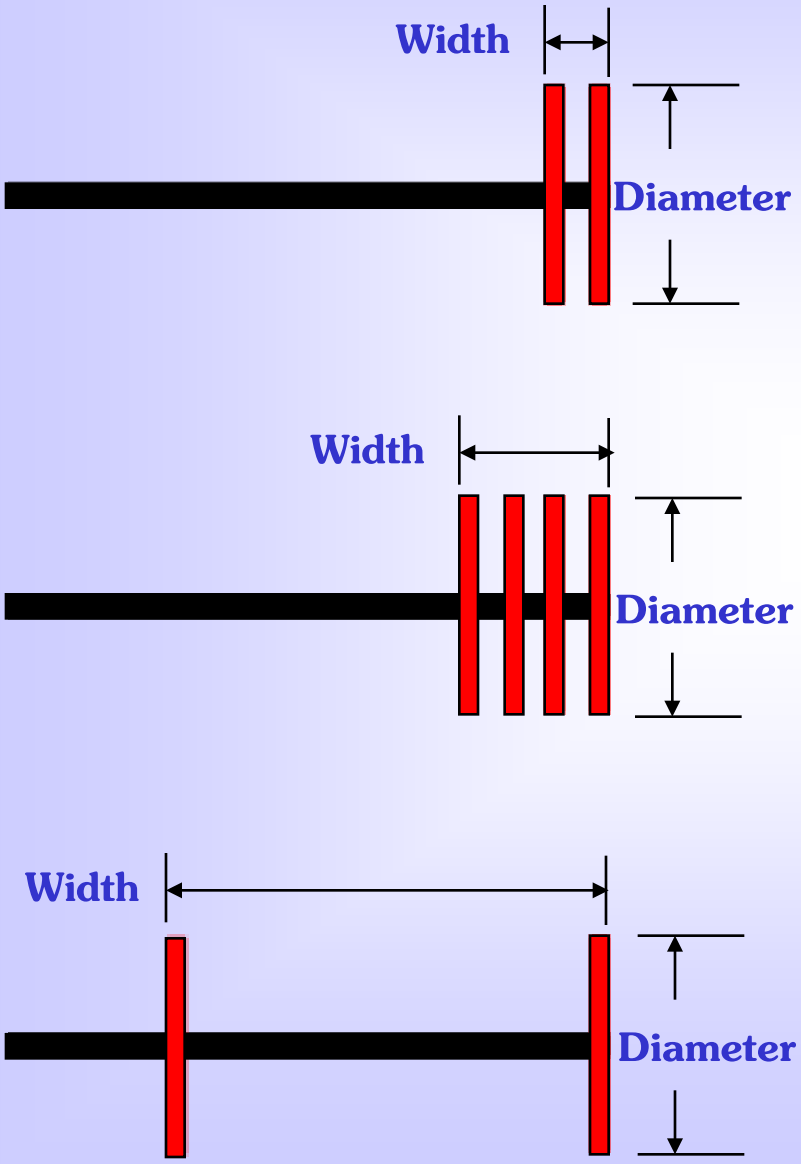
- The correction Weight 4 grams is added at 65 degree.
- Our goal is to have vibration less than 1 mil. If we don't obtain this goal, we will trim run the weights again.

Adding Correction Weight

4 Grams is added @ 65º

6 Mils is created @ 270º



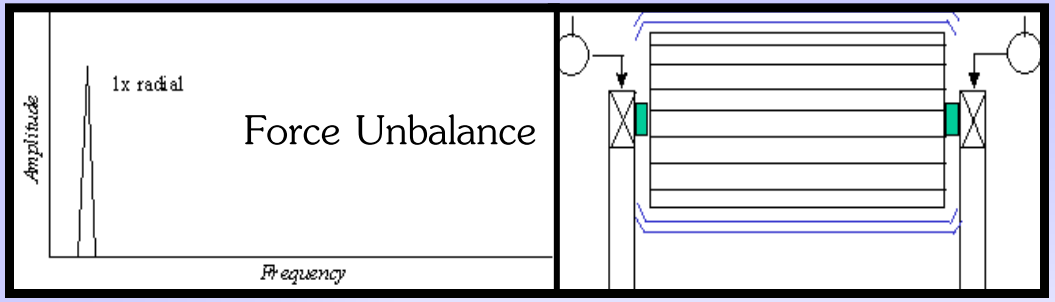


W/D RATIO	1-PLANE	2-PLANE
< 0.5	0-1000 RPM	> 1000 RPM
0.5 to 2	0-150 RPM	150-2000 RPM or >70% of 1st Critical
> 2	0-100 RPM	>100 RPM up to 70% of 1st Critical

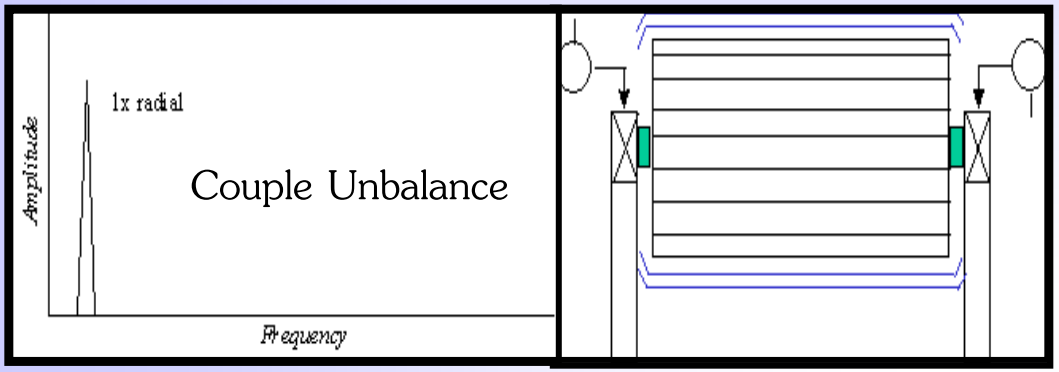
$$\text{Trial Weight} = \frac{0.1 \times \text{Rotor Mass} \times 9.81 \times 900}{\text{Radius} \times [\,\text{Speed} \times 3.14\,]^2}$$

Rotor Mass in Grams

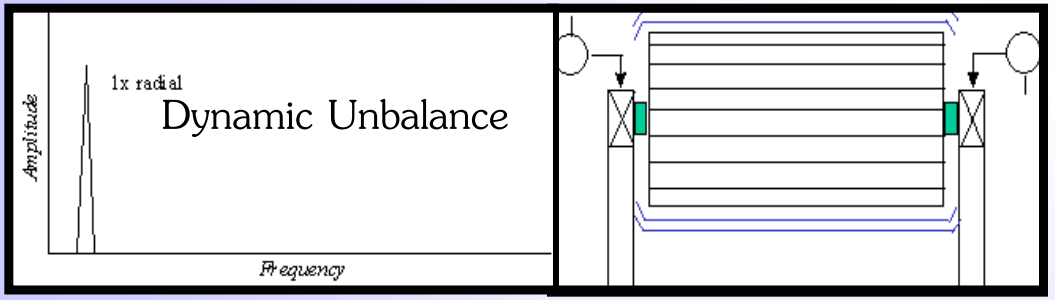
Radius in meters

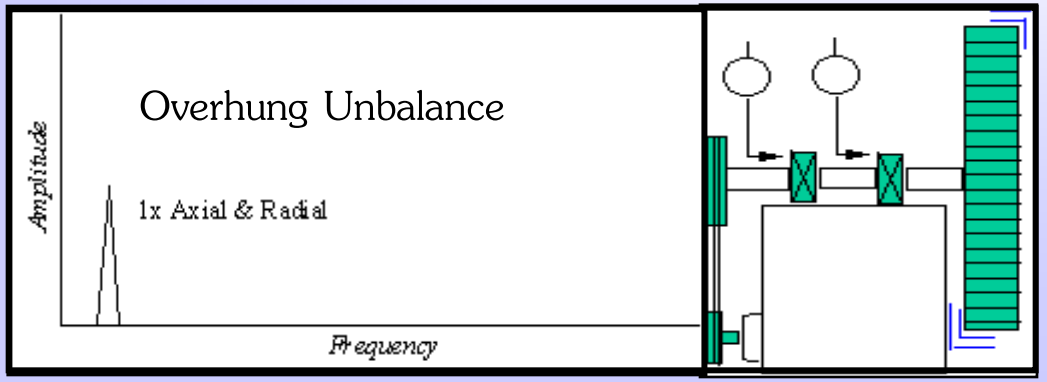


แรงไม่สมดุลย์ จะอยู่ในตำแหน่งเดียวกันคงที่ และขนาดเนื่องจากการไม่สมดุลย์จะเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนกำลังสองของความเร็ว (ความเร็วเพิ่มขึ้น 3 เท่า มีผลให้การสั่นสะเทือนเพิ่มขึ้น 9 เท่า) ที่ 1 x RPM จะแสดงขึ้นบนแถบความถี่เสมอ สามารถแก้ไขได้โดยถ่วงดุลย์ด้วยก้อนน้ำหนักที่ระนาบตรงจุดศูนย์กลางของแรงโน้มถ่วงของชิ้นงานหมุน



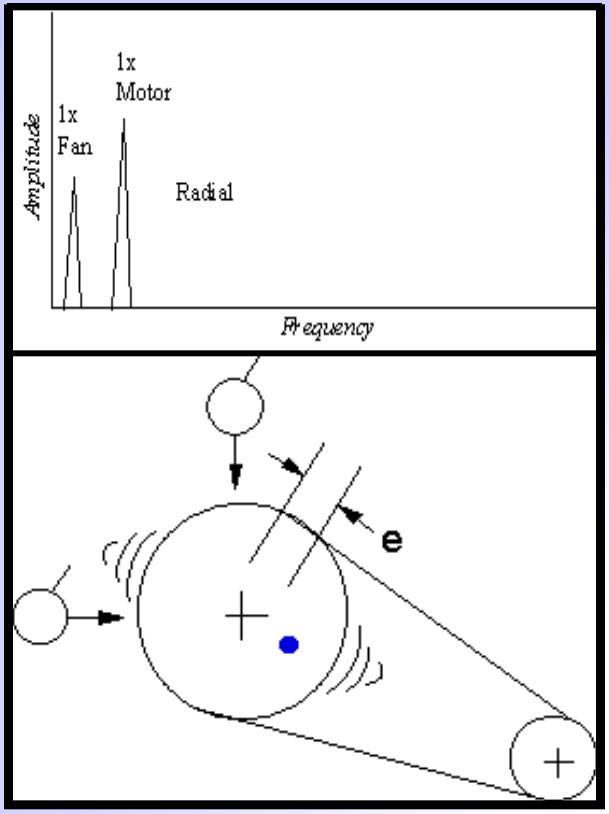
ทิศทางของแรงไม่สมดุลย์แบบคู่ควบ มีแนวโน้มต่างกัน 180องศา บนแกนเพลาเดียวกัน ที่ 1 x RPM จะแสดงขึ้นบนแถบความถี่เสมอ ขนาดเปลี่ยนแปลงขึ้นอยู่กับกำลังสองของความเร็ว อาจจะเกิดการสั่นสะเทือนตามแนวแกนสูงเช่นเดียวกันในแนวรัศมี การแก้ไขต้องถ่วงดุลย์ด้วยก้อนน้ำหนักอย่างน้อย 2 ระนาบ สังเกตุว่ามุมแตกต่างประมาณ 180 องศา จะเกิดระหว่าง OB & IB ในแนวราบเช่นเดียวกับแนวดิ่ง



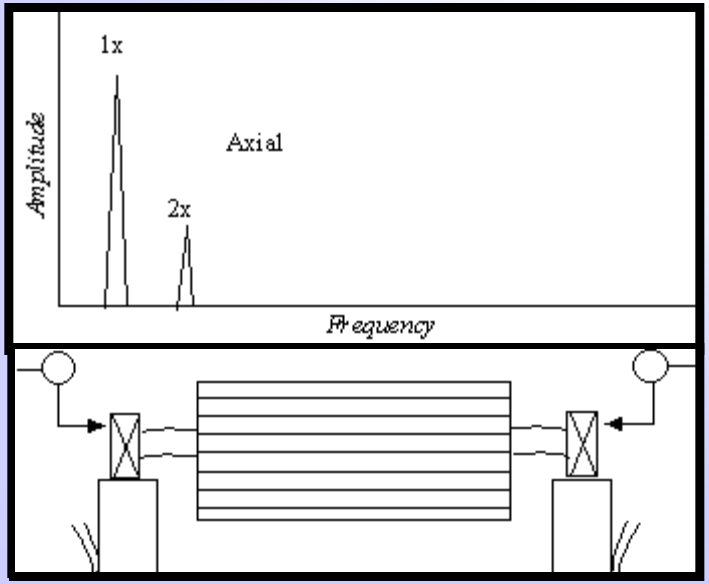


แรงไม่สมดุลย์แบบแขวนยื่นก่อให้เกิดมีค่าสูงที่ 1 x RPM ในทิศทางทั้งตามแนวแกนและแนวรัศมี ค่าที่อ่านตามแนวแกนมีแนวโน้มทิศทางเดียวกัน ขณะที่ค่าตำแหน่งที่อ่านตามแนวรัศมีอาจจะไม่นิ่ง การแขวนยื่นของชิ้นงานหมุนมักจะก่อให้เกิดทั้งแรงไม่สมดุลย์แบบสถิตย์และแบบคู่ควบ ซึ่งแต่ละปัญหาต้องการการแก้ไขเช่นเดียวกัน

Eccentricity and Bent Shaft

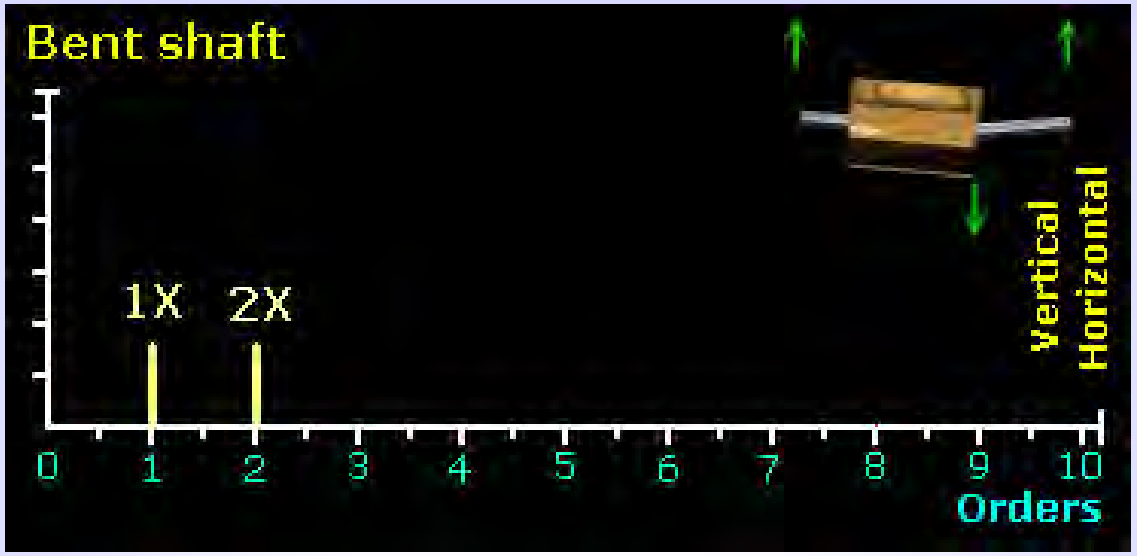


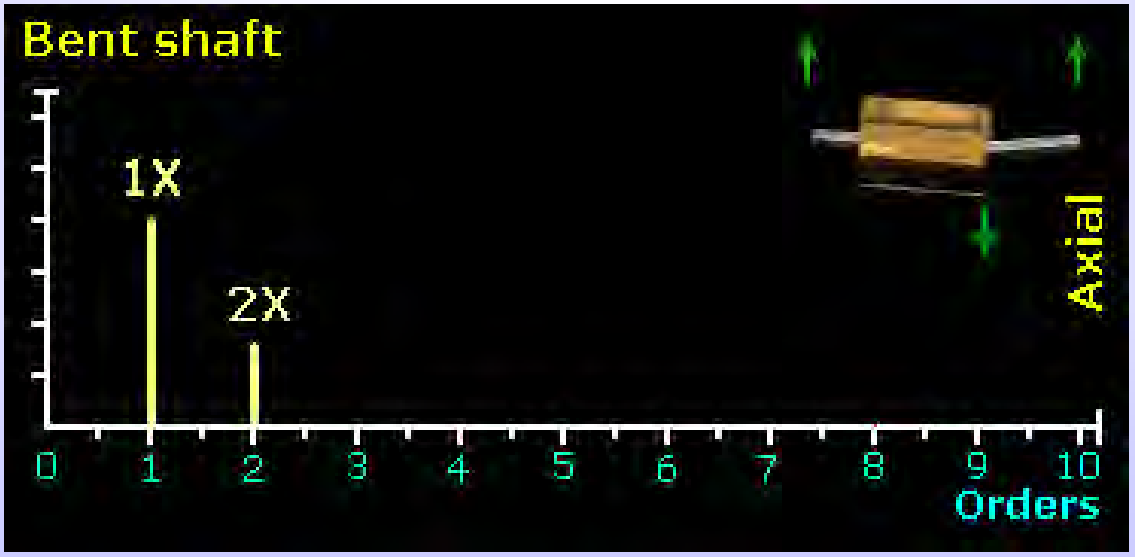
การเยื้องศูนย์เกิดขึ้นเมื่อศูนย์กลางของการหมุนเยื้องจากศูนย์กลางของรูปทรงทางเรขาคณิตของชุดเฟือง, ลูกปืน, ขดลวดมอเตอร์ เป็นต้น ค่าการสั่นสะเทือนมากที่สุดเกิดที่ 1 x RPMของส่วนที่เยื้องศูนย์ในทิศทางลากผ่านจุดศูนย์กลางของการหมุนทั้งสองชิ้นงาน การเปรียบเทียบการอ่านในแนวราบและแนวดิ่ง ถ้าไม่ต่างกันเป็น 0 องศา ก็จะเป็น 180 องศา (แต่ละค่าการอ่านจะแสดงถึงการเคลื่อนที่ตามแนวเส้นตรงของชิ้นงานหมุน) การพยายามที่จะถ่วงดุลย์ชิ้นงานเยื้องศูนย์มักจะมีผลลดค่าการสั่นสะเทือนในทิศทางหนึ่งแต่เพิ่มขึ้นอีกทิศทางหนึ่งในแนวรัศมีเสมอ (ขึ้นอยู่กับปริมาณของการเยื้องศูนย์)



ปัญหาการคดงอของเพลา ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนมากตามแนวแกน ด้วยตำแหน่งการอ่านมีแนวโน้มต่างกัน 180 องศาบนชิ้นส่วนเครื่องจักรเดียวกัน โดยปกติการสั่นสะเทือนหลักจะอยู่ที่ 1 x RPM ถ้าการคดงออยู่ใกล้กับกึ่งกลางเพลา แต่จะอยู่ที่2 x RPM ถ้าคดงออยู่ใกล้จุดเชื่อมต่อหน้าแปลน (จงระวังผลจากทิศทางตัวรับสัญญาณของการวัดแต่ละแนวแกน ถ้ามีการกลับทิศตรงข้าม

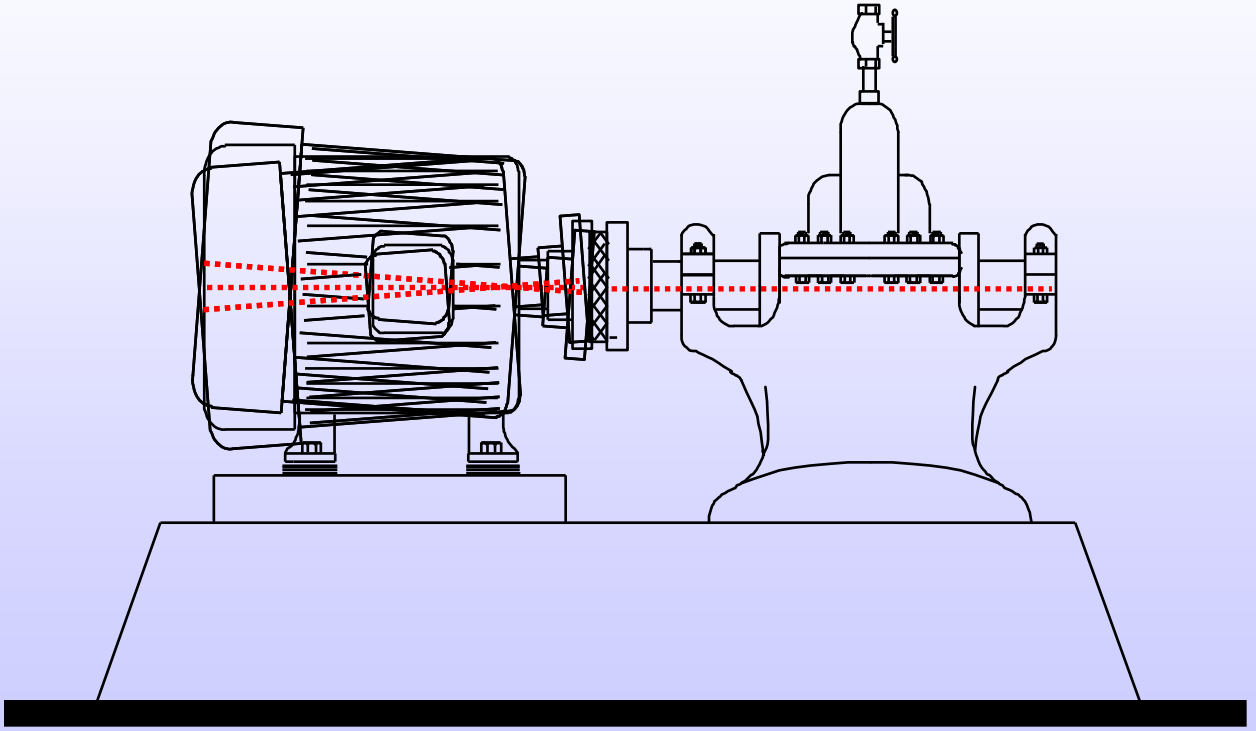
ในกรณีเพลาคด Spectrum จะออกที่ 2X ด้วยตามรูปข้างล่าง





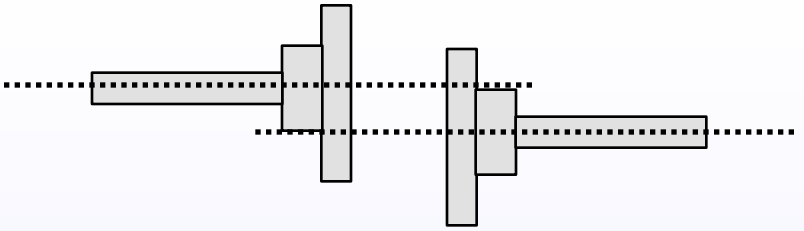
What is Misalignment?

- Deviation from a common centerline during operation.

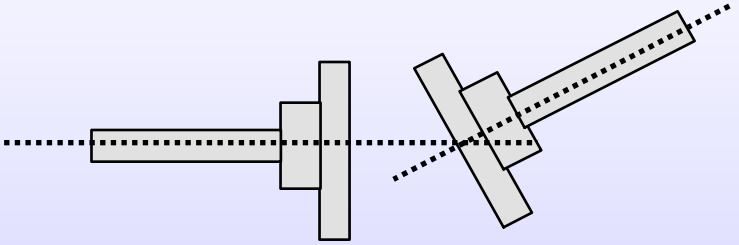


Types of Misalignment

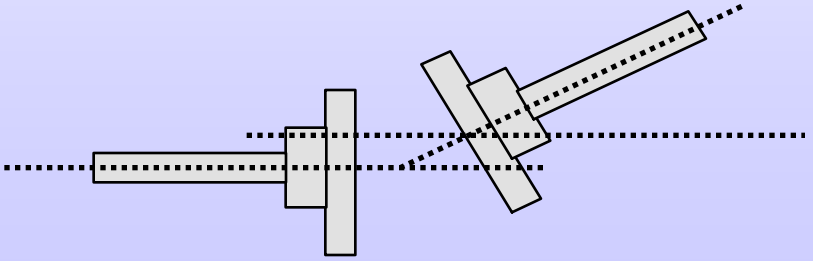
Offset



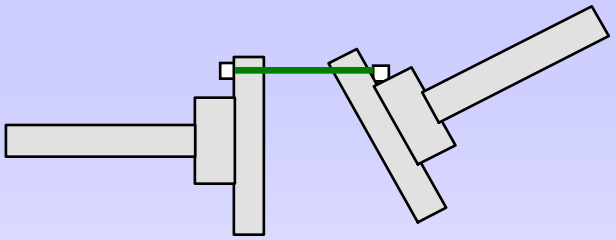
Angular

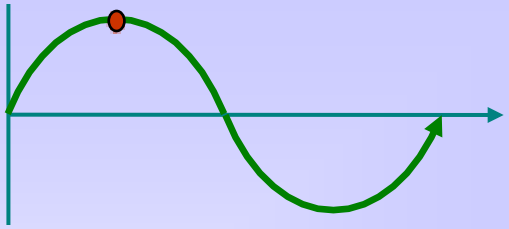


Both

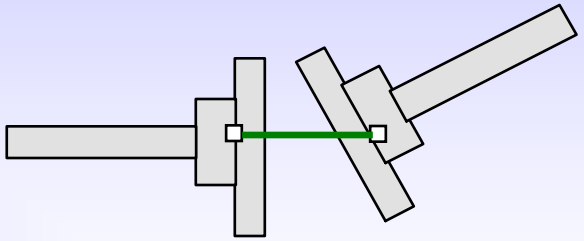


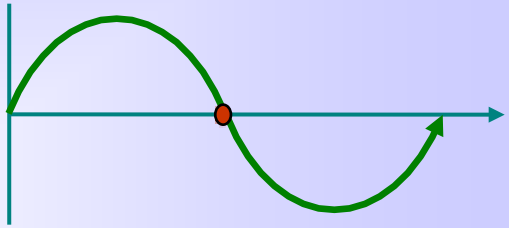
0 degree



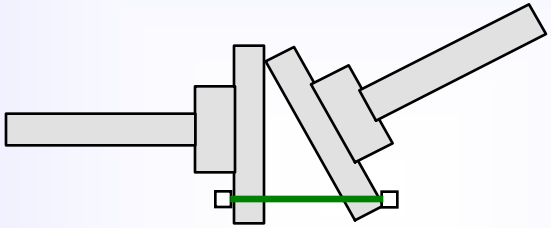


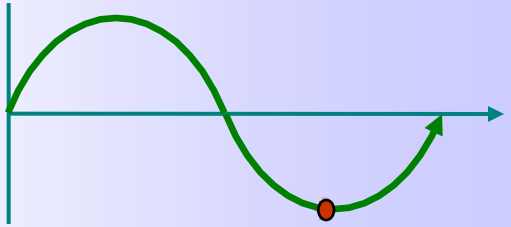
90 degree



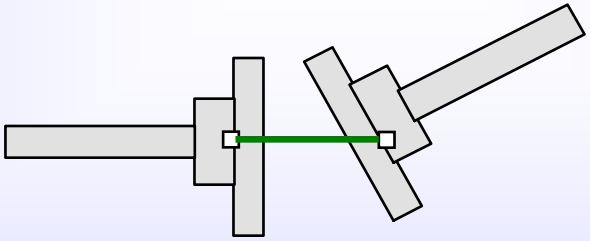


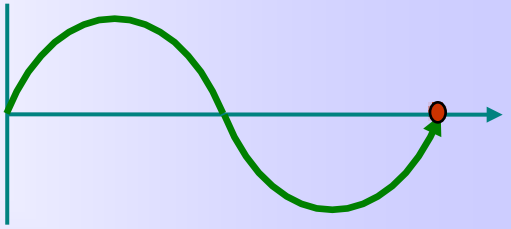
180 degree



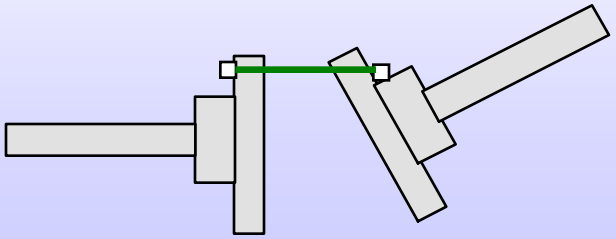


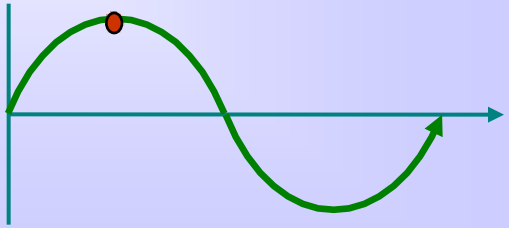
270 degree



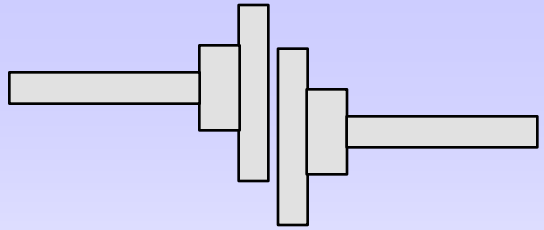


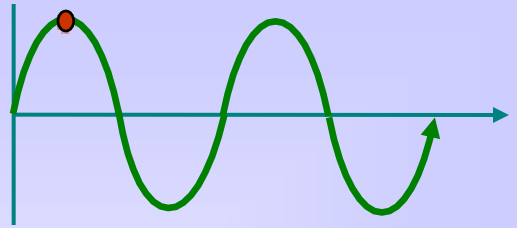
360 degree



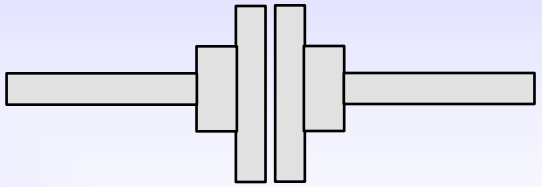


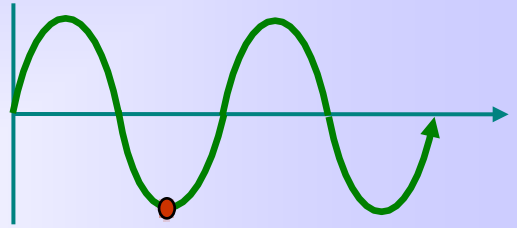
0 Degree



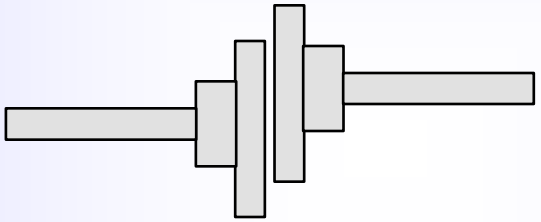


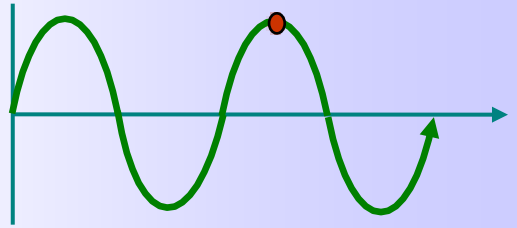
90 Degree



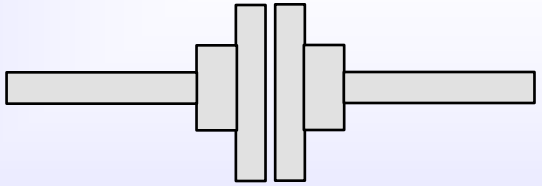


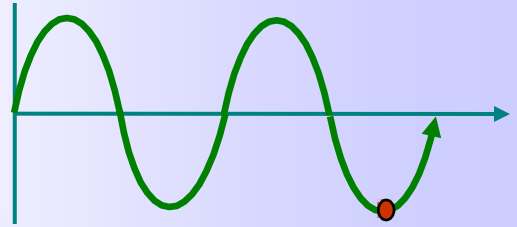
180 Degree



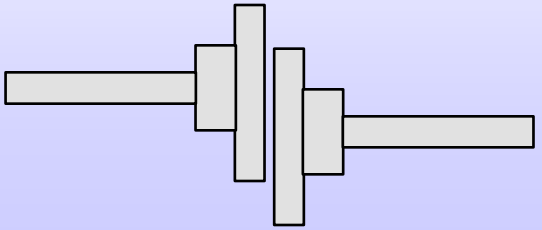


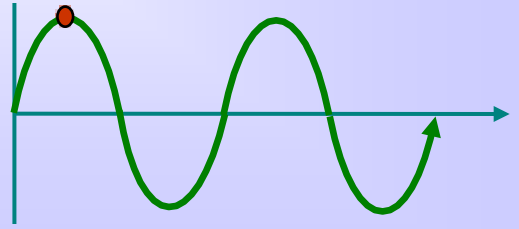
270 Degree





360 Degree





Misalignment

Characteristics:

2X shaft RPM axial dominates

High axial at 1, 2 and 3X shaft RPM

High radial at 1, 2 and 3X shaft RPM

Harmonics of shaft RPM above 4X are usually low

Phase readings show a 180° shift across the coupling

The criteria acceptance for 2X is 50% and 3X is 40% of Overall Acceptance Value

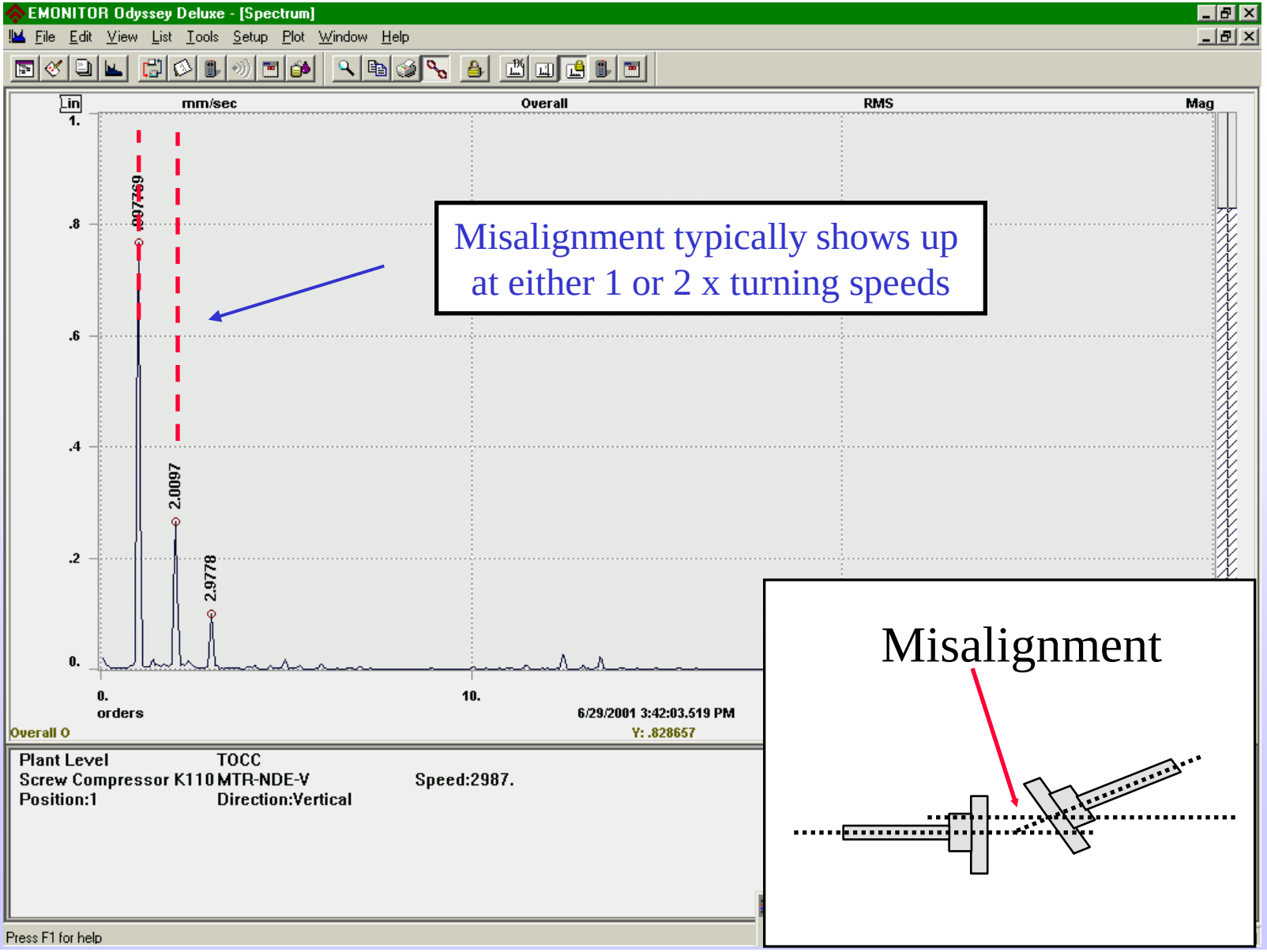
SYMPTOMS OF MISALIGNMENT

- Radial vibration is highly directional
- 1X RPM, 2 X RPM, and 3 X RPM can be present, depending on the type and extent of misalignment

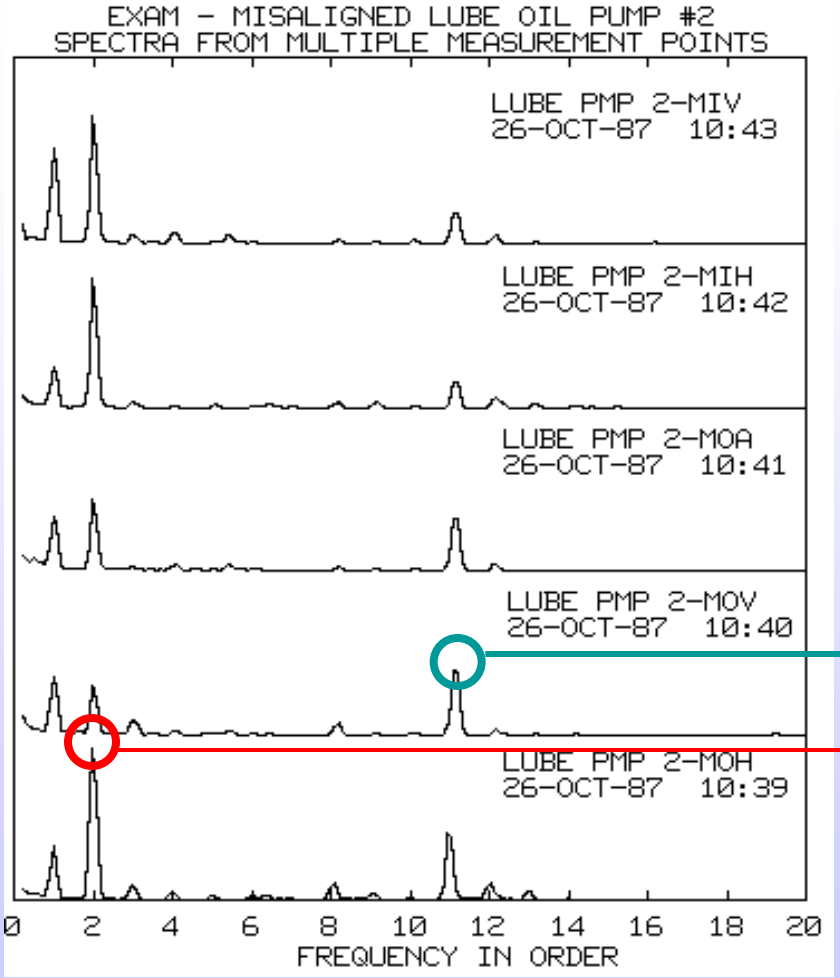
Misalignment	Symptom	Direction
Angular	1X RPM	Axial
Parallel	2 X RPM	Radial (H & V)
Combination	1/2/3 X RPM	Radial & Axial

- Problems internal to the coupling usually generate a 3 X RPM vibration.
- Combination misalignment may produce 1, 2, or 3 X RPM or **ANY** combination of the three frequencies. The key symptom is the phase shift across the coupling

Misalignment



Misalignment



- 2X shaft RPM is dominant location of vibration
- Vane pass is due to 11 blade pump impeller

Vane Pass

Freq: 59.50
Order: 2.010
Spec: .640

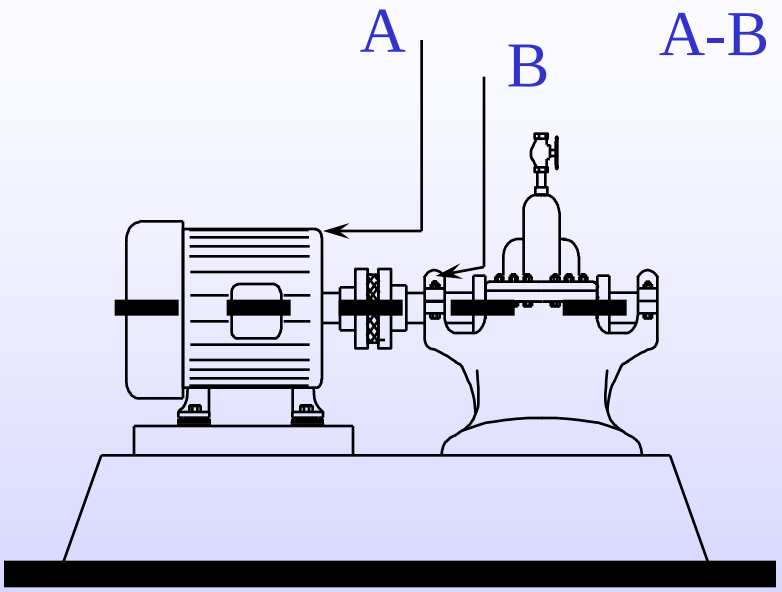
Using Phase to Distinguish Misalignment From Unbalance

- Take phase readings across coupling.
- Axial to axial 180° out of phase = misalignment.
- When shafts are misaligned, the horizontal bearing-to-bearing phase relationship is rarely similar to the vertical bearing-to-bearing relationship on either sides of the machine.

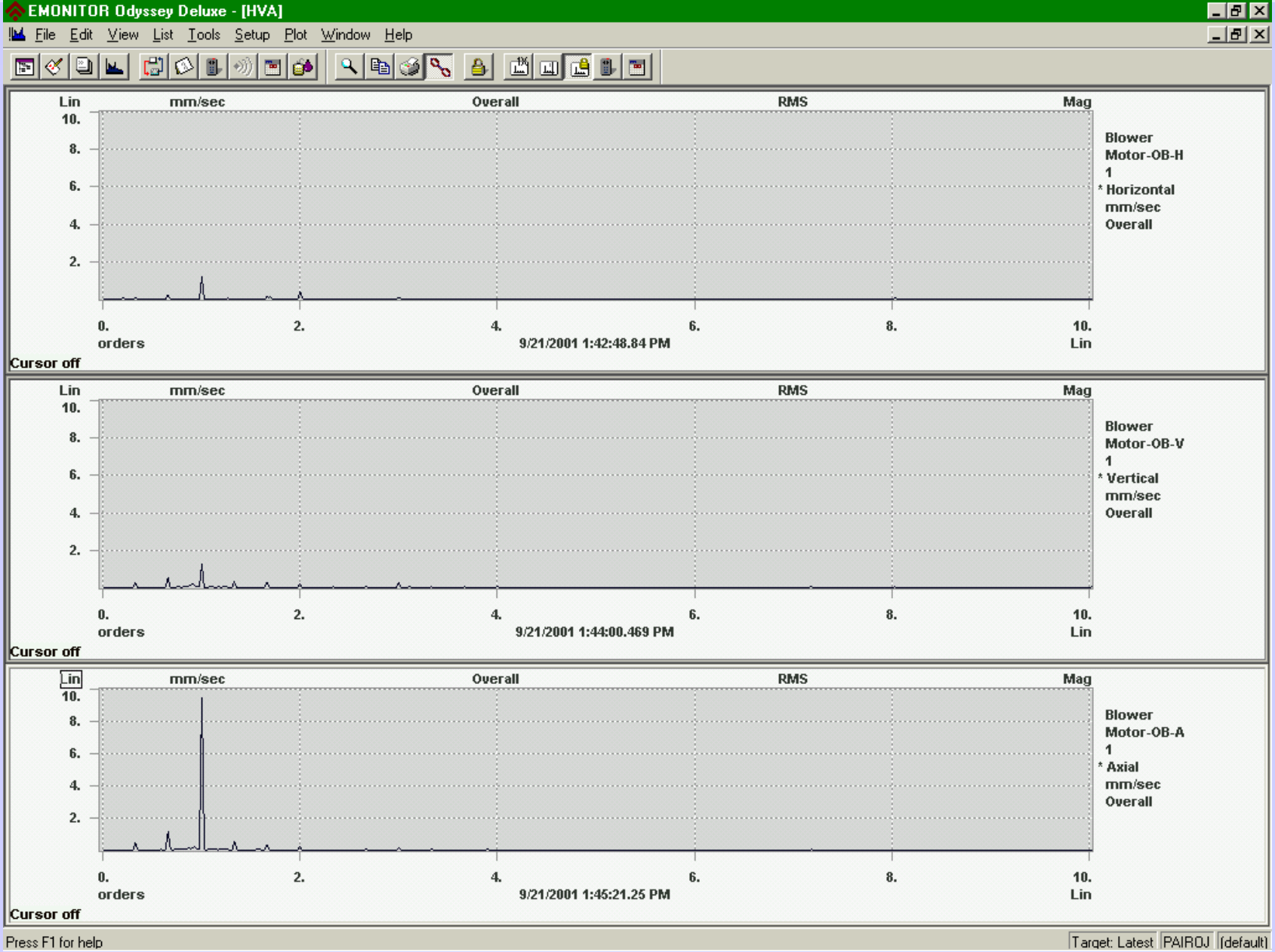
Using Phase to Distinguish Misalignment From Unbalance

- If the phase readings on the coupling side bearing on each machine are essentially in phase or 180° out of phase horizontally and vertically, it is almost certainly misalignment.
- This phase relationship has other causes such as a bow in the shaft.
- Please check for this condition also using a dial indicator.

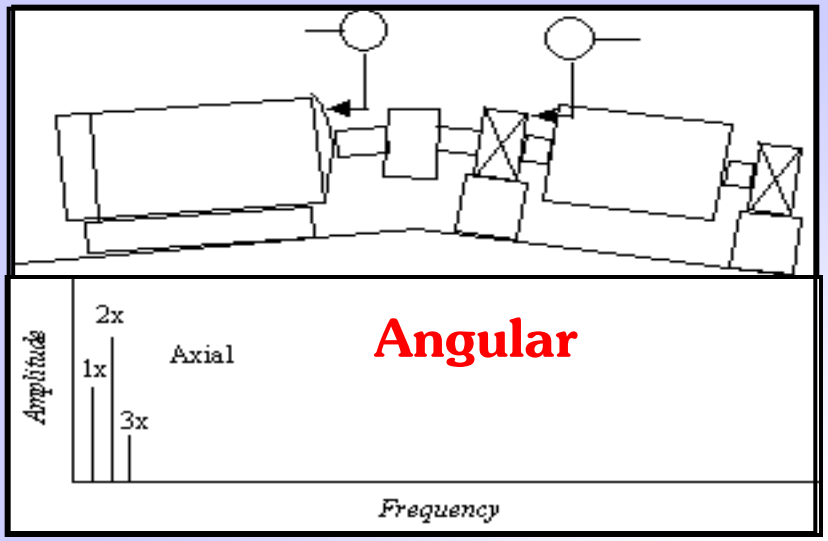
Using Phase to Distinguish Misalignment From Unbalance



A-B = 180° +/- 30°

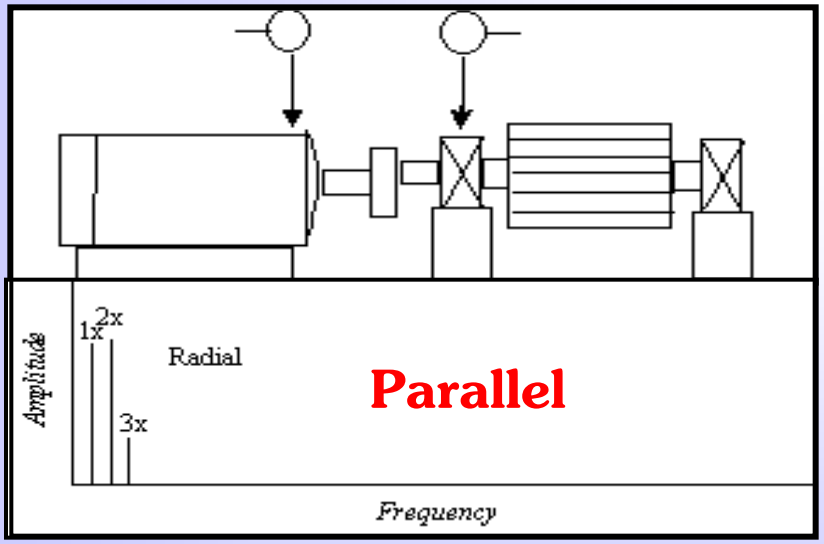


Misalignment Case Study



Angular

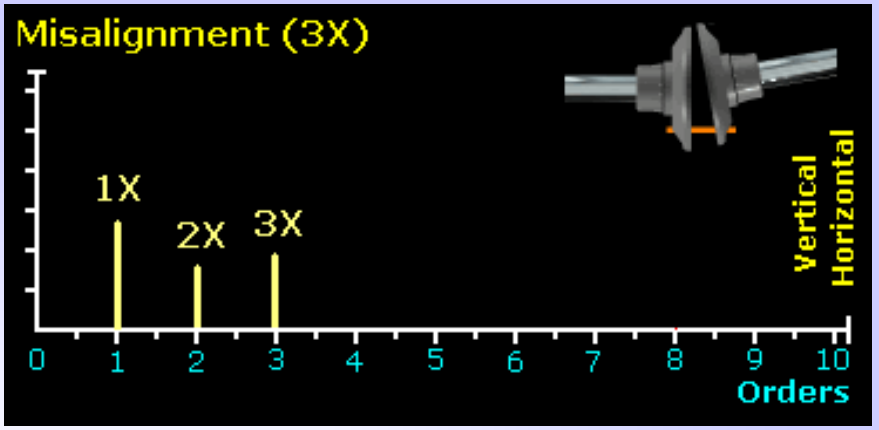
การเยื้องแนวเชิงมุมมีลักษณะโดยค่าการสั่นสะเทือนตามแนวแกนสูง ทิศทางตรงกันข้ามที่ 180 องศา ระหว่างด้านหน้าแปลน รูปแบบจะมีการสั่นสะเทือนสูงตามแนวแกนด้วยความถี่1 เท่า และ 2 เท่า ของรอบการหมุน อย่างไรก็ตามก็ไม่ผิดปกติถ้าจะเกิดขึ้นที่ความถี่ 1 เท่า, 2 เท่า หรือ 3 เท่าของรอบการหมุนอาการเหล่านี้จะแสดงถึงปัญหาการประกอบหน้าแปลนด้วยเช่นกัน

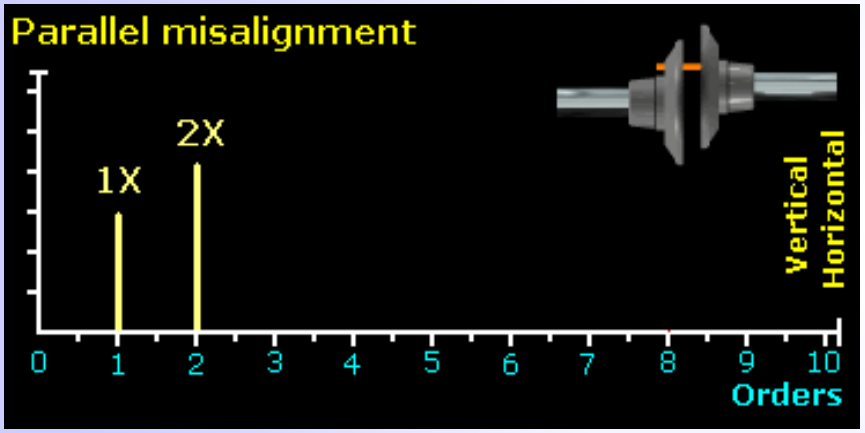


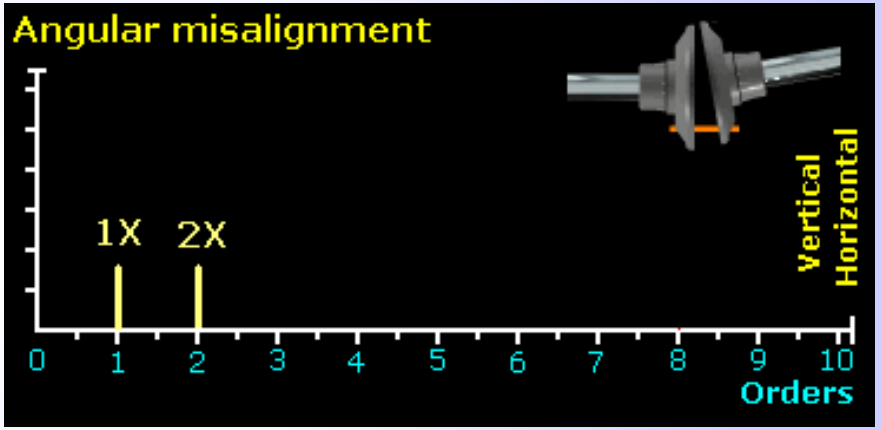
Parallel

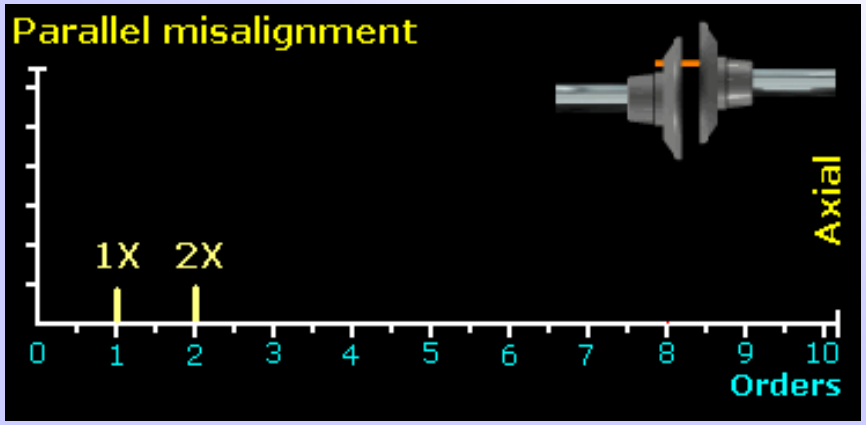
การเยื้องแนวเชิงขนาน มีอาการสั่นสะเทือนคล้ายคลึงกับการเยื้องแนวเชิงมุด แต่จะแสดงค่าการสั่นสะเทือนตามแนวรัศมีสูง ทิศทางตรงกันข้ามที่ 180 องศา ระหว่างหน้าแปลน โดยปกติแล้วที่ความถี่ 2 x RPM จะมีค่าสูงกว่าที่ความถี่ 1 x RPM แต่ที่ค่าความสูงสัมพัทธ์กับความถี่ 1 x RPM มักจะถูกกำหนดโดยรูปแบบของหน้าแปลนและการก่อ สร้าง เมื่อการเยื้องแนวเชิงมุมหรือเชิงขนานเริ่มต้นรุนแรง ก็จะสามารถก่อให้เกิดขนาดการสั่นสูงที่ความถี่จำนวนเท่าของรอบการหมุนที่สูงขึ้นได้ (4 เท่าถึง8 เท่า) หรือชุดของความถี่จำนวนเท่าของรอบาการหมุนที่สูงขึ้นนี้จะปรากฏ คล้ายคลึงกับชุดแบบการหลวมคลอนเชิงกล การก่อสร้างการยึดประกอบมักจะมีอิทธิพลอย่างใหญ่หลวงต่อรูปแบบของแถบความถี่ เมื่อการเยื้องแนวรุนแรงขึ้น

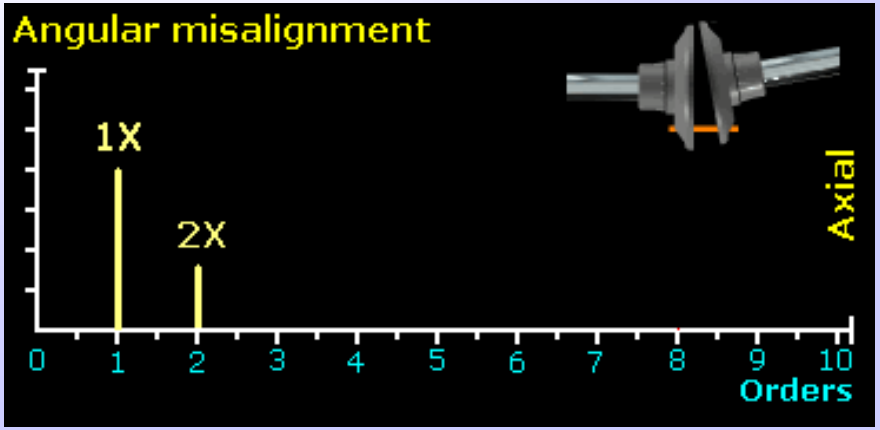
ตัวอย่างการเยื้องศูนย์แบบต่างๆ และวัดในตำแหน่งต่างๆ











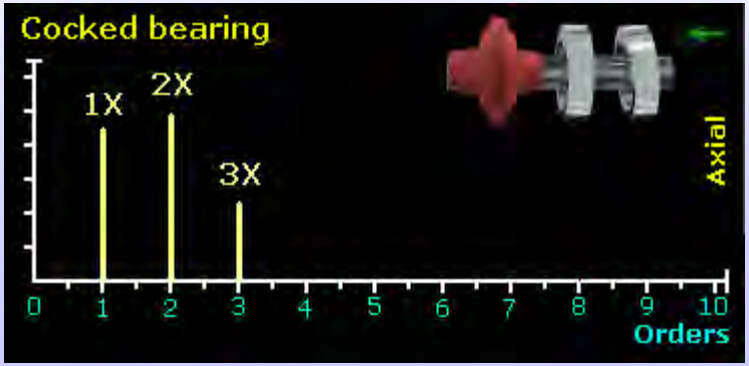
Misalignment Acceptable/ Tolerance

Machine Speed	Angularity in 1/100	Offset in Microns
750	0.15	200
1000	0.1	150
1500	0.07	100
3000	0.05	50

1 Filler mil = 10 microns

Misalign Bearing Cocked on Shaft

ชุดตั้งรองรับจะก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนตามแนวแกน จะเกิดเหตุการเคลื่อนไหวบิดตัวด้วยตำแหน่งมุมต่างกันประมาณ 180องศา จากบนไปล่าง และ/หรือ จากด้านหนึ่งไปอีกด้านหนึ่งในทิศทางตามแนวแกนของเสื้อรองรับงานเดียวกัน ความพยายามที่จะปรับแนวหน้าแปลนหรือการถ่วงดุลย์ ชุดหมุนจะไม่มีผลต่อการแก้ไขปัญหาการสั่นสะเทือน ชุดรองรับที่ถูกต้องถอดออกและติดตั้งอย่างถูกต้องเสียใหม่



Some Coupling Types' recommendation

Coupling Types	Recommendation peak at
Three Joint/ Jaw Coupling	3X →
Rubber or Bun Type Coupling	2X →
Shim Pack Coupling	2X and 6X
Grid Coupling	4X →

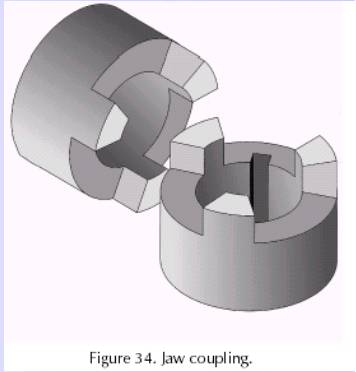


Figure 34. Jaw coupling.

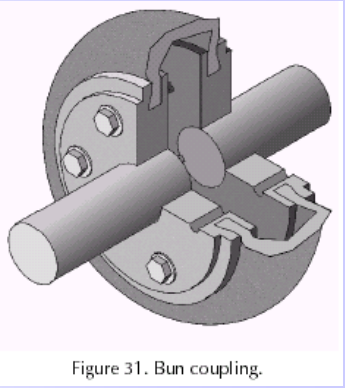


Figure 31. Bun coupling.

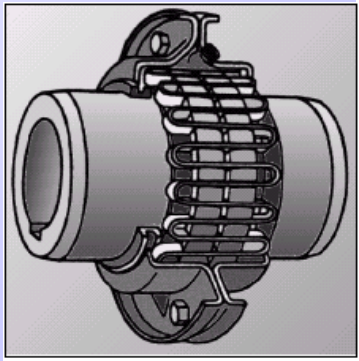
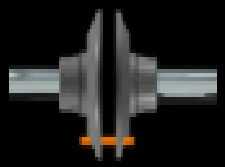
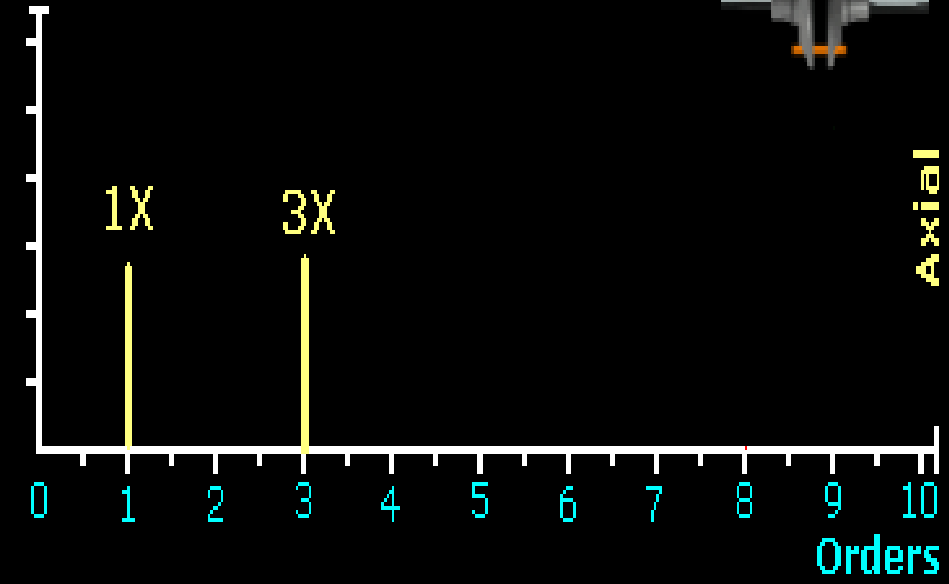


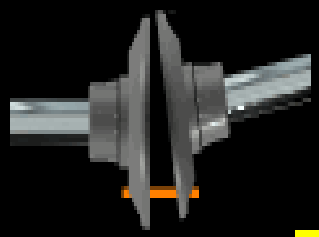
Figure 30. Example grid coupling.

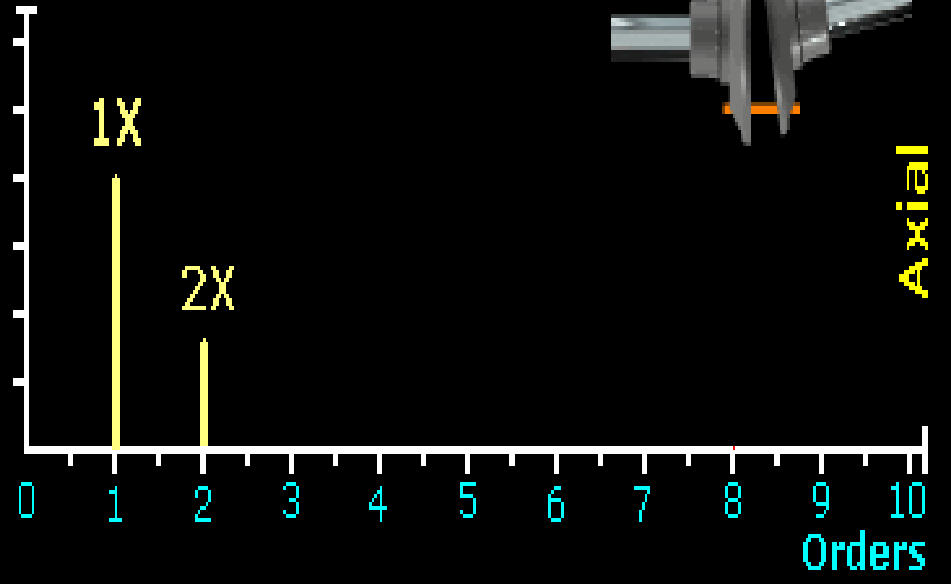
Coupling wear (3-jaw couplings)



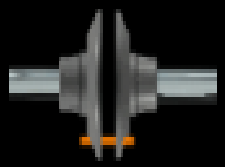


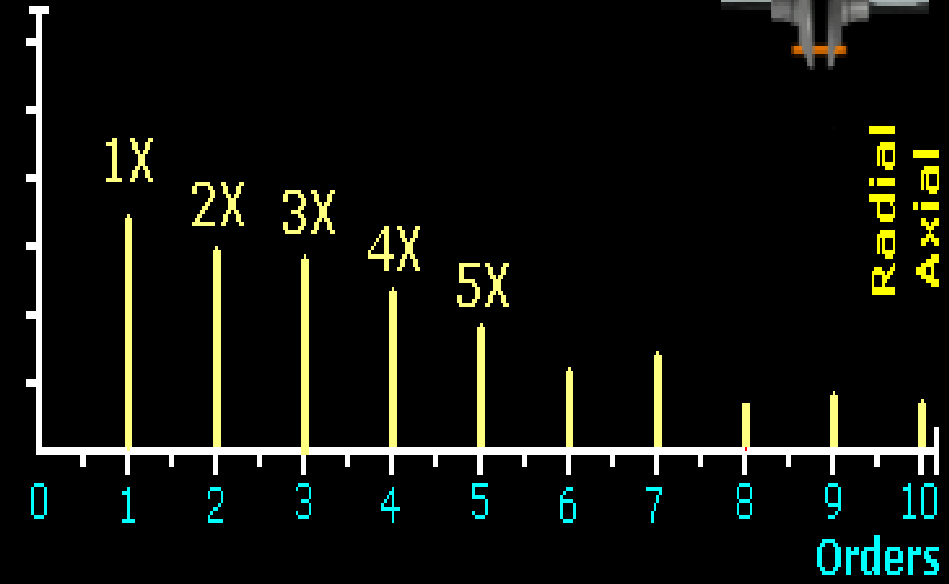
Coupling (non-parallel face)



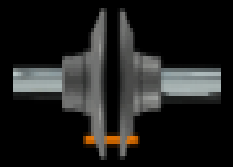


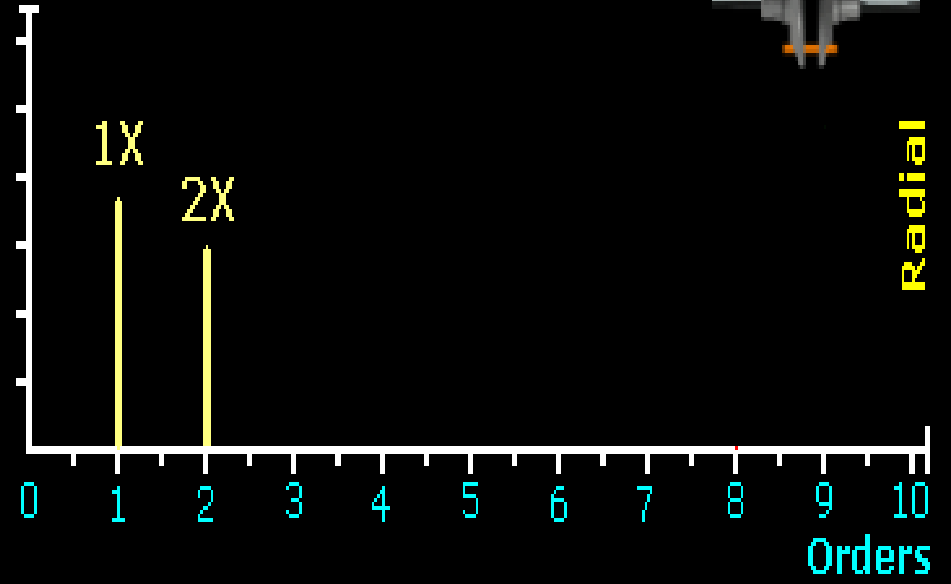
Coupling wear

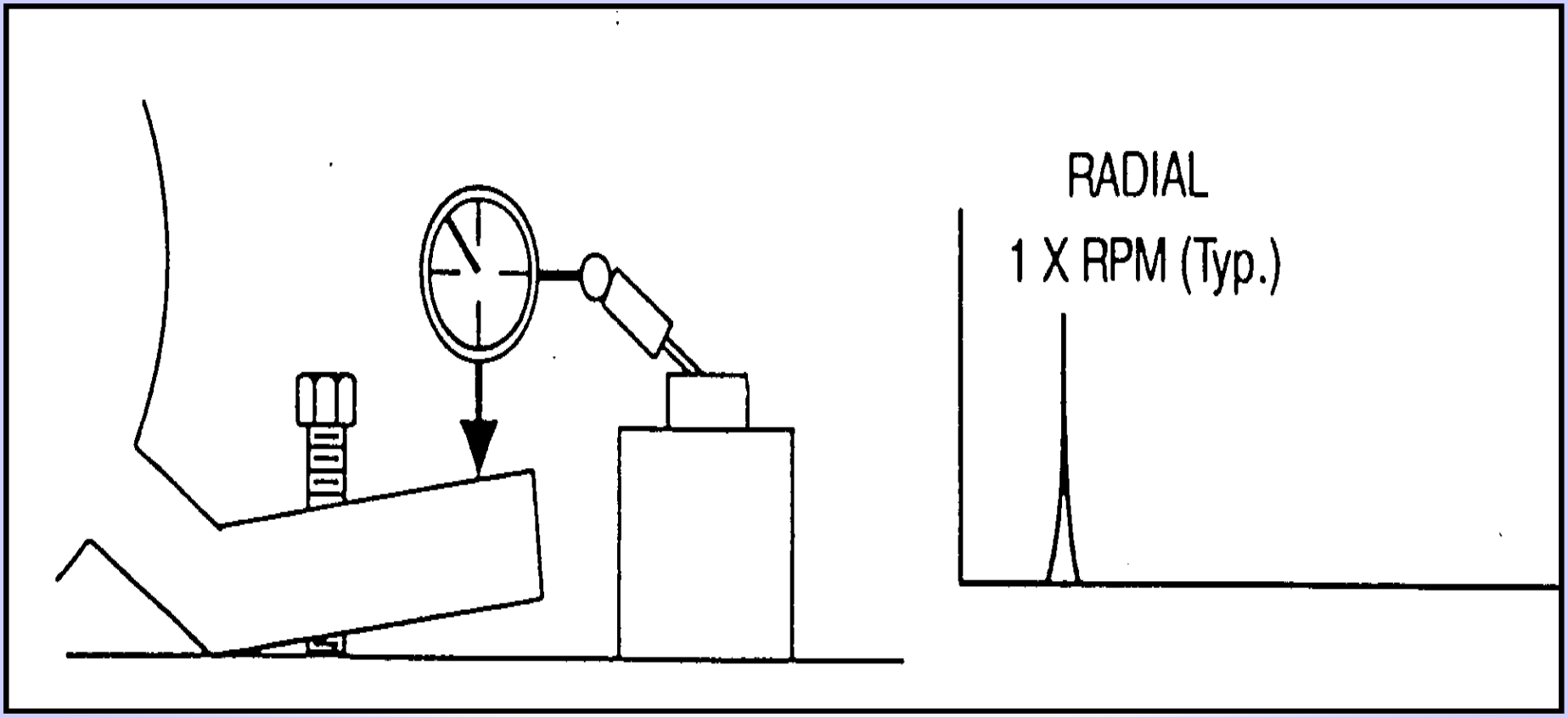




Coupling imbalance







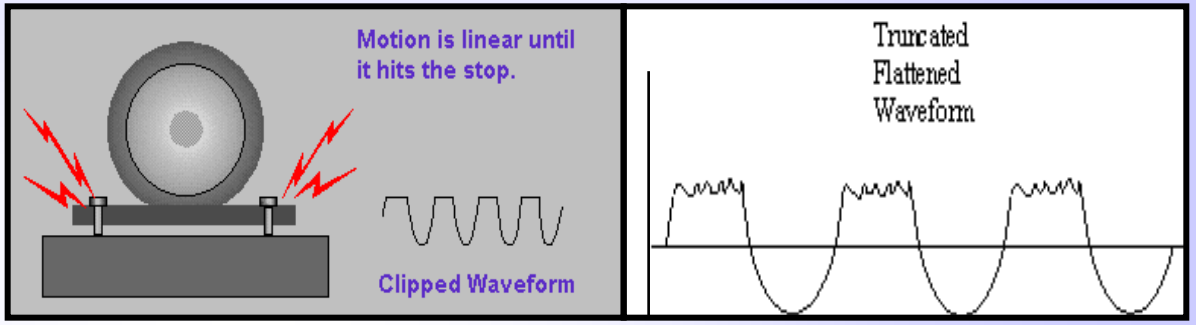
SOFT FOOT, SPRUNG FOOT, AND FOOT-RELATED RESONANCE

50 -75 microns tolerance

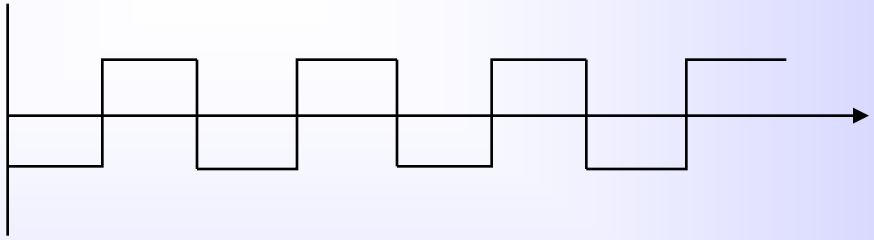
Mechanical Looseness

Time Waveform

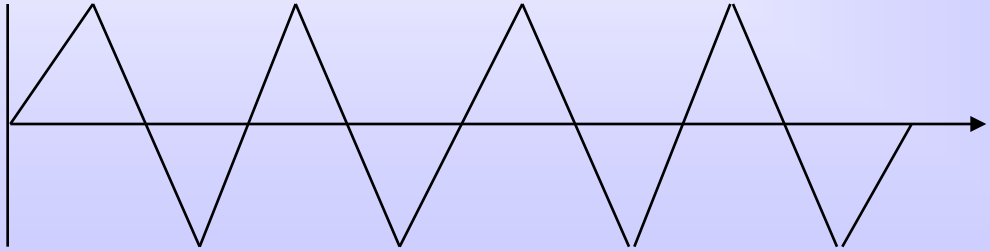
1) Truncated Waveform



2) Square Waveform

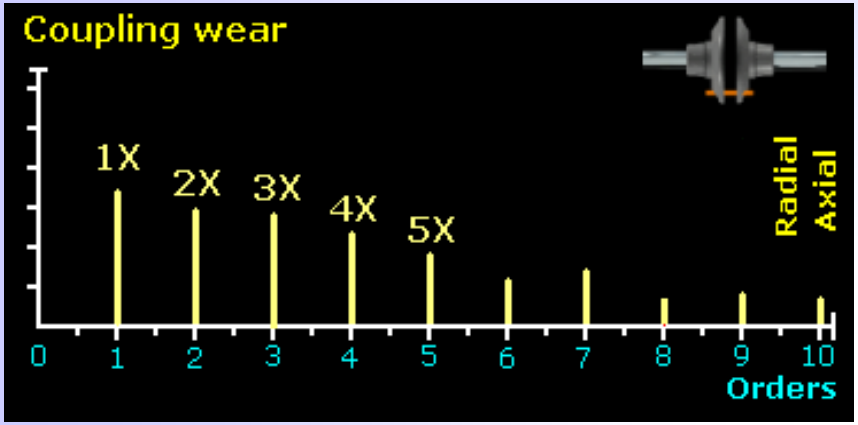


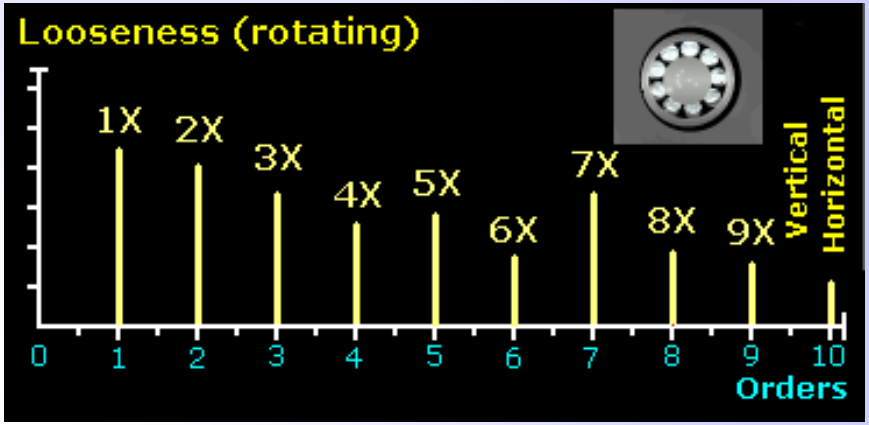
3) Sawtooth Waveform

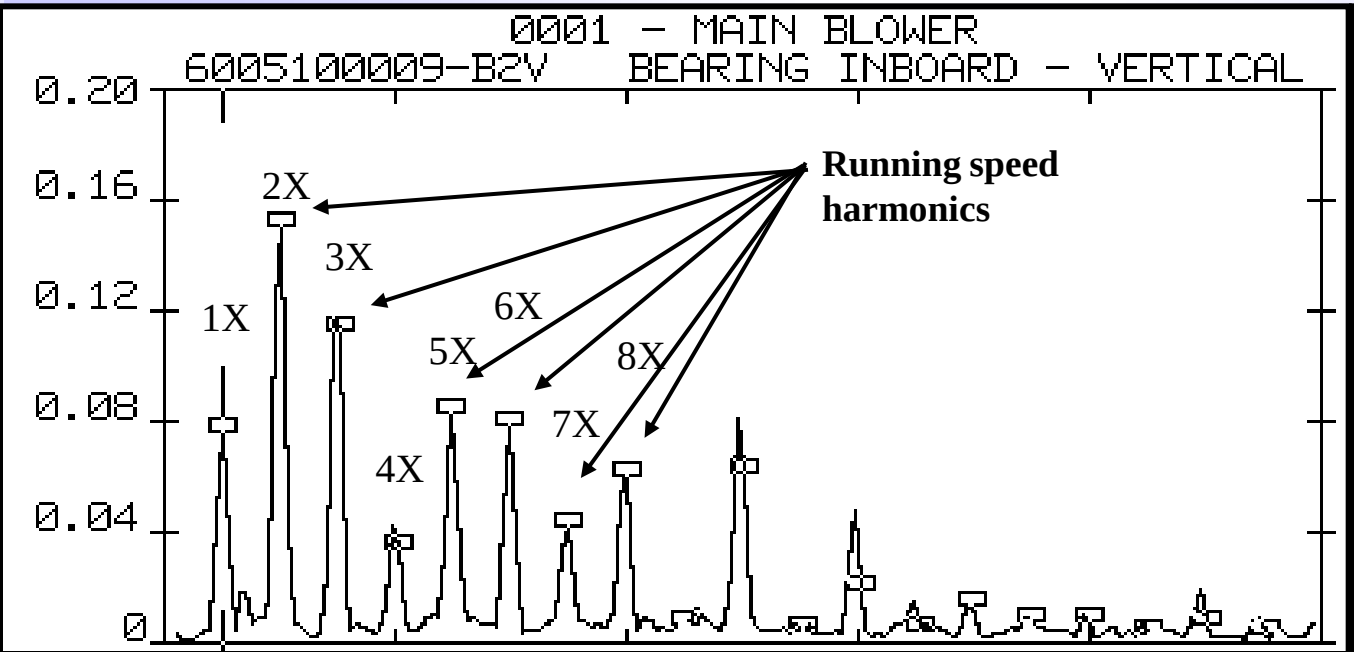


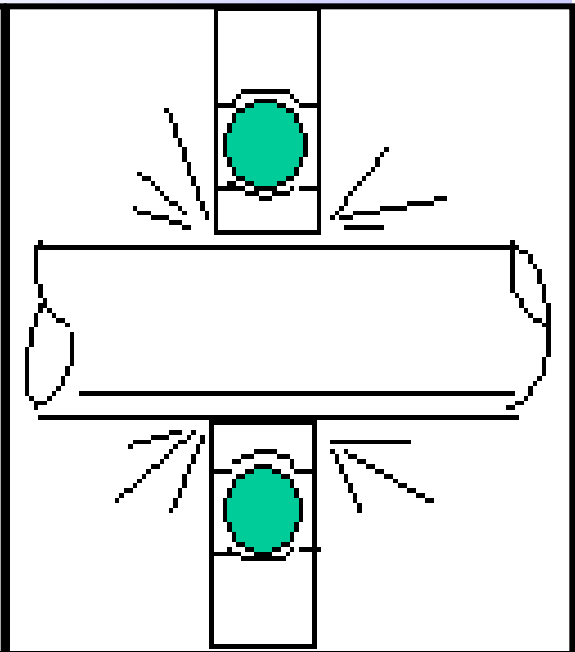
Multiple harmonics of running speed for Rotational parts

1) At any rotating parts will Dominate at 1X-10X



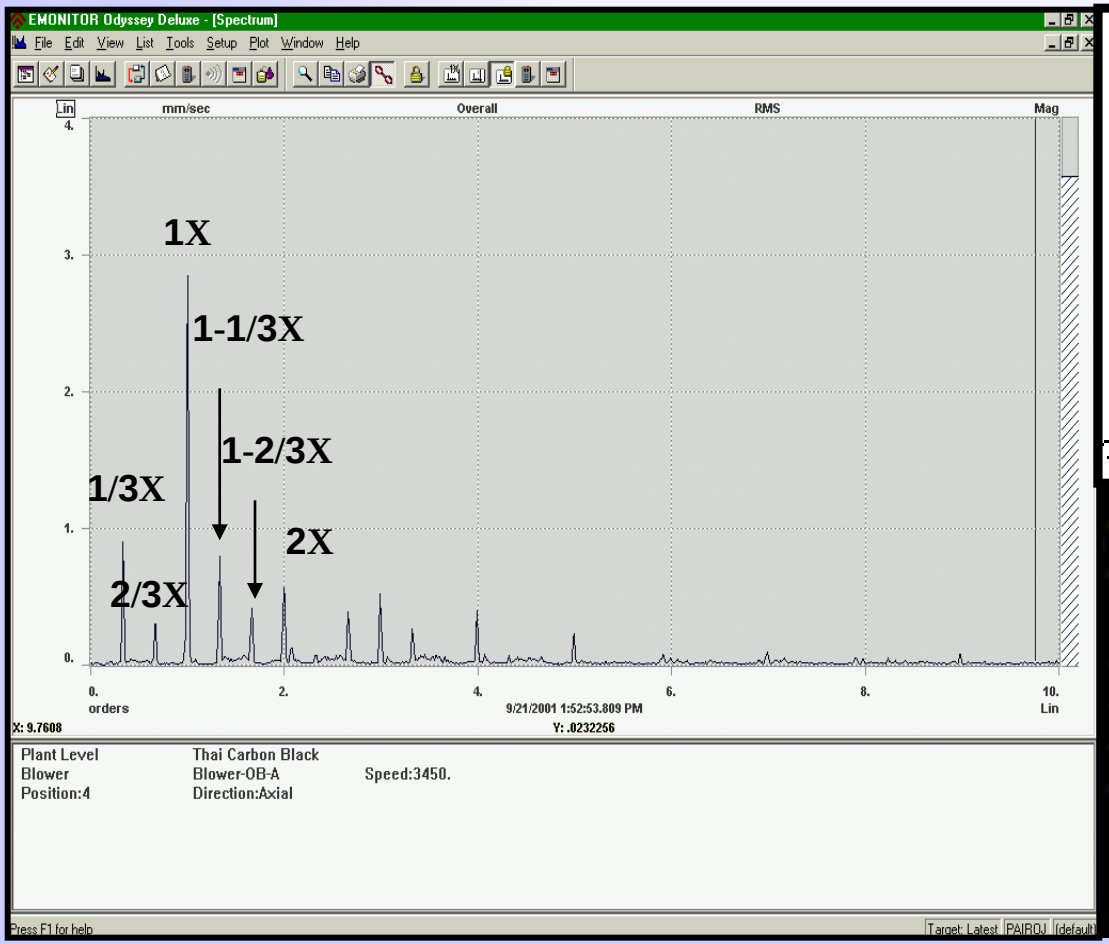


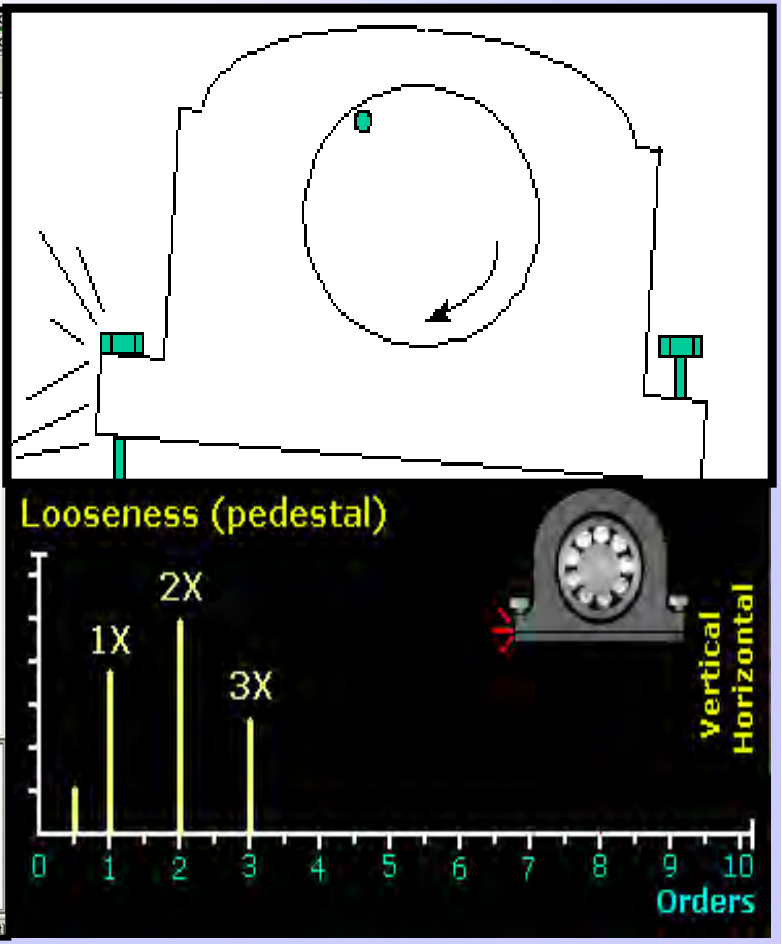




Multiple harmonics of running speed for Stationary parts

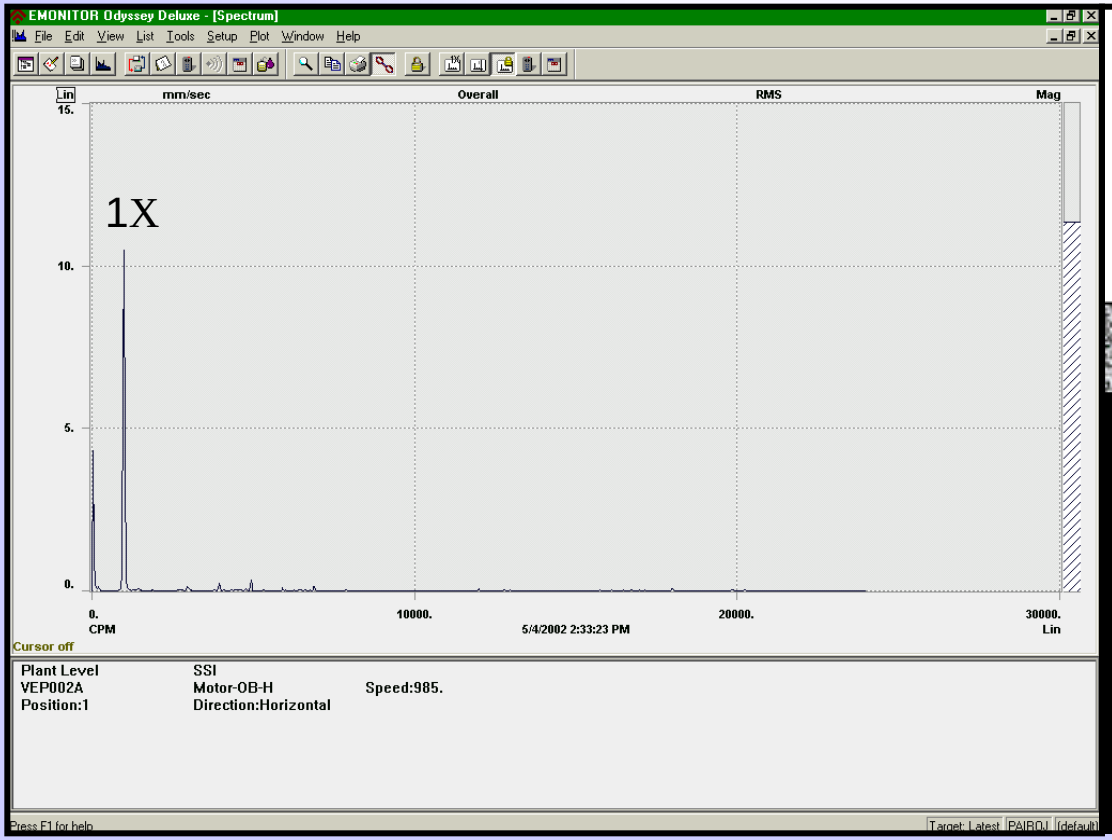
2) At Bearing Pedestal will Dominate at 1X-3X with some fractional

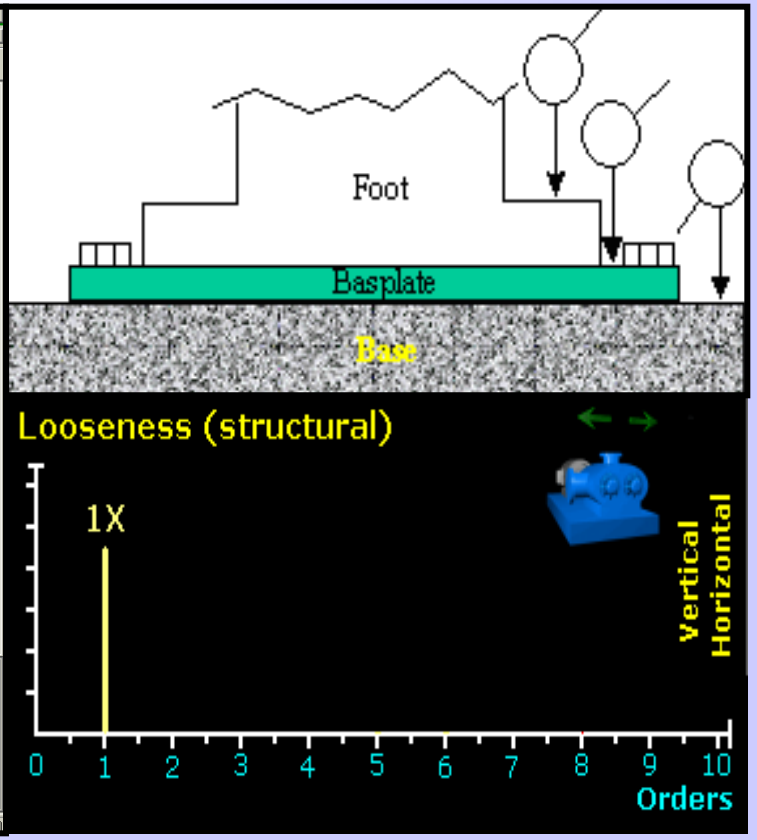




Multiple harmonics of running speed for Stationary parts

3) At Base Plate or Structure will Dominate at 1X



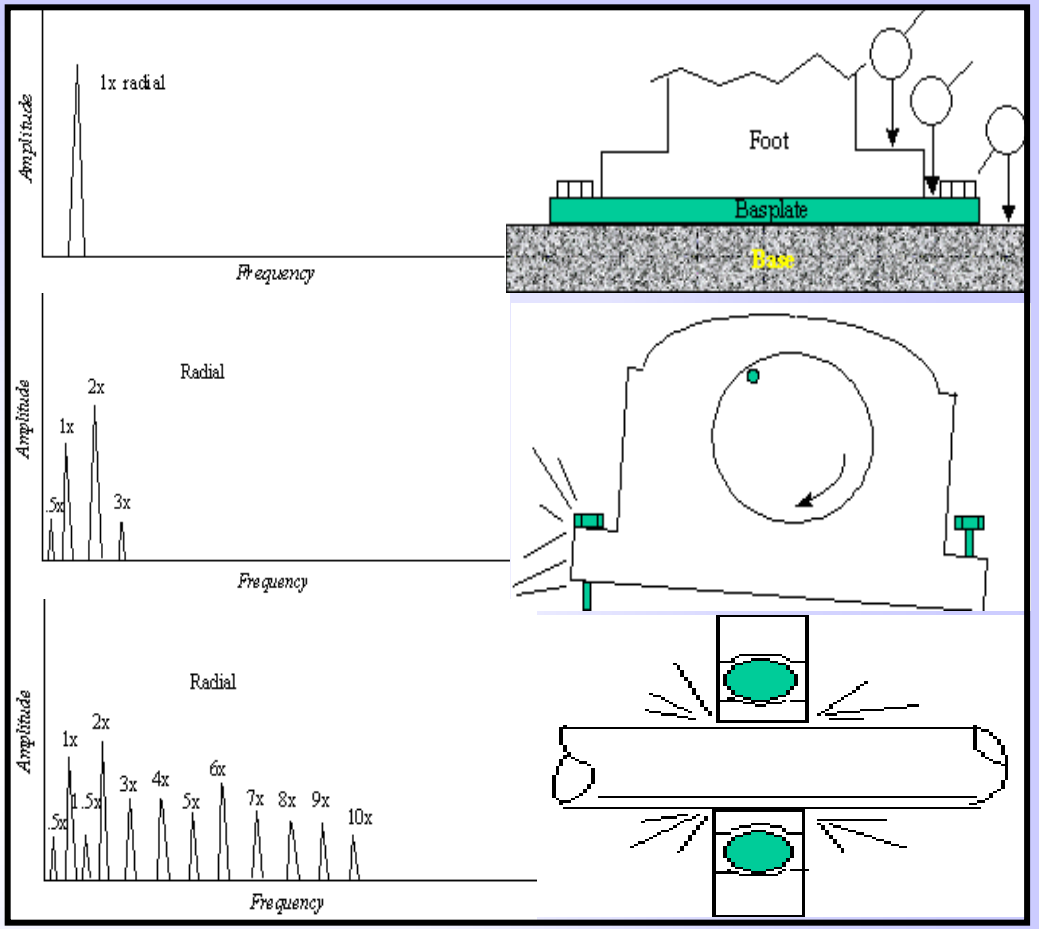


The conclusion for Mechanical Looseness

- Multiple harmonics of running speed for Stationary Parts 1/3, 1/2, 2/3, 1, 1-1/3, 1.5, 1-2/3, 2, 2-1/3, 2.5, 2-2/3x,...

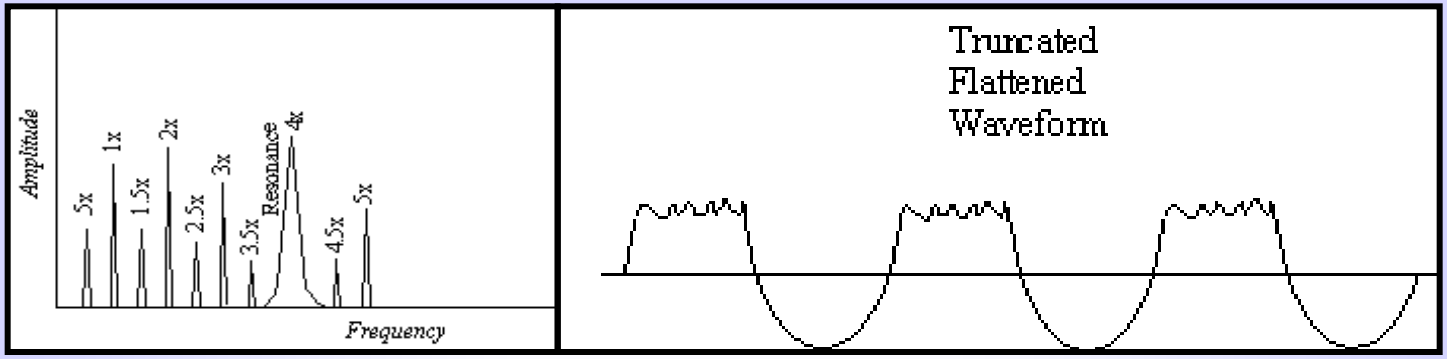
- Multiple harmonics of running speed for Rotationary Parts 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10x

การหลวมคลอนเชิงกล ถูกกำหนด อย่างใดอย่างหนึ่งของแถบความถี่แบบ A, B หรือ C แบบ A สาเหตุจากโครงสร้างหลวมคลอน / ความอ่อนแอของขาเครื่องจักร, ฐานเครื่องจักร หรือ ฐานราก รวมทั้งการเสื่อมสภาพของปูนอัดฐาน, การหลวมของโบลท์ยึดฐานและการบิดตัวของโครงหรือฐาน (ตัวอย่างเช่น Soft Foot) การวิเคราะห์เชิงมุมอาจจะได้รับความแตกต่างของมุมประมาณ 180 องศา ระหว่างาการวัดในแนวดิ่งที่ขาเครื่องจักร, ฐานเครื่องจักร และฐานคอนกรีต แบบ B โดยทั่วไปเกิดจากการหลวมของโบลท์ยึด การแตกร้าวในโครงสร้าง หรือชุดแท่นรองรับเพลา แบบ C เป็น กรณีทั่วไป เกิดจากการสวมสอดไม่เหมาะสมระหว่างส่วนประกอบ ยังผลให้เกิดแรงพลศาสตร์จากชิ้นงานหมุน สาเหตุการเกิดรูปยอดตัดของกราฟรูปคลื่นแกนเวลา (TimeWave form)



รูปแบบ C มักเกิดจากการหลวมของแหวนใน ซึ่งช่องว่างมีระยะห่างมากทั้งแบบ Sleeve หรือ Roller Brg., หรือการหลวมคลอนของ Impeller บนเพลา ตำแหน่งมุมการสั่นของแบบ C มักจะไม่นิ่งและอาจจะแปรเปลี่ยนช่องกว้างจากการวัดในแต่ละครั้ง โดยเฉพาะถ้าชิ้นงานหมุนเลื่อนตำแหน่งการสวมบนเพลาจากการเดินเครื่องในแต่ละครั้ง การหลวมคลอนเชิงกลมักจะมีทิศทางและก่อให้เกิดความแตกต่างของการอ่านที่น่าสนใจ ถ้าเปรียบเทียบระดับที่การเพิ่ม 30 องศา ในทิศทางรัศมีของรอบเรือนรองรับเพลาหนึ่ง ๆ ดังนั้นสังเกตว่าการหลวมมักจะเกิดขึ้นที่ความถี่ต่ำกว่ารอบการหมุนเป็นเศษส่วนลงตัวที่ ½ หรือ 1/3 เท่าของการหมุน (0.5 เท่า, 1.5 เท่า, 2.5 เท่า เป็นต้น)

RUBBING

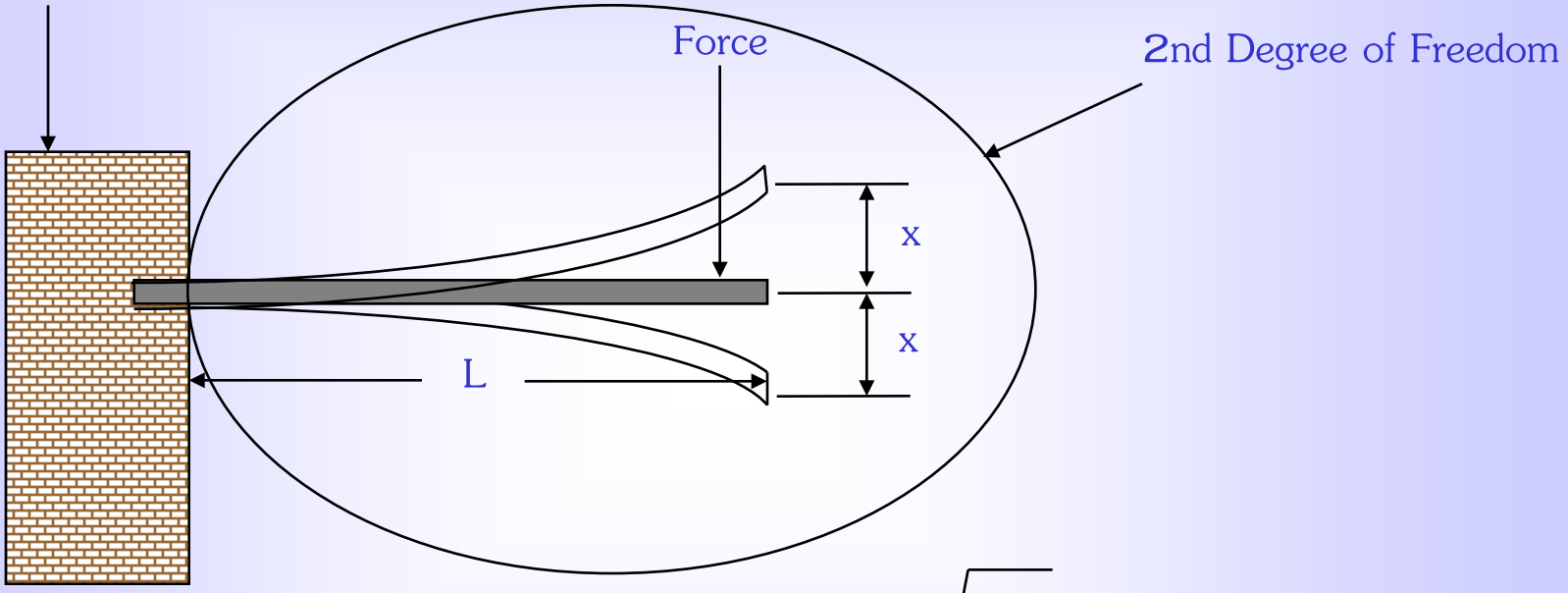


การขัดสีของชิ้นงานหมุนก่อให้เกิดแถบความถี่คล้ายคลึงกับการหลวมคลอนเชิงกล เมื่อชิ้นส่วนหมุนสัมผัสกับชิ้นส่วนอยู่นิ่ง การขัดสีอาจจะเป็นบางส่วนหรือตลอดทั้งรอบการหมุน โดยปกติก่อให้เกิดอนุกรมของความถี่ บ่อยครั้งเกิดการกระตุ้นให้เกิดการกำธรที่หนึ่งแห่งหรือมากกว่าหนึ่งแห่ง บ่อยครั้งที่กระตุ้นที่เศษส่วนลงตัวของความถี่ต่ำกว่าความเร็วรอบหมุน (1/2, 1/3, ¼, 1/5, … 1/n) ขึ้นอยู่กับความถี่ธรรมชาติของชิ้นงานหมุน การขัดสีของชิ้นงานหมุนอาจจะกระตุ้นให้เกิดความถี่สูงมาก ๆ (คล้ายกับแถบคลื่นเสียงรบกวนที่กว้าง เมื่อชอล์กถูกลากตลอดแนวกระดานดำ) มันสามารถเป็นสิ่งที่รุนแรงมากของช่วงเวลาสั้น ๆ ถ้าเกิดจากเพลาสัมผัสกับปลอกเพลาแบ๊บบิท (Bearing Babbit) แต่อาจจะรุนแรงน้อยกว่าเมื่อเพลาถูกับซีล (Seal), ใบพัดใบกวนเสียดสีกับผนังของแท็งก์ (Tank) หรือที่ครอบกันหน้าแปลนกดถูกกับเพลา

RESONANCE

NATURAL FREQUENCY หรือความถี่ธรรมชาติคืออะไร ?

1st Degree of Freedom



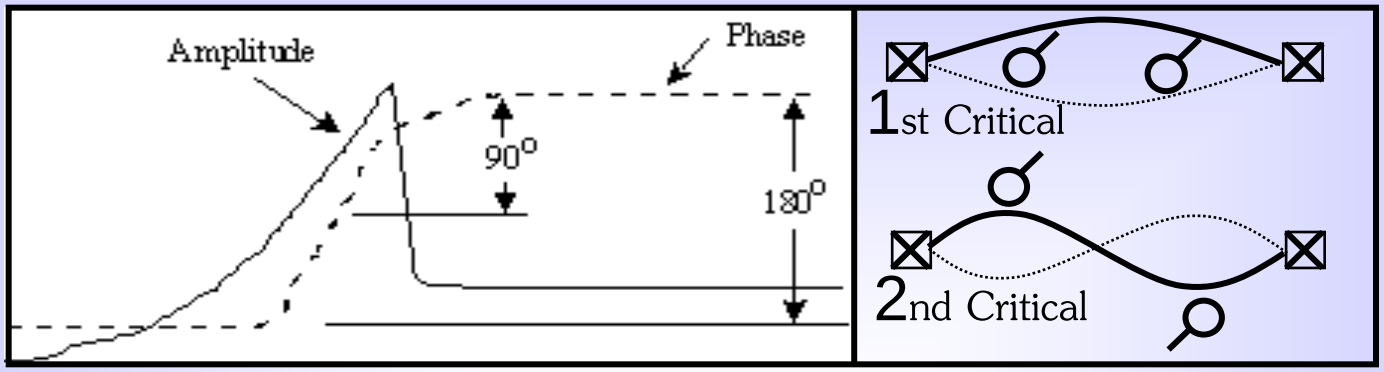
Fn. = NATURAL FREQUENCY $= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$, in Hz

k = Stiffness = ค่าความแข็ง, เป็นค่าคงที่ในวัสดุแต่ละชนิด

m = mass of system = มวลในหนึ่งระบบที่มีการสั่นสะเทือนหนึ่งค่า

m แปรผันตาม L, L สั้นลงทำให้ m น้อยลง ส่งผลให้ Fn. มากขึ้น

RESONANCE



การกำธรเกิดขึ้นเมื่อความถี่ของแรงกระทำสอดคล้องตรงกันกับความถี่ธรรมชาติของระบบ และสามารถก่อให้เกิดการขยายของขนาดการสั่นอย่างมาก ซึ่งสามารถก่อผลให้อายุการใช้งานสั้นกว่ากำหนดหรือการพังเสียหายเกิดขึ้น สาเหตุนี้อาจจะเป็นความถี่ธรรมชาติของชิ้นงานหมุน แต่ก็มักสามารถเกิดจากฐานรองรับ,ฐานราก, ชุดเกียร์ หรือแม้แต่สายพานขับ ถ้าชิ้นงานหมุนด้วยความเร็วใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติ มักเกือบจะเป็นไปไม่ได้เลยที่จะถ่วงสมดุลย์เนื่องจากประสบการณ์พบว่าจะมีการเลื่อนเปลี่ยนตำแหน่งการสั่นสะเทือนอย่างมาก (เปลี่ยน 90 องศา ที่การกำธร เกือบจะ 180 องศา ที่หลังจากความถี่ผ่านช่วงกำธร) มักจะแก้ไขโดยเปลี่ยนตำแหน่งความถี่ธรรมชาติ ความถี่ธรรมชาติจะไม่เปลี่ยนแปลงกับการเปลี่ยนแปลงความเร็ว ซึ่งจะช่วยในการแยกแยะได้ง่ายขึ้น

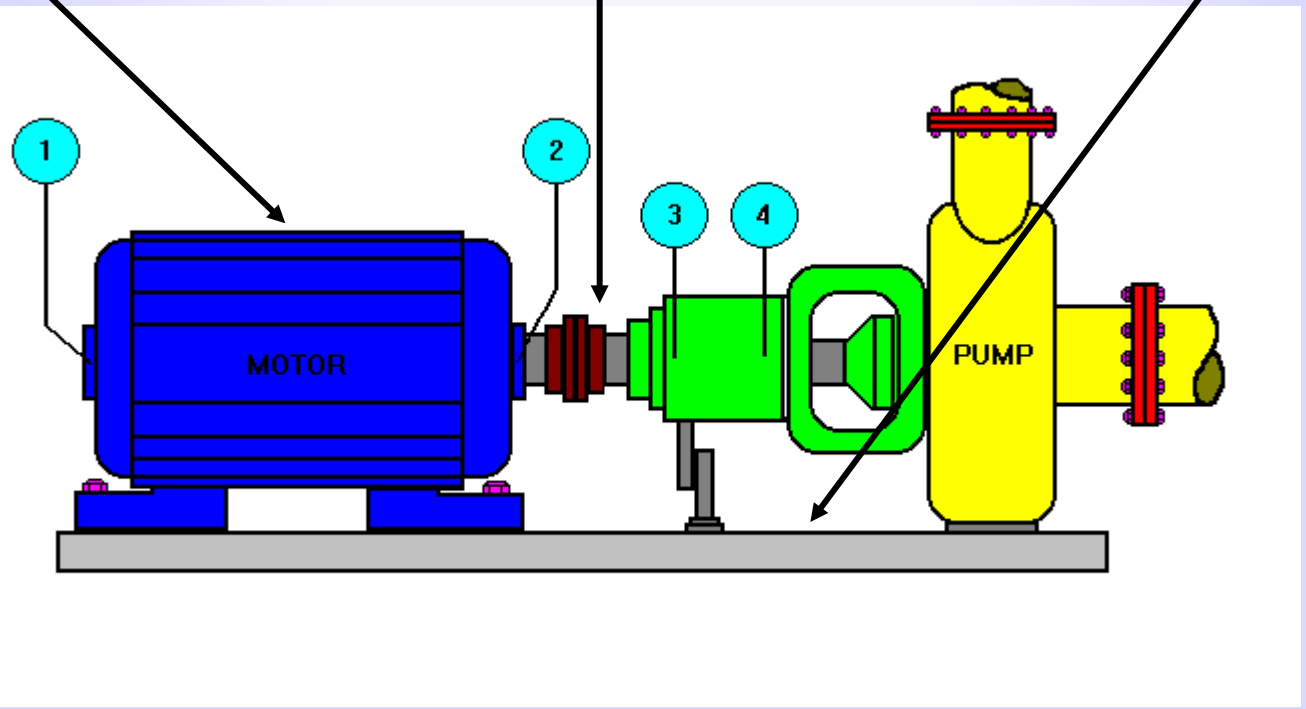
ความถี่ธรรมชาติของเครื่องจักรหนึ่งๆ จะประกอบด้วย

3 ส่วน หรือเรียกว่า 3 Degree of Freedom

2nd Degree of Freedom

3rd Degree of Freedom

1st Degree of Freedom



จากค่า Fn ที่คำนวณได้ของแต่ละ Degree
โดยปกติจะอยู่ที่ไม่ใกล้เกินกว่า
+/- 15 % ของ Operating Speed

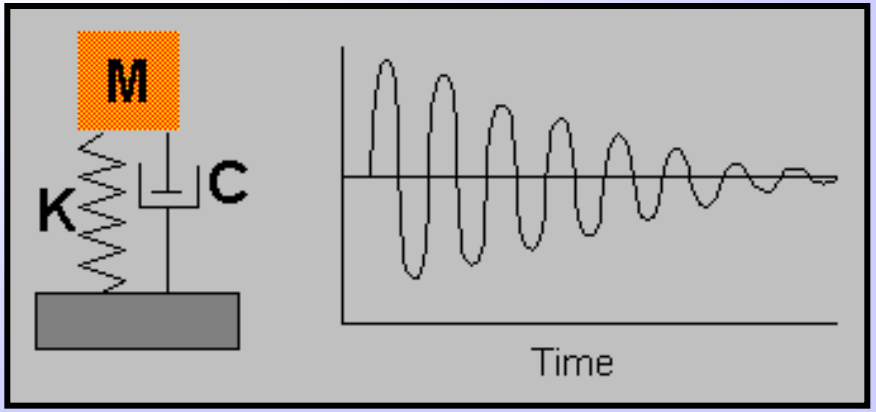
หาก Fn ของ Degree ใดๆเกิดเข้ามาอยู่ในช่วง
+/- 15% ของ OPERATING SPEED
เครื่องจักรนั้นๆจะเกิดปัญหาการกำธร
หรือ RESONANCE ทันที

RESONANCE เกิดจากอะไรได้บ้าง?

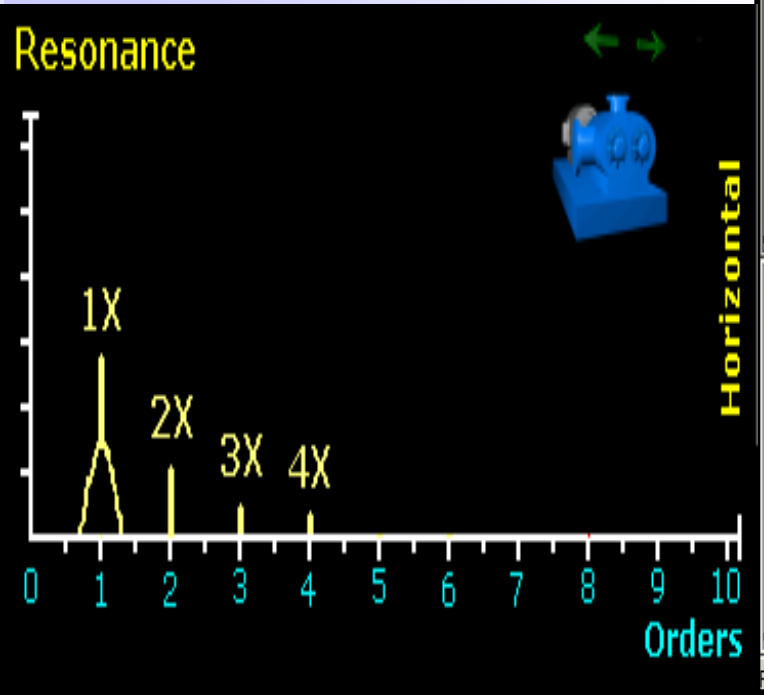
1) มีการเปลี่ยนแปลงมวลของระบบใดระบบหนึ่ง, mass changed
2) มีการ Distortion หรือโครงสร้างเสียความแข็งแรง, Stiffness changed
3) มีการเปลี่ยนแปลงโครงสร้างที่ฐาน เช่น ถอดหรือเปลี่ยนแผ่น Rubber Pad, เปลี่ยนขนาดเหล็กโครงสร้าง และอื่นๆ, Stiffness and Damping

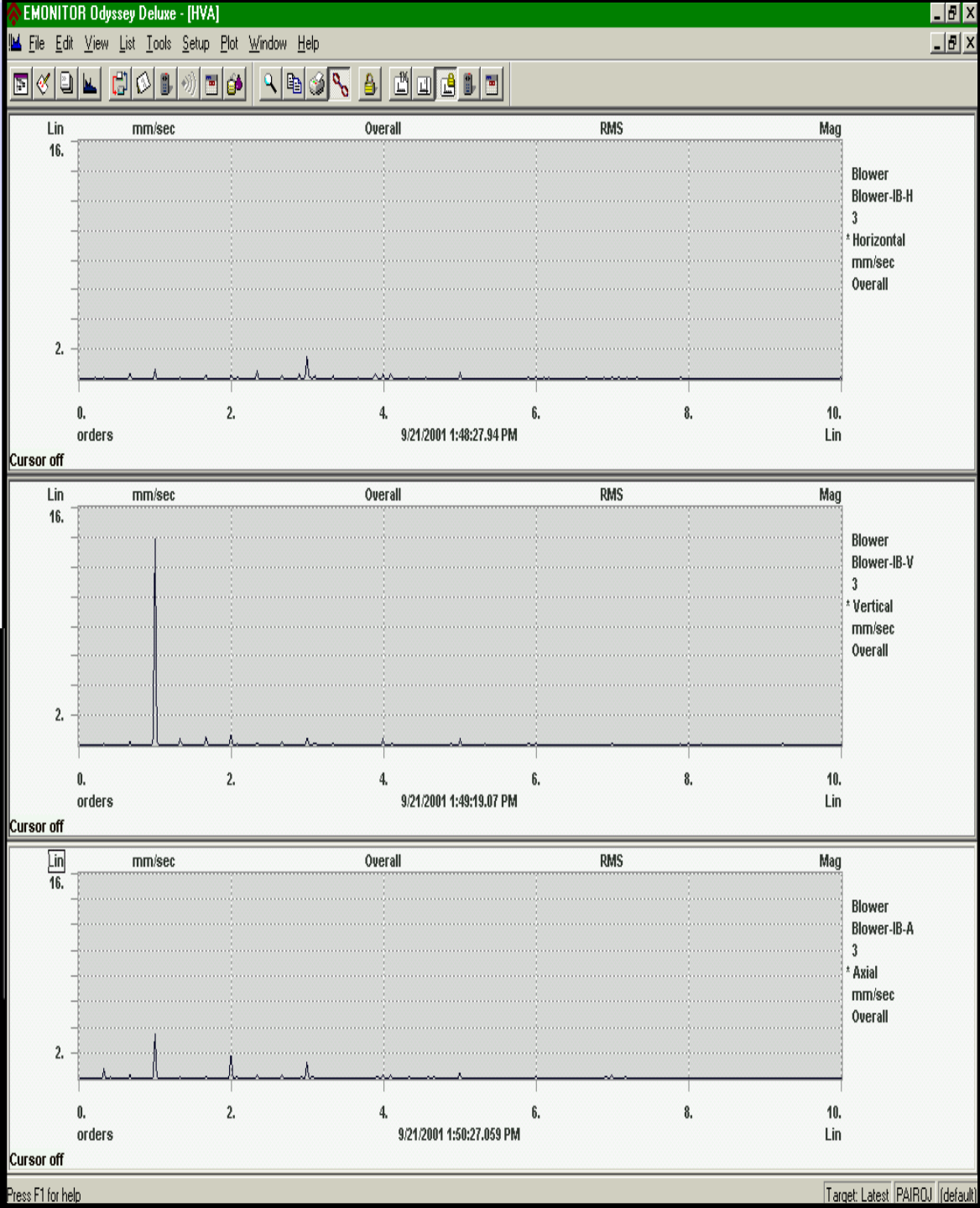
ความถี่ธรรมชาติ จะขึ้นกับปัจจัยต่อไปนี้

1) Mass
2) Stiffness
3) Damping system



Resonance Case Study





Hydraulic or Aerodynamic Force

Flow Induced Vibration

- **Hydraulic or Aerodynamic Force** such as Cavitations, Recirculation, and Flow Turbulence
- Varies significantly with Load
- **Blade Pass Frequency** = # Blades x RPM สำหรับ Blower/Fan

หรือ

- **Vane Pass Frequency** = # Vanes x RPM สำหรับ Pump

เกิดจาก

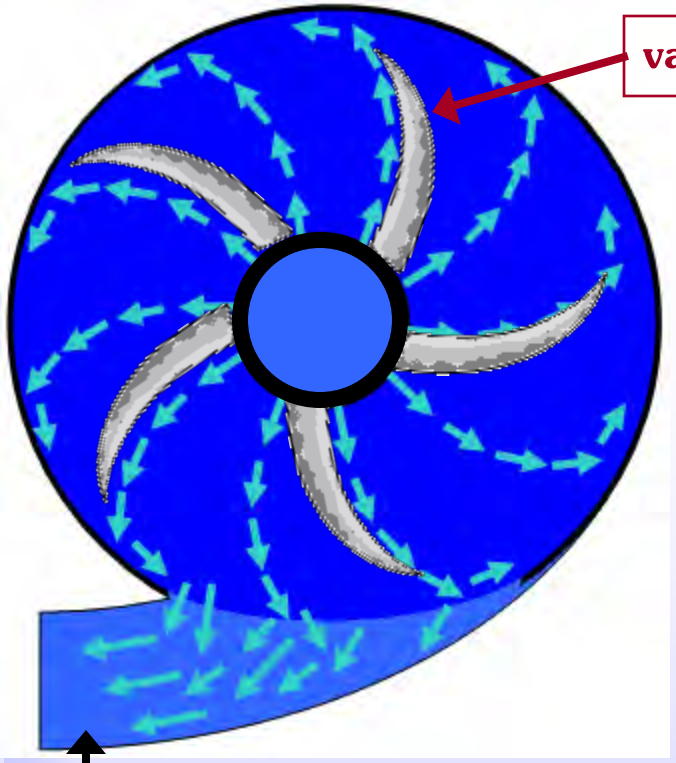
1) สิ่งแปลกปลอมหรือสกปรกที่เกาะติดใน Pumps หรือ Blower/Fan
2) ลำของ Fluid Flow ถูกขวาง ไม่ว่าจะเป็นด้าน Discharge หรือ Suction ใน casing/housing, ไม่ใช่ด้าน piping

The criteria acceptance for BPF is 70% of Overall Acceptance Value

A Pump Example

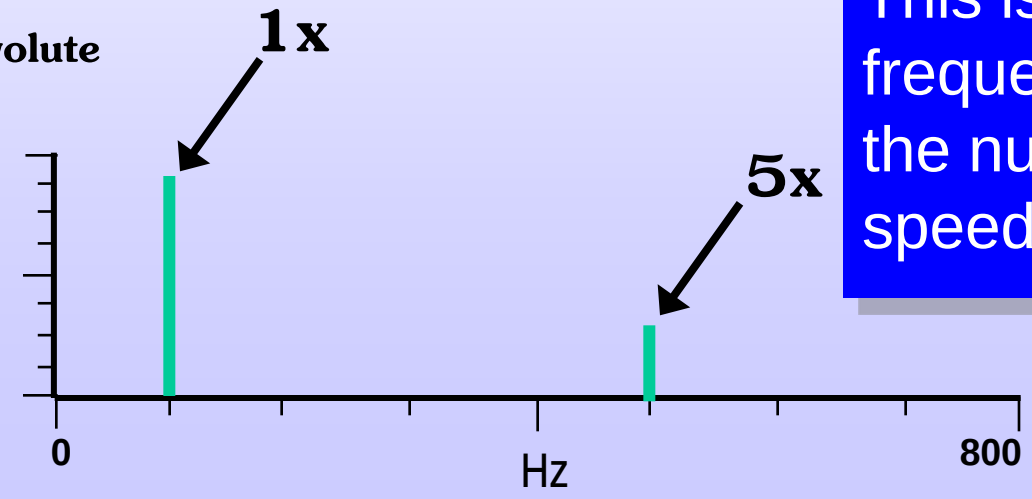
How many vanes does this one have?

Vane Pass



The pressure output to the volute will vary as the vanes pass depending on how exactly the vanes line up with the outlet (volute) at any given moment.

So with any centrifugal pump there will be a pulsation (pressure pulse) that occurs at a frequency equal to the number of vanes times the speed of the pump.



This is called the "**Vane Pass**" frequency. It is always equal to the number of vanes times the speed of the pump.

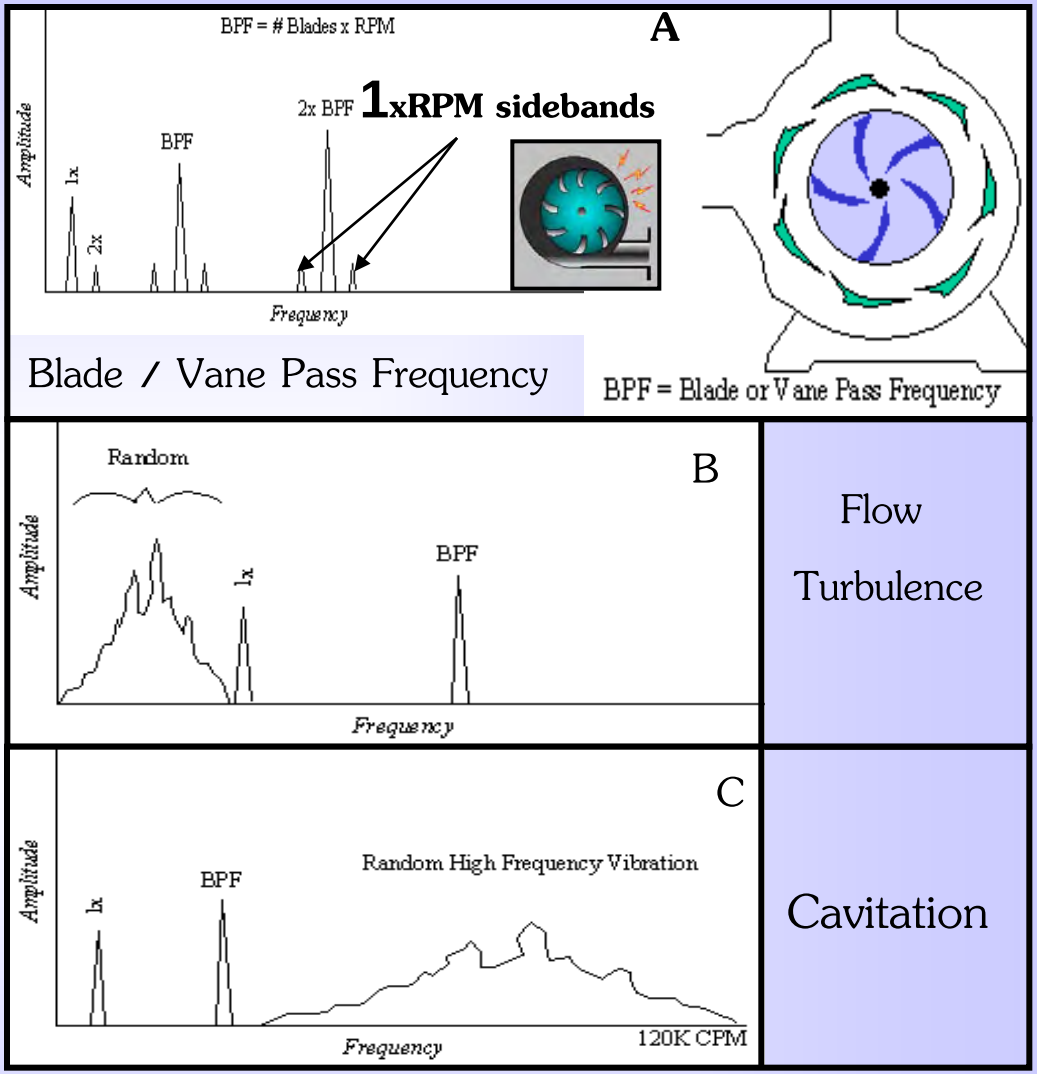
In this case…

Vane Pass = 5x

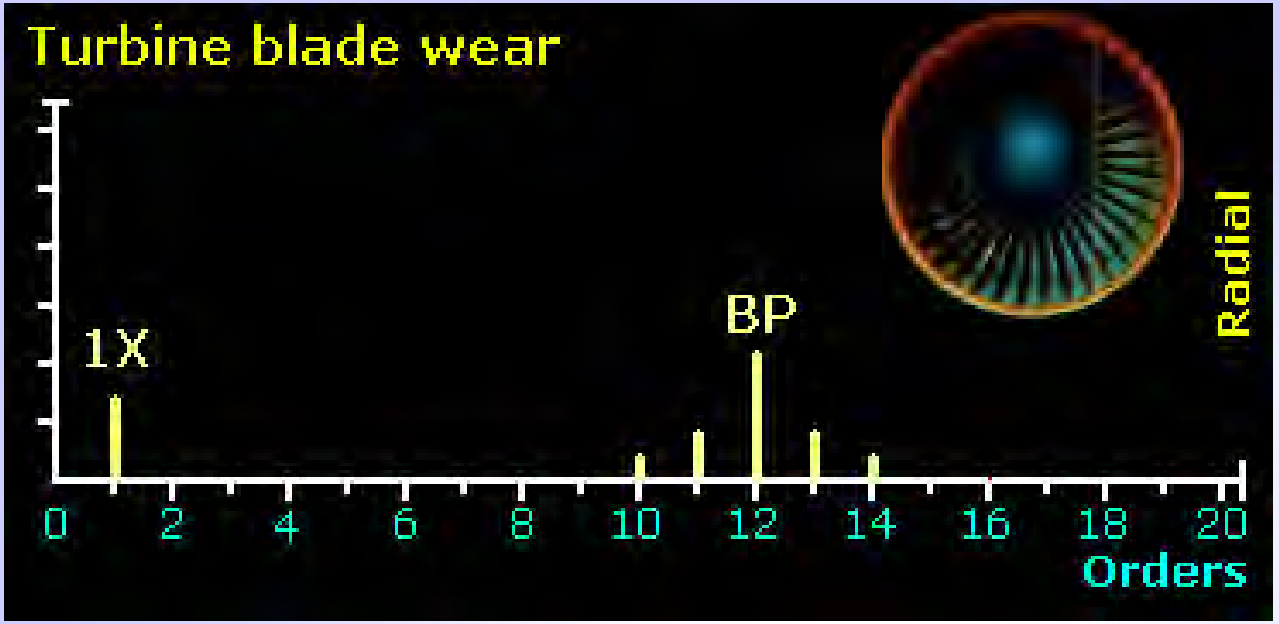
Hydraulic and Aerodynamic Forces

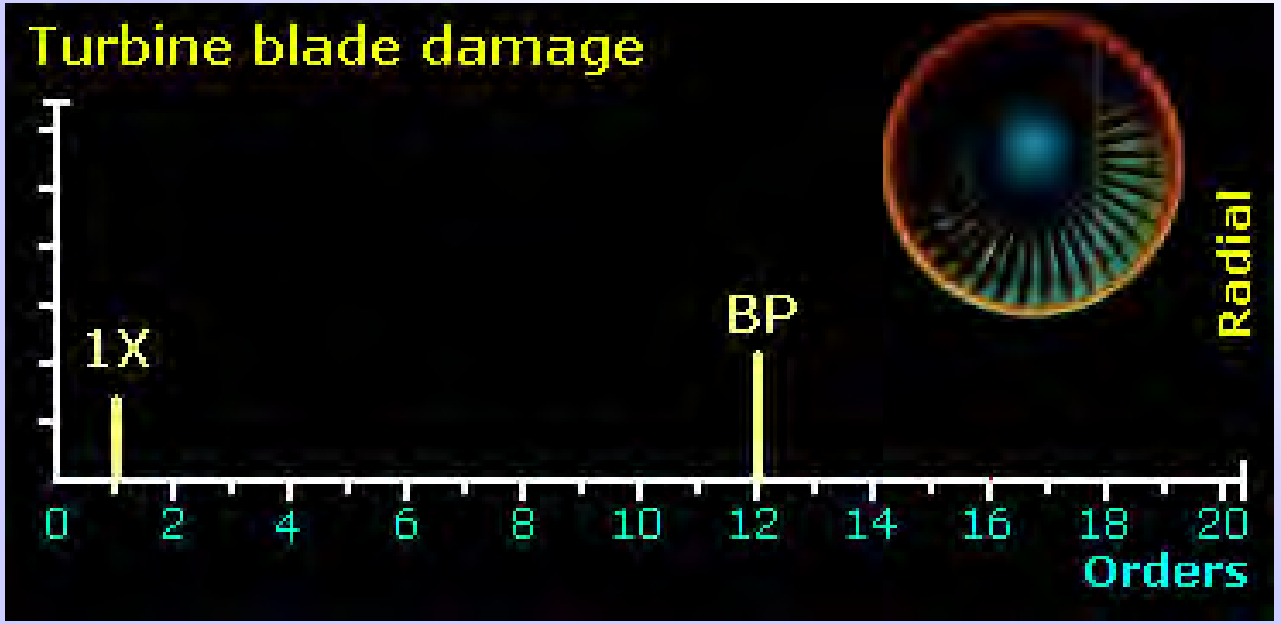
A) ความถี่การตัดผ่านใบพัด (BPF) = จำนวนใบ x RPM ความถี่นี้อยู่ภายในตัว Pump Fan และ Compressors โดยปกติไม่แสดงปัญหา อย่างไรก็ตามขนาดโตของ BPF (และ Harmonics) สามารถเกิดใน Pump ได้ถ้าช่องว่างระหว่าง Vanes หมุน และ Diffusers อยู่นิ่งไม่ไม่เท่ากันโดยรอบ บางครั้ง BPF (หรือ Harmonics) อาจจะสอดคล้องกับความถี่ธรรมชาติซึ่งก่อให้เกิดการสั่งสูงได้ด้วย BPF สูง ๆ สามารถเกิดได้ถ้าImpeller wearing เชื่อมยึดโดยเพลาหรือเชื่อมยึดกับปลาย Diffusers BPF สูง ๆ ยังสามารถเกิดโดยการคดงอในท่ออย่างฉับพลันการขัดตัวขวางการไหล หรือ Pump หรือใบพัดลมอยู่ในตำแหน่งเยื้องศูนย์กับเสื้อ

B) การไหลปั่นป่วน มักเกิดขึ้นในพัดลมเนื่องจากการแปรเปลี่ยนในความดันหรือความเร็วของอากาศผ่านพัดลมหรืองานท่อที่เชื่อมต่อ การกระจัดกระจายของการไหลนี้เป็นสาเหตุก่อให้เกิดการปั่นป่วนซึ่งก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ความถี่ต่ำอย่างสุ่ม ๆ รูปแบบอยู่ในช่วง 50-2,000 cpm



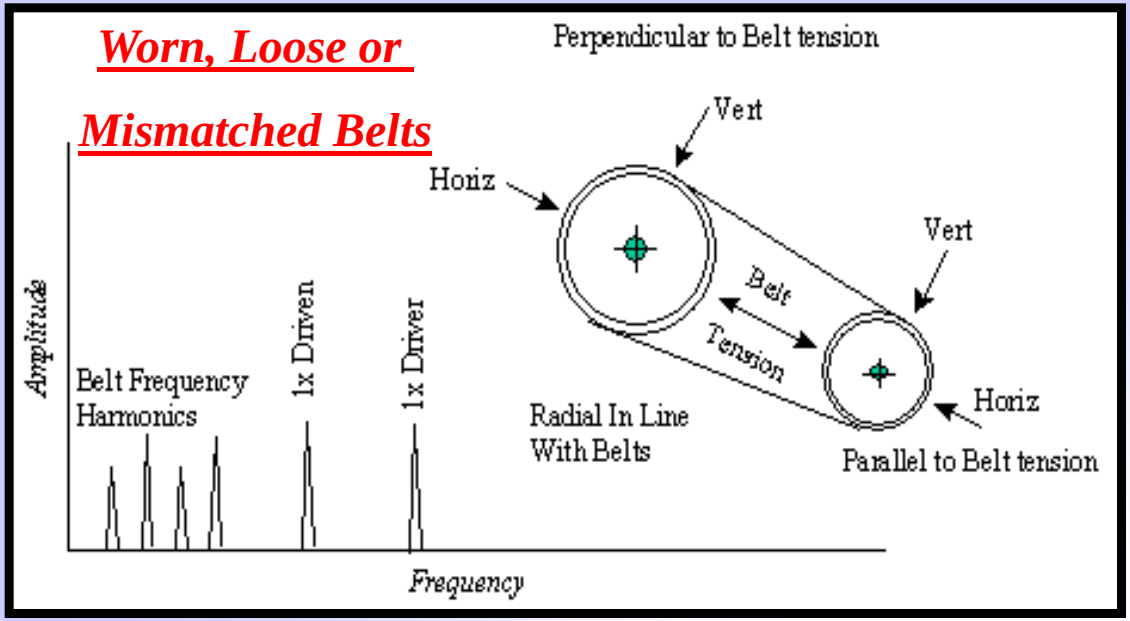
C) โดยปกติคาวิตาชั่นจะเกิดขึ้นแบบสุ่ม ๆ, รูปพลังงานที่มีแถบความถี่สูงกว่าซึ่งบางครั้งจะสูงกว่า Harmonics ของความถี่ BPF ปรกติแล้วจะแสดงถึงความดันด้านดูดที่ไม่ถูกต้อง (Starvation) คาวิตาชั่นอาจจะเป็นอันตรายต่อส่วนประกอบภายใน Pump ถ้าปล่อยให้ดำเนินไปมันสามารถกัดกร่อน (Erode) โดยเฉพาะครีบใบพัดเมื่อเกิดขึ้น เสียงมักจะดังราว “ก้อนกรวด” วิ่งผ่าน Pump





ตัวอย่างปัญหาที่

Turbine Blade



ความถี่สายพาน

= 3.142 x PULLEY RPM x PITCH DIA. / BELT LENGTH

ความถี่สายพาน Timing

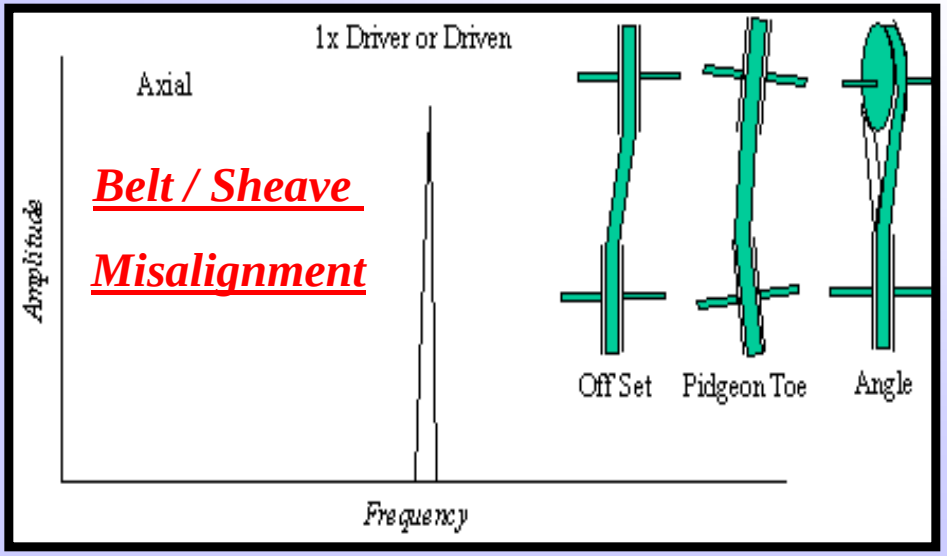
= ความถี่สายพาน x จำนวนฟันสายพาน

= PULLEY RPM x จำนวนฟัน PULLEY

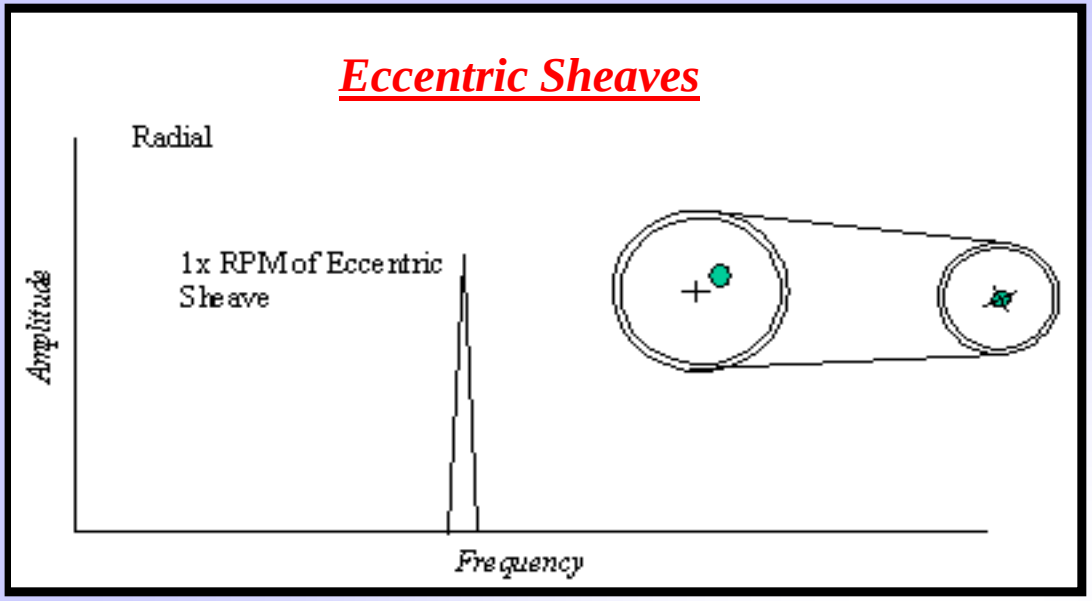
ความถี่สายพานมีค่าต่ำกว่าของมอเตอร์หรือทั้งเครื่องจักรที่ถูกขับ, เมื่อมีการสึก, หลวมหรือไม่เข้าคู่, โดยปกติแล้วมันจะเกิดที่ 3 ถึง 4 เท่าของความถี่สายพานบ่อยครั้งที่ 2 เท่าความถี่สายพานจะแสดงยอดเด่นชัดกว่าตัวอื่น

Pitch Diameter#1 x RPM#1 = Pitch Diameter#2 x RPM #2

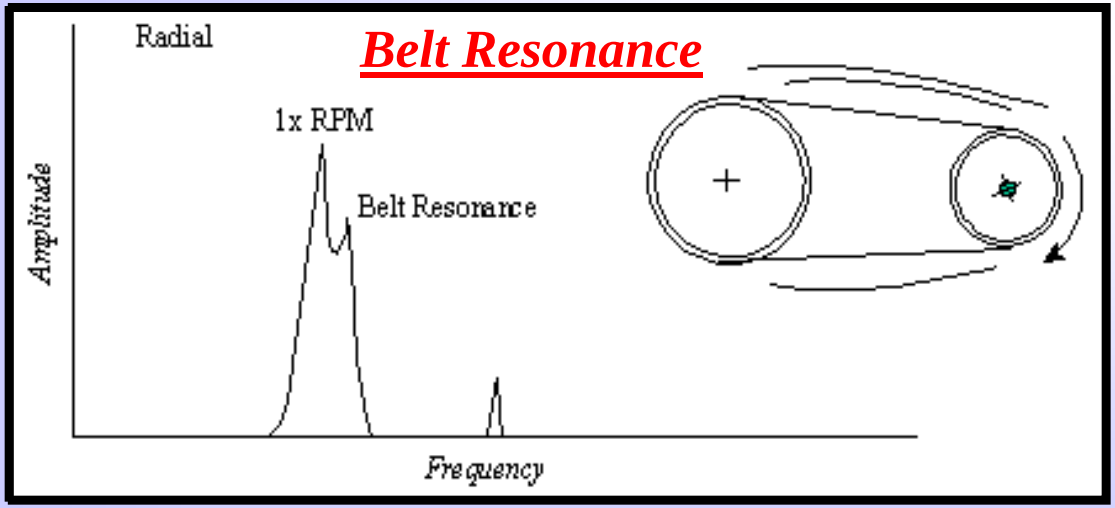
ปรกติขนาดของการสั่นจะไม่นิ่งสม่ำเสมอบางครั้งเต้นตาม RPM ของตัวขับหรือตัวตาม, ในตัวขับสายพาน Timing การสึกหรือการไม่ได้ศูนย์การประกอบถูกแสดงด้วยขนาดของการสั่นสะเทือนสูงที่ความถี่ตามจังหวะความถี่สายพาน (Timing Belt Frequency)



การไม่ได้ศูนย์การประกอบของลูกล้อสายพานก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนสูงอย่างเด่นชัดที่ 1 x RPM ในทิศทางแนวแกน สัดส่วนของขนาดการสั่นสะเทือนของตัวหมุนขับต่อตัวหมุนตามขึ้นอยู่กับข้อมูลที่ถูกเก็บเช่นเดียวกับความสัมพันธ์ของมวลและความแข็งแกร่ง (Striffness) ของโครงเครื่องจักร บ่อยครั้งที่ลูกล้อสายพานประกอบไม่ได้ศูนย์ร่วม ค่าการสั่นสะเทือนสูงสุดในแนวแกนของมอเตอร์อยู่ที่ 1 x RPM



การเยื้องศูนย์และ/หรือการไม่สมดุลย์ของลูกล้อก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนสูงที่ 1 x RPM ของลูกล้อเหล่านี้โดยทั่วไปขนาดการสั่นนี้จะสูงสุดในแนวสายพานและจะแสดงที่ Bearing ของทั้งตัวขับและตัวตามบางครั้งมันเป็นไปได้ที่จะทำการถ่วงสมดุลย์ลูกล้อที่เยื้องศูนย์โดยติดแหวนเข้ากับ Taper lock bolts อย่างไรก็ตามถึงแม้การถ่วงดุลย์แล้ว การเยื้องศูนย์จะยังคงก่อให้เกิดการสั่นและแรงเค้นกลับไปกลับมา (Reversible fatigue stresses) แก่สายพาน



สายพานกำธรสามารถก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนขนาดสูง ถ้าความถี่ธรรมชาติของสายพานจะเกิดใกล้หรือตรงกับ RPM ของมอเตอร์หรือตัวตาม ความถี่ธรรมชาติของสายพาน สามารถเปลี่ยนแปลงโดยการเปลี่ยนแปลง โดยการเปลี่ยนความตึงของสายพาน หรือไม่ก็ความยาวของสายพานเสียใหม่ สามารถถูกตรวจพบได้โดยการเพิ่มแรงดึงและต่อจากนั้นก็ลดแรงตึงขณะทำการตรวจวัด การเปลี่ยนแปลงที่ลูกล้อสายพานหรือ Bearing