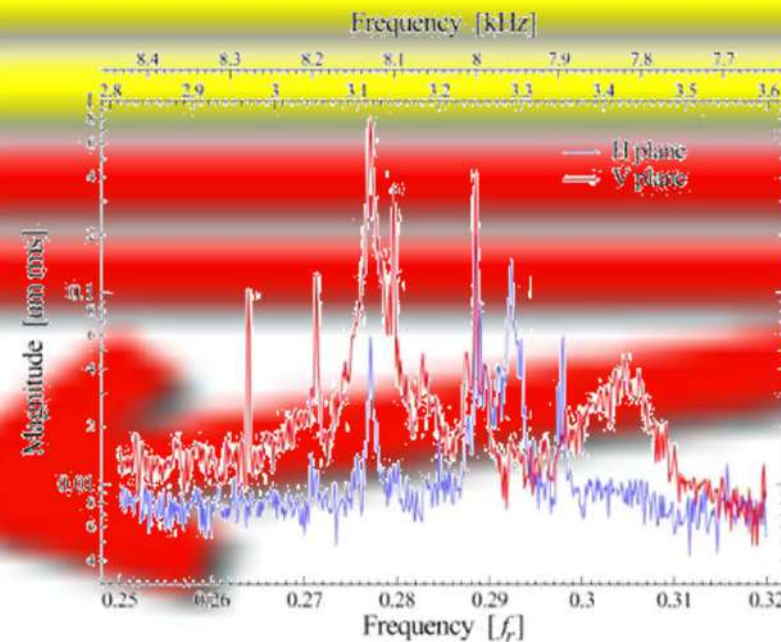


Anàlisi de Vibracions



Anàlisi de Vibracions

Teoria General



Les magnituds més importants utilitzades en l'anàlisi de vibracions son:

- Desplaçament Tensió Rigideza
- Velocitat Fatiga Amortiguament
- Acceleració Força Massa

$$A = \frac{dV}{dt} \quad V = \frac{dD}{dt} \quad D = \int V dt \quad V = \int A dt$$

D'aquestes magnituds, cada mesura es pot descomposar en:

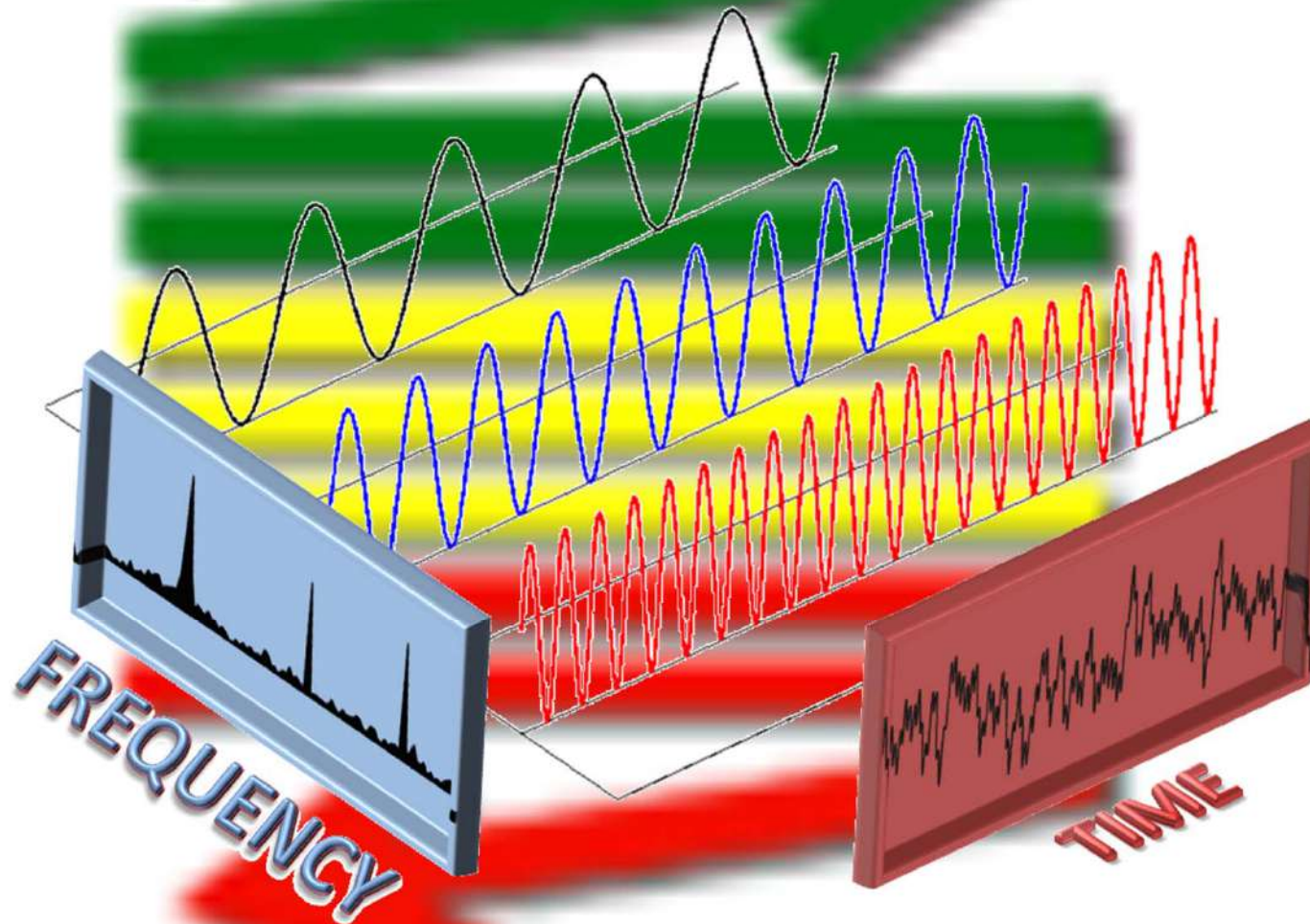
- Independent Temps Freqüència
- Dependent Amp. Temporal Amp. Freqüencial

$$L(f(t)) = F$$

L'amplitud de la forma d'ona correspon a la suma complexa de totes les amplituds freqüencials de la descomposició FFT

FFT significa **F**ast **F**ourier **T**ransform (Transformada Ràpida de Fourier)

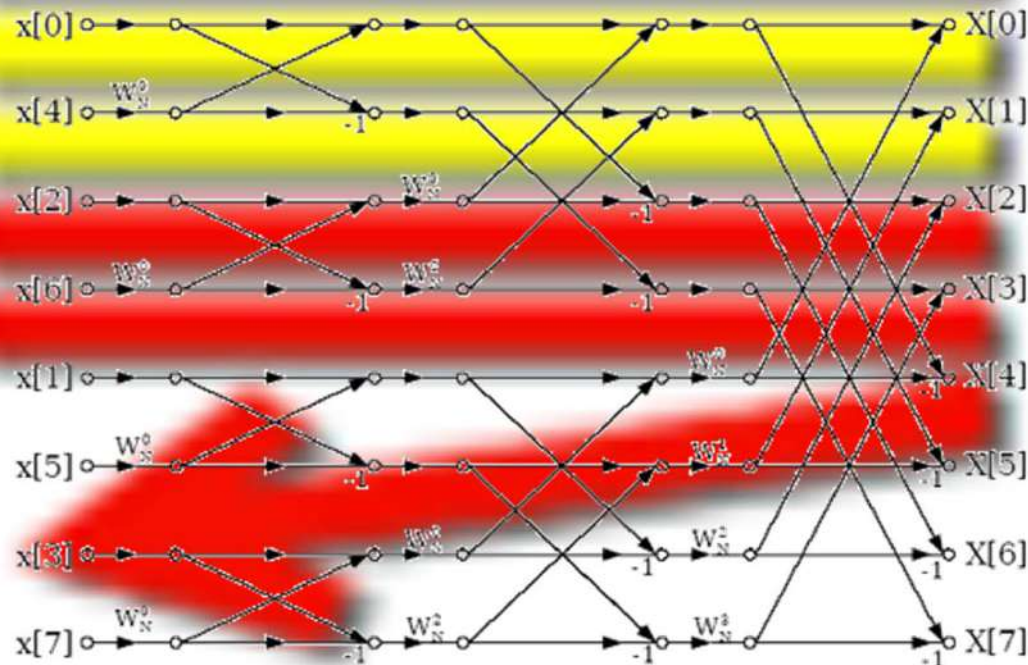
La relació entre la FFT i la forma d'ona correspon a la seva descomposició pròpia



La FFT (Fast Fourier Transform) consisteix en obtenir la següent expressió

$$f(t) = a_0 + \sum_{i=1}^{\infty} a_i \cdot \sin(2\pi f_i + \phi_i) \cdot t$$

L'algoritme de FFT, una adaptació ràpida de DFT (molt lent), obté una Amplitud i una freqüència determinada (espectre en amplitud o potència) i una Fase a una freqüència determinada (espectre de fase).



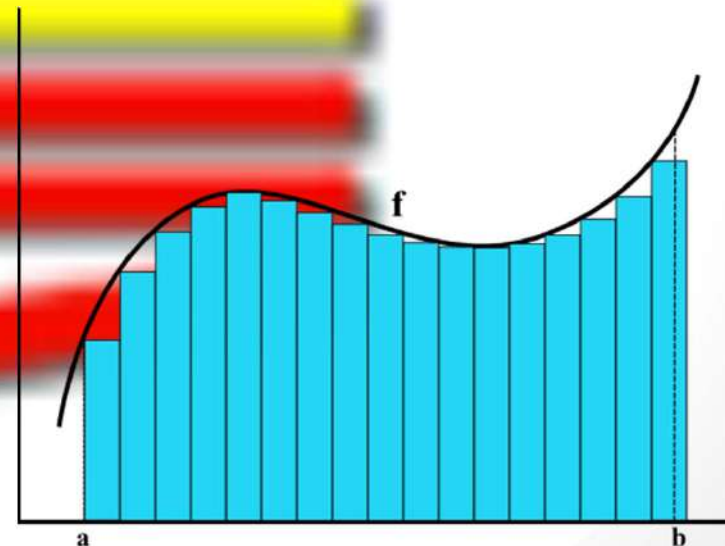
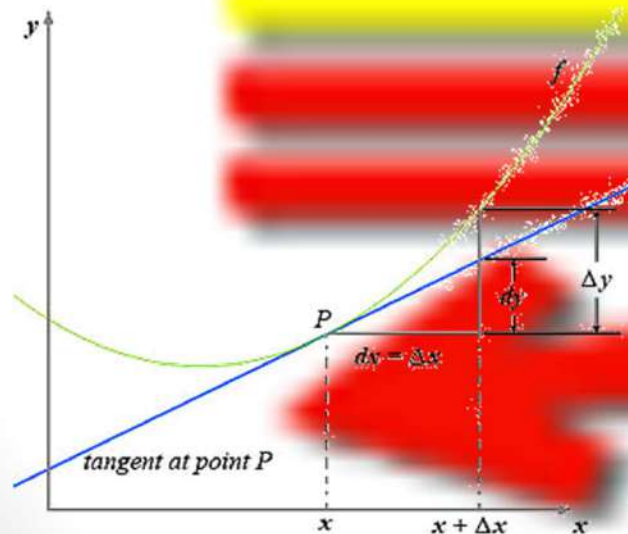
Les magnituds principals de les vibracions son el **D** (Desplaçament), la **V** (Velocitat) i **A** (Acceleració)

$$A = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2D}{dt^2}$$

$$D = \int V dt = \iint A dt$$

Habitualment s'utilitzen els acceleròmetres, ja que amb una integració s'obté velocitat, i amb dues integracions desplaçament; el preu és molt assequible.

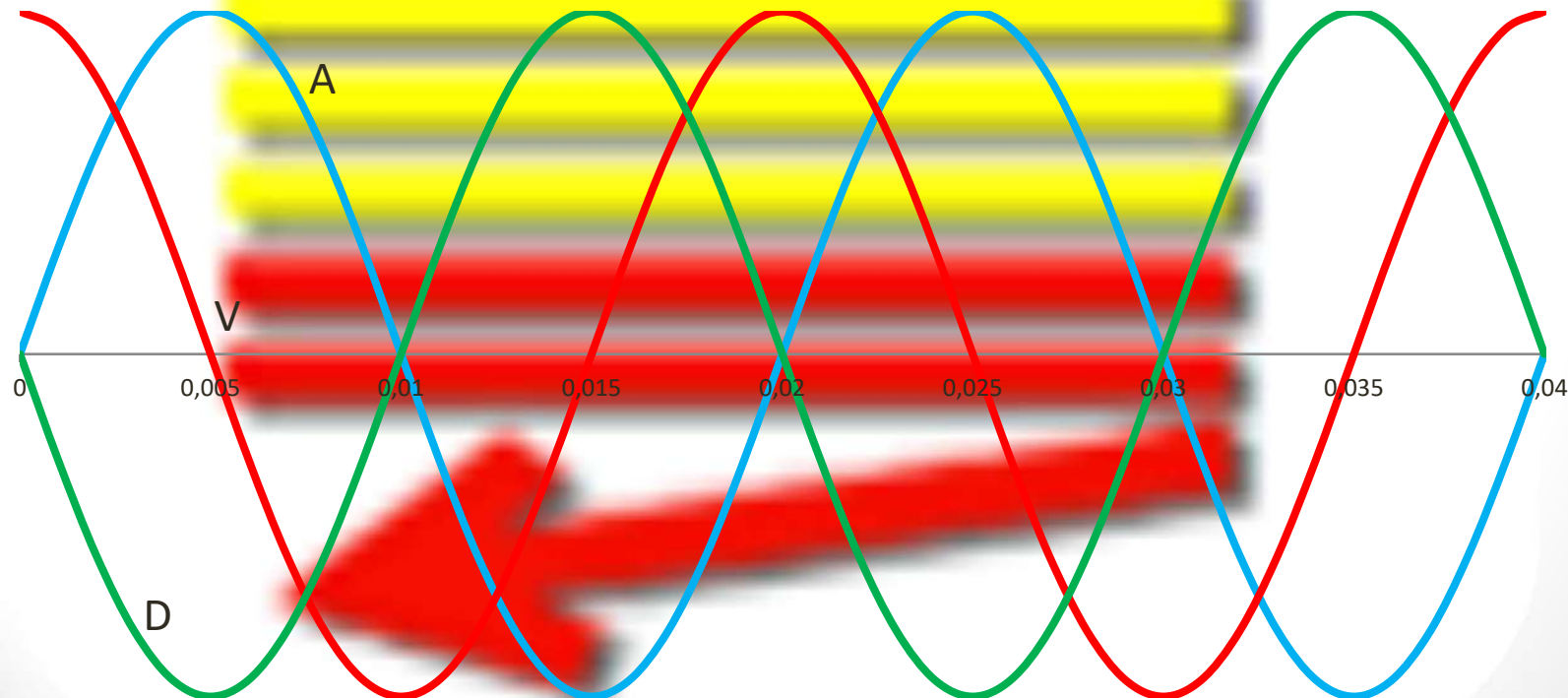
NOTA: derivar és buscar el pendent de la recta tangent d'una funció (esquerra), integrar és buscar l'àrea sota la corba descrita per una funció (dreta).



Aplicant aquests conceptes, podem veure que les vibracions es comporten com a funcions sinusoidals com les següents, i integrant podem obtenir les altres.

$$A = \sin(2\pi ft) \quad V = \int \sin(2\pi ft) dt = \frac{-\cos(2\pi ft)}{2\pi f} = \frac{1}{2\pi f} \cdot \sin(2\pi ft + 90^\circ)$$

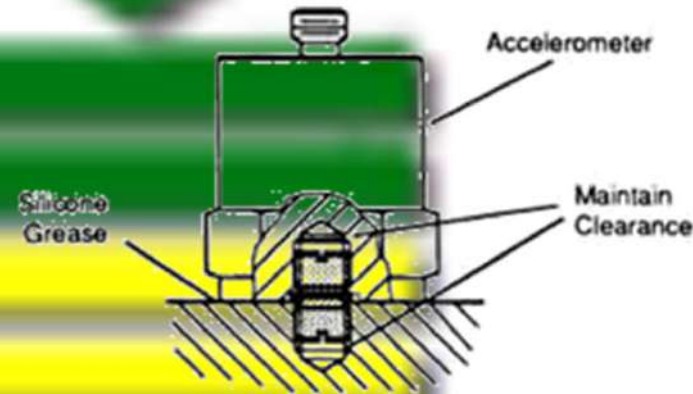
$$D = \int \frac{-\cos(2\pi ft)}{2\pi f} dt = \frac{-\sin(2\pi ft)}{(2\pi f)^2} = \frac{1}{(2\pi f)^2} \cdot \sin(2\pi ft + 180^\circ)$$



Un sensor de desplaçament sense contacte no mesura el mateix que la senyal doblement integrada d'un acceleròmetre. Tot i que les unitats son μm en amdós casos, el que es mesura no té res a veure.

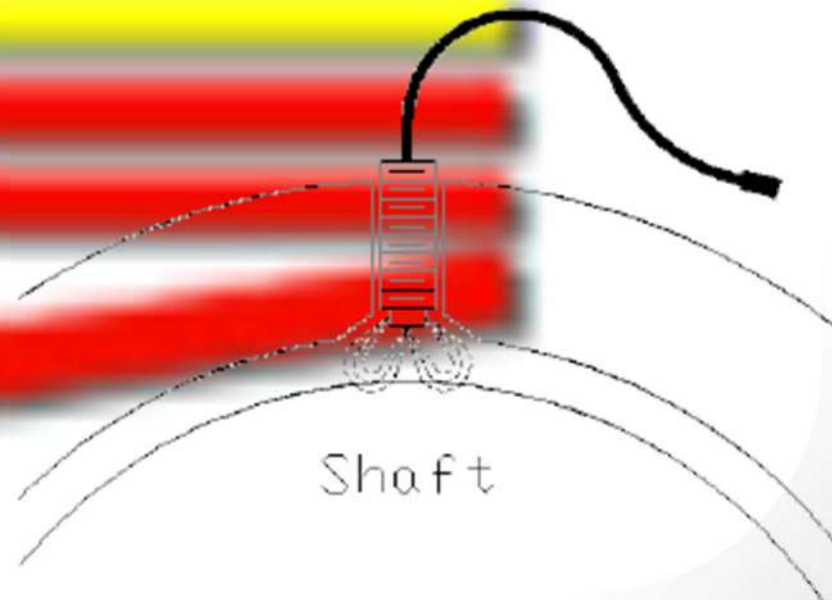
Desplaçament Integrat

Acceleròmetre amb circuit doble integrador per veure el desplaçament del sistema respecte la Terra



Desplaçament Mesurat

Sonda de proximitat muntada per veure el desplaçament relatiu entre la carcassa i el rodament



Aplicant aquests conceptes, podem veure que les vibracions es comporten com a funcions sinusoidals com les següents, i integrant/derivant podem obtenir:

$$V = \sin(2\pi ft)$$

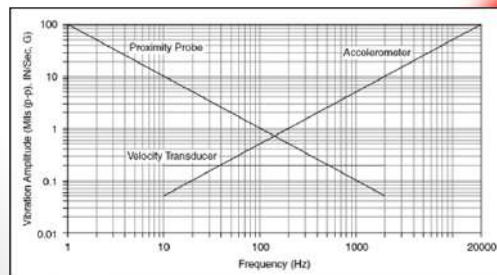
$$D = \frac{1}{2\pi f} \cdot \sin(2\pi ft - 90^\circ)$$

$$A = 2\pi f \cdot \sin(2\pi ft + 90^\circ)$$

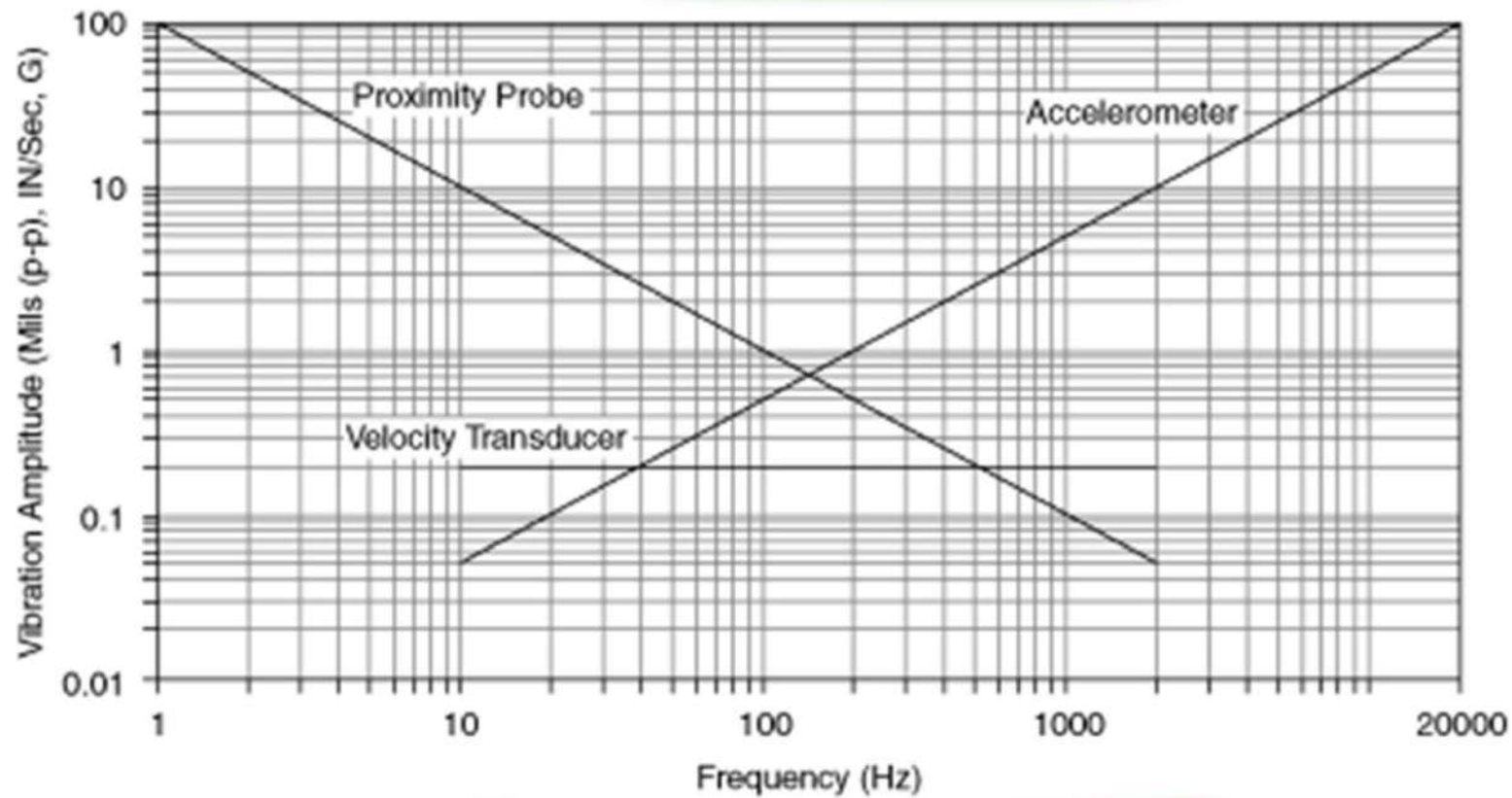
Parlant en **velocitat**, és un terme constant en funció de la freqüència, no es veu influenciat en tot el seu rang.

Parlant en **desplaçament**, al estar la freqüència dividint, quan més baixa, més influencia.

Parlant en **acceleració**, al estar multiplicant, quant més alta, més influencia.



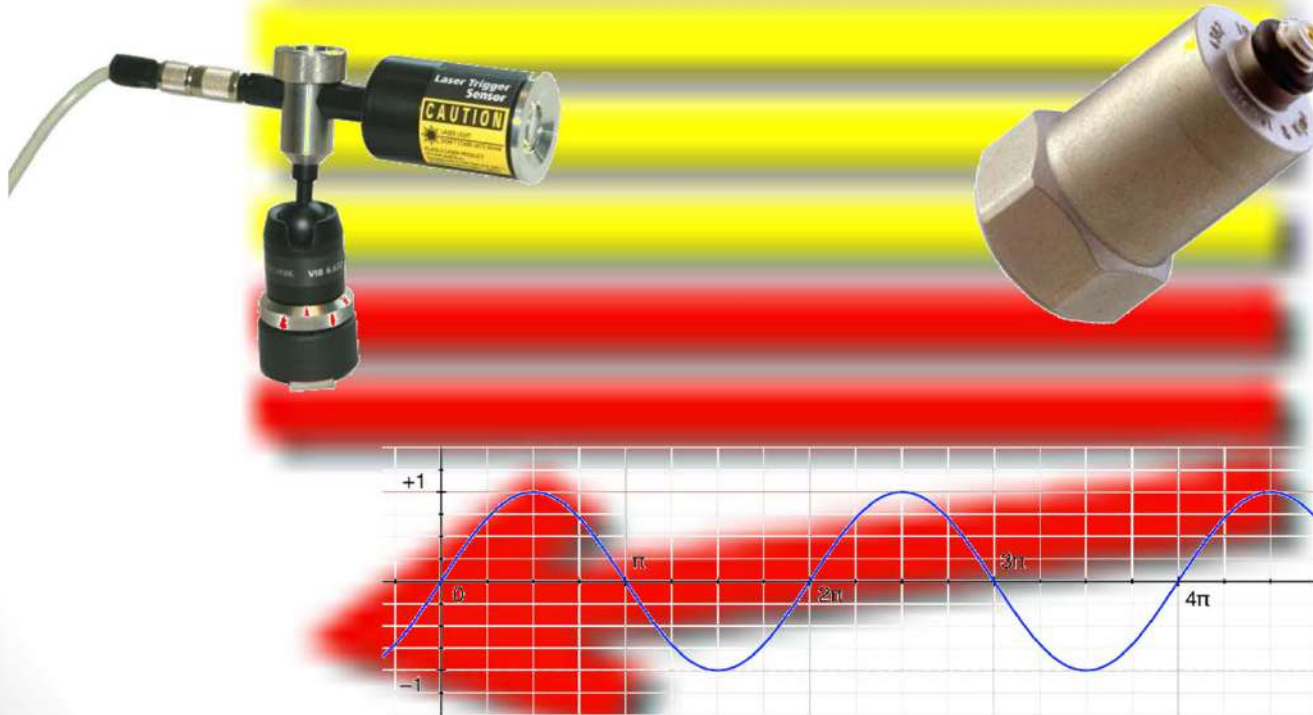
Utilització de les unitats de **Desplaçament**, **Velocitat** i **Acceleració**



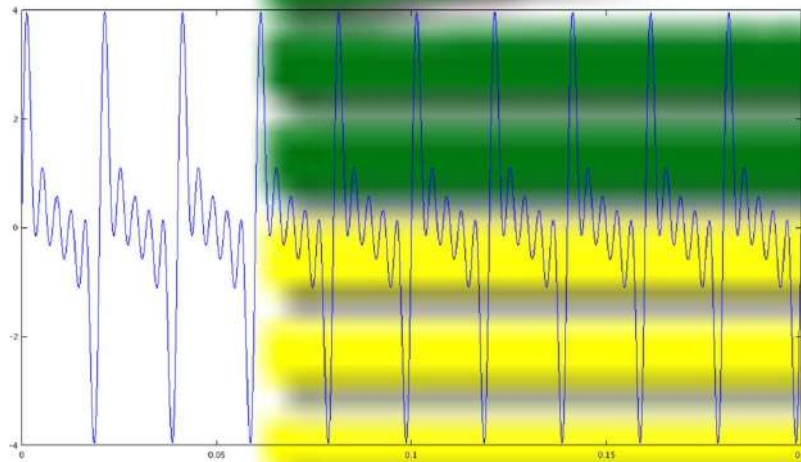
Desplaçament	0	600cpm
Velocitat	600cpm	60.000cpm
Acceleració	60.000cpm	∞
Filtre ISO	2Hz	1kHz

L'amplitud representa quant vibra un cos; la fase dóna la informació de com ho fa

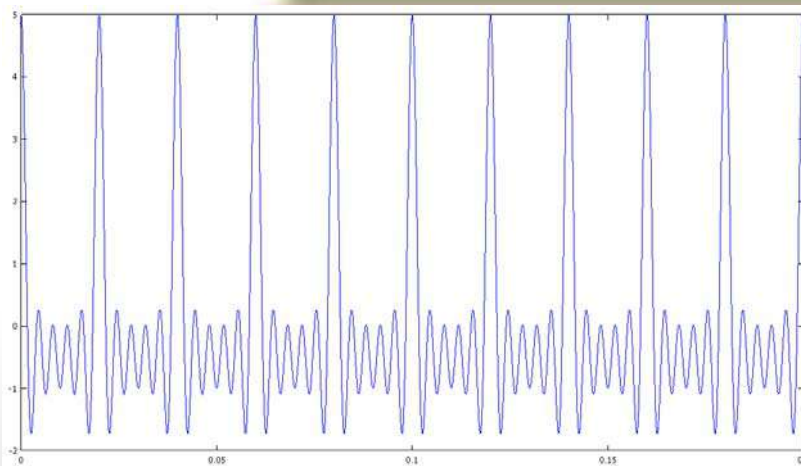
Fase Complexa	Fase d'una freqüència dins d'una forma d'ona
Fase Absoluta	Fase respecte una referència giratòria (encoder, laser, ...)
Fase Relativa	Fase respecte una altre ona de vibració a una velocitat fixe



La fase complexa correspon a l'angle intern a cada funcio sinusoidal corresponent a cada freqüència. El mateix FFT pot venir de diferents formes d'ona. Cal recordar que el resultat del FFT és un nombre real i un imaginari (mòdul i fase).

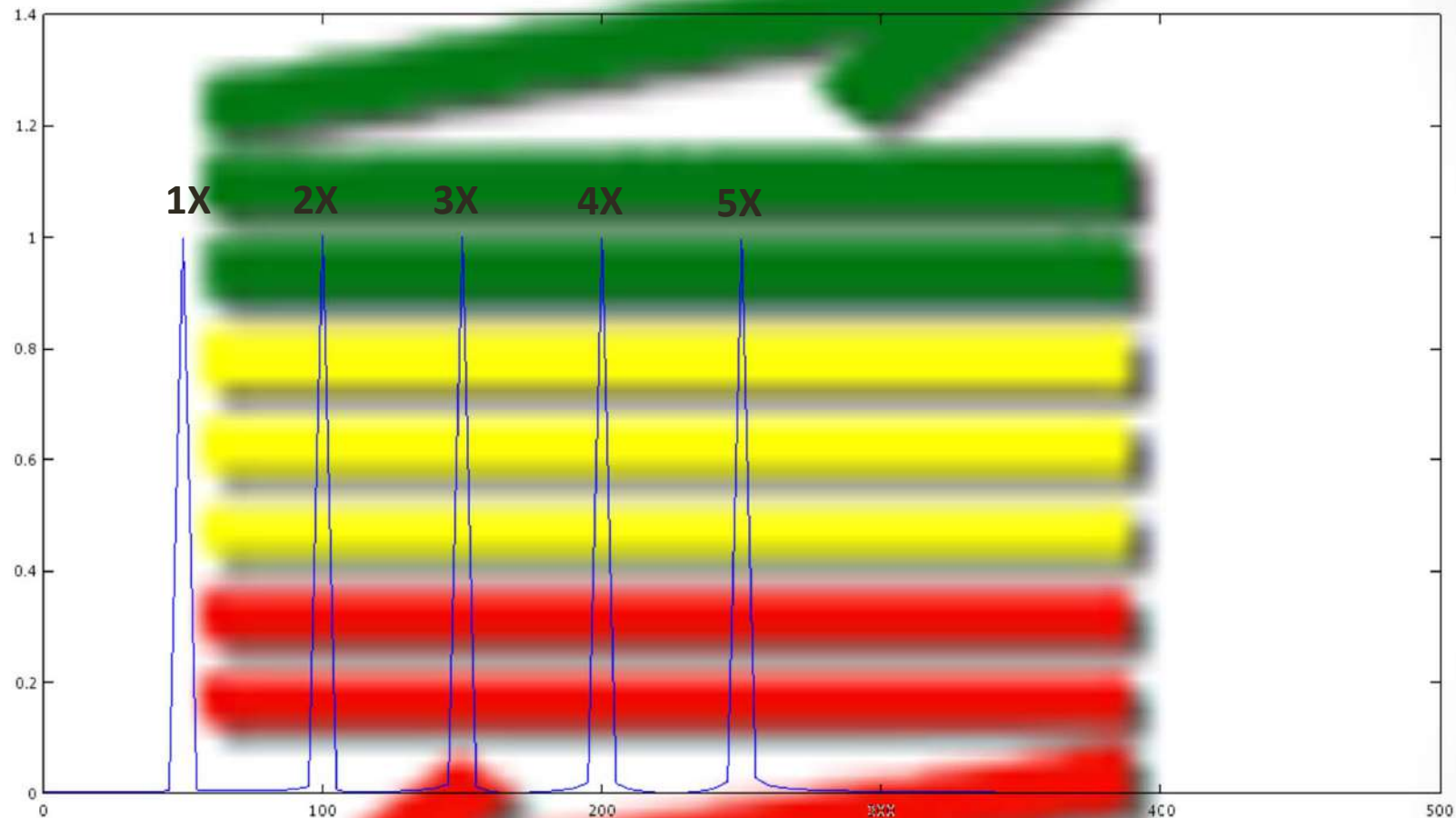


$$y(t) = \sin(2\pi ft) + \sin(2 \cdot 2\pi ft) + \sin(3 \cdot 2\pi ft) + \sin(4 \cdot 2\pi ft) + \sin(5 \cdot 2\pi ft)$$



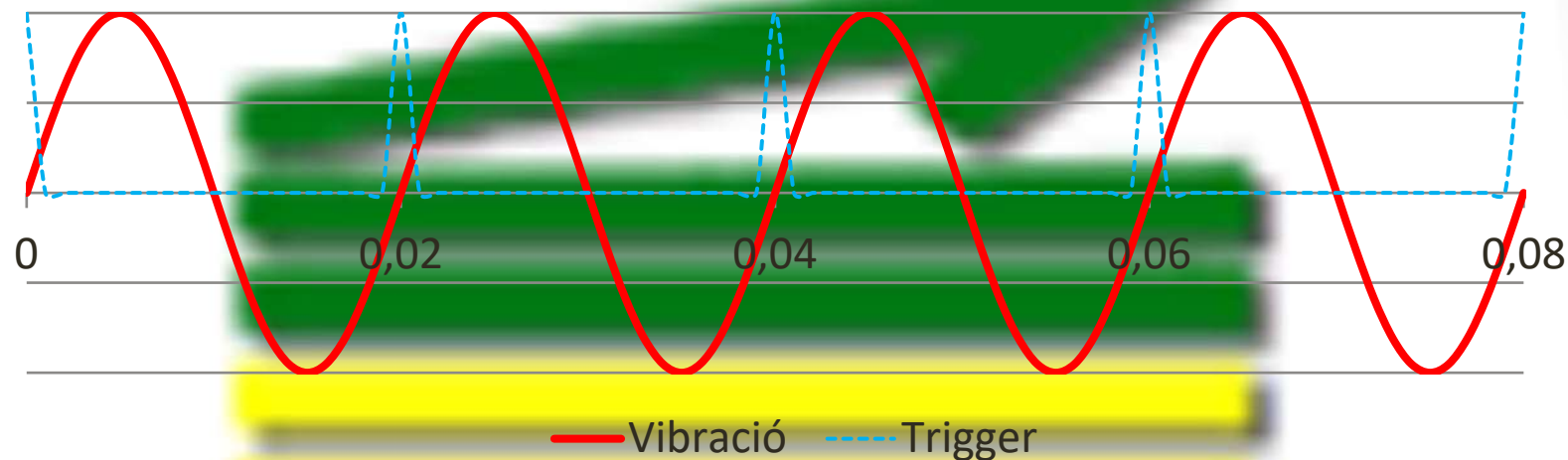
$$y(t)' = \sin(2\pi ft + \pi/2) + \sin(2 \cdot 2\pi ft + \pi/2) + \sin(3 \cdot 2\pi ft + \pi/2) + \sin(4 \cdot 2\pi ft + \pi/2) + \sin(5 \cdot 2\pi ft + \pi/2)$$

Les FFT de les anteriors senyals corresponen al mateix espectre

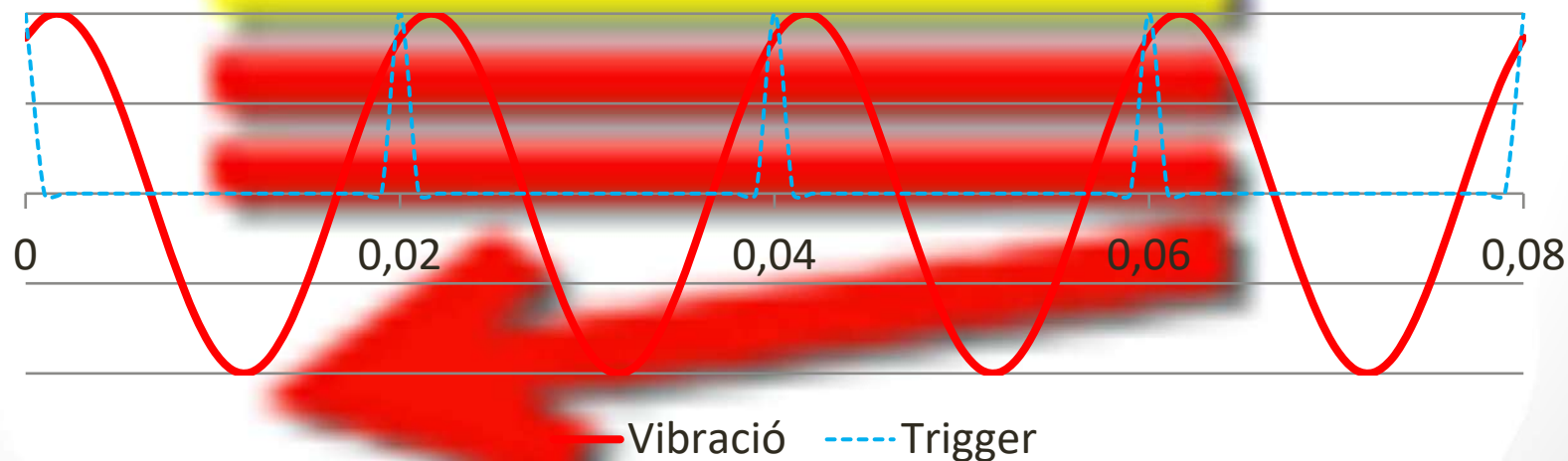


Una forma d'ona conté tota la informació, però una FFT conté únicament el **mòdul** de la senyal complexa, és a dir, la meitat de la informació.
A vegades un espectre de vibració **no és suficient**.

La fase absoluta utilitza com a referència un trigger de velocitat d'un eix

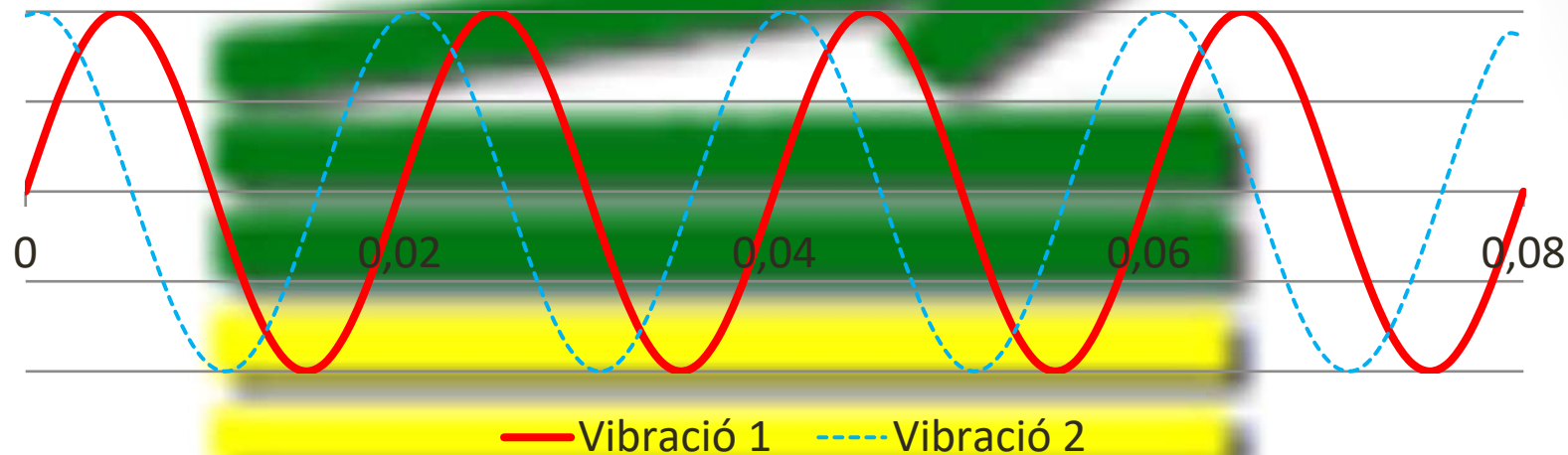


Tot el que està en fase amb el trigger, està a fase 0°. La resta està en desfase.



En aquest cas, la fase (diferència de fase) és de **+60°** (el signe importa).

La fase relativa correspon a la comparació de dues senyals filtrades a una freqüència determinada.

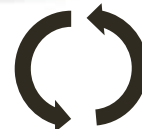


En aquest cas la fase relativa és de **+60°** en referència a la Vibració 1

Vibració 1



Vibració 2



Vibració 2



Vibració 1



Les diferents fases tenen utilitats diferents

Fase Complexa Reconstrucció o Construcció des d'un espectre freqüencial a una forma d'ona real.

Fase Absoluta Equilibrat i Diagnòstic de fase. Trigger + 1 sonda.

Fase Relativa Diagnòstic de fase. 2 sondes.

Anàlisi de Vibracions

Conceptes Aplicats

Diferència entre **modulació** i **bateg** (*beating*)

La modulació consisteix en una senyal d'alta freqüència i una senyal (portadora) de baixa freqüència (modulada). Correspon a un producte de senyals. El promig depèn de la fase d'una i de l'altre.

$$V_{bateg} = A_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) * A_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) \text{ sent } \omega_1 \gg \omega_2$$

Les altes freqüències es transmeten malament pels sòlids i molt bé per l'aire. Les baixes freqüències es transmeten bé pels sòlids i malament per l'aire.

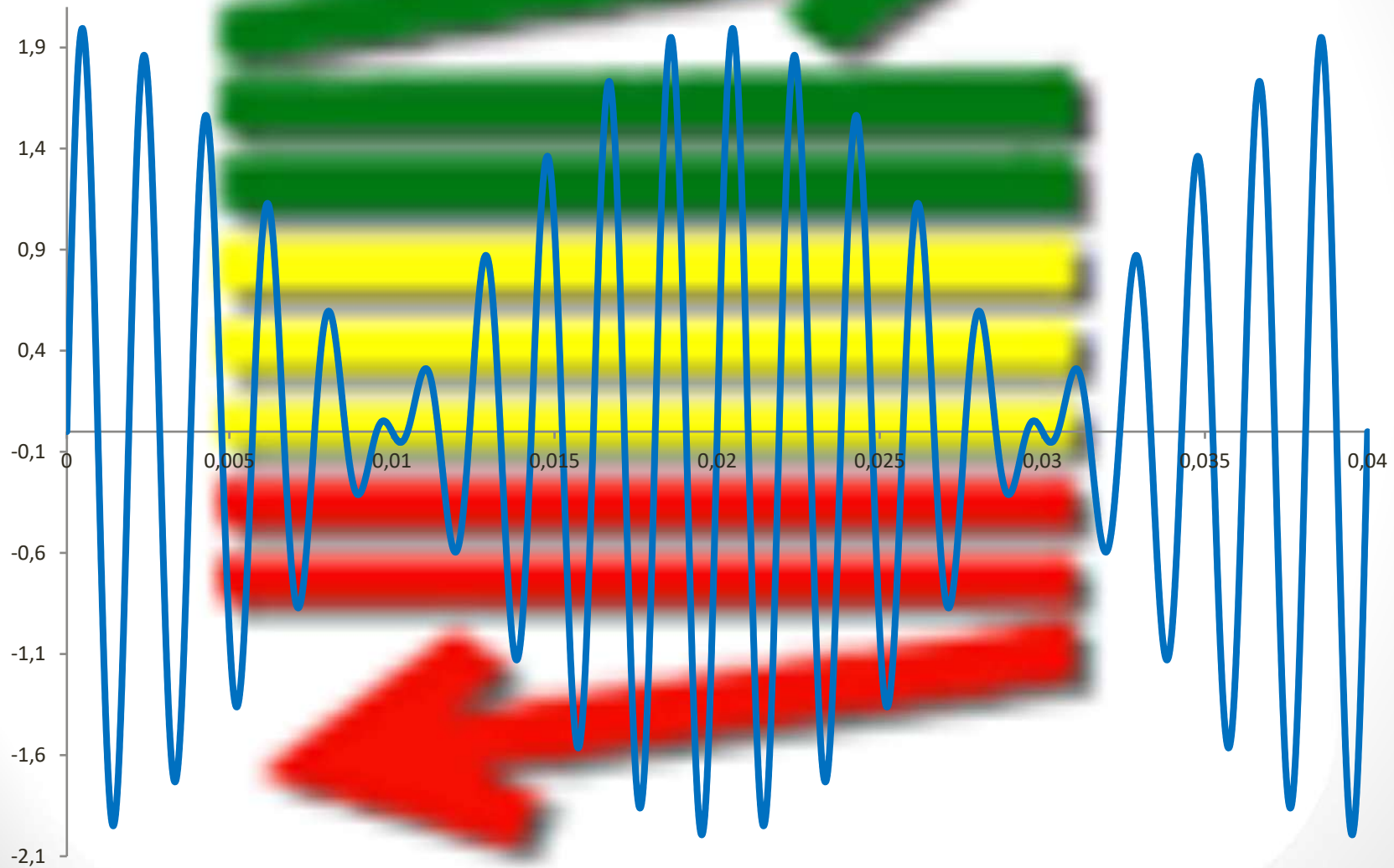
El bateg consisteix en una superposició (suma) de dues senyals d'amplituds molt similars. Correspon a una suma de senyals. El promig sempre és Zero.

$$V_{bateg} = A_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) \text{ sent } \omega_1 \approx \omega_2$$

Quant més properes siguin les senyals, més baixa serà la freqüència del bateg, per tant, una forma d'ona més llarga es necessita per detectar-lo.

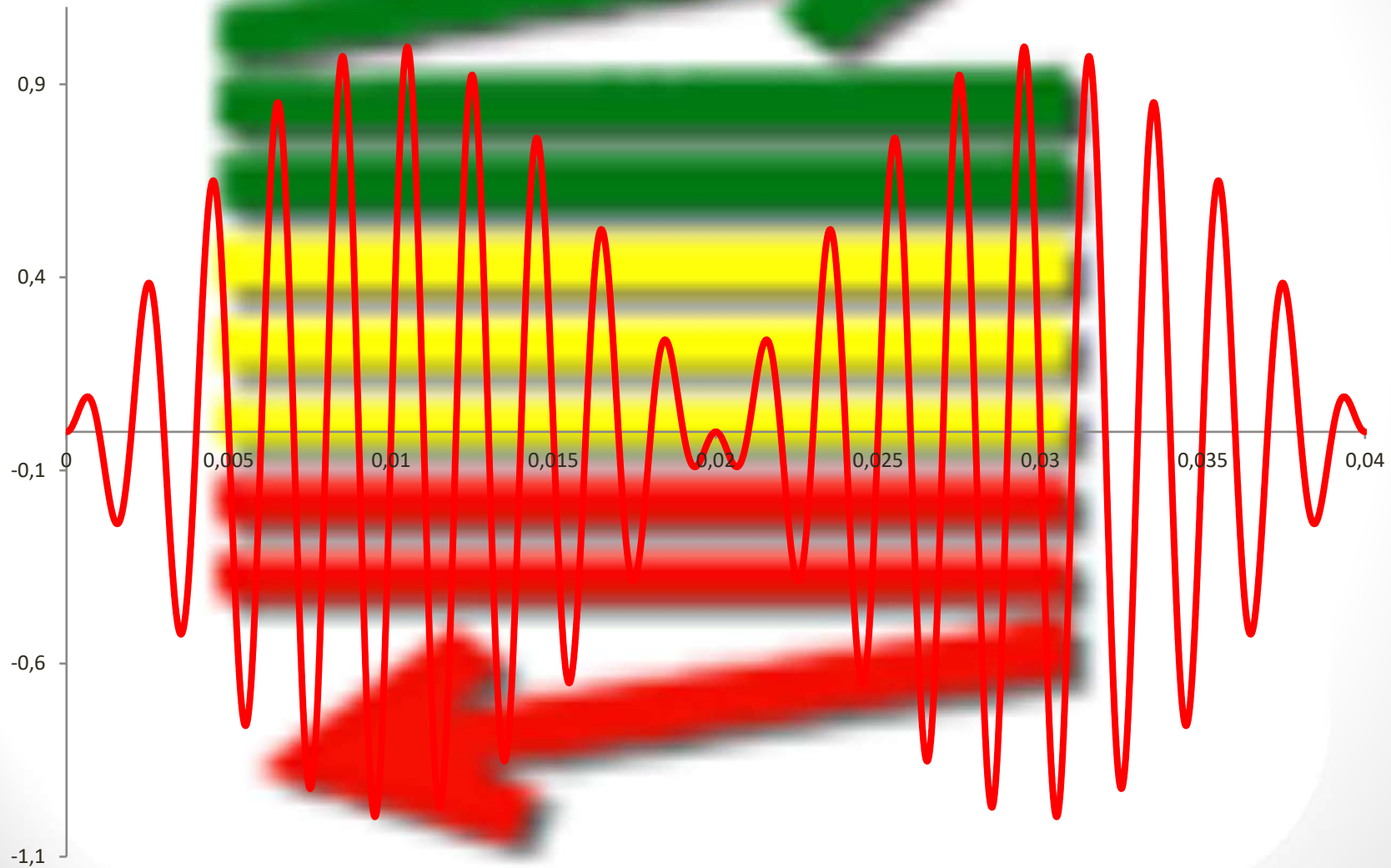
Exemples teòrics

Bateg d'una senyal de 500Hz i una de 550Hz

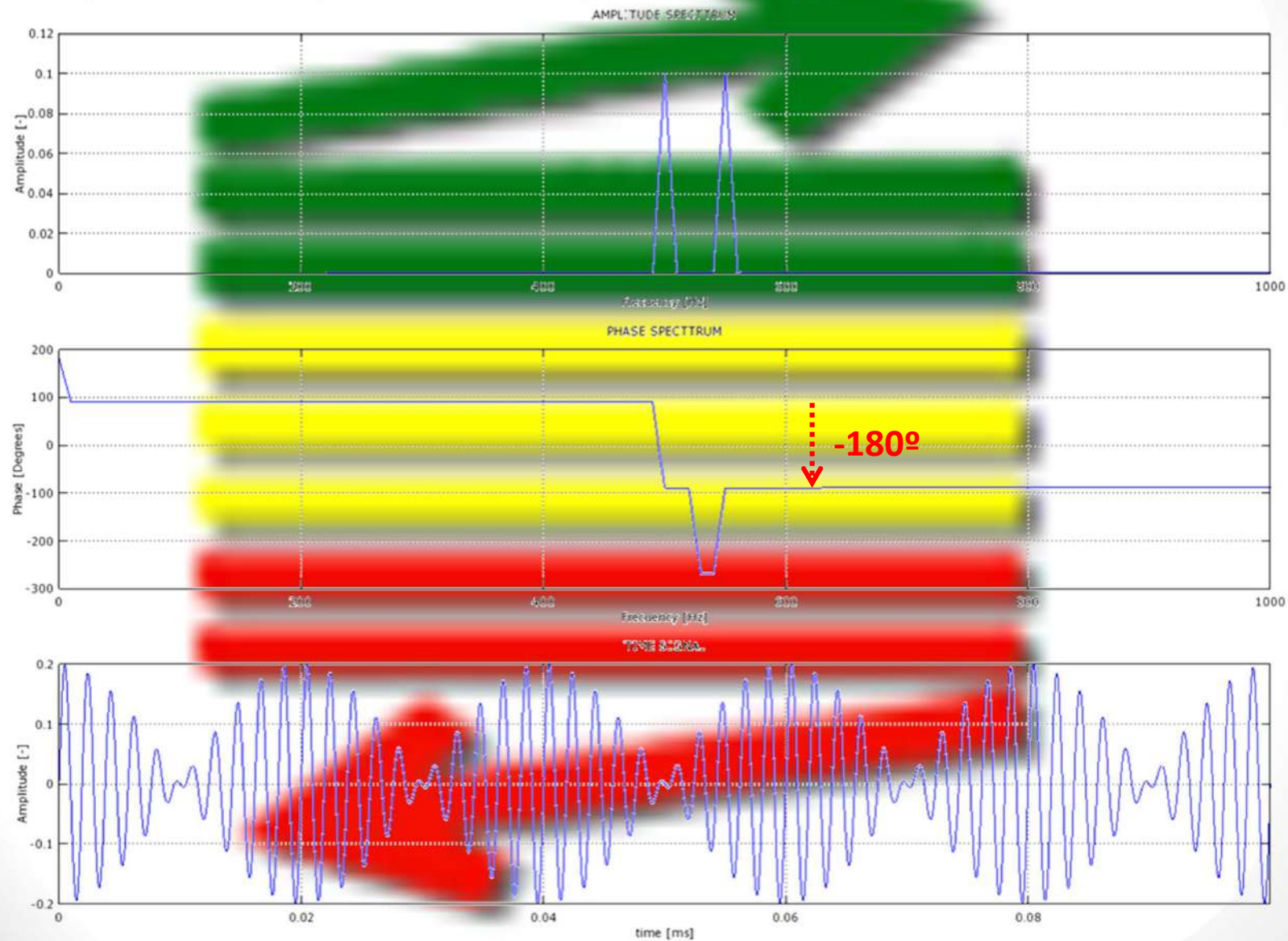


Exemples teòrics

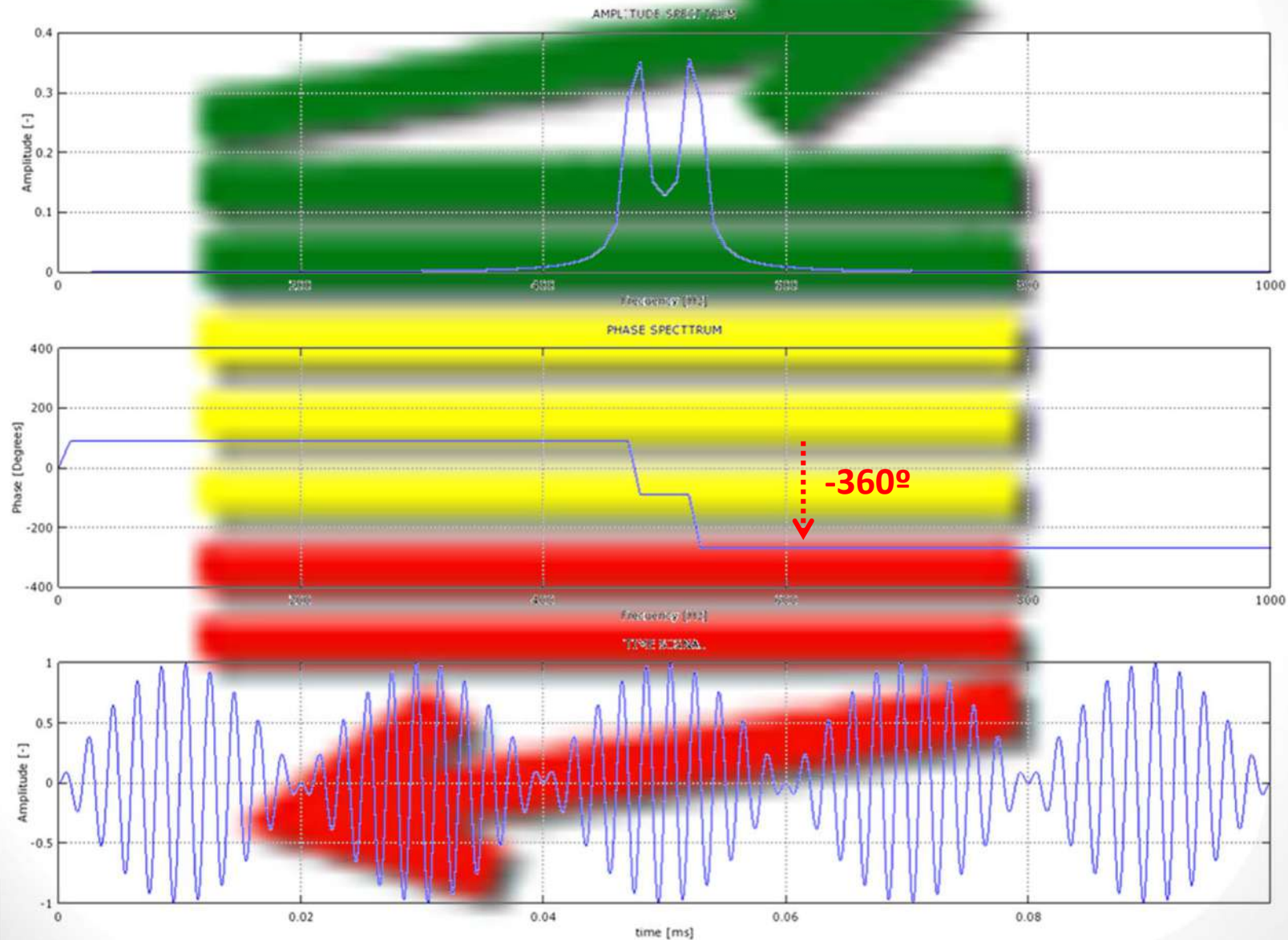
Modulació d'una senyal de 500Hz i una senyal de 25Hz



Exemples teòrics. Espectre i fase complexa d'un bateig



Exemples teòrics. Espectre i fase complexa d'una modulació

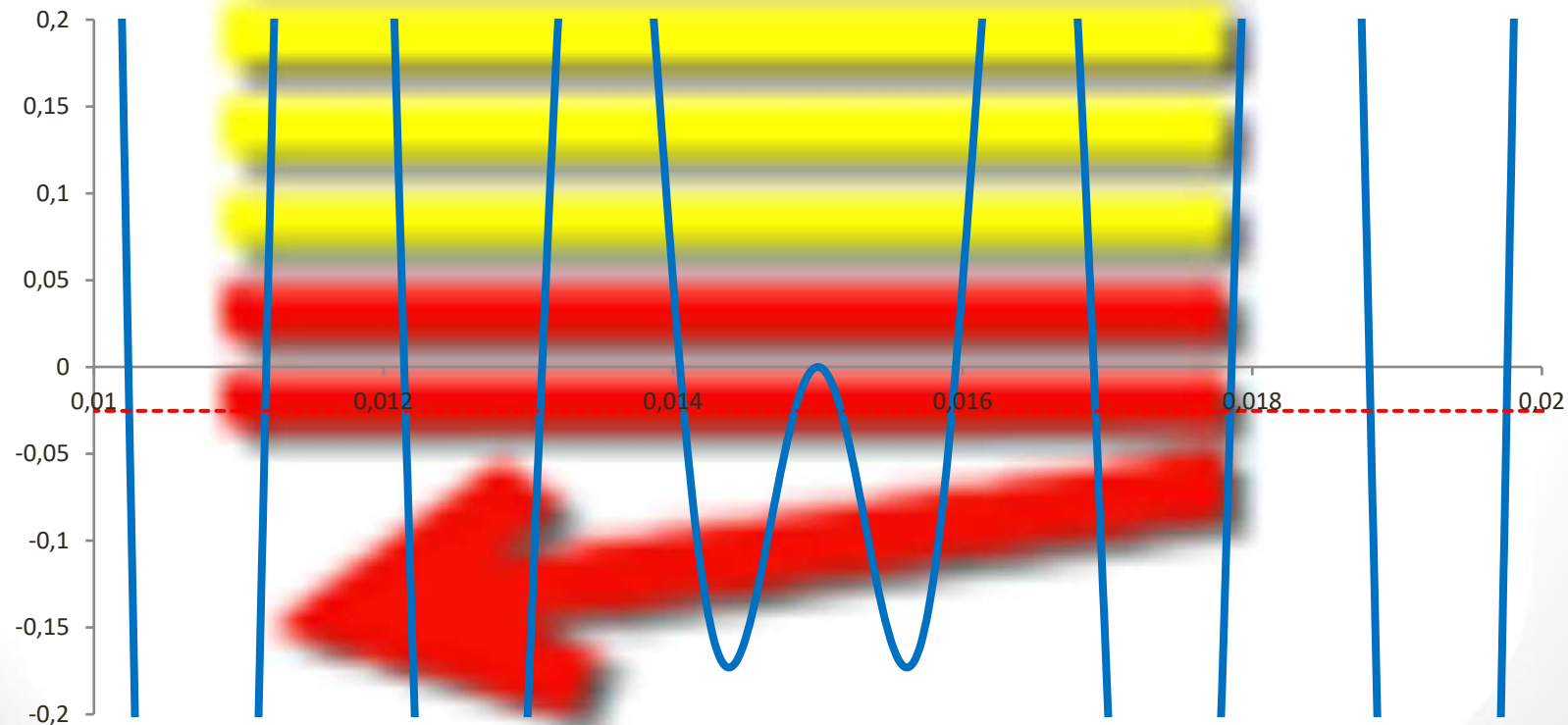


Diferència entre **modulació** i **bateg** (*beating*)

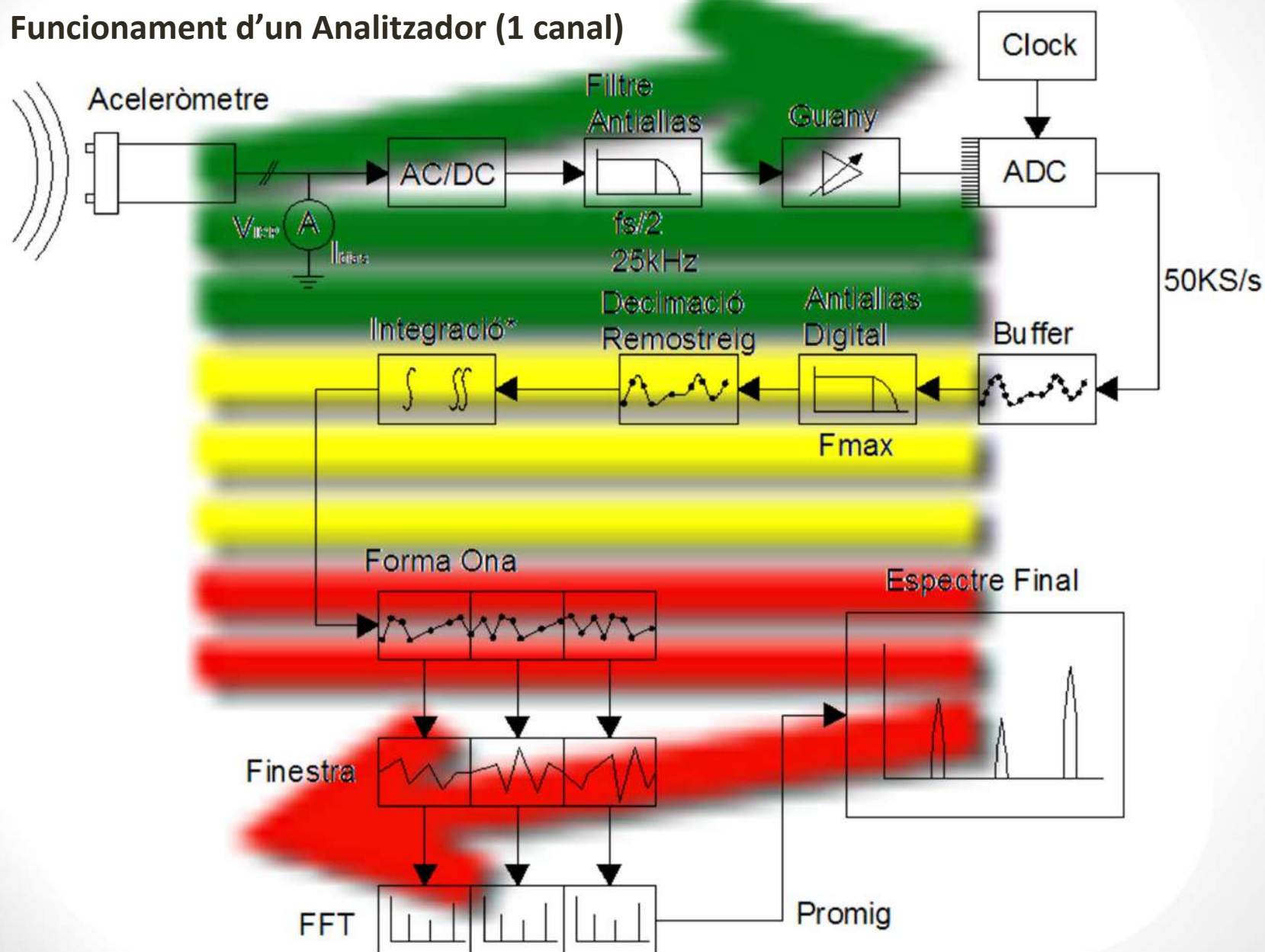
Les modulacions sempre es troben en fase la senyal modulada i la portadora, ja que una i l'altre procedeixen de la mateixa font.

Els bategs no tenen per què estar en fase, ja que procedeixen de fonts diferents.

Bateg amb 90° de desfase una senyal respecte l'altre



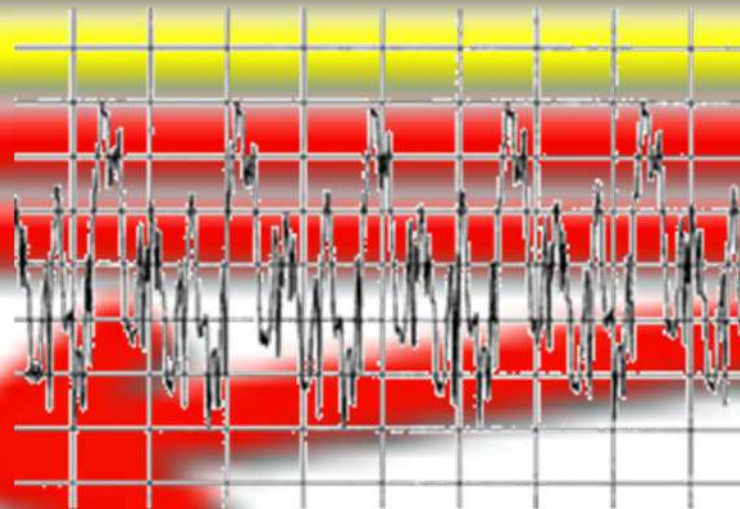
Funcionament d'un Analitzador (1 canal)





Anàlisi de Vibracions

Diagnòstic General



Desequilibri Estàtic

Desequilibri de massa en un punt simple

Espectre Radial Vertical

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Horizontal

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Axial

Baixa Vibració a 1X

Fase V-H

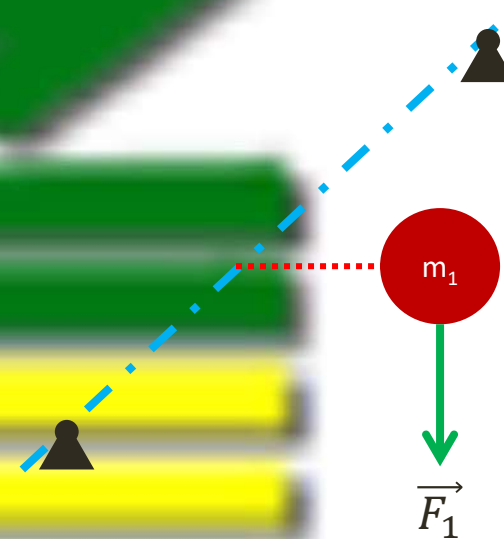
$90^\circ \pm 30^\circ$ estable

Fase RD-RND

0° estable

Fase AD-AND

0° estable



Característiques

La vibració tant en V com en H es la mateixa, predominant en 1X. Es regeix per la

següent fórmula $V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$

Solució

Equilibrat del rotor

Desequilibri Parell

Desequilibri de massa en dos punts

Espectre Radial Vertical

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Horitzontal

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Axial

Baixa Vibració a 1X

Fase V-H

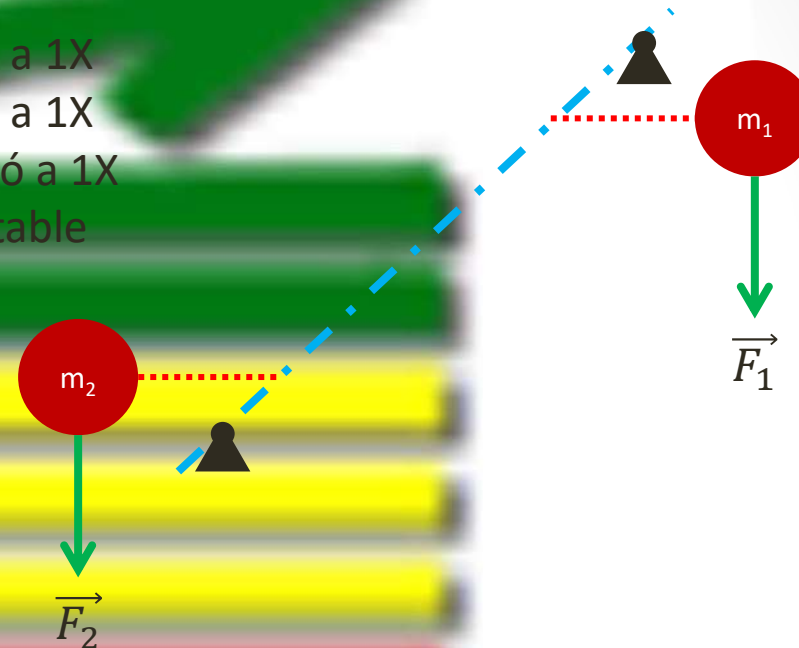
$90^\circ \pm 30^\circ$ estable

Fase RD-RND

180° estable

Fase AD-AND

0° estable



Característiques

La vibració tant en V com en H es la mateixa, predominant en 1X. Es regeix per la

següent fórmula $V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$

Solució

Equilibrat del rotor

Desequilibri Dinàmic

Desequilibri Estàtic + Parell

Espectre Radial Vertical

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Horitzontal

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Axial

Baixa Vibració a 1X

Fase V-H

$90^\circ \pm 40^\circ$ estable

Fase RD-RND

$0^\circ - 180^\circ$ estable

Fase AD-AND

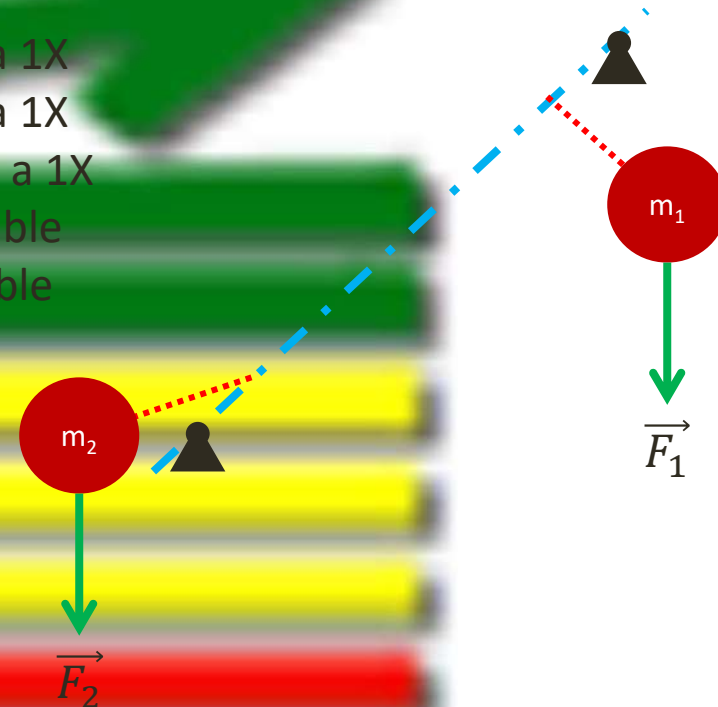
0° estable

Característiques

La vibració és més alta en horitzontal tal que la rigidesa de la màquina és menor en aquesta direcció. Es regeix per la següent fórmula $V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$

Solució

Equilibrat del rotor



Desequilibri Voladís

Eix de voladís doblegat

Espectre Radial Vertical

Moderada Vibració a 1X

Espectre Radial Horitzontal

Moderada Vibració a 1X

Espectre Radial Axial

Alta Vibració a 1X

Fase V-H

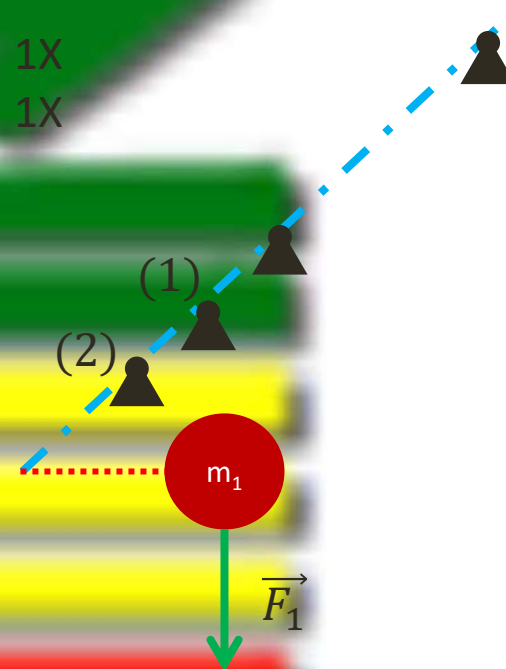
$90^\circ \pm 30^\circ$ estable

Fase RD-RND

-

Fase AD-AND

0° estable (1) i (2)



Característiques

La vibració en ambdós rodaments serà la mateixa en radial. Aquest desequilibri doblega l'eix, obligant al rodament a moure's en axial.

Solució

Equilibrat del rotor. Recomenable a 2 plans, però depèn de les característiques del rotor a equilibrar (diàmetre i longitud)

Desequilibri (Verticals)

Desequilibri de massa en màquines Verticals

Espectre Radial Vertical

-

Espectre Radial Horitzontal

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Axial

Baixa Vibració a 1X

Fase V-H

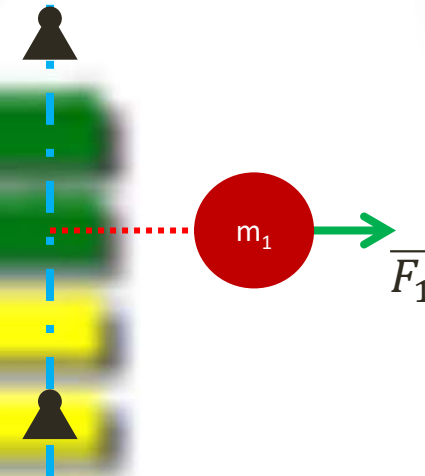
-

Fase RD-RND

$0^\circ \pm 30^\circ$ estable

Fase AD-AND

0° estable



Característiques

La vibració tant en H1 com en H2 es la mateixa, predominant en 1X. Es regeix per

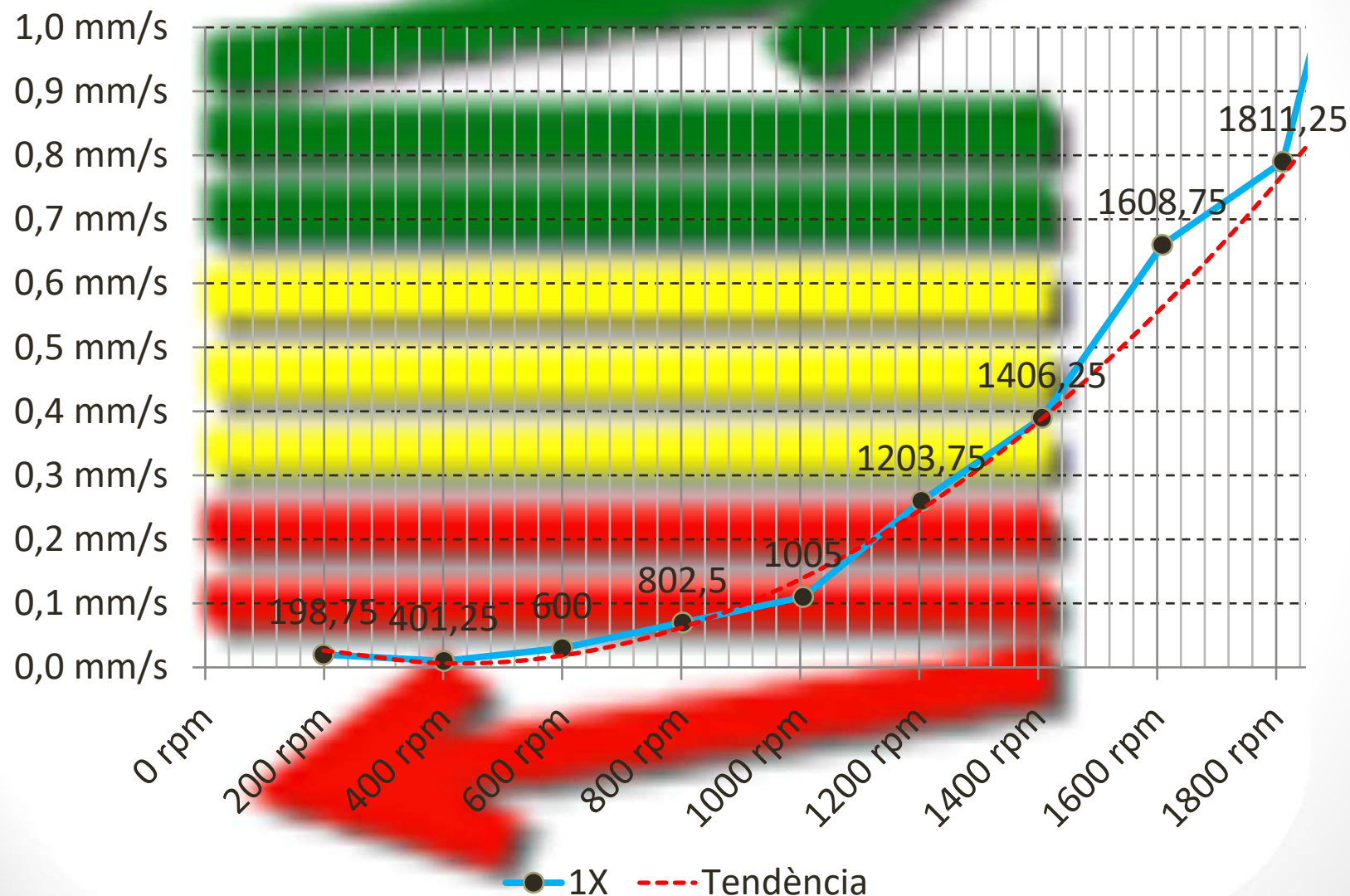
la següent fórmula $V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$

Solució

Equilibrat del rotor

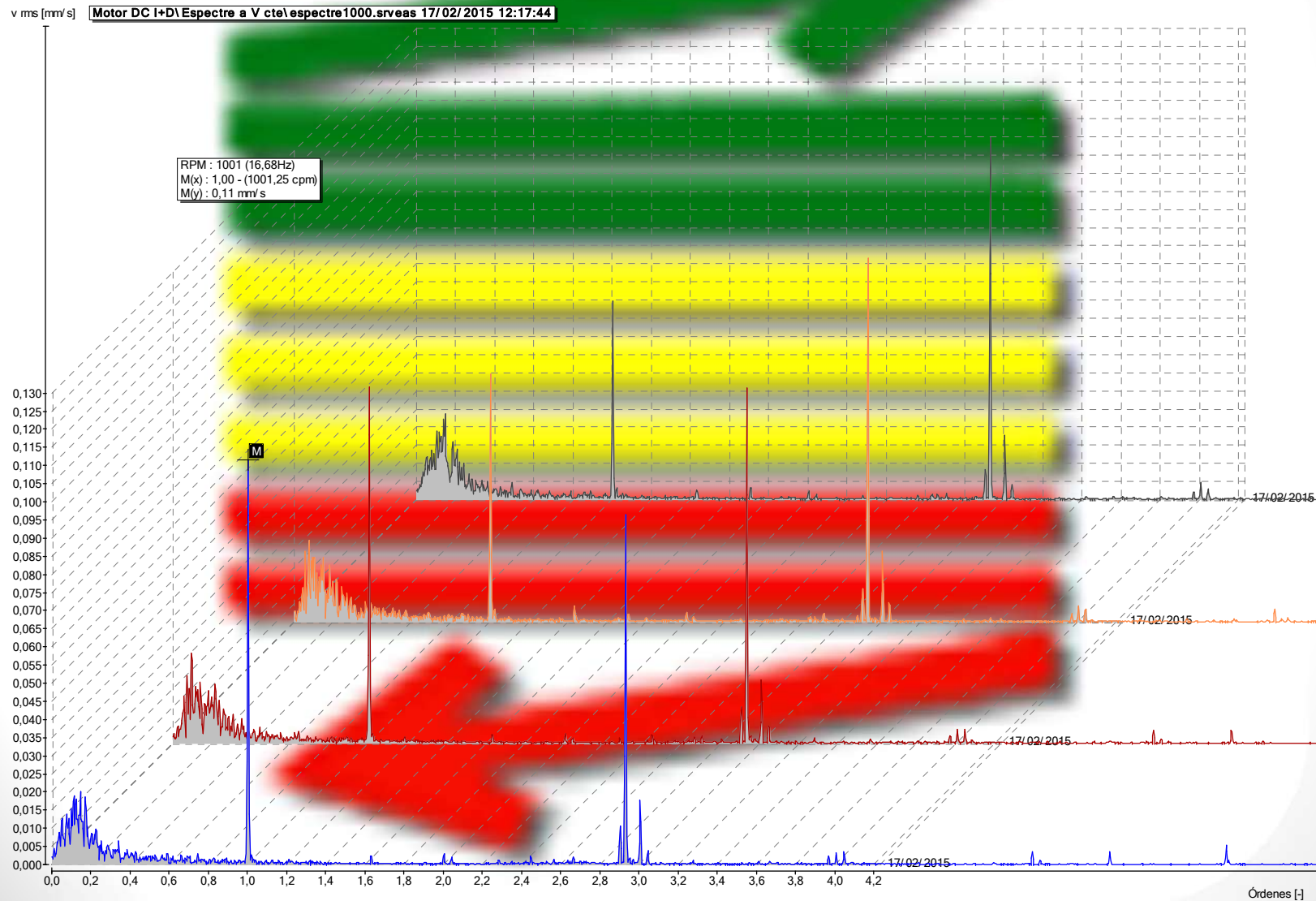
Cas de Desequilibri Estàtic (Banc de Probes)

El gràfic dels valors de pic fins a 2400rpm son els següents (únicament a 1X)



Cas de Desequilibri Estàtic (Banc de Probes)

La prova augmentant el pes de desequilibri a velocitat constant (1000rpm)



Politja Excèntrica

Centre geomètric no és rotacional

Espectre Radial Vertical

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Horitzontal

Alta Vibració a 1X

Espectre Radial Axial

Baixa Vibració a 1X

Fase V-H

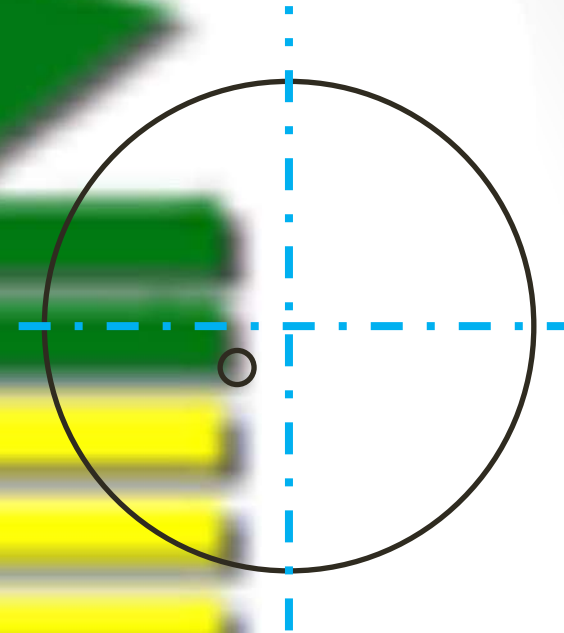
0° o 180° estable

Fase RD-RND

-

Fase AD-AND

-



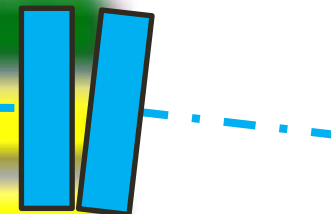
Característiques

Els nivells en radial són més alts a la direcció de la tensió de la politja – corretja.
La politja pot estar dinàmicament equilibrada, podent no donar els símptomes sense posar les corretjes.

Solució

Reparar o canviar la politja.

Desalineació Angular	Eixos coincideixen (no son paral·lels)
Espectre Radial Vertical	Vibració a 1X, 2X i 3X
Espectre Radial Horitzontal	Vibració a 1X, 2X i 3X
Espectre Radial Axial	Alta Vibració a 1X, Moderada 2X i 3X
Fase V-H	-
Fase RD-RND	0º estable
Fase AD-AND	180º estable



Característiques

La vibració és predominant en axial, però pot ser alta en radial. La fase és determinant.

Solució

Alineació de precisió.

Desalineació Paral·lela	Eixos paral·lels (no coincideixen)
Espectre Radial Vertical	Alta Vibració a 2X, Moderada 1X i 3X
Espectre Radial Horitzontal	Alta Vibració a 2X, Moderada 1X i 3X
Espectre Radial Axial	Baixa Vibració 1X i 2X
Fase V-H	-
Fase RD-RND	180º estable
Fase AD-AND	180º estable

Característiques

Quant la desalineació és severa, es poden generar harmònics de fins a 8X. El pis espectral no creix com en el cas d'una folgança rotacional severa.

Solució

Alineació de precisió.



Desalineació Real

Eixos no coincideixen i tenen un *offset*

Espectre Radial Vertical

Alta Vibració a 1X i 2X, Moderada 3X ... 8X

Espectre Radial Horitzontal

Alta Vibració a 1X i 2X, Moderada 3X ... 8X

Espectre Radial Axial

Alta Vibració a 1X i 2X, Moderada 3X ... 8X

Fase V-H

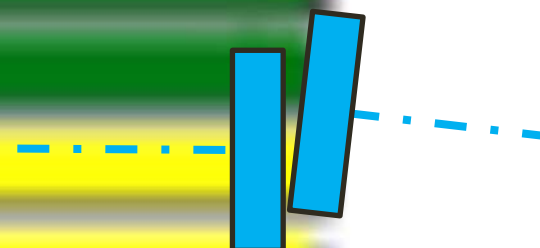
-

Fase RD-RND

180º estable

Fase AD-AND

180º estable



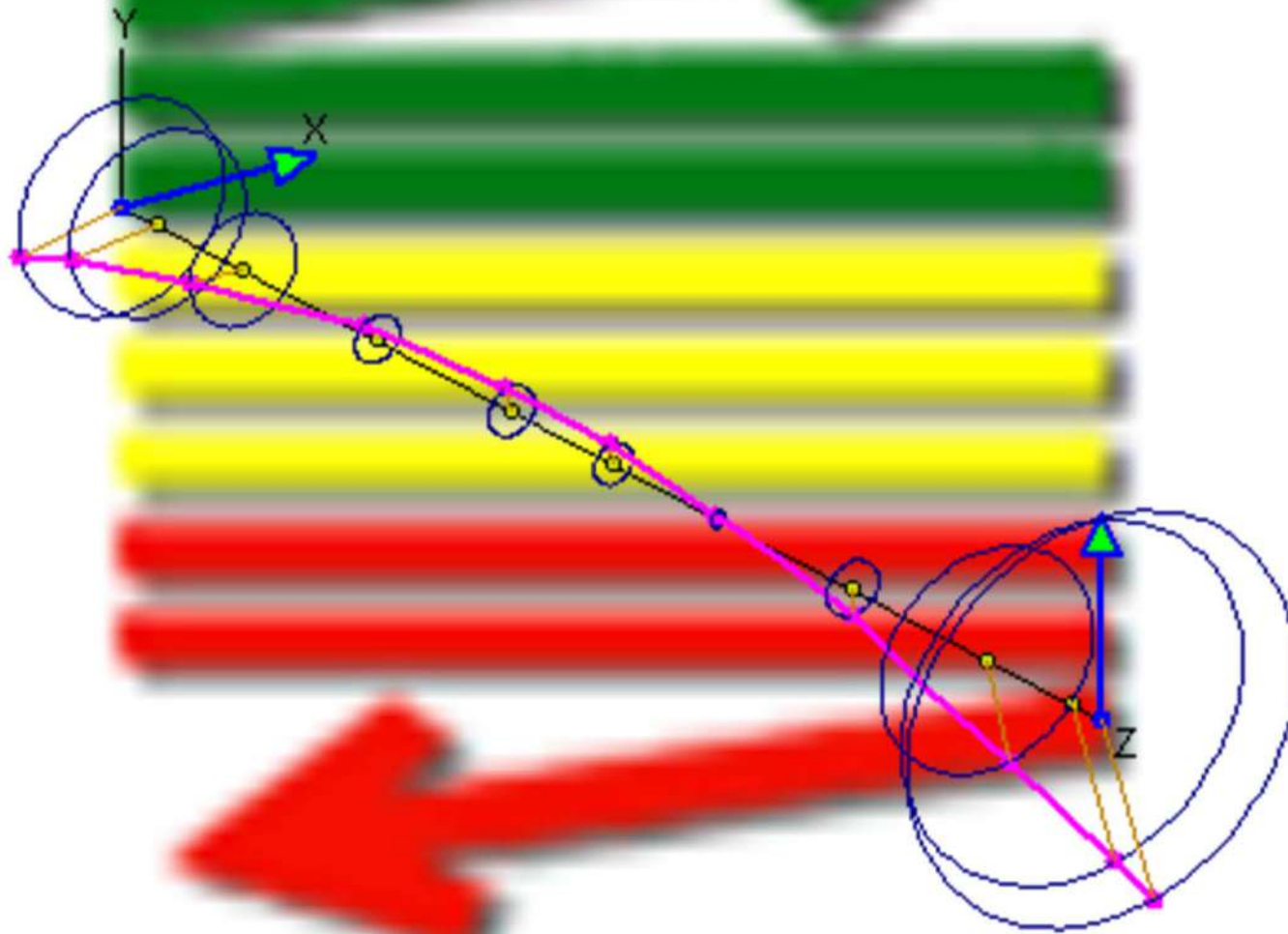
Característiques

Aquest cas és una desalineació real, una mixta entre la paral·lela i l'angular. Acostuma a dominar a l'espectre la component 2X. Les fases son estables.

Solució

Alineació de precisió.

La desalineació amb eixos reals pot incloure angles o fases que a la teoria no es tenen en compte; això és degut a la dinàmica i la deformació del rotor.



Eix Doblegat

L'eix pateix una flexió

Espectre Radial Vertical

Vibració 1X i 2X

Espectre Radial Horitzontal

Vibració 1X i 2X

Espectre Radial Axial

Alta Vibració a 1X, Moderada 2X

Fase V-H

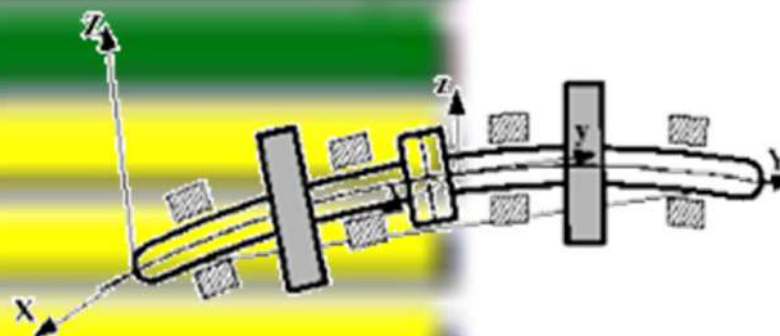
-

Fase RD-RND

-

Fase AD-AND

180° estable



Característiques

Es pot confondre amb desalineació. De fet, els símptomes i els efectes són els mateixos. La diferència és que pot no haver-hi acoblament.

Solució

Reparació o canvi d'eix.

Rodament Doblegat

El rodament està inclinat (cocked)

Espectre Radial Vertical

Vibració 1X i 2X

Espectre Radial Horitzontal

Vibració 1X i 2X

Espectre Radial Axial

Alta Vibració a 2X, Moderada 1X i 3X

Fase V-H

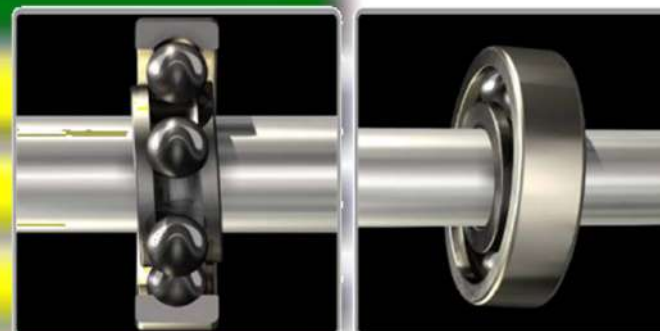
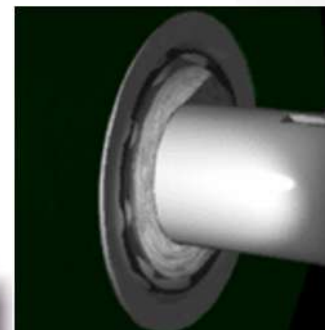
-

Fase RD-RND

-

Fase AD-AND

180º estable



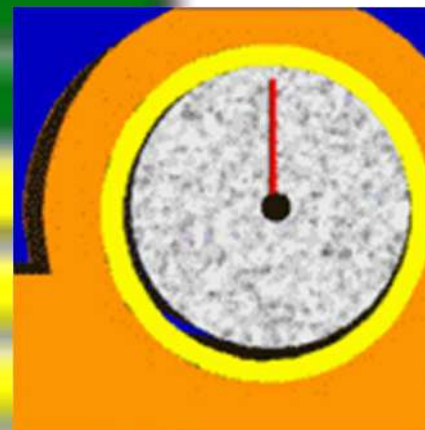
Característiques

Es pot confondre amb desalineació. De fet, els símptomes i els efectes son els mateixos. Es pot veure en axial i en 4 punts a 90º si les fases son les mateixes o no; si entre 2 punts a 90º hi ha 90º de desfase, idem amb 180º.

Solució

Canvi de rodaments, alineació.

Folgança Rotacional	Falta d'interferència entre rodament i caixera
Espectre Radial Vertical	Alta Vibració 1X i harmònics (0.5X quan és severa)
Espectre Radial Horitzontal	Alta Vibració 1X i harmònics (0.5X quan és severa)
Espectre Radial Axial	Baixa Vibració
Fase V-H	Inestable
Fase RD-RND	Inestable
Fase AD-AND	0º estable



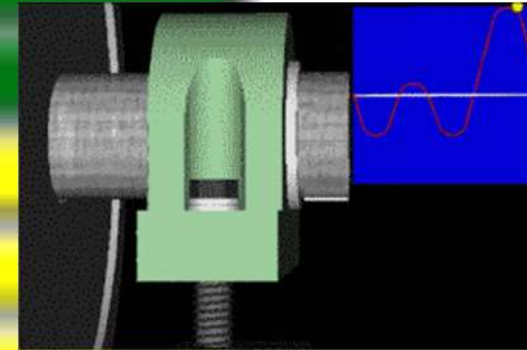
Característiques

És possible tenir quan és una folgança severa harmònics 1/3. Els interharmònics son produïts per impactes o rebabes. Les formes d'ona són truncades.

Solució

Reparació de la caixera.

Folgança Estructural	Falta d'interferència entre dues parts estàtiques
Espectre Radial Vertical	Moderada Vibració 1X (direcció de més DOF)
Espectre Radial Horitzontal	Alta Vibració 1X (direcció de menys DOF)
Espectre Radial Axial	Baixa Vibració
Fase V-H	-
Fase RD-RND	-
Fase AD-AND	180º entre elements



Característiques

La direcció de més vibració habitualment és la horitzontal degut a què té menys graus de llibertat (**Degree Of Freedom**), però depèn del muntatge. Apareixen interharmònics i subharmònics quan és severa. La component horitzontal i la vertical no tenen el mateix ordre de magnitud. Corrosió o cargols trencats.

Solució

Revisar components estructurals. Silent – blocks.

Fuetada d'oli

Excesiu joc i baixa càrrega radial

Espectre Radial Vertical 0.38X a 0.48X

Espectre Radial Horitzontal 0.38X a 0.48X

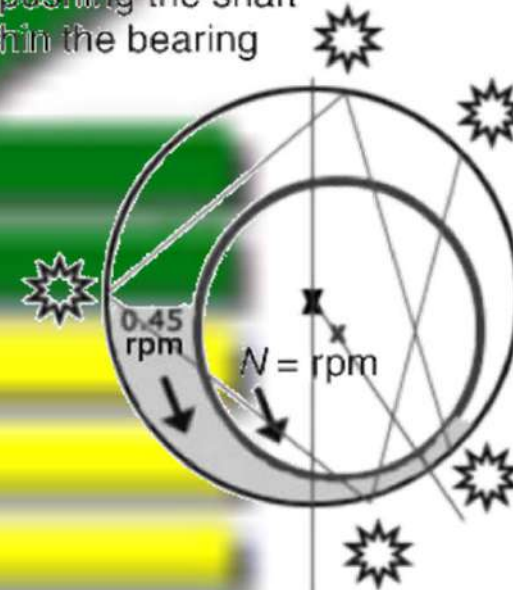
Espectre Radial Axial Baixa Vibració

Fase V-H -

Fase RD-RND -

Fase AD-AND -

Oil pushing the shaft
within the bearing



Oil whirl phenomena

Característiques

Es crea una pel·lícula d'oli que força un gir a menys de 0.5X.

Solució

Revisar i canviar els coixinets.

Anàlisi de Vibracions

Rodaments



Els rodaments “no fallen”, sinò que es “fan fallar”.

$$L_{10} \approx \frac{1}{\Delta RPM} \cdot \left(\frac{1}{\Delta LOAD} \right)^{3,00} \text{ per rodaments de boles}$$

$$L_{10} \approx \frac{1}{\Delta RPM} \cdot \left(\frac{1}{\Delta LOAD} \right)^{3,33} \text{ per rodaments de rodets}$$

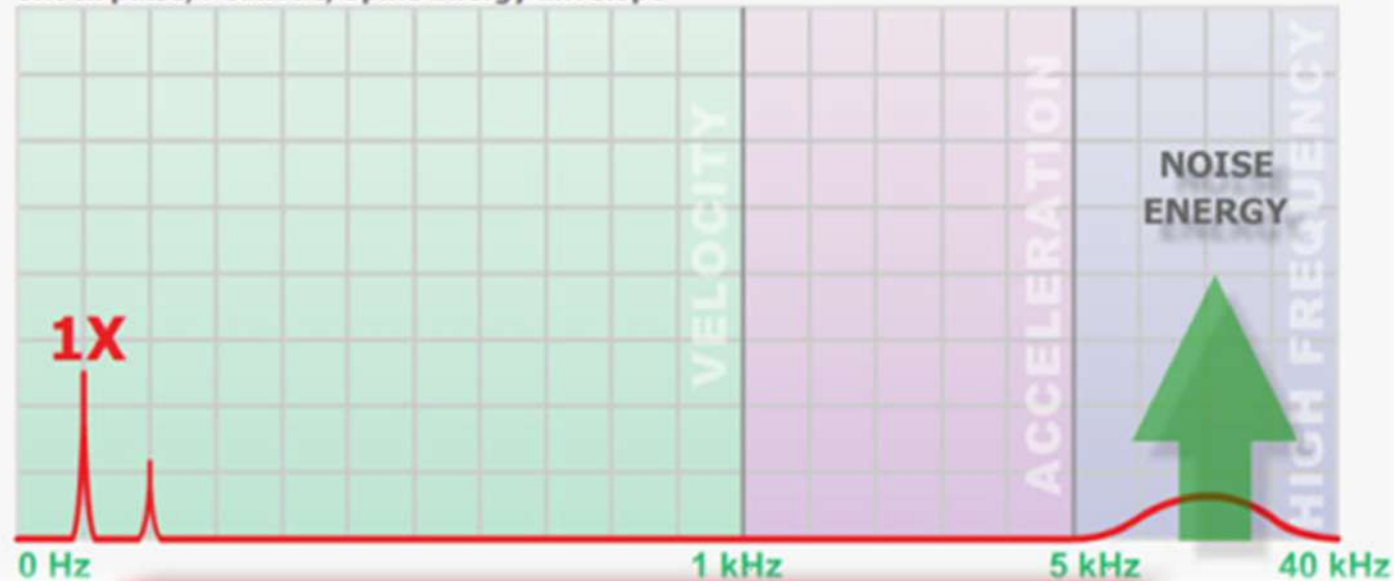
L'efecte dels variadors de freqüència els estressa també, generant diferències de tensió entre la pista interna i l'externa i fent saltar l'arc (figura inferior)



Vida d'un rodament. Etapa 1/4

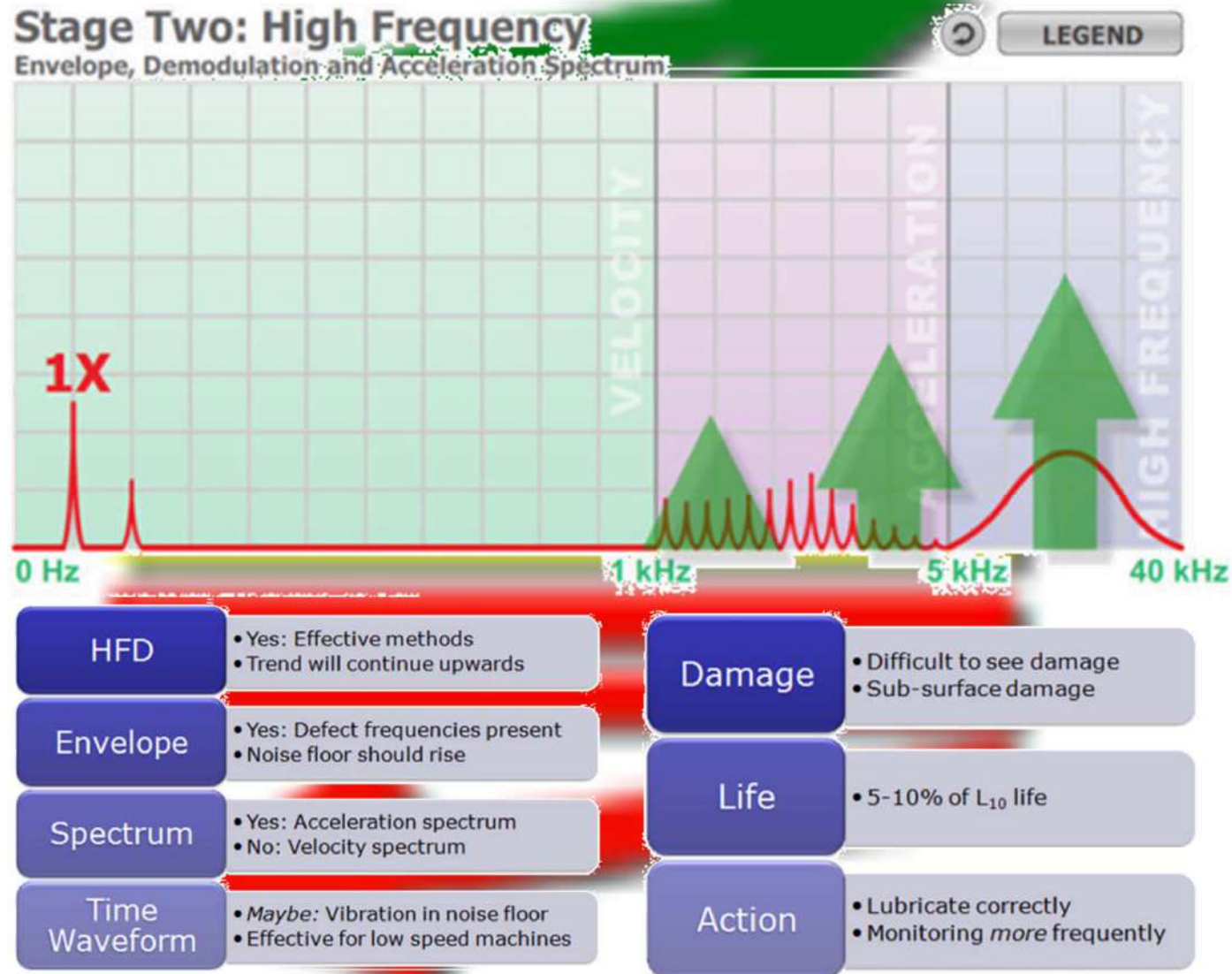
Stage One: VERY HIGH FREQUENCY

Shock pulse, PeakVue, Spike Energy Envelope

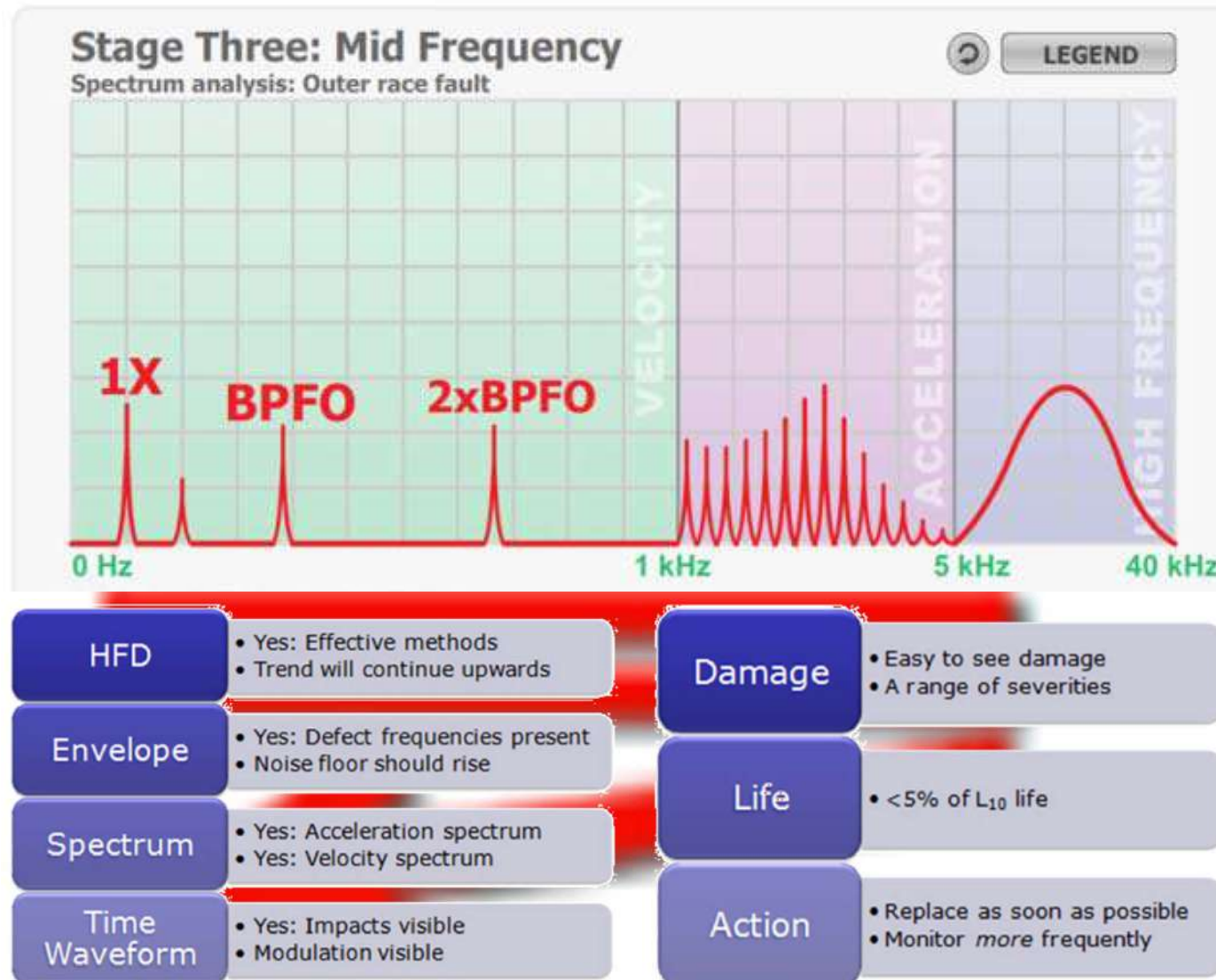


HFD	• Yes: Effective methods • Trend will continue upwards	Damage	• Very difficult to see damage • Sub-surface damage
Envelope	• Earliest signs of faults • Noise floor may rise	Life	• 10-20% of L_{10} life
Spectrum	• Maybe: Acceleration spectrum • Not: Velocity spectrum	Action	• Lubricate correctly • Continue monitoring
Time Waveform	• No: Vibration in noise floor • Effective for low speed machines		

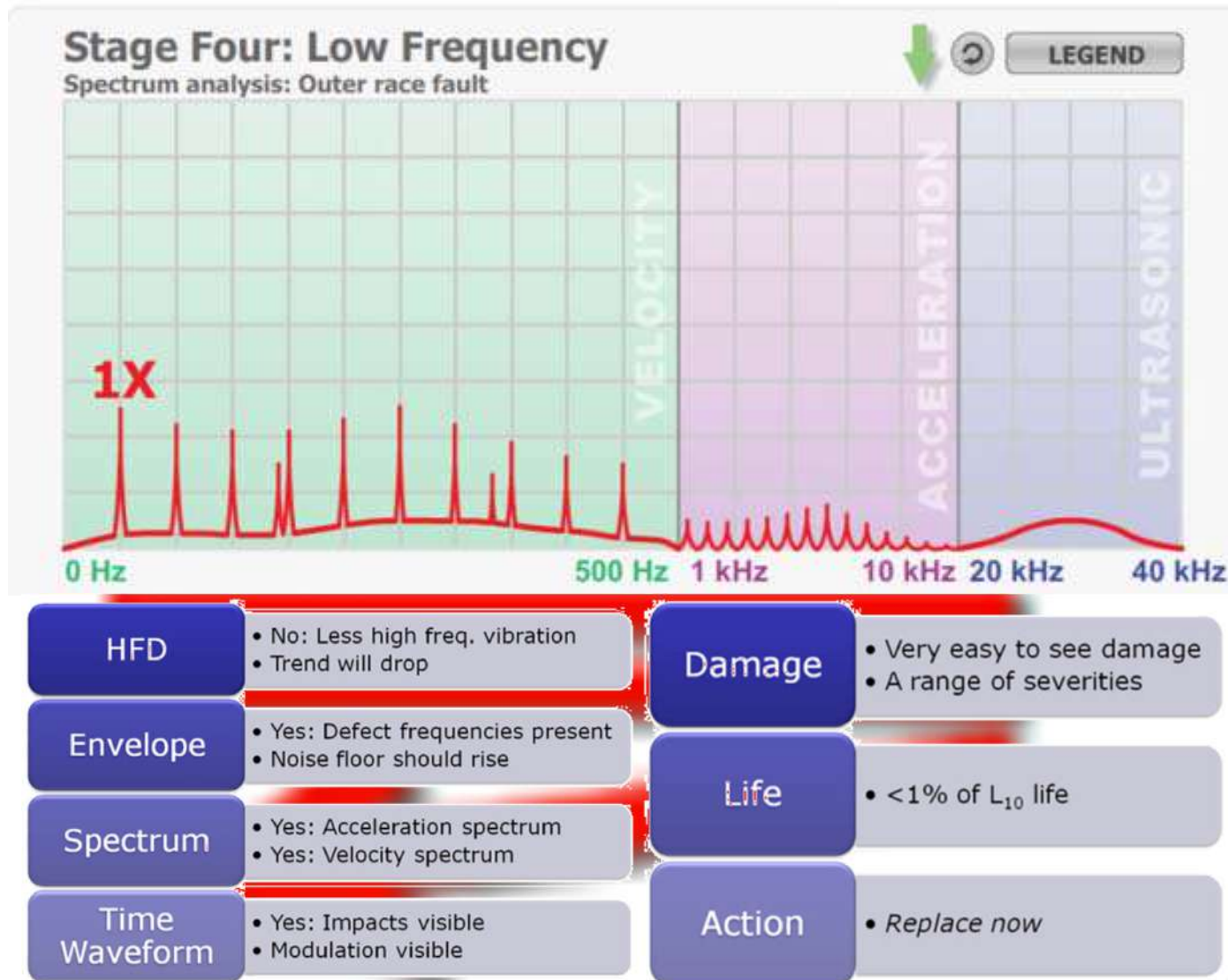
Vida d'un rodament. Etapa 2/4



Vida d'un rodament. Etapa 3/4 (cas pista externa, poden ser BPFI, BSF, FTF, ...)



Vida d'un rodament. Etapa 4/4

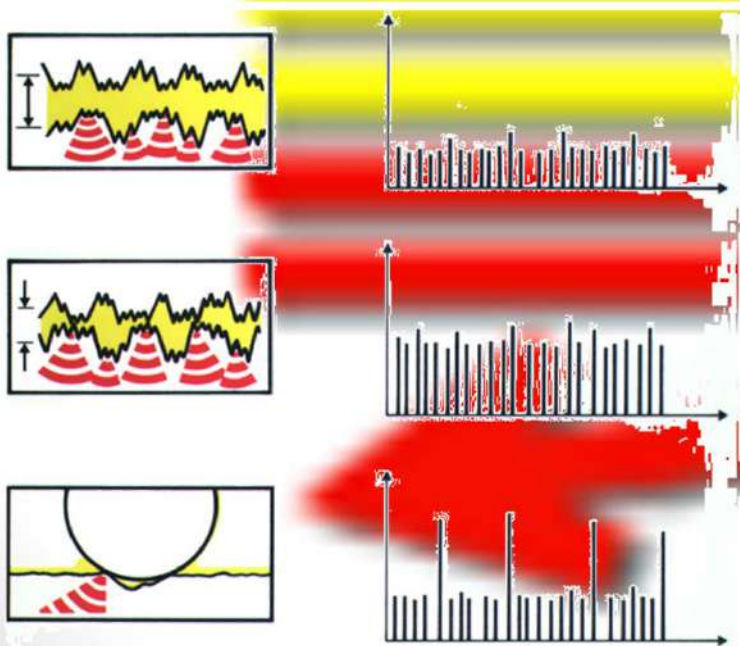


Els valors de SPM son valors globals d'acceleració a molta alta freqüència (zona de ressonància del sensor) en format de decibels (dB)

- dBc Valor de pis (carpet és catifa en anglès)
- dBm Valor de pic (màxim)

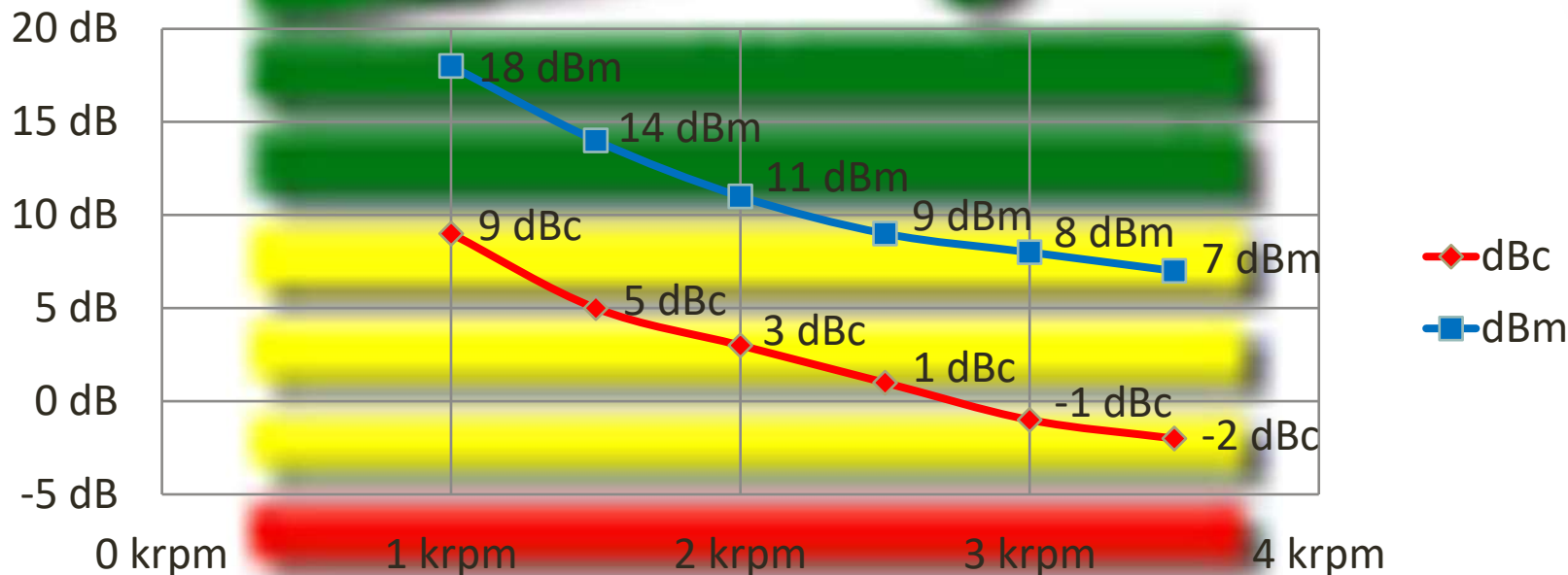
Les mesures a la zona de càrrega (al costat horitzontal és correcte) i en els rodaments de contacte angular en axial és una bona opció.

Es centre en la interferència entre l'element rodant i la pista externa.



S'han fet proves (banc proves servos) Variant la **velocitat** de consigna i mantenint constant el valor del diàmetre intern del rodament (s'ha fet l'oposat també)

SPM (3000rpm 60mm)



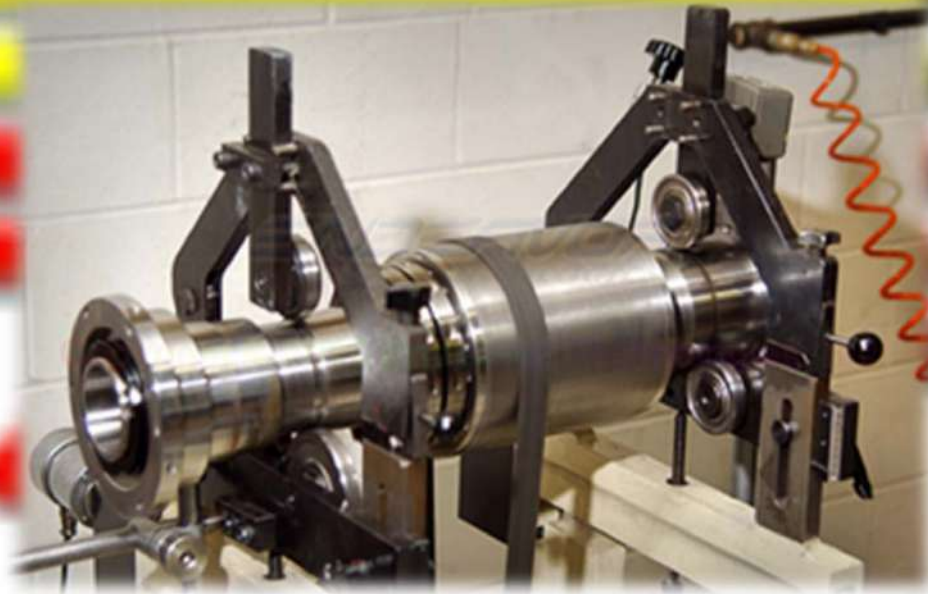
Formes de correcció si les dades s'han pres malament o bé si ens hem equivocat amb el tipus de rodament (dBia correspon al valor de normalització que ens dona l'aparell):

$$dB_{C1} + dB_{ia1} = dB_{C2} + dB_{ia2}$$

$$dB_{M1} + dB_{ia1} = dB_{M2} + dB_{ia2}$$

Anàlisi de Vibracions

Equilibrat



Els equilibrats avui en dia es fan mitjançant aparells amb un firmware i un assistent que et va guiant, així mateix, és correcte entendre com operen.

Els equilibrats poden ser de molts tipus:

- Equilibrat en 1 pla
- Equilibrat en 2 plans
- Equilibrat multipla
- Equilibrat sense fase (mètode de les quatre carreres)
- ...

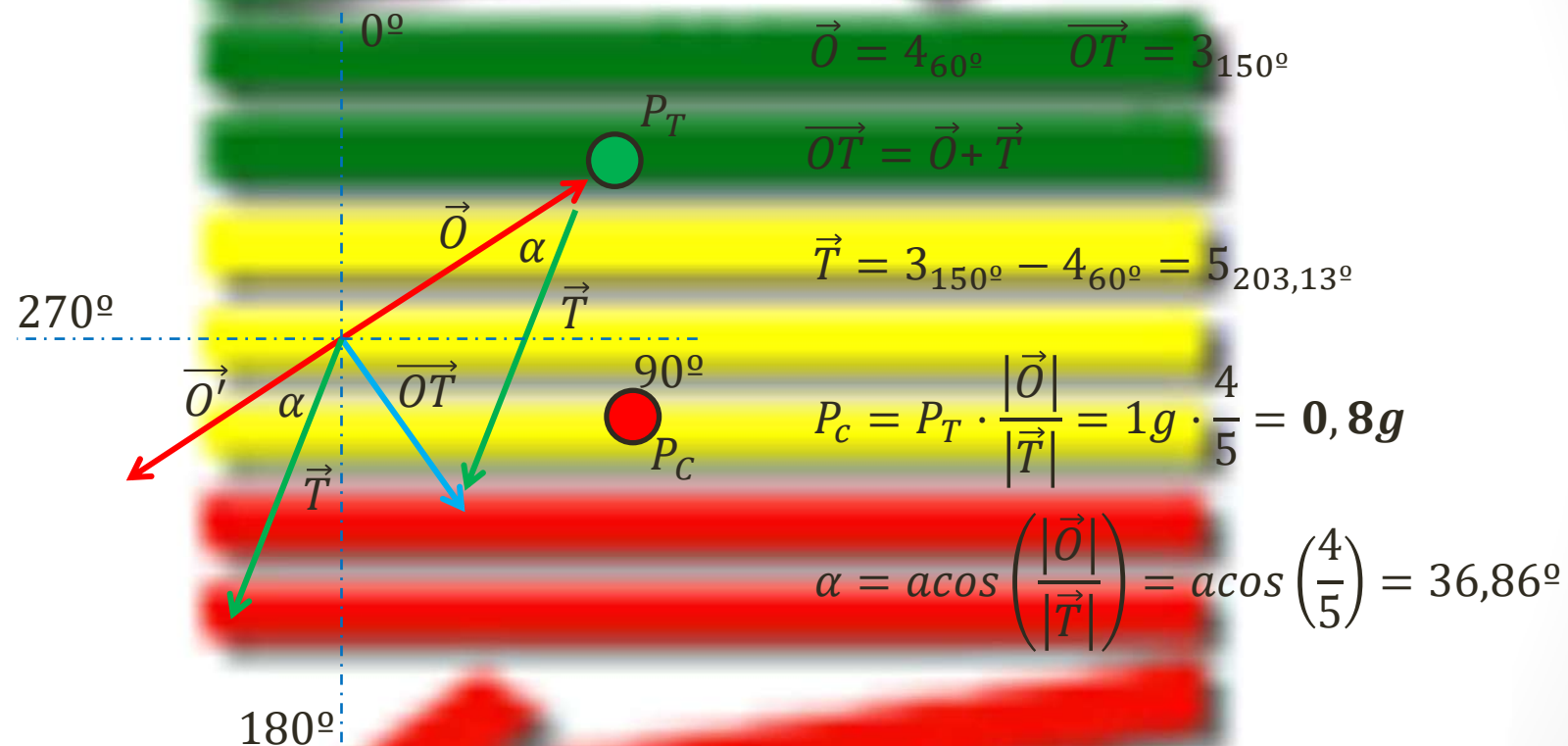
Els pesos de prova es posen segons una aproximació força bona.

$$F = 0,01 \cdot W_T \cdot R \cdot \left(\frac{RPM}{1000}\right)^2$$

F	10% de la massa del rotor a equilibrar en [kg]
W_T	Pes de prova en [g]
R	Radi on es posa el pes de prova en [cm]
RPM	Velocitat de la màquina en [rpm]

Cas equilibrat teòric en 1 pla (amb fase)

Equilibrat en un pla, original run 4mm/s d'amplitud i una fase de 60°. Es posa un pes de prova 1g a 60° i s'obté 3mm/s a 150°. Solució? (Equilibrat en 1 pla)

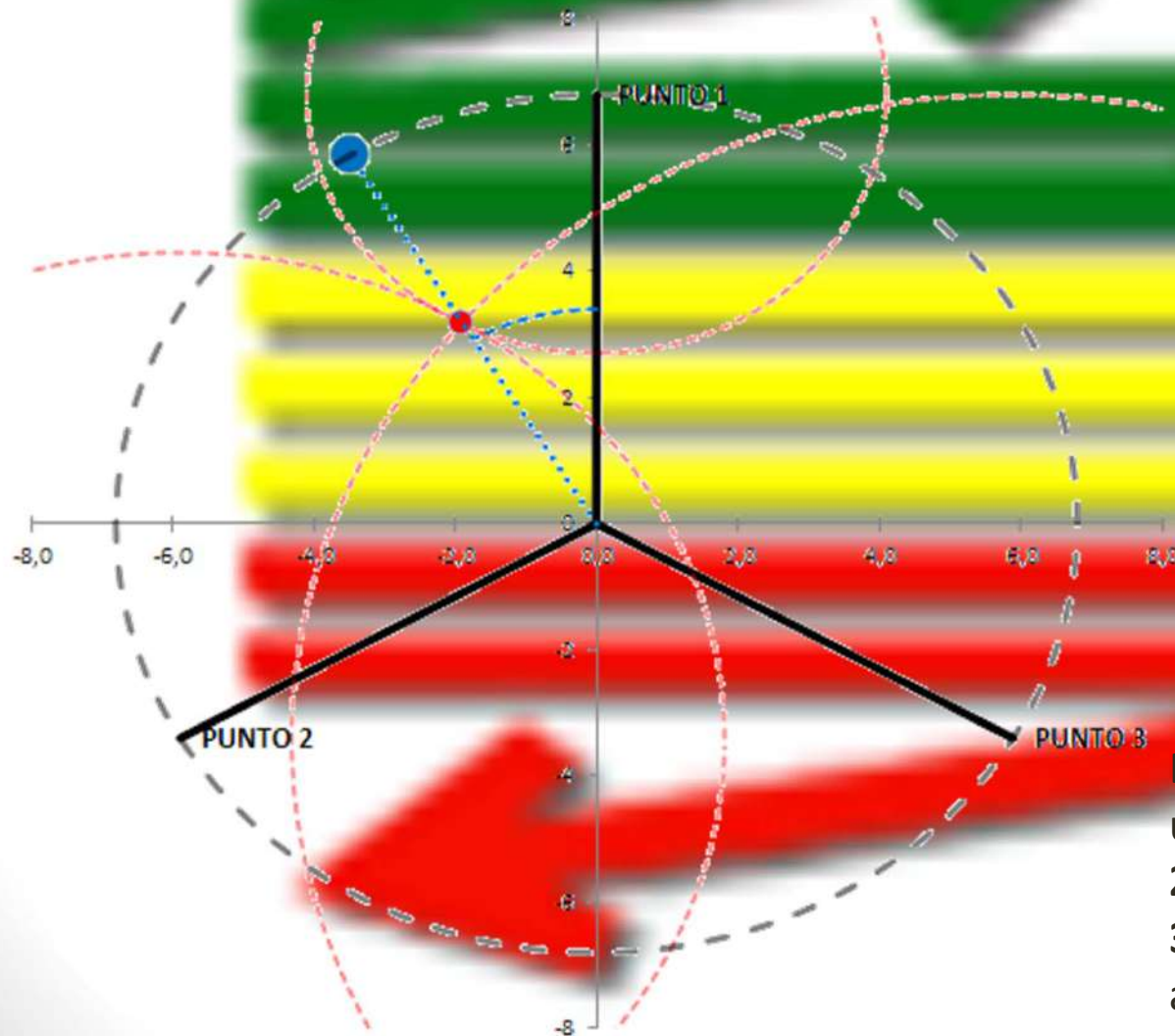


Per tant, si originalment el pes de prova està a 60° i s'ha de moure +36,86°, la solució serà posar un pes de correcció a 60° + 36,86° = 96,86°

Solució 0,8g a 96,86°

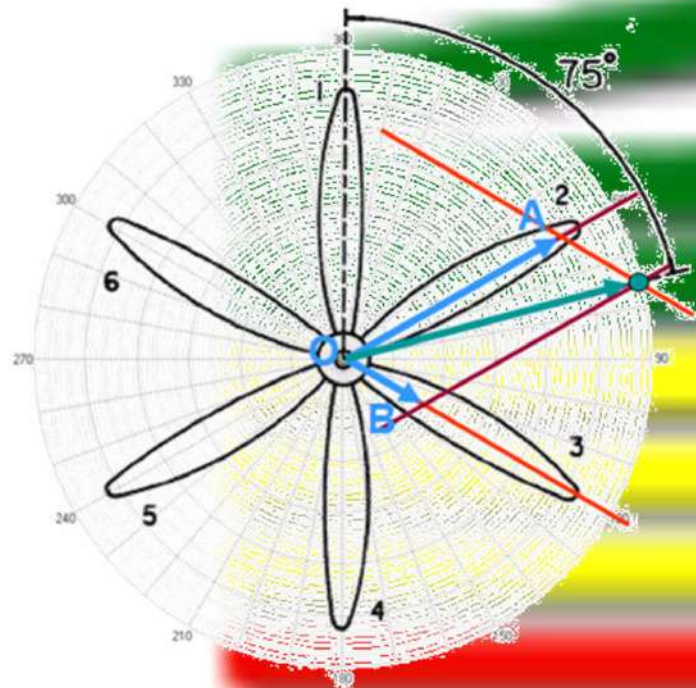
Cas equilibrat teòric en 1 pla (sense fase)

S'utilitza el mètode de les 4 carreres. La vibració en el rodament més proper a un ventilador en voladís és 6,8mm/s. La massa de prova correspon a 12,3g.



El resultat indica posar un pes de correcció de **22,6g** a un angle de **30,8°** des de la vertical ascendent en CCW.

Separació de pesos a llocs inaccessibles. Aplicar trigonometria i àlgebra lineal



Es necessita posar un pes de correcció de 10,0g al punt indicat (75° en CW respecte la vertical).

$$\vec{O'} = \vec{A} + \vec{B}$$

El ventilador té 6 pales, separades entre elles 60°, per tant, la pala (2) està a 60° i la pala (3) està a 120°.

$$10_{75^\circ} = A_{60^\circ} + B_{120^\circ}$$

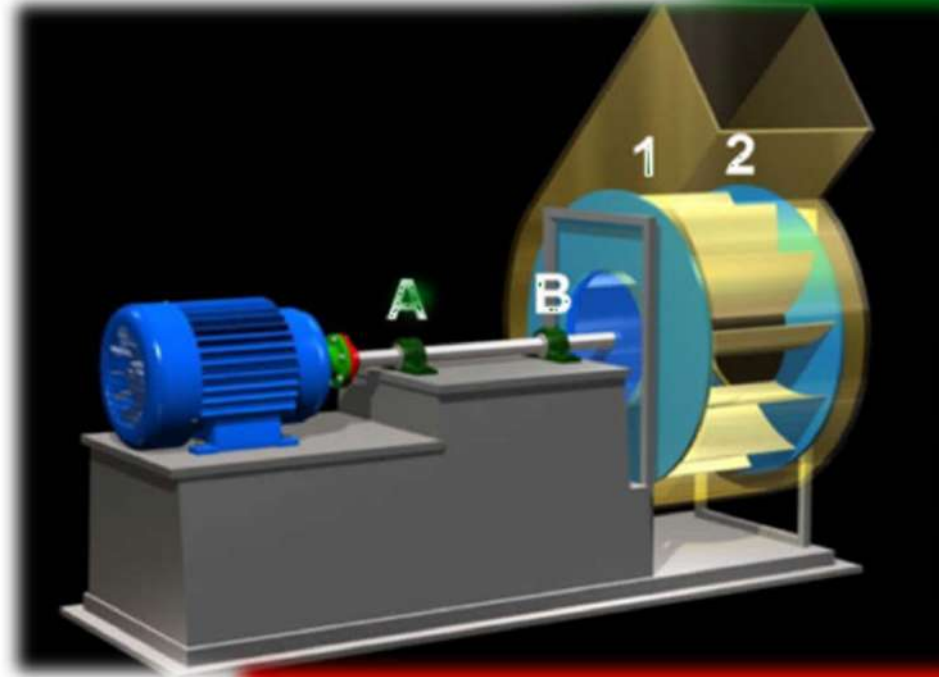
$$10 \cdot \cos(75^\circ) = A \cdot \cos(60^\circ) + B \cdot \cos(120^\circ)$$

$$10 \cdot \sin(75^\circ) = A \cdot \sin(60^\circ) + B \cdot \sin(120^\circ)$$

$$A = 8,16g \text{ a } 60^\circ \text{ (pala 2)}$$

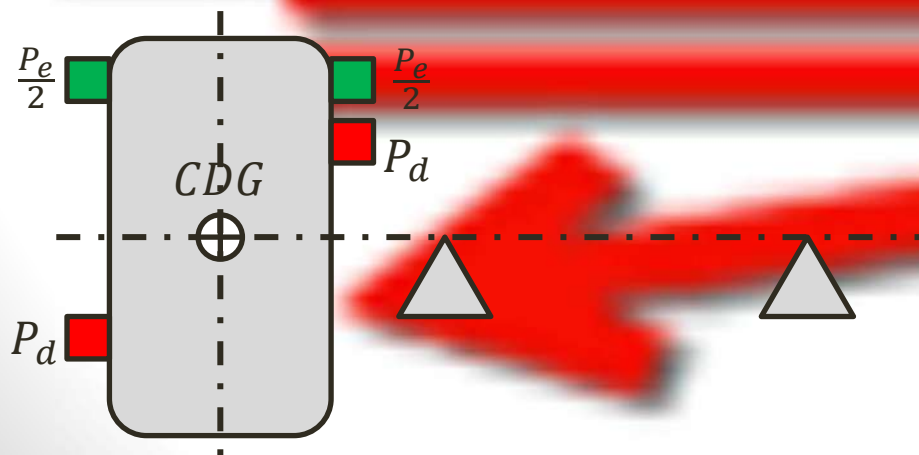
$$B = 2,99g \text{ a } 120^\circ \text{ (pala 3)}$$

Equilibrat de màquines en voladís.



Pas 1. Equilibrar mesurant en B i corregint en 1. Si es pugués actuar sobre el pla del CDG, seria ideal, però s'ha de repartir la massa de correcció proporcionalment amb la distància entre el pla 1 i 2. Això introdueix un desequilibri parell.

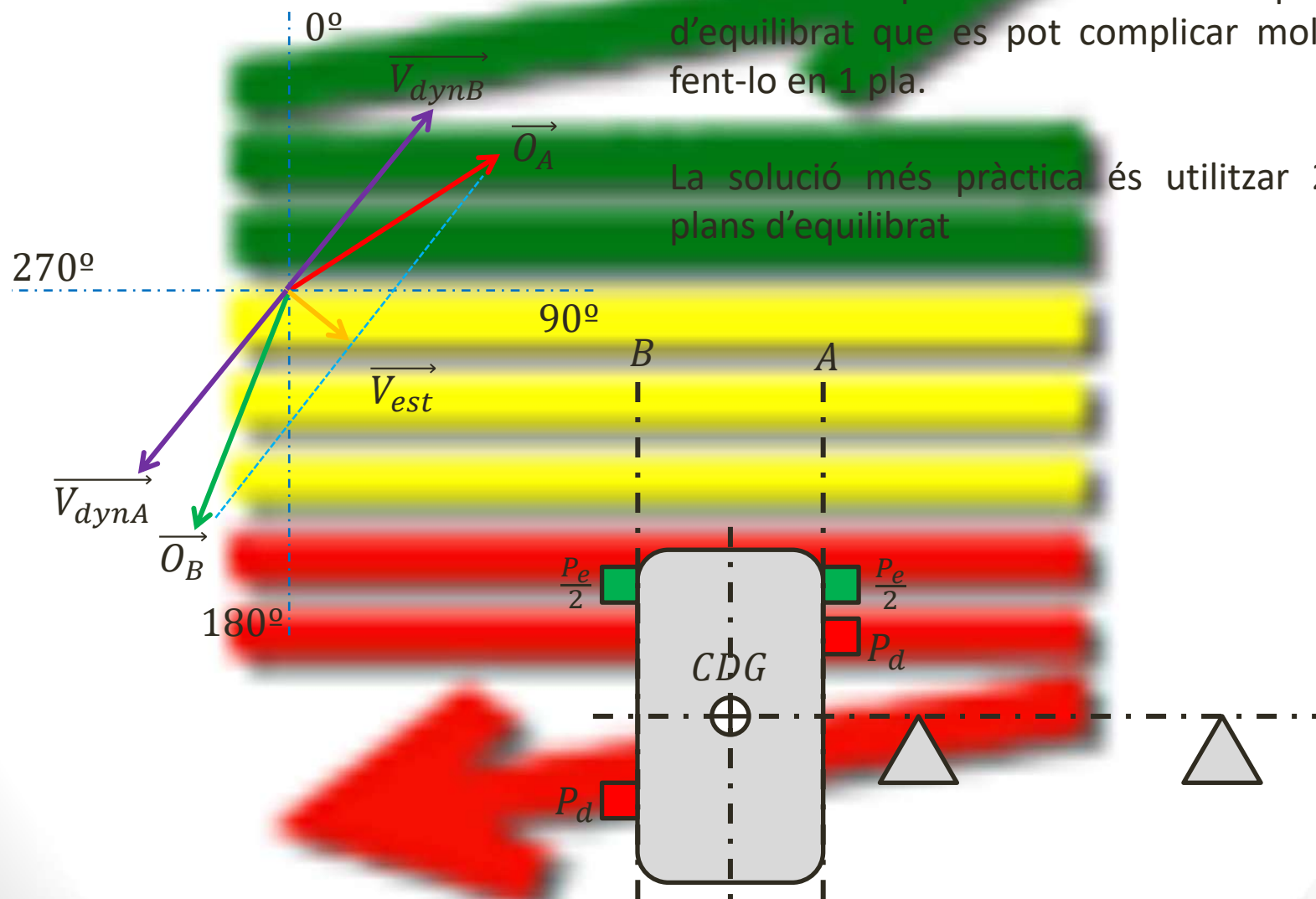
Pas 2. Equilibrar el parell de forces en A, tenint en compte que s'est'a equilibrant un parell de forces i per tant, el pes s'ha de posar en 2 i el mateix i a 180° en el pla 1.



Equilibrat de màquines en voladís.

S'ha de tractar per separat la part estàtica de la part dinàmica. És un tipus d'equilibrat que es pot complicar molt fent-lo en 1 pla.

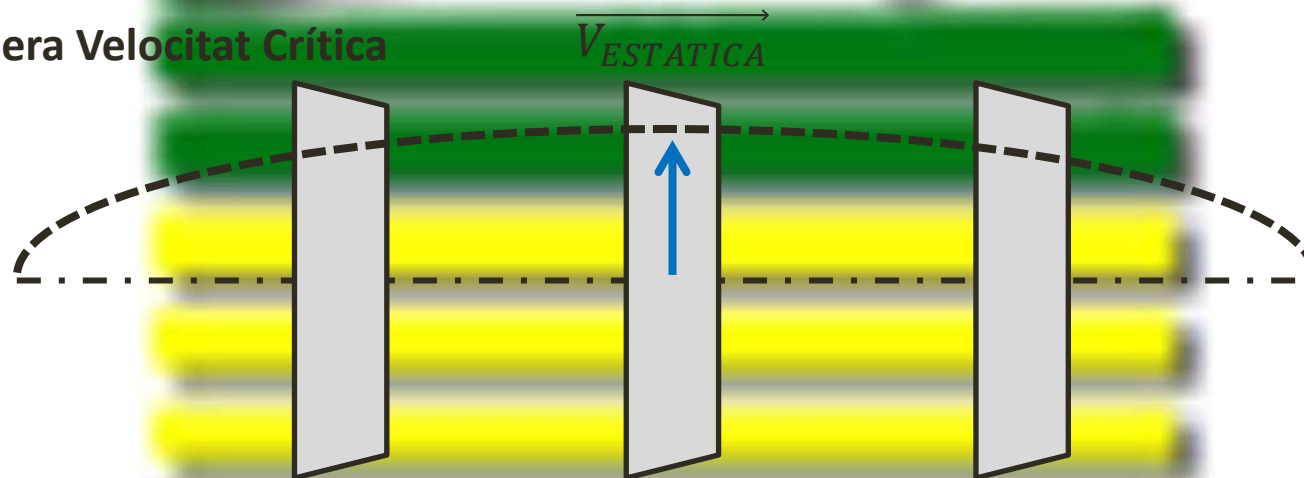
La solució més pràctica és utilitzar 2 plans d'equilibrat



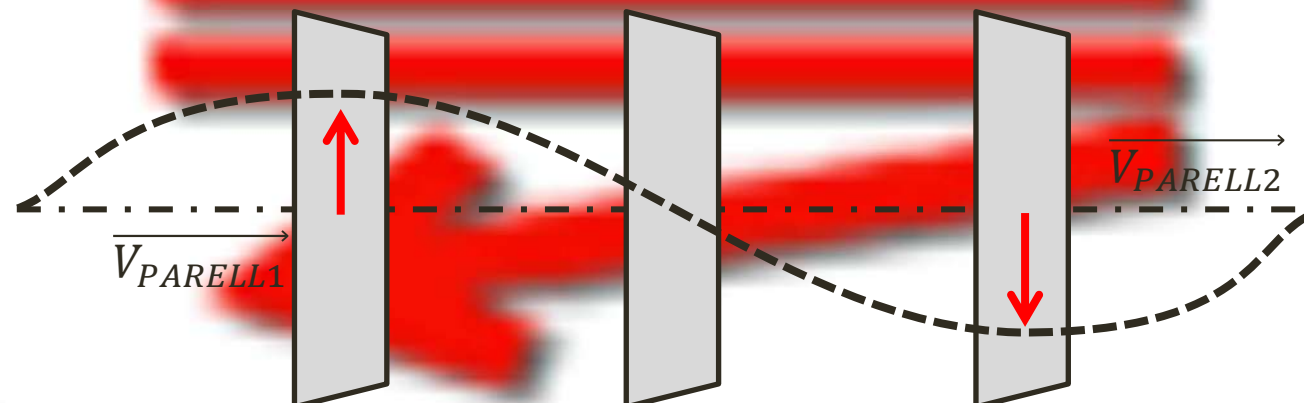
Equilibrat de màquines amb rotors flexibles

Els rotors flexibles presenten un o més modes de flexió, pel què s'ha de tenir en compte com es comporta cada mode de vibració per poder equilibrar degudament. S'utilitza l'equilibrat a multipla o a multivelocitat, equilibrat modal.

Primera Velocitat Crítica

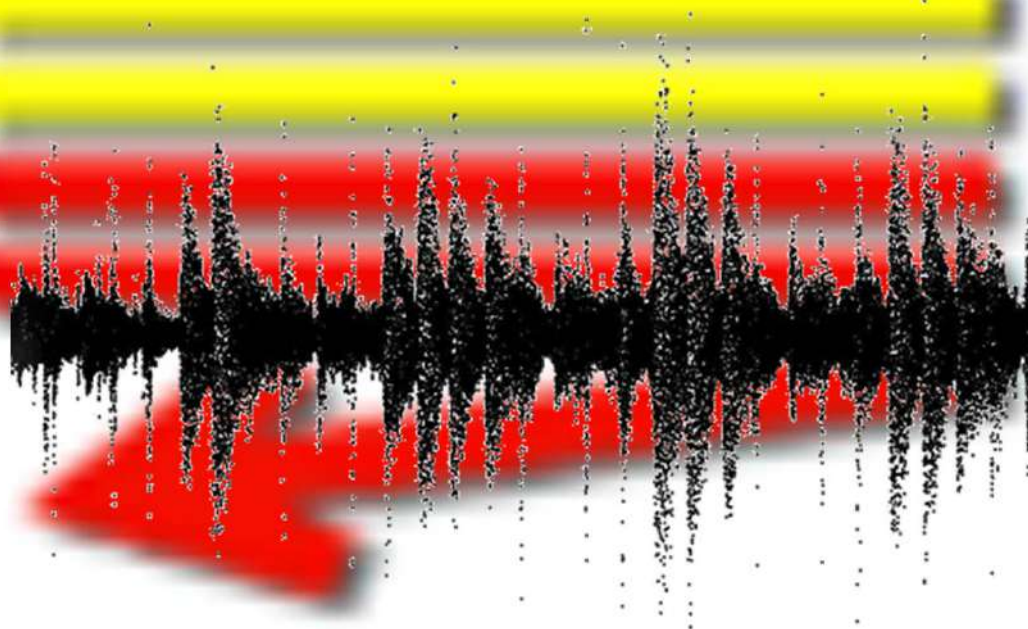


Segona Velocitat Crítica



Anàlisi de Vibracions

Diagnòstic de Forma d'Ona



La forma d'ona en ocasions dóna més informació que l'espectre, com per exemple:

- Impactes de Rodaments
- Mal estat de corretjes
- Dents de pinyons o corones en mal estat

A la forma d'ona hi ha tota la informació de la vibració:

- Amplitud
- Temps (freqüència)
- Fase

Corretja en mal estat. L'espectre no dona informació suficient. La forma d'ona s'aprecien els impactes, de baixa energia però d'alta amplitud.

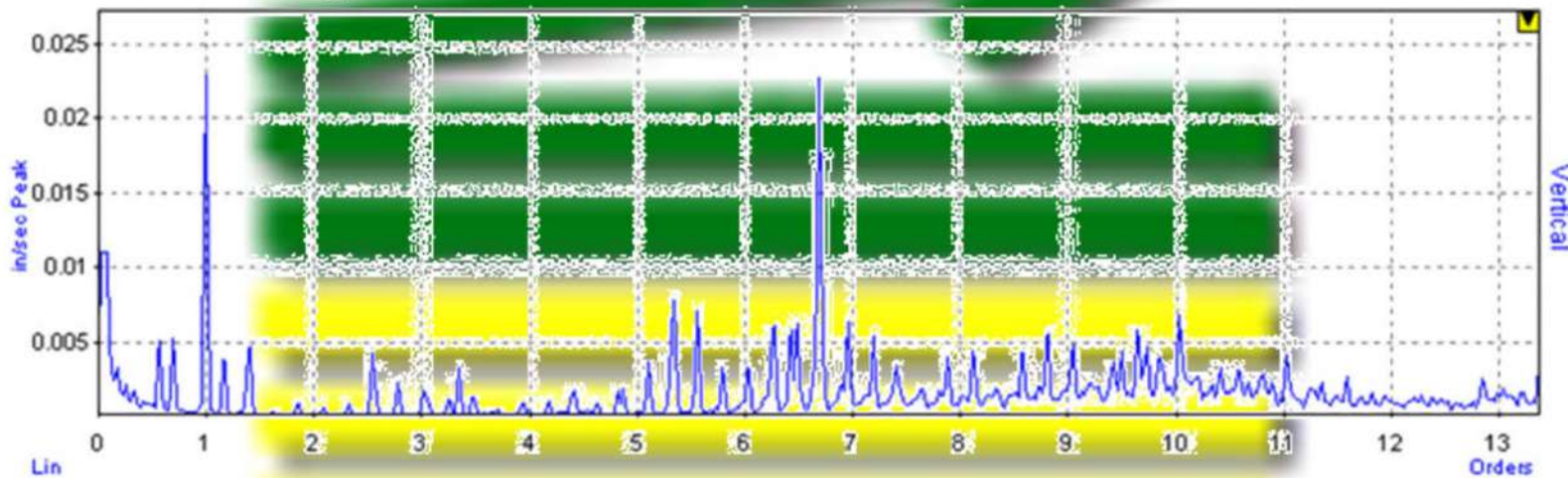
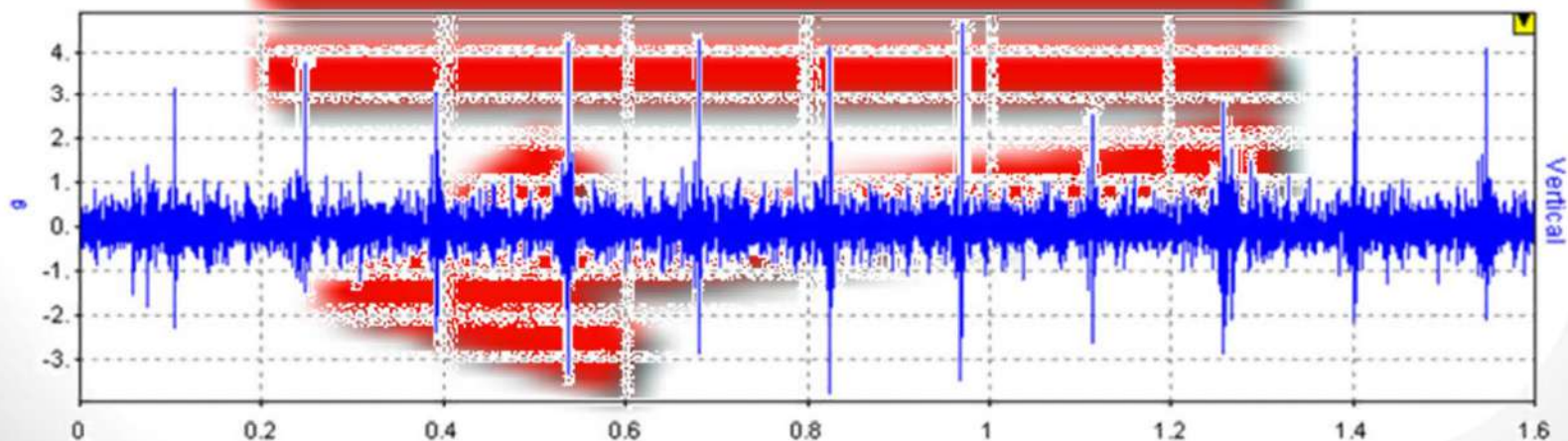
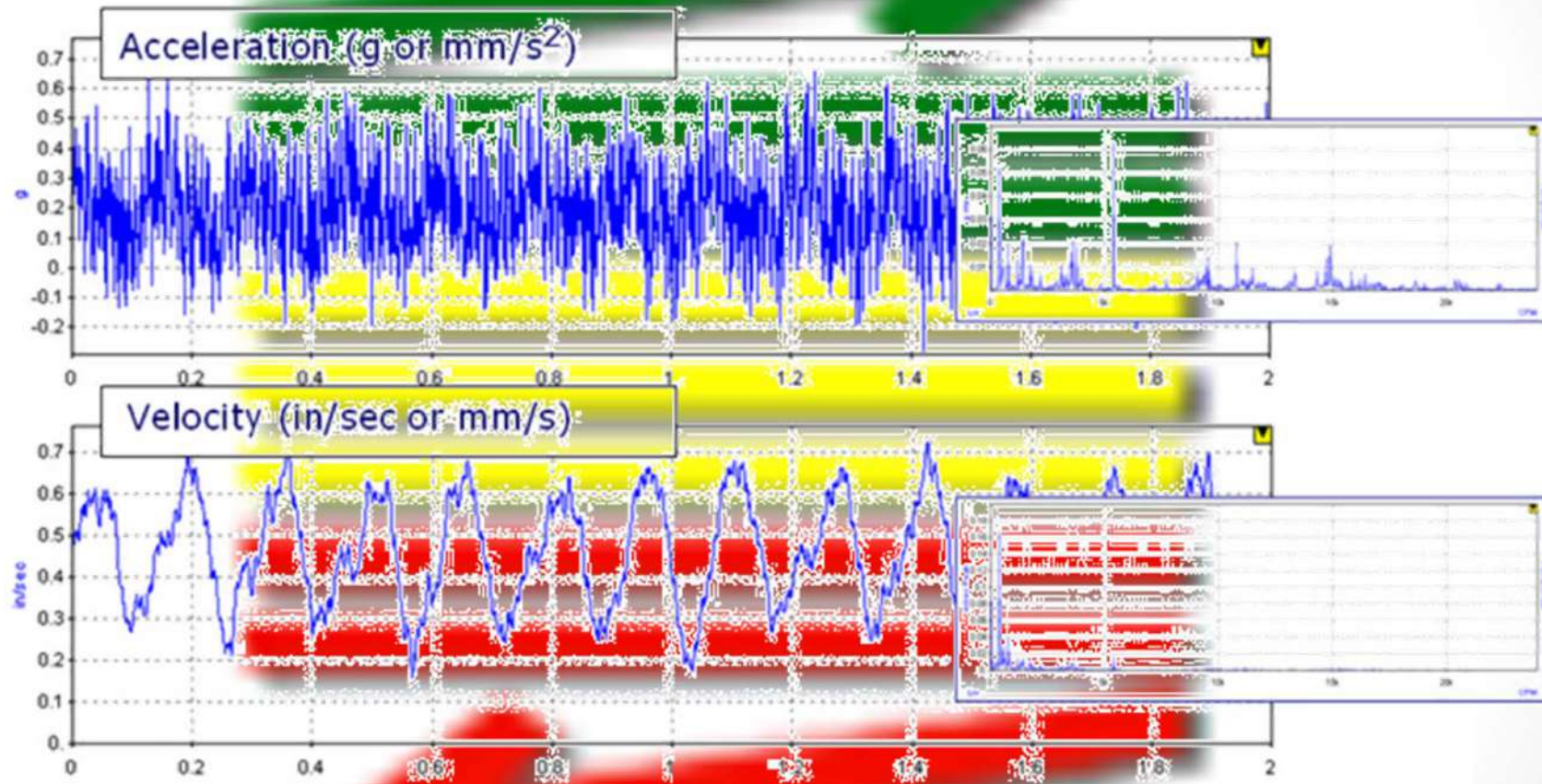


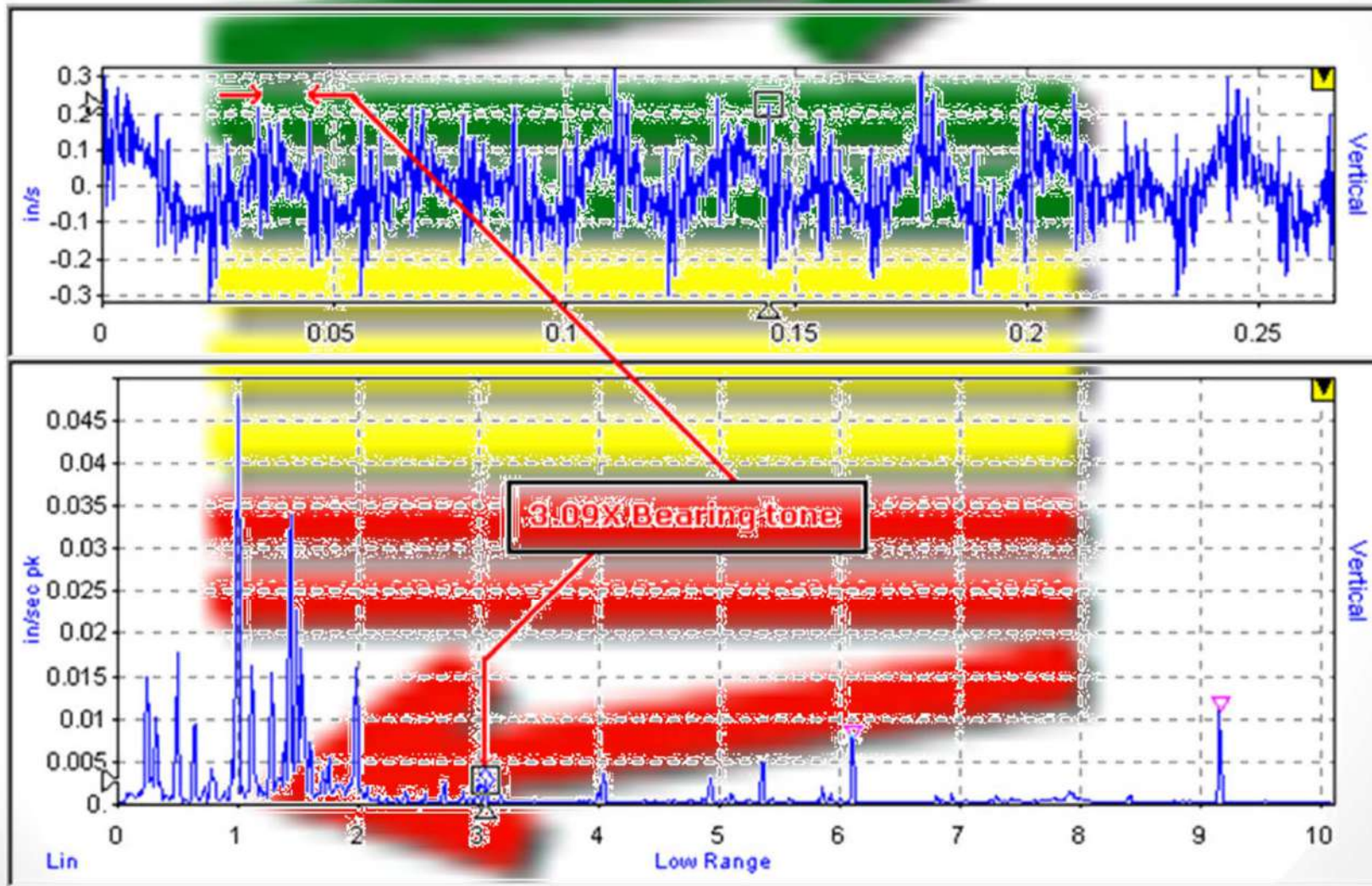
Figure 3-4



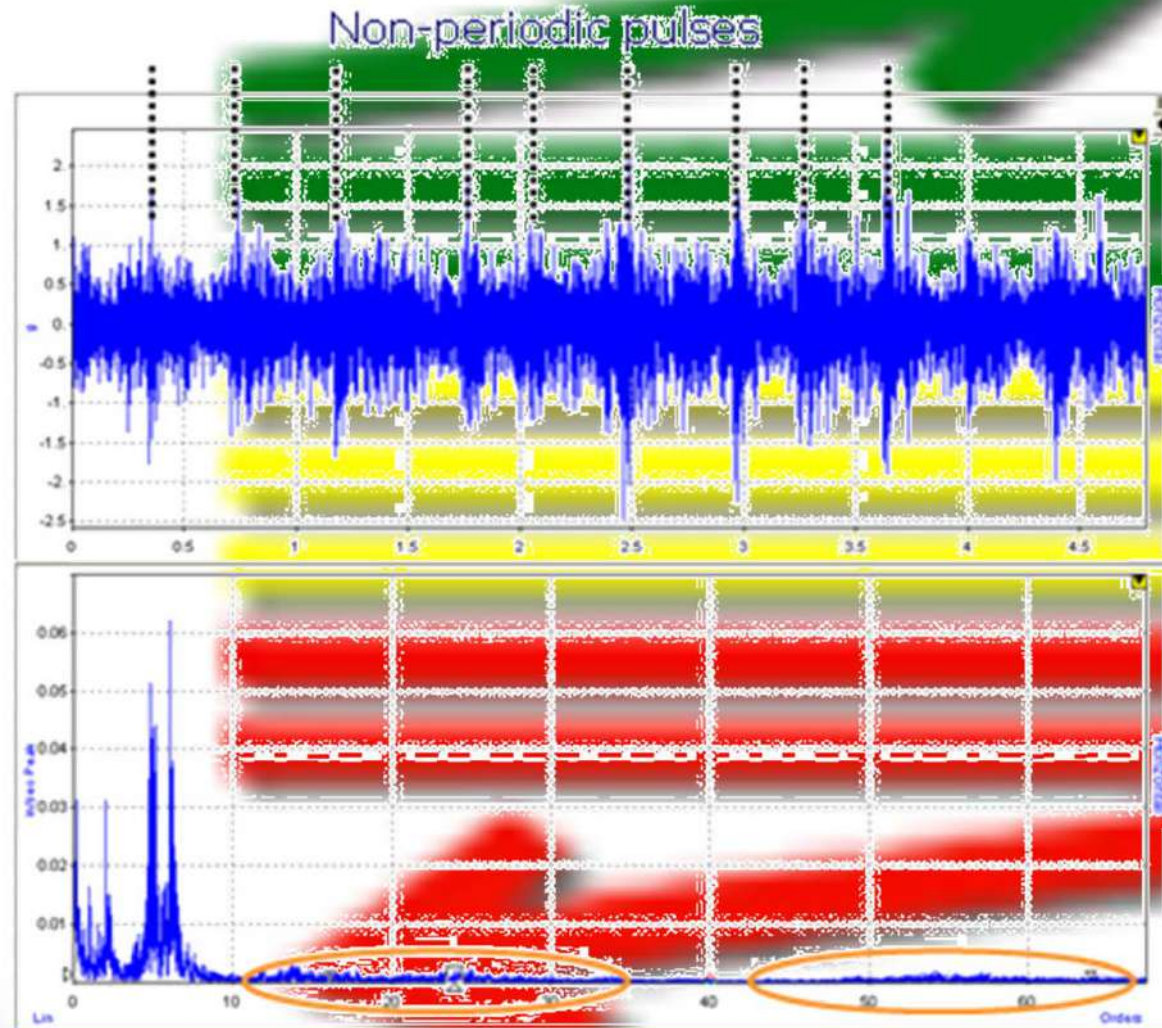
Les unitats són importants, tenint en compte que per transitoris o impactes el millor és acceleració, degut a la retenció de tota la informació en alta freqüència.



Els impactes dels rodaments es poden apreciar i categoritzar millor amb la forma d'ona que amb l'espectre, segons el cas.



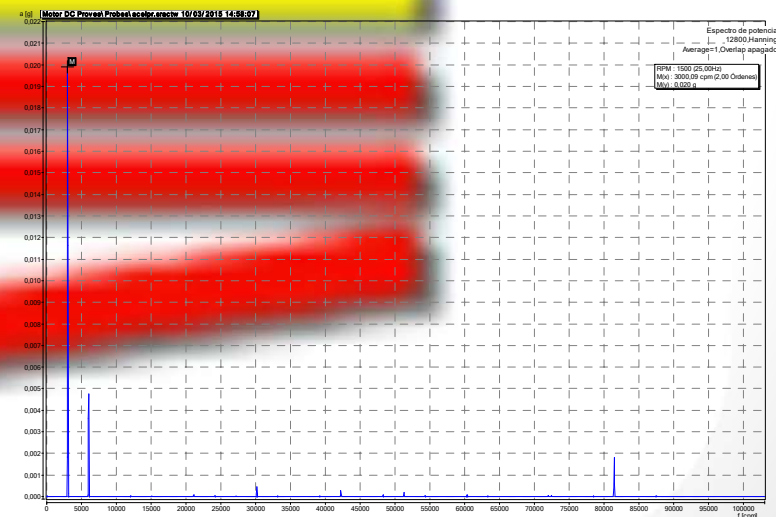
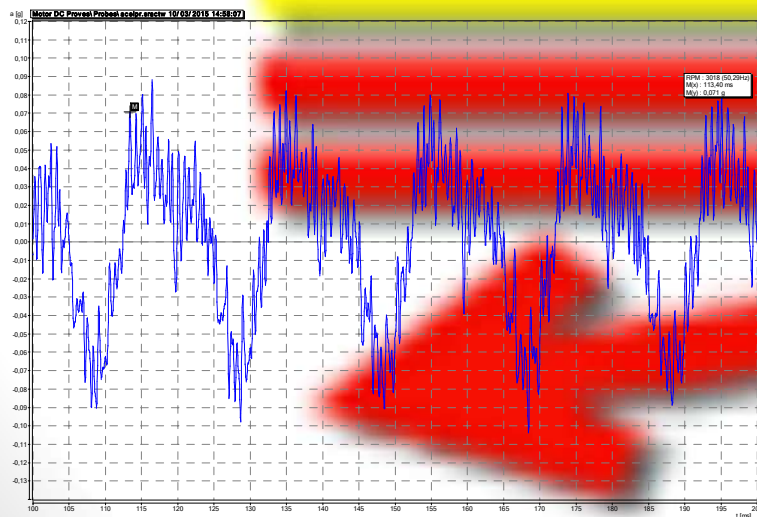
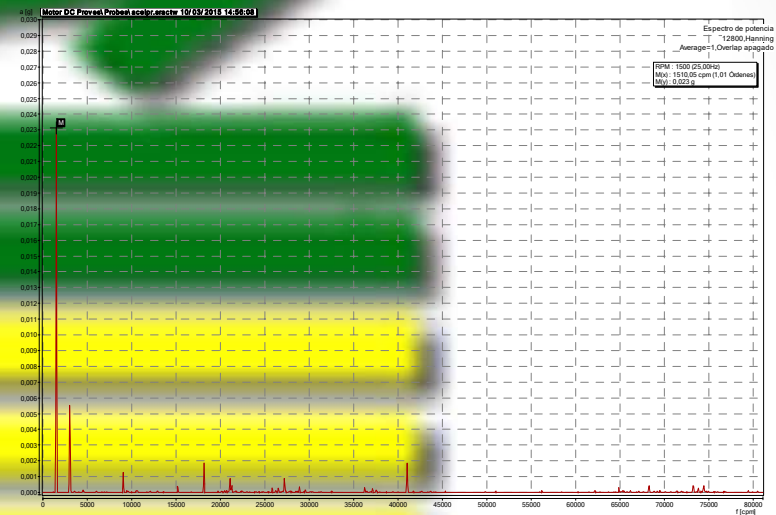
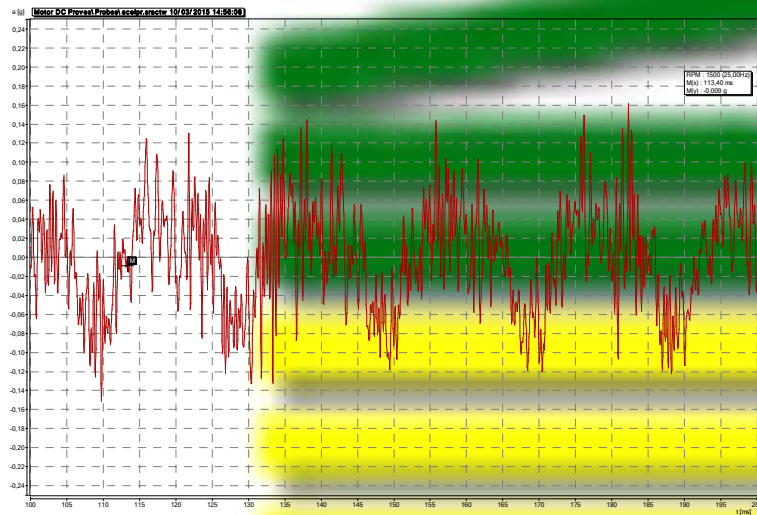
La cavitació d'una bomba s'aprecia principalment a la forma d'ona



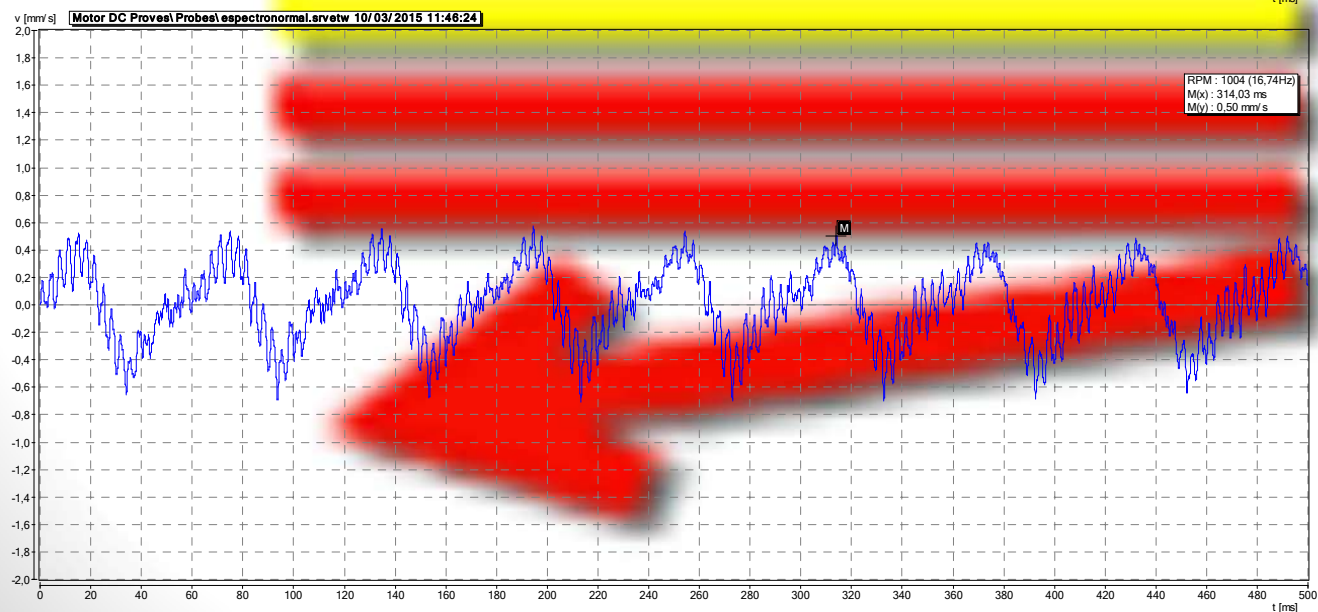
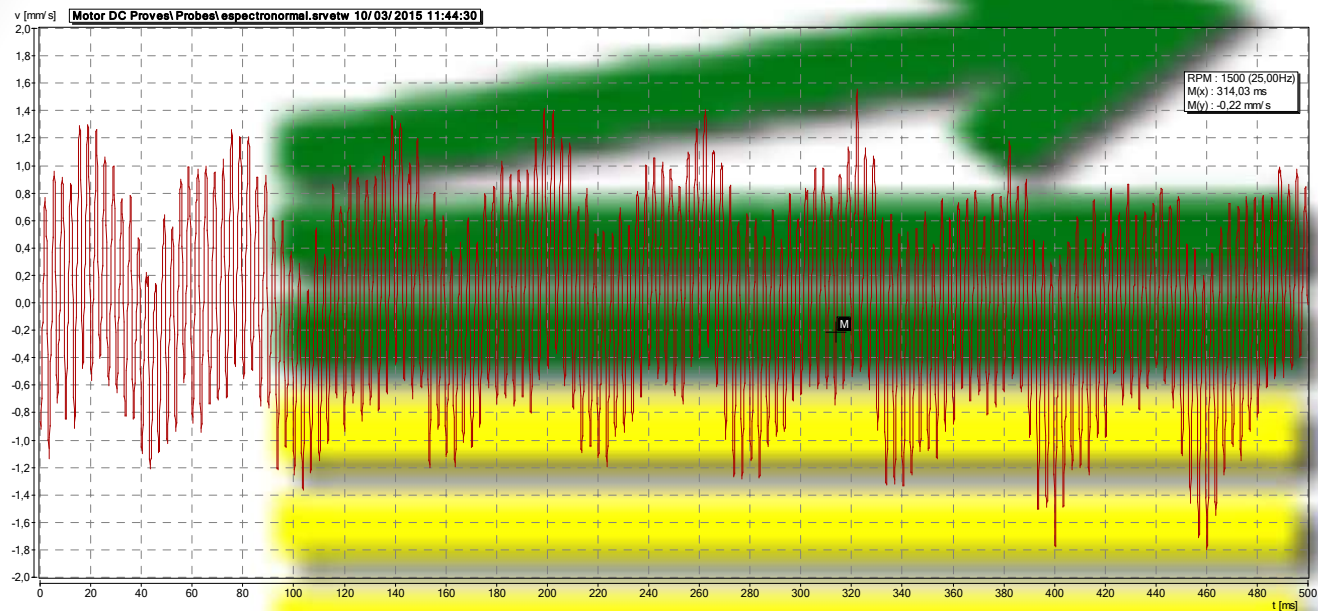
$f_{max} = 1500 \text{ Hz (90000 CPM)}$

Anàlisi de Vibracions. Forma d'Ona

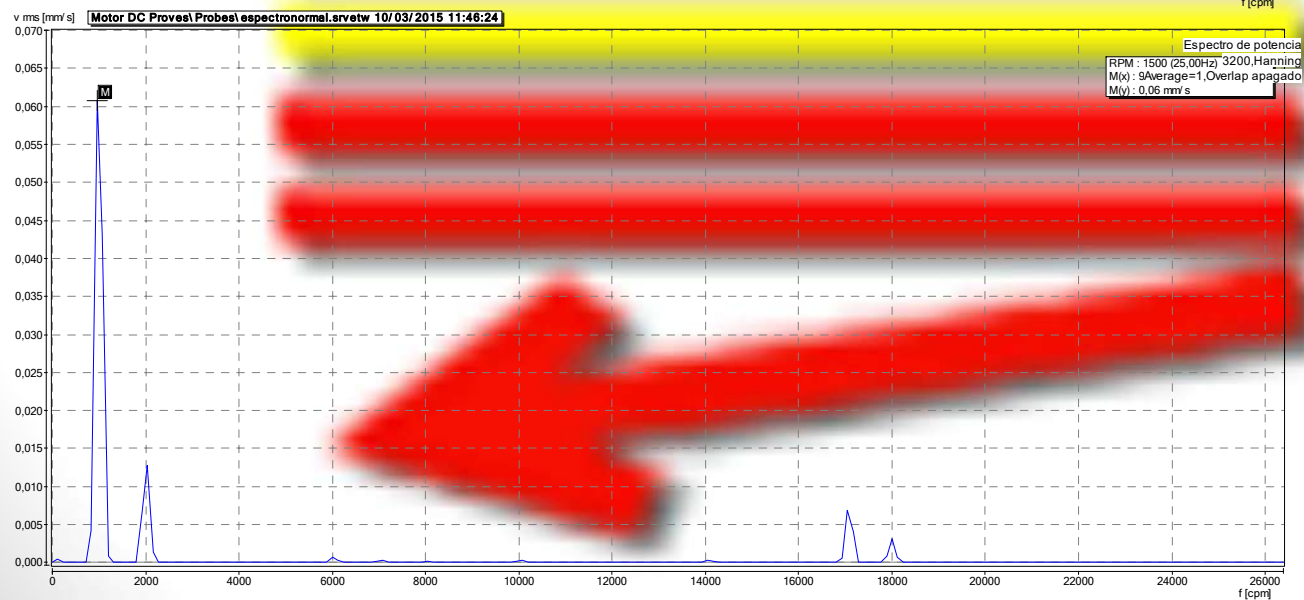
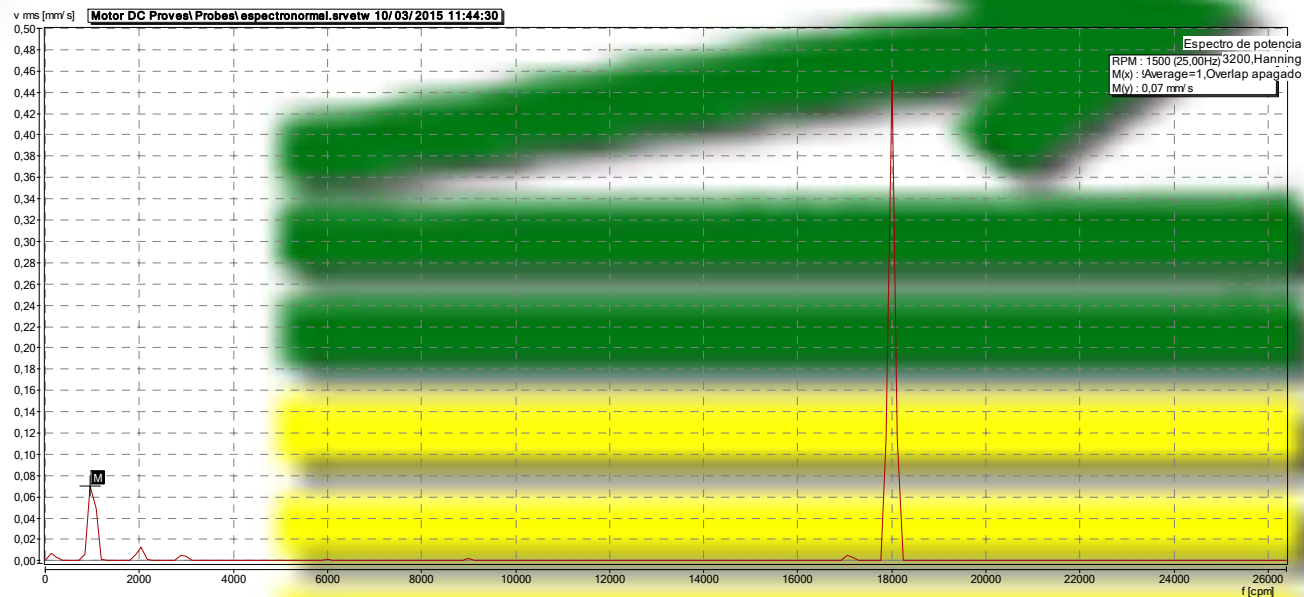
El promitjat síncron es fa servir a la forma d'ona, per poder “filtrar” tot allò que no sigui múltiple enter de la senyal de trigger (tacòmetre).



L'efecte és diferent en velocitat o en acceleració.



L'efecte és diferent en velocitat o en acceleració. Els espectres son promitjats.



Anàlisi de Vibracions

Diagnòstic de Reductors

Les principals freqüències característiques dels reductors son:

- GMF Gear Mesh Frequency (Freqüència d'engranament)
- GNF Gear Natural Frequency (Freqüència natural de l'engranatge)
- HTF Hunting Tooth Frequency (Freqüència de retrobada de dents)
- Ghost Freqüències Fantasma (irregularitats, rebabtes)

Les fórmules son les següents:

$$GMF = n_1 \cdot T_1 = n_2 \cdot T_2$$

$$HTF = n_1 \cdot \frac{N_a}{T_1 \cdot T_2}$$

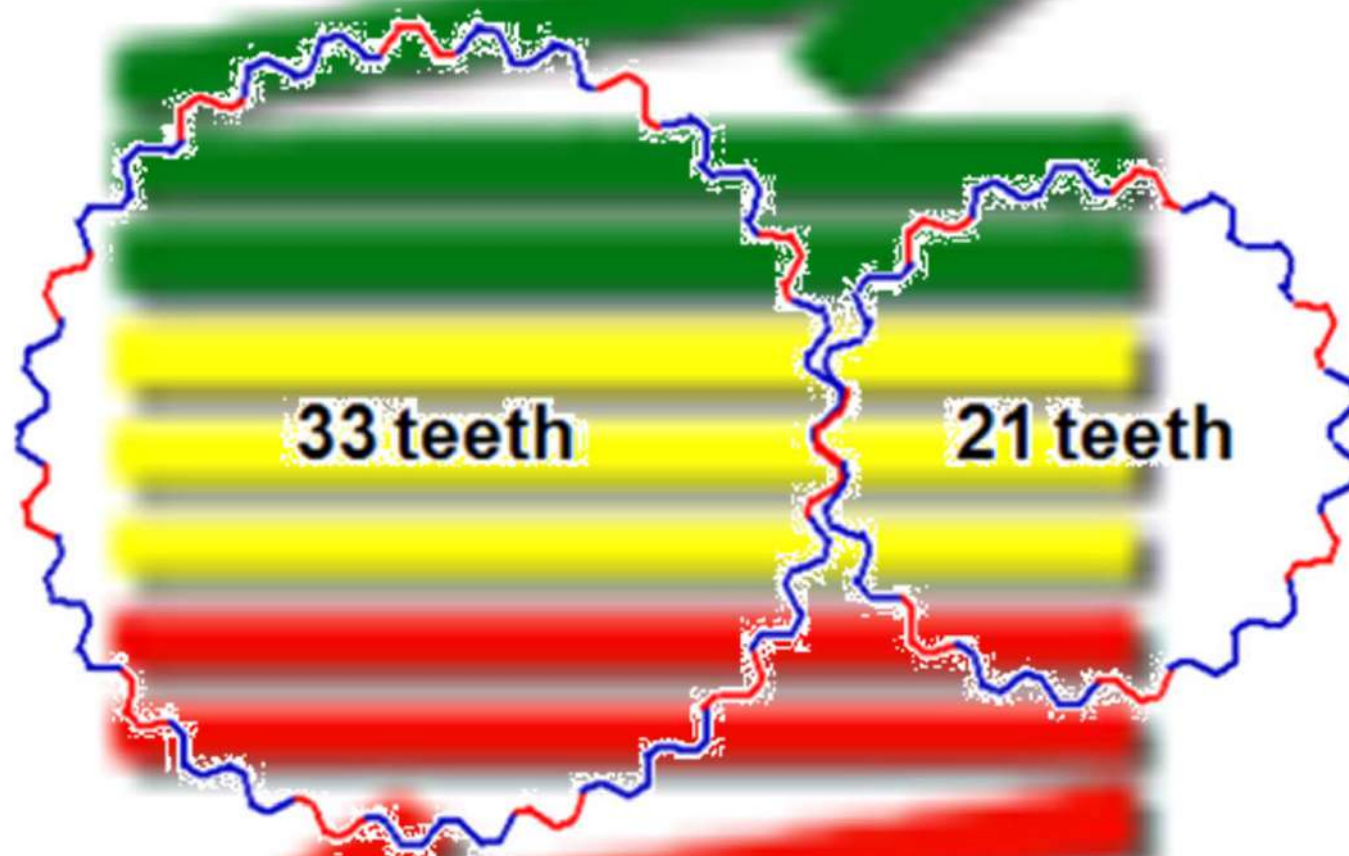
El valor N_a correspon als factors comuns entre les dues dents. Per exemple, un pinyó de 21 dents i una roda de 45 dents.

$$21 = 1 \cdot 3 \cdot 7 \quad 45 = 1 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 5 \quad N_a = 1 \cdot 3 = 3$$

Per anar bé, la HTF ha de ser quant més baixa millor, i els dents han de ser si es posible números primers entre si (poden no ser números primers absoluts). Per exemple, dos engranatges de 21 dents i 110 dents

$$21 = 1 \cdot 3 \cdot 7 \quad 110 = 1 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 11 \quad N_a = 1$$

El número N_a representa cada quants dents quedarà un de marcat si hi ha un sol dent amb una marca.

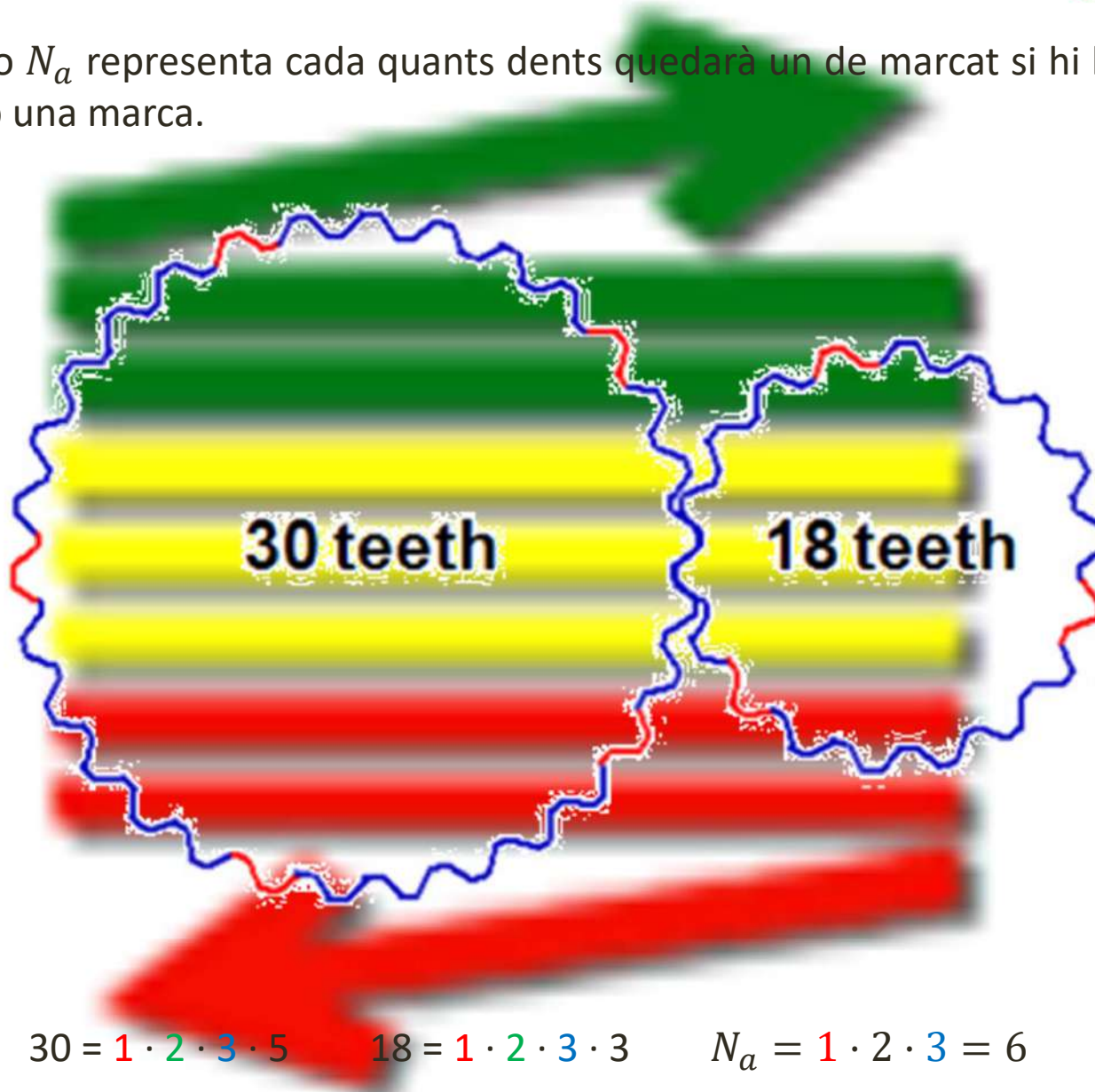


$$21 = 1 \cdot 3 \cdot 7$$

$$33 = 1 \cdot 3 \cdot 11$$

$$N_a = 1 \cdot 3 = 3$$

El número N_a representa cada quants dents quedarà un de marcat si hi ha un sol dent amb una marca.



Hi ha molts tipus de caixes d'engranatges, però els planetaris o epicicloidals són les més complexes d'analitzar, degut al funcionament més elaborat.

$$N_{SOL} + 2 \cdot N_{PLANETA} = N_{CORONA}$$

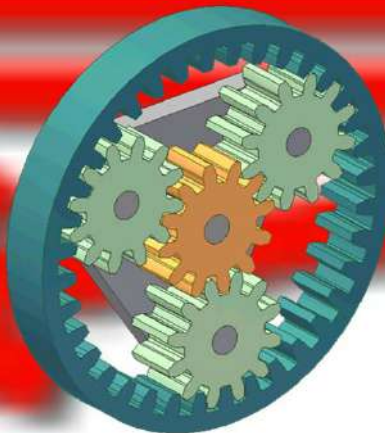
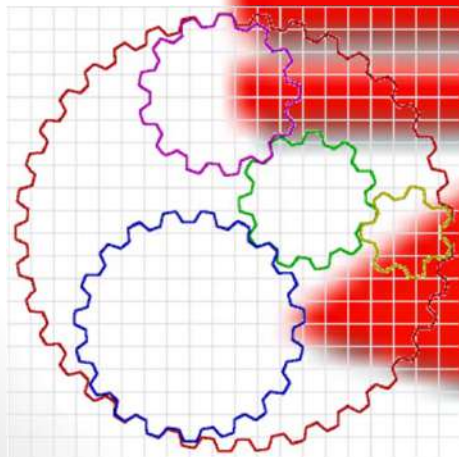
$$\frac{N_{in}}{N_{out}} = \frac{S_{out} - S_{car}}{S_{in} - S_{car}}$$

La fórmula general correspon a:

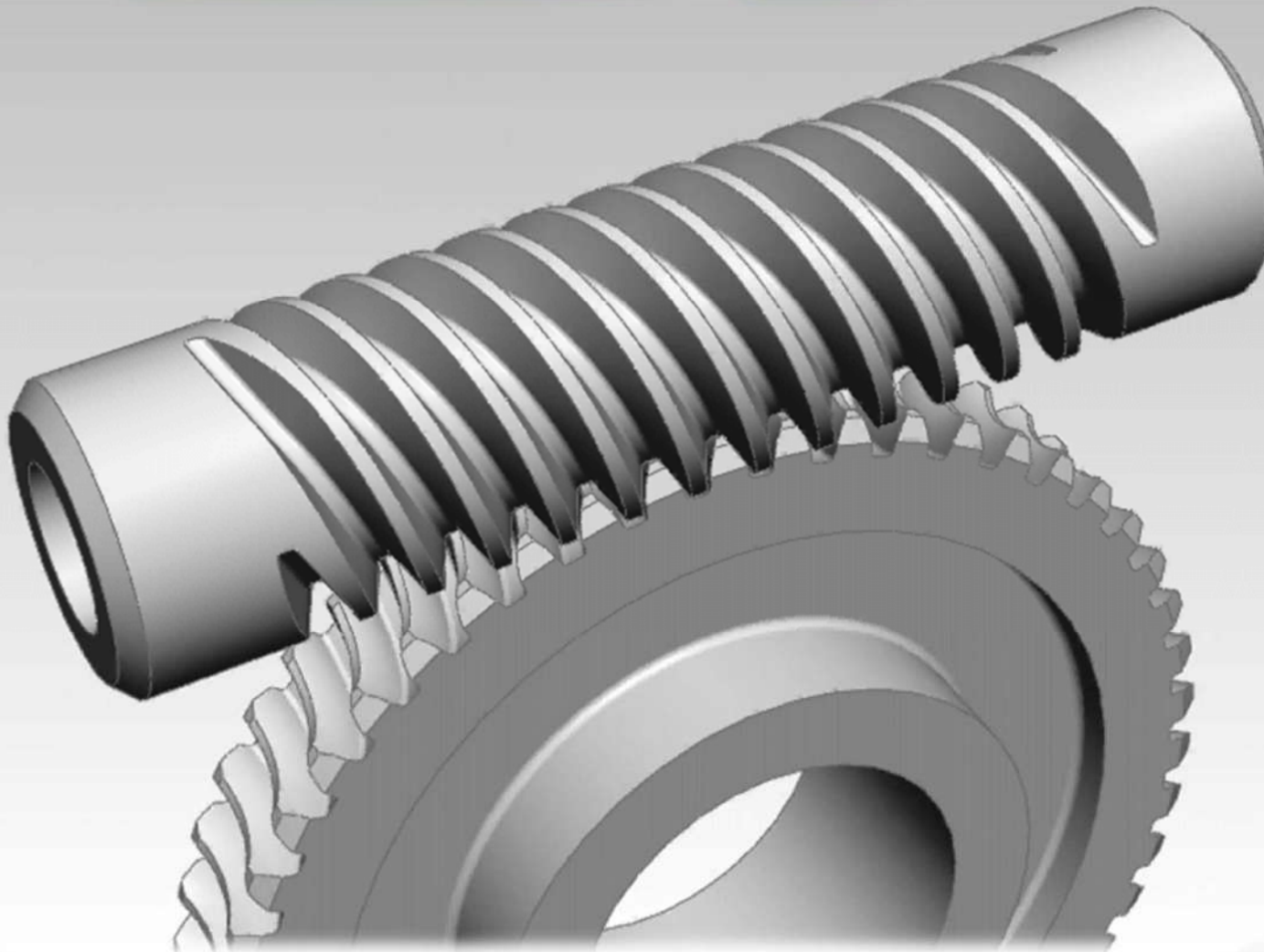
$$\left(2 + \frac{N_{SOL}}{N_{PLANETA}}\right) \cdot S_{CORONA} + \frac{N_{SOL}}{N_{PLANETA}} \cdot S_{SOL} + 2 \cdot \left(1 + \frac{N_{SOL}}{N_{PLANETA}}\right) \cdot S_{BRAÇ} = 0$$

$$GM = N_{SOL} \cdot (S_{BRAÇ} - S_{SOL}) = N_{PLANETA} \cdot (S_{PLANETA} - S_{BRAÇ})$$

$$GM = N_{CORONA} \cdot (S_{CORONA} - S_{BRAÇ})$$

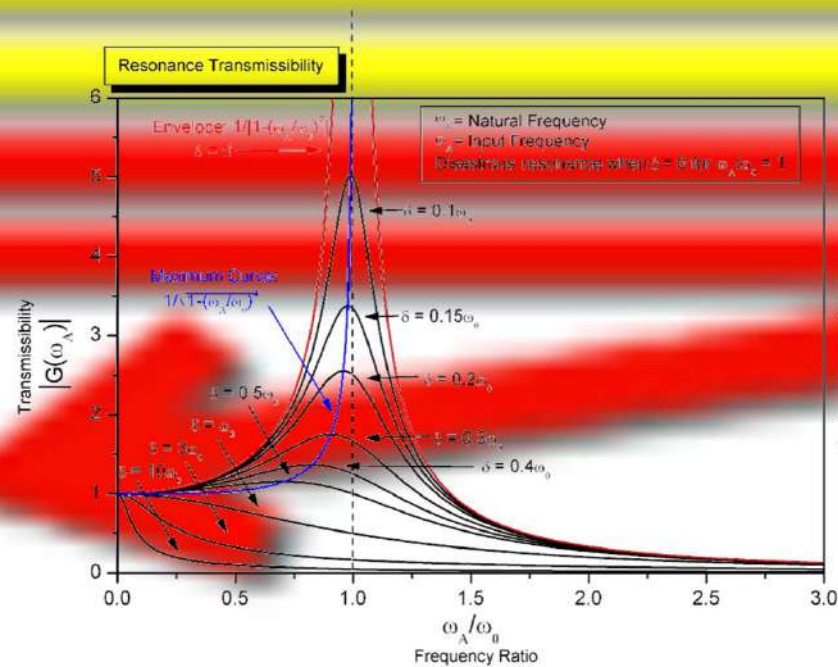


En el cas d'engranatges de cuc, el número de “dents” o de filets engranats pot ser o pot no ser un nombre enter.



Anàlisi de Vibracions

Diagnòstic de Ressonància



Ressonància

Augment dràstic de la vibració en una direcció

Espectre Radial Vertical

Alta vibració 1X

Espectre Radial Horitzontal

Alta vibració 1X

Espectre Radial Axial

Alta vibració 1X

Fase V-H

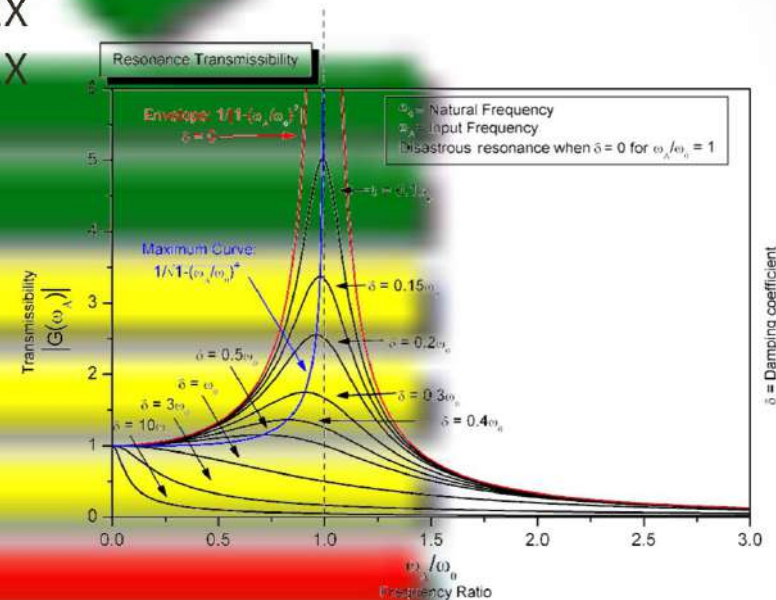
-

Fase RD-RND

-

Fase AD-AND

-



Característiques

A determinades velocitats el sistema ressona. Pot ser destructiva. El fet de què es trenquin elements estructurals modifica la rigidesa.

Solució

Modificar tant la rigidesa com la massa quan sigui possible. Modificar l'excitació si es possible (no ho soluciona, ho pot reduir). Modificar l'amortiguació.

El fonament físicomatemàtic d'una vibració correspon a una EDO (Equació Diferencial Ordinària) tal que depèn de tres paràmetres diferents:

$$F_{ext} = k \cdot D + c \cdot \dot{D} + m \cdot \ddot{D}$$

On D és desplaçament, $\dot{D}$ correspon a la variació del desplaçament, la Velocitat i $\ddot{D}$ la variació de la variació del desplaçament, és a dir l'acceleració.

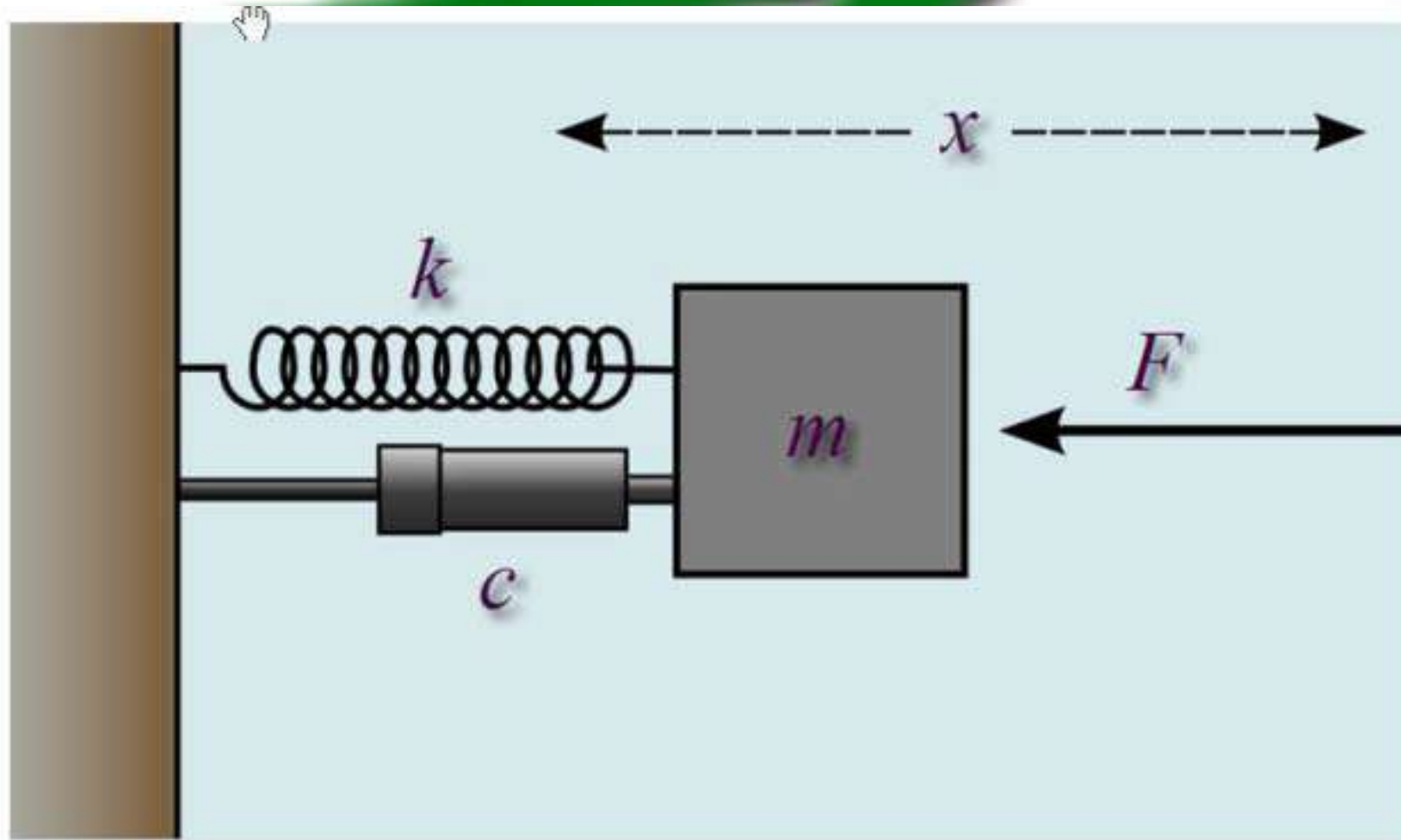
$$F_{ext} = k \cdot D + c \cdot V + m \cdot A$$

Aquí apareixen tres paràmetres propis d'un sistema:

k	Constant de rigidesa, força elàstica
c	Constant d'amortiguament (tipus viscós)
m	Constant de massa, força d'inèrcia

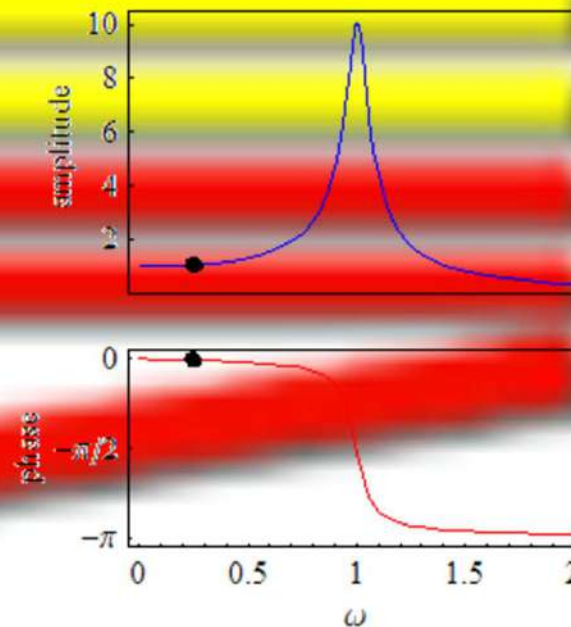
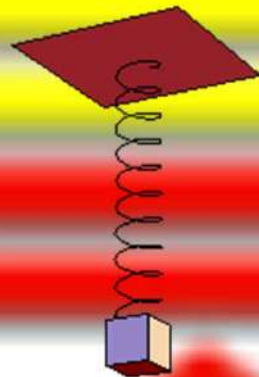
El cas més genèric de la freqüència de ressonància correspon a $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$

Un sistema fonamental (SDOF) correspon al sistema amb un sol grau de llibertat de moviment, en aquest cas en direcció horitzontal, on es veuen k , c i m



S'ha d'entendre què representa cada paràmetre ja que els significats son completament diferents.

- RIGIDESA** Constant elàstica d'un element o sistema (k). La rigidesa fa reduir els DOF d'un sistema. No canvia el moviment.
- AMORTIGUACIÓ** Constant d'amortiguament d'un sistema (c). No modifica els DOF d'un sistema. En canvia el moviment.
- MASSA** Constant d'inèrcia d'un sistema (m). No canvia el moviment ni augmenta ni redueix els DOF. És la resistència al moviment.



Punt Alt i Punt Pesat

En un sistema rígid el Punt Alt (High Spot) i el punt Pesat (Heavy Spot) son el mateix o gairebé el mateix.

El **Punt Alt** és aquell punt que detectaria com a màxim una sonda de proximitat (desplaçament de l'eix respecte la carcassa).

El **Punt Pesat** és on es localitza el màxim desequilibri residual, és aquell punt que detectaria com a màxim un acceleròmetre.

Quan se sobrepassa la primera crítica, el punt alt es desfasa respecte el punt pesat, cosa que complica els equilibrats.

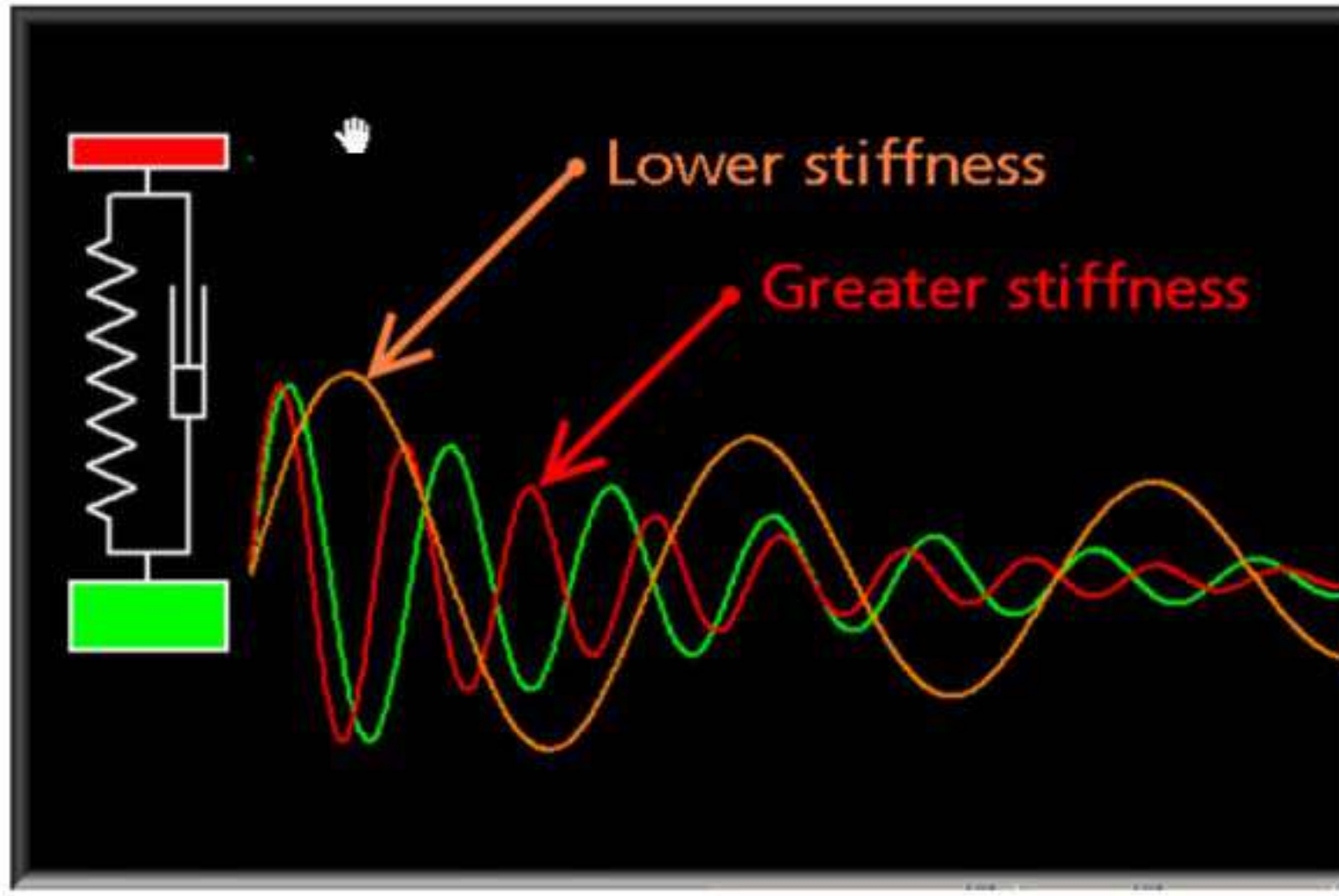
Proves per detectar Ressonància

Hi ha diferents tipus de test amb el qual es pot certificar o es pot intuir que s'està davant del cas d'una ressonància.

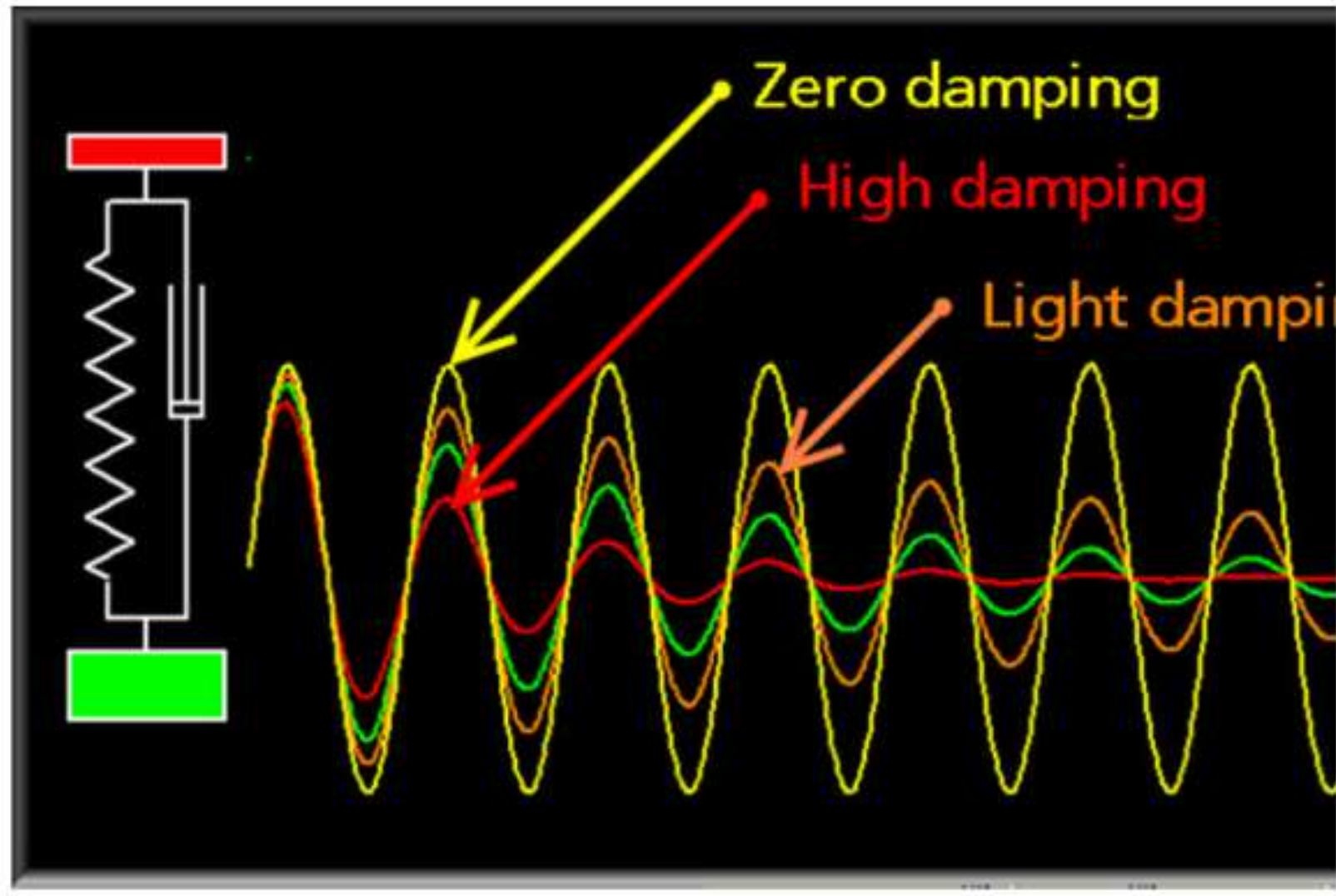
- Test Impacte (Bump Test). S'excita l'estructura parada amb una massa per excitar totes les freqüències; les pròpies son amplificades.
- Test Impacte (amb martell modal). El mateix però mesurant la força de l'impacte i la fase, de manera que s'extreu la **FRF** i la **coherència**. Això és un test modal.
- Arrancada o parada (RunUp o CostDown). S'arranca o es para la màquina mesurant velocitat (tacòmetre) i valor RMS, es grafica amplitud i fase absoluta.
- Espectre amb promitjat PeakHold. Es varia la velocitat i es queda amb el pic frequencial més elevat. No cal tacòmetre.
- **ODS NO PERMET NI CALCULAR NI ESTIMAR FREQÜÈNCIES NATURALS**

RIGIDESA

La rigidesa la determinen les soldadures, els DOF de l'estructura, el mòdul de Young (E) dels materials, els perfils de l'estructura, l'espessor, ...

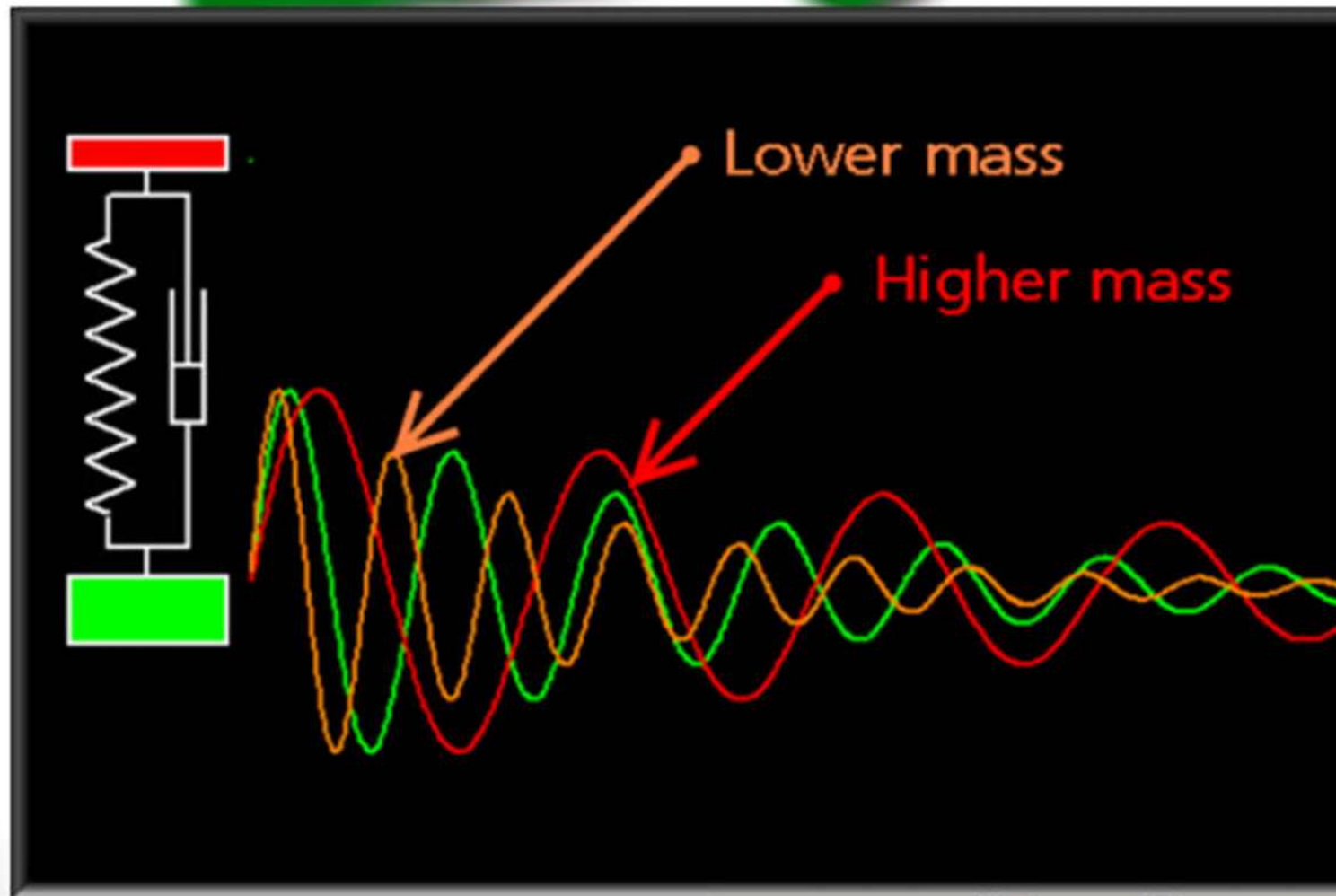


AMORTIGUACIÓ La rigidesa la determinen les soldadures, els DOF de l'estructura, el mòdul de Young (E) dels materials, els perfils de l'estructura, l'espessor, ...

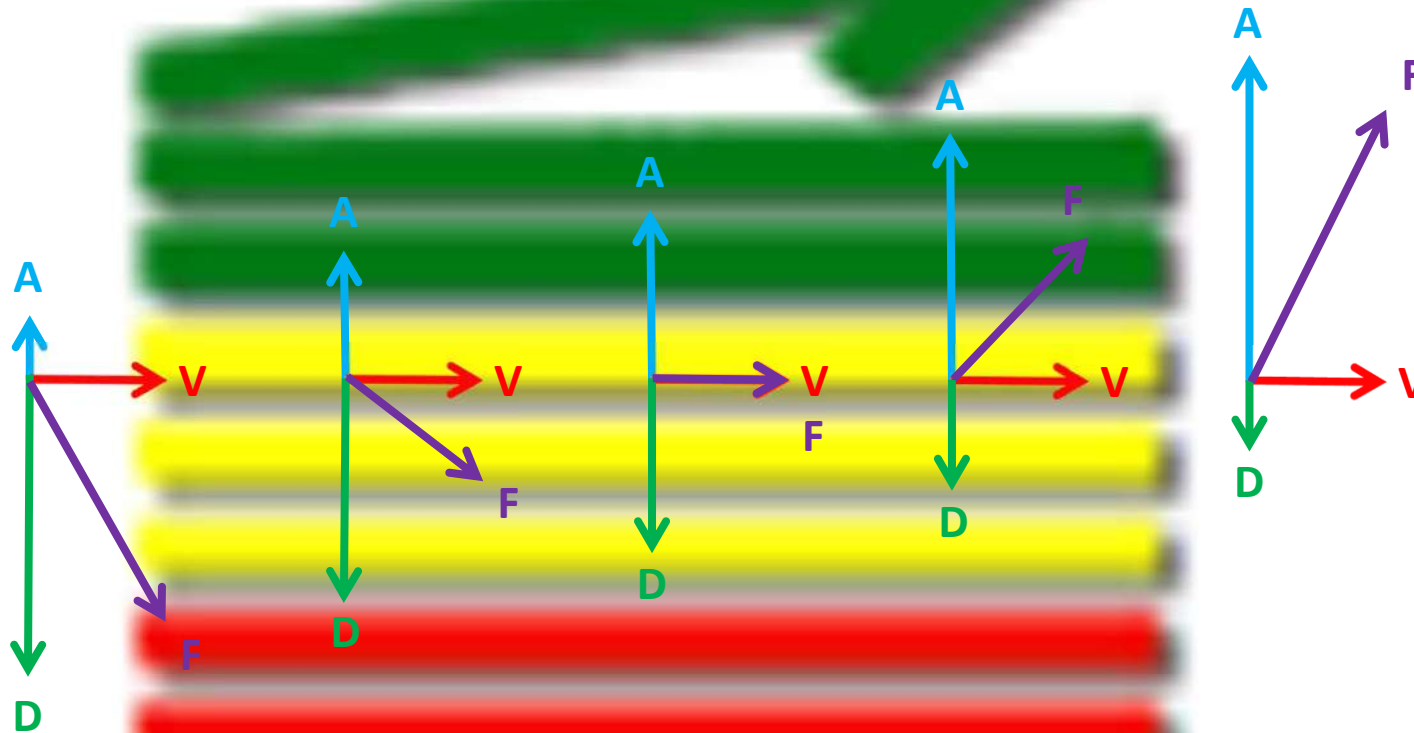


MASSA

La massa la determina la **densitat** dels materials, així com la seva **espessor**, **dimensions**, etc. **S'oposa** al moviment, d'aquí que es **relacioni directament** amb la inèrcia del sistema.



La descomposició fasorial de les tres forces i la seva resultant des de la zona subcrítica a la zona supercrítica



La fase **absoluta** pateix una variació de 180° , ja que va des d'un comportament planament dominat pel desplaçament (rigidesa) a un comportament plenament dominat per la inèrcia (alta freqüència).

Per poder entendre els conceptes, s'ha d'anar a les arrels matemàtiques:

$$F_{ext} = k \cdot D + c \cdot \dot{D} + m \cdot \ddot{D}$$

Primer es busca el valor de la freqüència natural d'un sistema lliure:

$$D = \sin(\omega t) \quad V = \omega \cdot \cos(\omega t) \quad A = -\omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

$$k \cdot \sin(\omega t) + c \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) - m \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) = 0$$

$$\sin(\omega t) \cdot (k - m \cdot \omega^2) + \cos(\omega t) \cdot (\omega \cdot c) = 0$$

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

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Aquesta equació mostra com un comportament lliure només depèn de la rigidesa del sistema i de la massa, i no té en compte l'amortiguació.

Els sistemes poden ser subamortiguats (hi ha oscil·lacions), amortiguats críticament (just no hi ha oscil·lació) i sobreamortiguats (no oscil·la).

Per poder distingir-los, s'ha de treure l'equació característica de la EDO original

$$k + c \cdot x + m \cdot x^2 = 0$$
$$x = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4 \cdot m \cdot k}}{2 \cdot m}$$

Per poder avaluar l'equació anterior, s'ha de veure el discriminant $c^2 - 4 \cdot m \cdot k$

Si $c^2 - 4 \cdot m \cdot k < 0$, cas de subamortiguat (números complexos)

En aquest cas la $\xi < 1$

Si $c^2 - 4 \cdot m \cdot k = 0$, cas de amortiguament crític

En aquest cas la $\xi = 1$

Si $c^2 - 4 \cdot m \cdot k > 0$, cas de sobreamortiguat

En aquest cas la $\xi > 1$

La $\xi = \frac{c_v}{c_c}$, correspon a la relació entre l'amortiguament viscos i el crític

La demostració del valor de l'amortiguament crític és la següent. En el cas d'un amortiguament crític, el sistema fa una única oscil·lació, per tant, l'equació particular de la solució de la EDO correspon genèricament a:

$X = e^{-\omega_n \cdot t} \cdot \sin(\omega t)$, derivant per obtenir la component de velocitat i la d'acceleració, es pot obtenir un sistema d'equacions tal que:

$$\begin{aligned} k - \omega_n \cdot c_c + 2 \cdot m \cdot \omega_n^2 &= 0 \\ \omega_n \cdot c_c - 2m \cdot \omega_n^2 &= 0 \end{aligned}$$

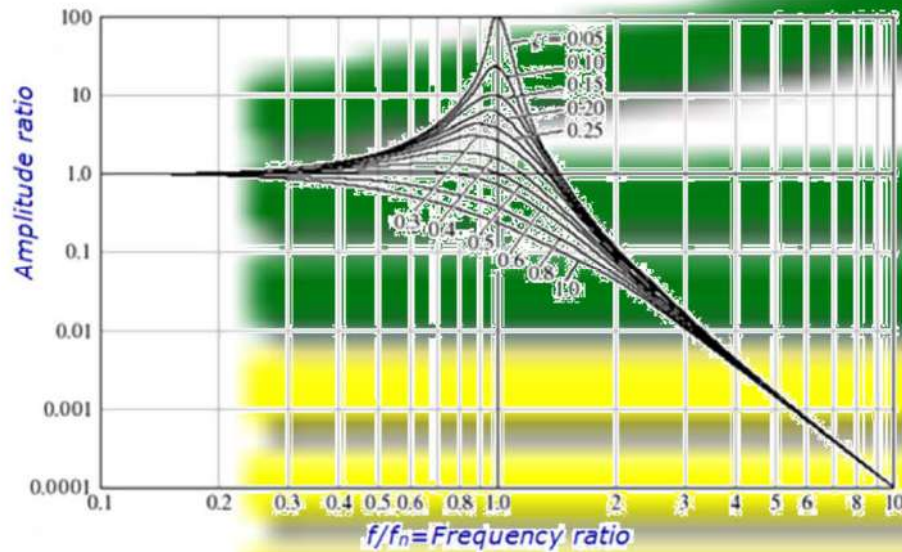
Es conclou que $c_c = 2m \cdot \omega_n$

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}$$

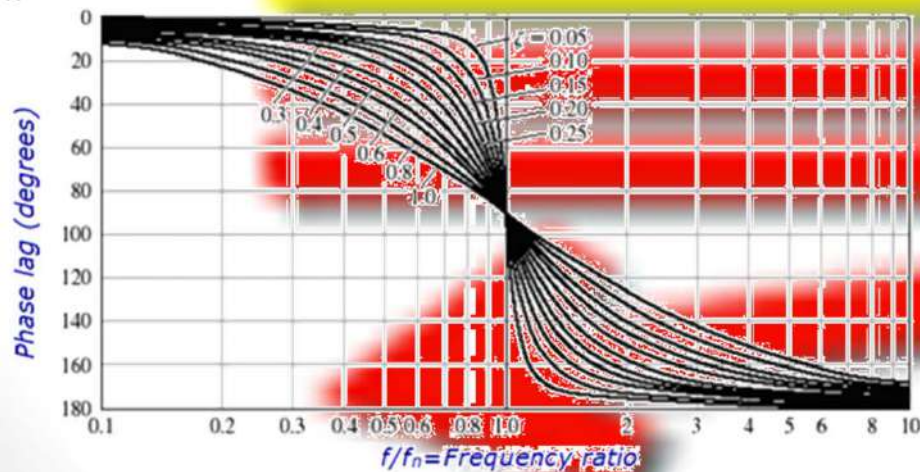
Si se substitueix l'equació d'amortiguament crític a l'anterior, s'obté:

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2}$$

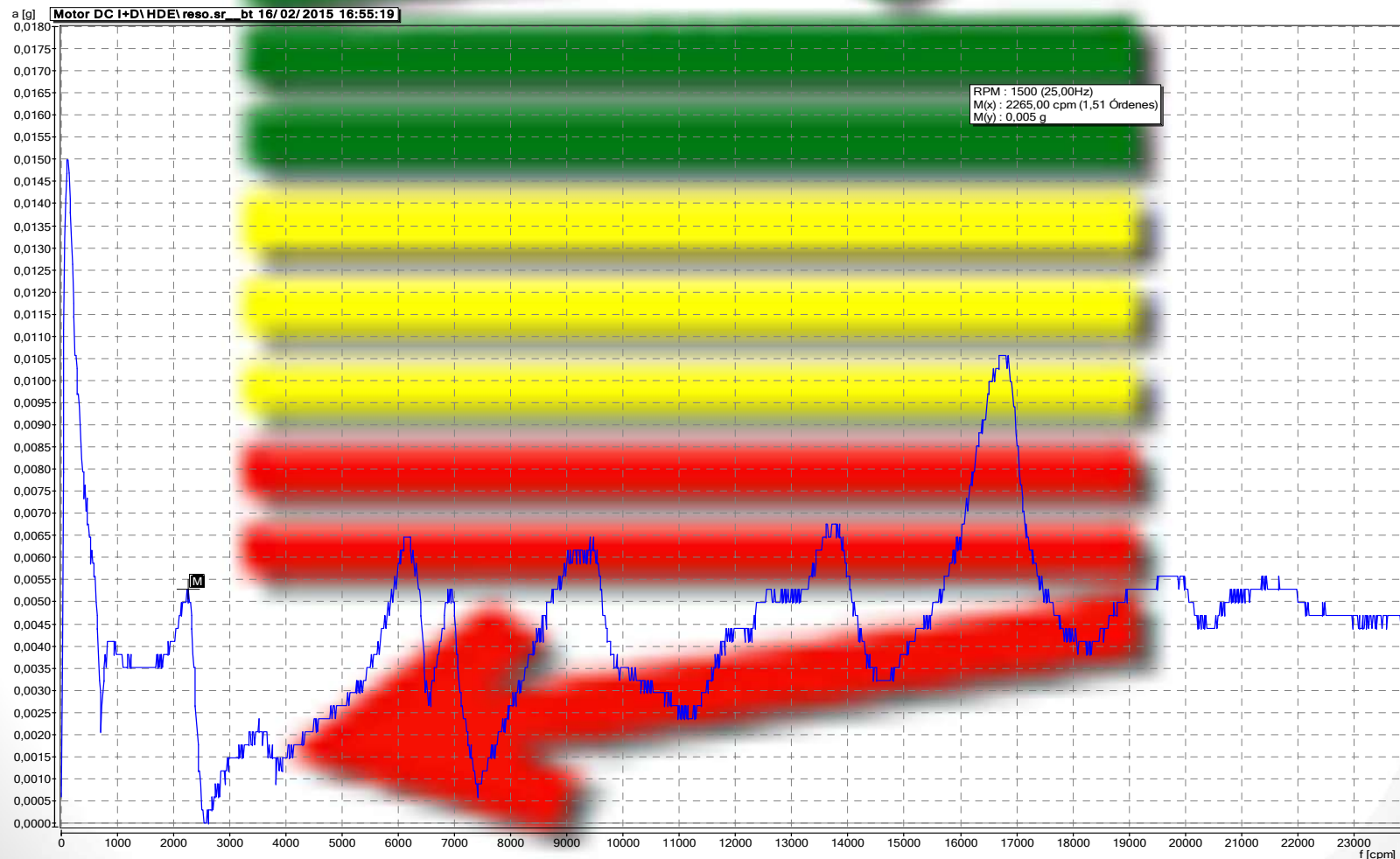
El factor d'amplificació correspon al guany dinàmic respecte del guany estàtic.



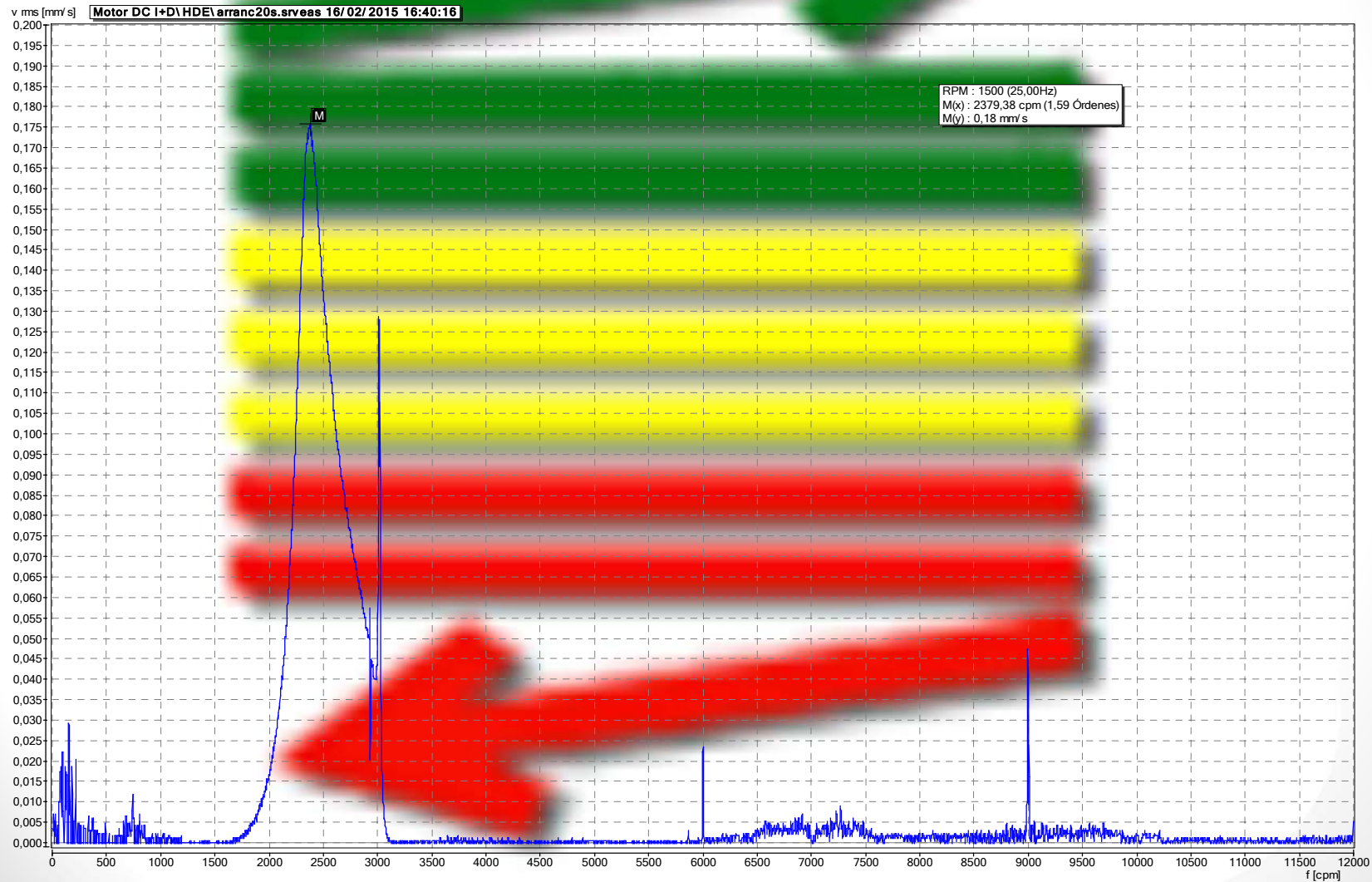
$$Q = \frac{X_{st}}{X_{sy}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{f}{f_n}\right]^2}}$$



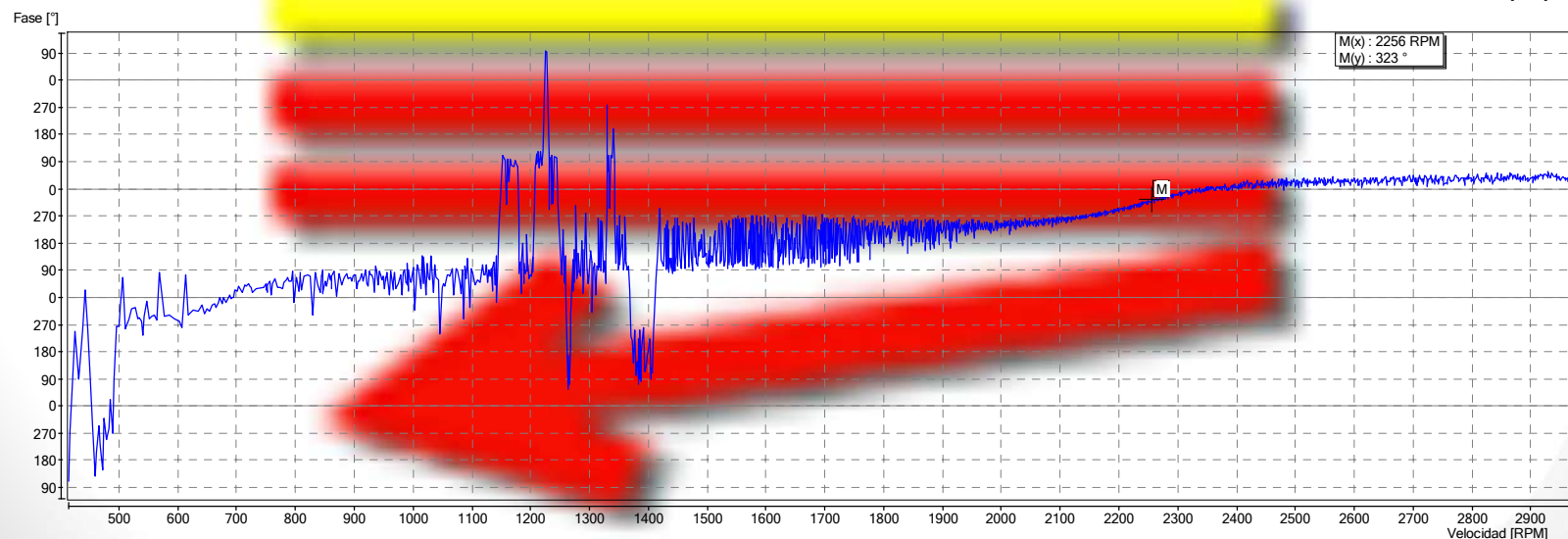
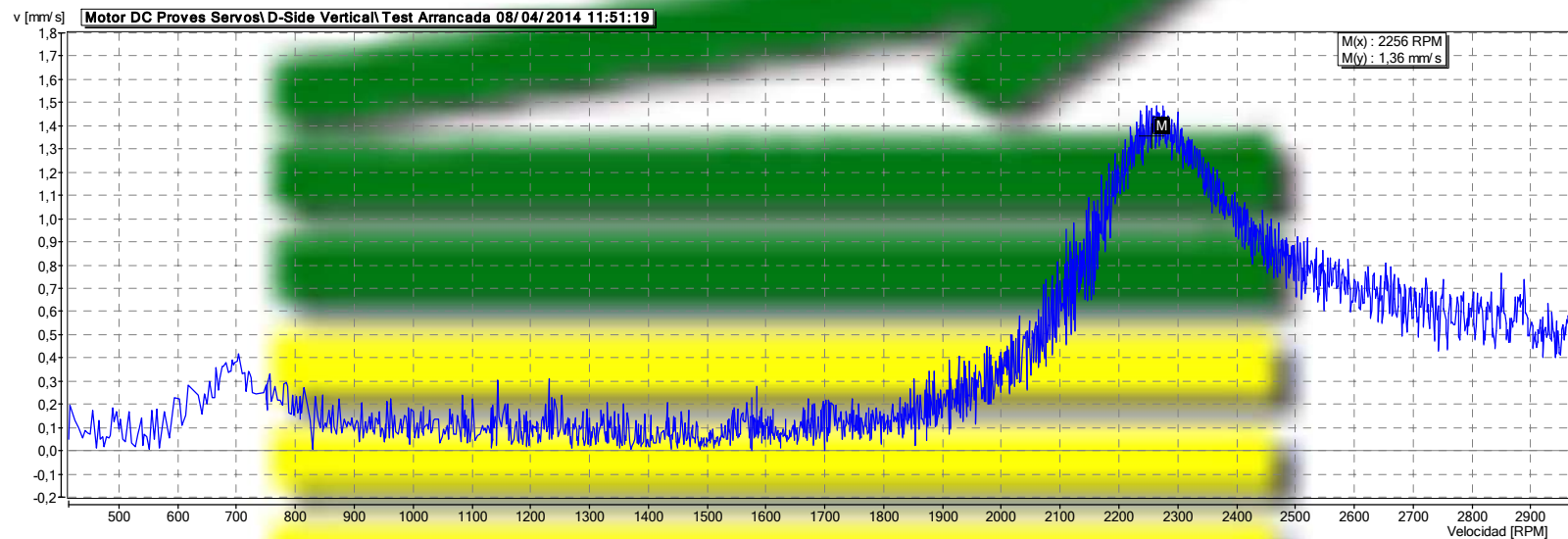
Es pot fer prova d'impacte per verificar els punts de resposta ressonant sempre en la mateixa direcció (prova feta al banc de proves de servomotors). Es fa en les tres direccions espaials. La finestra a utilitzar és **Uniforme** o **Rectangular** i promitjat **Peak Hold**.



Es pot fer prova d'arranc per veure per quins punts de alta vibració passes. S'ha utilitzat la configuració amb finestra **Flat Top** i promitjat **Peak Hold**. Ull amb el temps d'arranc. Es més convenient per determinar freqüències la **Hanning**.

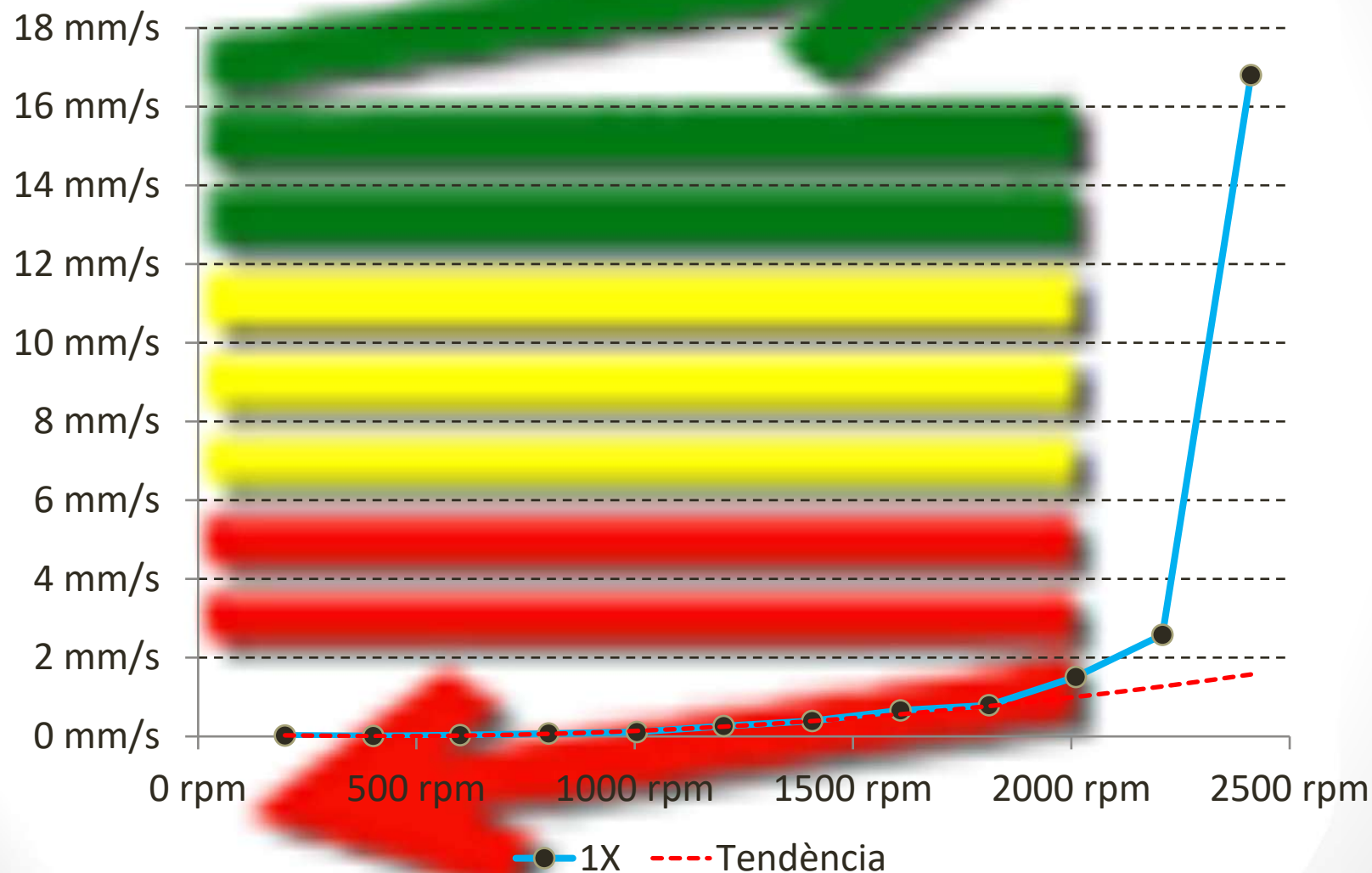


Es pot fer un test d'arranc amb un laser o fototacòmetre per registrar el valor RMS d'arranc en funció de la velocitat real.



Cas de Desequilibri Estàtic (Banc de Probes) + Ressonància

Quant seguim pujant de velocitat es veu un augment crític de la vibració



Cas de Desequilibri Estàtic (Banc de Probes) + Ressonància

Hi ha zones de resposta ressonant que poden confondre la lectura de fase

