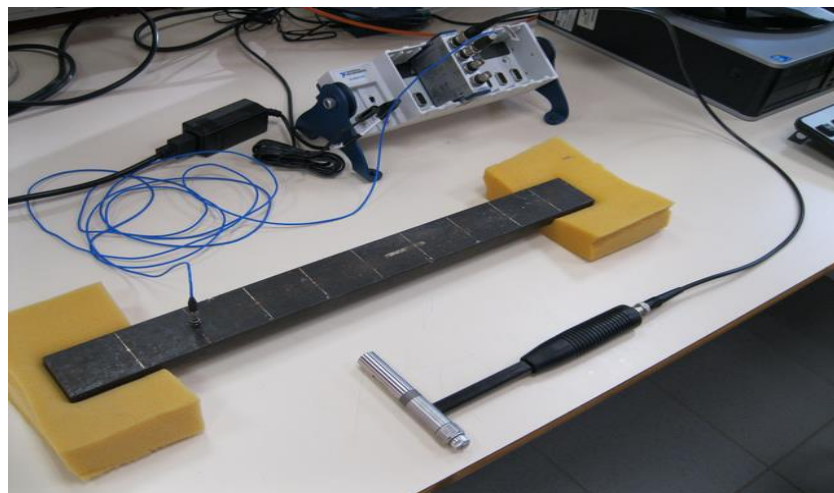


TP3

ANALYSE MODALE EXPERIMENTALE MARTEAU DE CHOC



Prof. Smail ZAKI / Prof. Mohamed ABOUSSALEH

Année Universitaire : 2022-2023

Attention : Deux rapports identiques auront une note égale à 0.

Remarque Importante

Le rapport à rendre doit :

- Être clair et rédigé selon les normes de rédactions de rapport (page de garde, titre, table des matières, résumé, introduction, objectifs,, conclusions et recommandations).
 - Contenir les explications des objectifs visés par le TP.
 - Contenir les résultats et analyses.
 - Respect la chronologie fournie à la fin de ce fascicule.
-

L'objectif de ce travail pratique est de :

- Comprendre les bases de la AME, l'Analyse Modale Expérimentale,
 - Étudier le comportement dynamique d'une structure par le biais de ses modes propres et fréquences propres.
 - Identifier les paramètres modaux (fréquences propres, amortissements et formes des modes)
 - Prévoir les démarches pratiques à mettre en œuvre pour les applications industrielles,
 - Identifier les méthodes, normes et procédures nécessaires,
 - Utiliser un appareillage spécifique et réaliser l'AME.
-

Introduction :

Les méthodes d'analyse modale sont des méthodes d'investigation relativement récentes, qui ont été mises en œuvre pour établir et (ou) améliorer la connaissance du modèle dynamique des structures réelles. En effet, les paramètres significatifs permettant de représenter le comportement dynamique d'une structure linéaire quelle que soit sa complexité sont "concentrés" dans un nombre de paramètres modaux réduits : fréquences propres, amortissement et formes propres associés. Le comportement dynamique de la structure sous des conditions d'excitation particulières en l'absence de toute modélisation ne requiert que la seule connaissance de ces paramètres. C'est la raison pour laquelle l'analyse modale expérimentale est devenue grâce aux progrès de l'informatique et de l'instrumentation, une méthode privilégiée dans le domaine de la dynamique des structures.

1. But de l'analyse modale expérimentale :

L'analyse modale permet la détermination des caractéristiques dynamiques des structures (les modes propres et fréquences propres).

La connaissance de ces paramètres structuraux est essentielle à la résolution de plusieurs problèmes de vibration. La réalisation d'un essai d'analyse modale nécessite la mesure de la Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) qui est le quotient de la réponse de la structure sur l'excitation de celle-ci en plusieurs endroits sur la structure.

2. Intérêt de l'analyse modale expérimentale :

L'analyse modale expérimentale permet de réaliser plusieurs tâches essentielles en dynamique des structures.

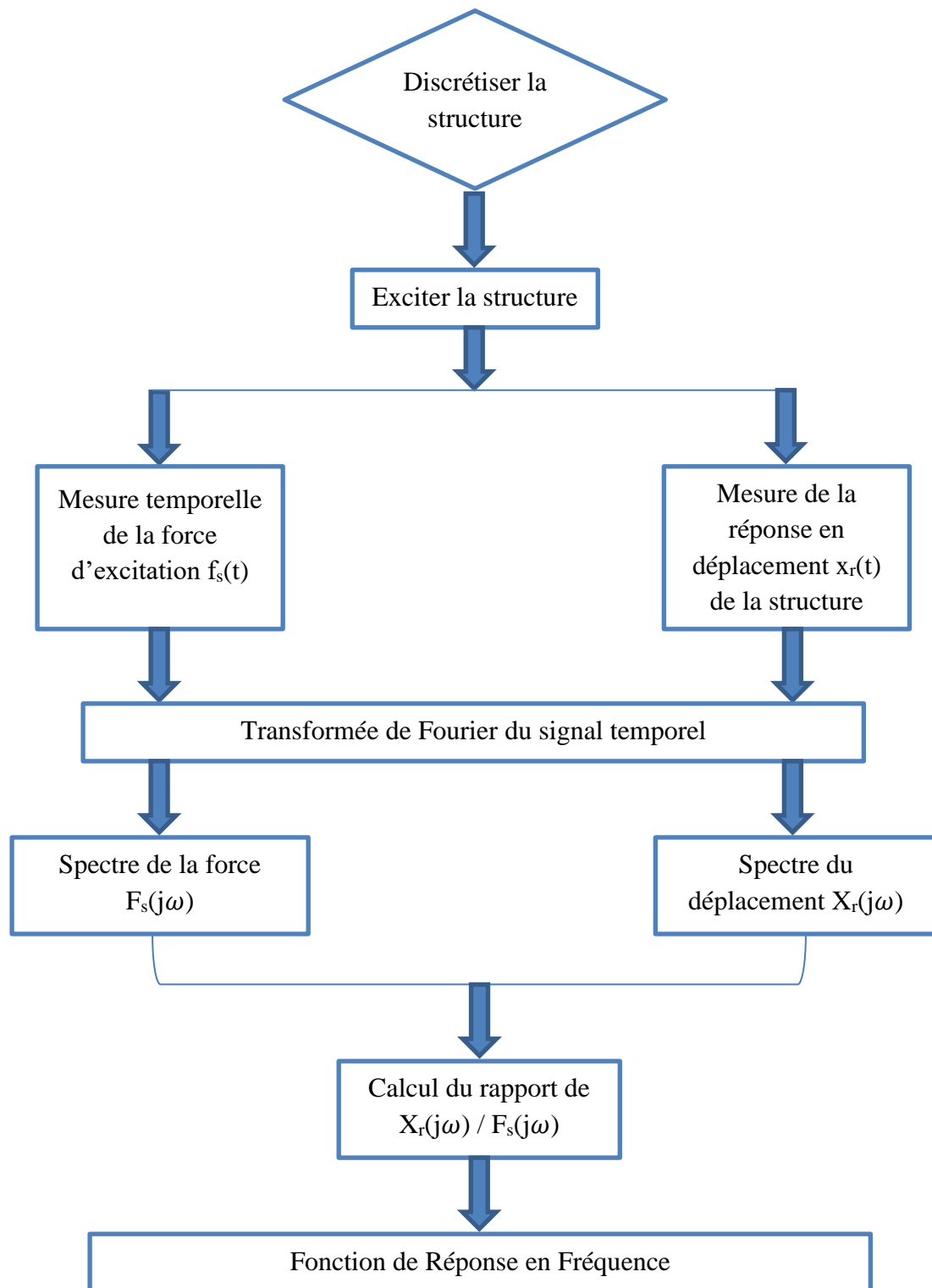
Dans le processus de conception de systèmes et de structures vibrantes, on doit faire appel dans la modélisation (en utilisant la méthode des éléments finis par exemple) à des hypothèses de travail (condition aux limites, caractéristiques des matériaux, amortissement, etc.) alors que le prototype n'est même pas disponible. La plupart des calculs dynamiques débiteront par la détermination analytique des paramètres modaux. Une fois le prototype fabriqué, il faudra par conséquent vérifier la validité de ces hypothèses et un moyen d'effectuer cette tâche est de réaliser une analyse modale expérimentale. L'analyse modale expérimentale permet la détermination des fréquences naturelles, des modes de déformation et des rapports d'amortissements. Sa détermination expérimentale devient par conséquent très importante et permet de vérifier la validité du modèle mathématique proposé. L'étape expérimentale est nécessaire pour déterminer l'amortissement, puisqu'il n'existe pas le modèle analytique réel pour prédire sa valeur. Lorsque le modèle a été vérifié, on peut retourner au modèle analytique et on est alors plus confiant dans la simulation théorique de forces qui peuvent perturber le système et des réponses vibratoires.

L'analyse modale expérimentale permet également de créer un modèle semi-analytique-empirique à partir des données expérimentales et ainsi éviter des calculs pénibles lorsque le système est trop complexe. L'AME permet en outre de déterminer le nombre de degré de liberté du modèle dans une gamme de fréquence d'intérêt.

3. Démarche de l'analyse modale expérimentale :

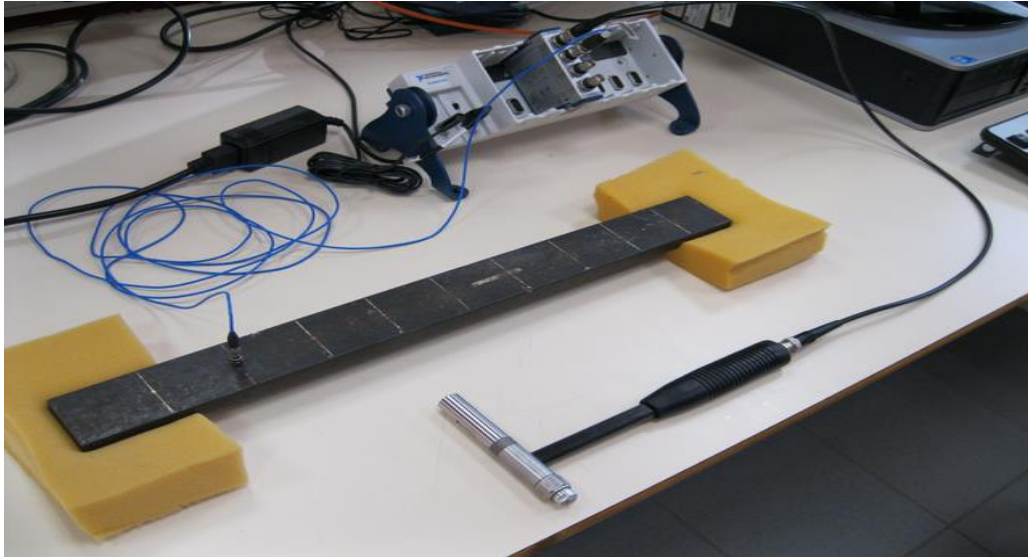
Pour effectuer une analyse modale expérimentale il faut d'abord commencer par faire une mesure dynamique, qui consiste en exciter la structure puis mesurer les entrées et sorties et

mesurer un ensemble de Fonction de Réponse en Fréquences X_f/F_s , en suivant le diagramme ci-dessous (la page suivante) :



1. Chaîne de mesure

Dans le laboratoire nous disposons d'un Siglab modèle 50-21 à deux inputs et un output, nous disposons aussi d'un marteau de choc pour exciter la structure par impact qui est équipé de plusieurs embouts pour des chocs plus ou moins durs et d'un accéléromètre comme montré dans la figure ci-dessous :



1.1 Le capteur de vibrations : Accéléromètre

La première étape conduisant à l'obtention d'une lecture de vibrations consiste à convertir la vibration mécanique produite par une machine en un signal électrique équivalent. Cette opération est réalisée au moyen des capteurs de vibrations. On retrouve parmi les capteurs les plus couramment utilisés l'accéléromètre.

1.2 Capteur de force et marteau de choc

Le marteau de choc permet d'exciter la structure sur toutes les fréquences (jusqu'à environ 10 KHz) avec la même énergie. Des embouts différents sont disponibles selon les fréquences à exciter (embout mou : basses fréquences, embout dur : moyennes fréquences).

2. Etude théorique

2.1 Vibrations longitudinales d'une barre

a) Vibrations libres

Les variables considérées sont : $\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x}$ et $N = ES \varepsilon$

L'équation d'équilibre local est : $\frac{dN}{dx} = \rho S \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)$

Soit $\frac{\partial \left(S \frac{\partial u}{\partial x} \right)}{\partial x} = \rho S \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) / E$; $\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) = 1/c^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)$; $(c^2 = E/\rho)$

Les conditions aux limites possibles sont :

- Déplacement imposé nul aux extrémités :

$$u(0, t) = 0 \quad \text{et/ou} \quad u(L, t) = 0$$

- Effort imposé nul aux extrémités :

$$\frac{\partial u}{\partial x(0, t)} = 0 \quad \text{et/ou} \quad \frac{\partial u}{\partial x(L, t)} = 0$$

b) Fréquences et modes propres

On effectue une séparation des variables : $u(x, t) = U(x) T(t)$

L'équilibre devient : $\frac{1}{U} \left(\frac{d^2 U}{dx^2} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{1}{T} \left(\frac{d^2 T}{dt^2} \right) = \text{cste}$

On a égalité de deux fonctions de variables indépendantes. Les deux fonctions sont donc égales à une constante. Cette constante est choisie négative pour assurer la stabilité de la solution en

temps : $\frac{1}{U} \left(\frac{d^2 U}{dx^2} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{1}{T} \left(\frac{d^2 T}{dt^2} \right) = -\omega^2/c^2$

Ce qui donne : $\left(\frac{d^2 U}{dx^2} \right) + (\omega^2/c^2) U = 0 \quad \rightarrow \quad U(x) = A \sin(\omega x/c) + B \cos(\omega x/c)$
 $\left(\frac{d^2 T}{dt^2} \right) + \omega^2 T = 0 \quad \rightarrow \quad T(t) = C \sin(\omega t) + D \cos(\omega t)$

Les constantes A, B, C et D sont calculées à partir des conditions initiales et des conditions aux limites.

c) Exemples

i. Barre libre aux deux extrémités

Les conditions aux limites : $\frac{\partial u}{\partial x(0,t)} = 0$ (1) et/ou $\frac{\partial u}{\partial x(L,t)} = 0$ (2)

Ce qui donne : (1) $\rightarrow A (\omega/c) (C \sin (\omega t) + D \cos (\omega t)) = 0$

(2) $\rightarrow (\omega/c) (A \cos(\omega L/c) + B \sin (\omega L/c)) (C \sin (\omega t) + D \cos (\omega t)) = 0$

Qui a pour solution non triviale : $A = 0$; $\sin (\omega L/c) = 0$

Les modes possibles de vibration sont donc caractérisés par : $\omega L/c = i\pi$

Les “pulsations propres” de vibration sont donc : $\omega_i = i\pi c/L = i \pi/L (\sqrt{E}/\rho)$

Et les “modes propres” associés : $U_i(x) = \cos (i\pi x/L)$

La solution générale du problème de vibration est donc :

$$u(x, t) = \sum_{i=0}^{\infty} \cos \left(\frac{i\pi x}{L} \right) (C_i \sin (\omega_i t) + D_i \cos (\omega_i t))$$

Où les constantes C_i et D_i dépendent des conditions initiales.

ii. Barre encastree - libre

Les conditions aux limites : $u (0, t) = 0$ et $\frac{\partial u}{\partial x(L,t)} = 0$

Conduisent à : $\cos (\omega L/c) = 0$

Les “pulsations propres” de vibration sont donc : $\omega_i = (2i - 1) \pi/2L (\sqrt{E}/\rho)$

Et les “modes propres” associés : $U_i(x) = \sin ((2i - 1) \pi x/2L)$

iii. Barre encastree – encastree

Les conditions aux limites : $u (0, t) = 0$ et $u (L, t) = 0$

Conduisent à : $B=0$ et $\sin (\omega L/c) = 0$

Les “pulsations propres” de vibration sont donc : $\omega_i = i\pi/L (\sqrt{E}/\rho)$

2.2 Vibration de flexion d'une poutre

a) Vibrations libres

Les variables considérées sont :

- Le déplacement radial : $v(x, t)$
- La rotation de la section : $\theta(x, t) = \frac{\partial v}{\partial x}$
- La courbure : $\chi = \frac{\partial \theta}{\partial x}$
- Le moment fléchissant : $M = EI\chi$
- L'effort tranchant : T
- Les équations d'équilibre local sont : $\frac{\partial T}{\partial x} + \rho S \left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) = 0$ $\frac{\partial M}{\partial x} - T = 0$

Ici on a négligé les termes d'inertie dus à la rotation des sections devant les termes d'inertie dus à leur translation. En éliminant l'effort tranchant, on obtient :

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + \rho S \left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) = 0$$

Qui devient:
$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + (\rho S/EI) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) = 0$$

Les conditions aux limites possibles sont :

- Déplacement imposé nul aux extrémités : $v(0, t) = 0$ et $v(L, t) = 0$
- Rotation imposée nulle aux extrémités : $\frac{\partial v}{\partial x(0,t)} = 0$ et $\frac{\partial v}{\partial x(L,t)} = 0$
- Moment imposé nul aux extrémités : $\frac{\partial^2 v}{\partial x^2(0,t)} = 0$ et $\frac{\partial^2 v}{\partial x^2(L,t)} = 0$
- effort imposé nul aux extrémités : $\frac{\partial^3 v}{\partial x^3(0,t)} = 0$ et $\frac{\partial^3 v}{\partial x^3(L,t)} = 0$

b) Fréquences et modes propres

On effectue une séparation des variables : $v(x, t) = V(x) T(t)$

L'équilibre devient :
$$(EI/\rho S V) \left(\frac{\partial^4 V}{\partial x^4} \right) = -1/T \left(\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} \right) = \text{Cst}$$

On a égalité de deux fonctions de variables indépendantes. Les deux fonctions sont donc égales à une constante. Cette constante est choisie positive pour assurer la stabilité de la solution en

temps :
$$(EI/\rho S) \frac{1}{V} \left(\frac{\partial^4 V}{\partial x^4} \right) = -\frac{1}{T} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} \right) = \omega^2$$

Ce qui donne : $\left(\frac{\partial^4 V}{\partial x^4}\right) - \beta^4 V = 0 \rightarrow V(x) = A \operatorname{ch} \beta x + B \operatorname{sh} \beta x + C \cos \beta x + D \sin \beta x$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \omega^2 T = 0 \rightarrow T(t) = E \sin \omega t + F \cos \omega t$$

Avec $\beta^4 = \rho S \omega^2 / EI$

Les constantes A, B, C, D, E et F sont calculées à partir des conditions initiales et des conditions aux limites.

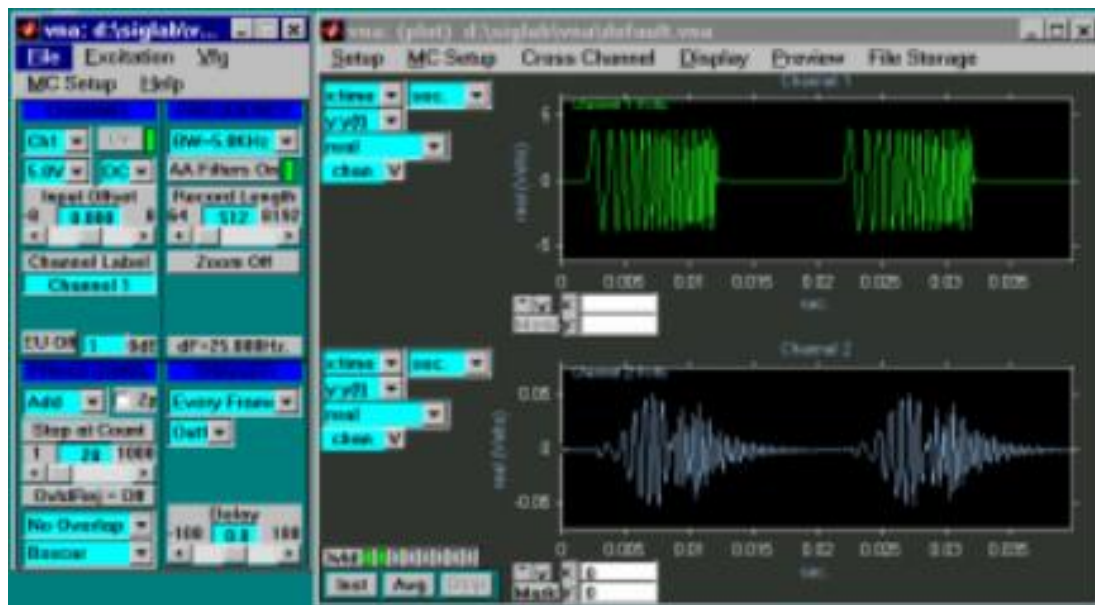
3. Manipulation d'interface SIGLAB

Avant d'entamer la manipulation il faut d'abord allumer Siglab en même temps que le PC afin de permettre à ce dernier de détecter le matériel, après il suffit de suivre ces étapes :

- Allumer Siglab et vérifier qu'il est connecté au PC. Le panel de devant doit allumer Ok et passe tout de suite à T5.
- Connecter la CH1 input directement à CH1 output via un câble RCA.
- Démarrer Matlab.
- Commencer Sigdemo : entrer sigdemo sur la barre de commande matlab
>>sigdemo<enter>.
- Commencer vna : entrer vna sur la barre de commande matlab
>>vna<enter>.

a) Un seul click gauche sur le bouton stop dans la fenêtre vna (vna plot window)

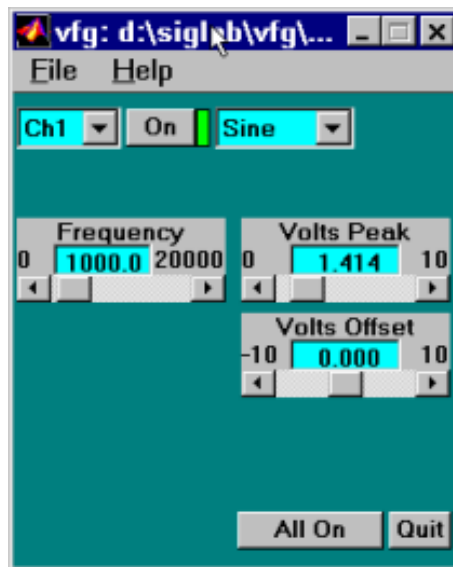
1- Ouvrir vna et vfg



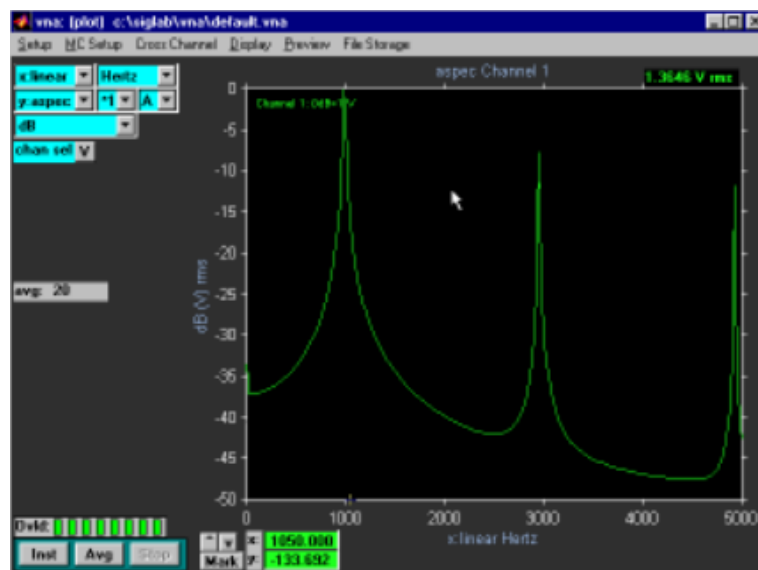
Le réglage des paramètres de vna va comme suit :

- Bandwidth (bande passante) = 5KHz
- Record length (nombre d'échantillons) = 512 échantillons
- Channel 1 Full Scale = 5volts
- Boxcarwindow
- Additive Averaging Stop Count = 20
- Autospectrum Single Display : aller à **display** et cliquer sur **single** puis choisir dans **chan sel** (channel select) channel 1

- 2- Régler vfg pour qu'il génère un signal carré sur Channel 1. Utiliser les paramètres par défaut de 984 Hz et 1.414 volts peak.

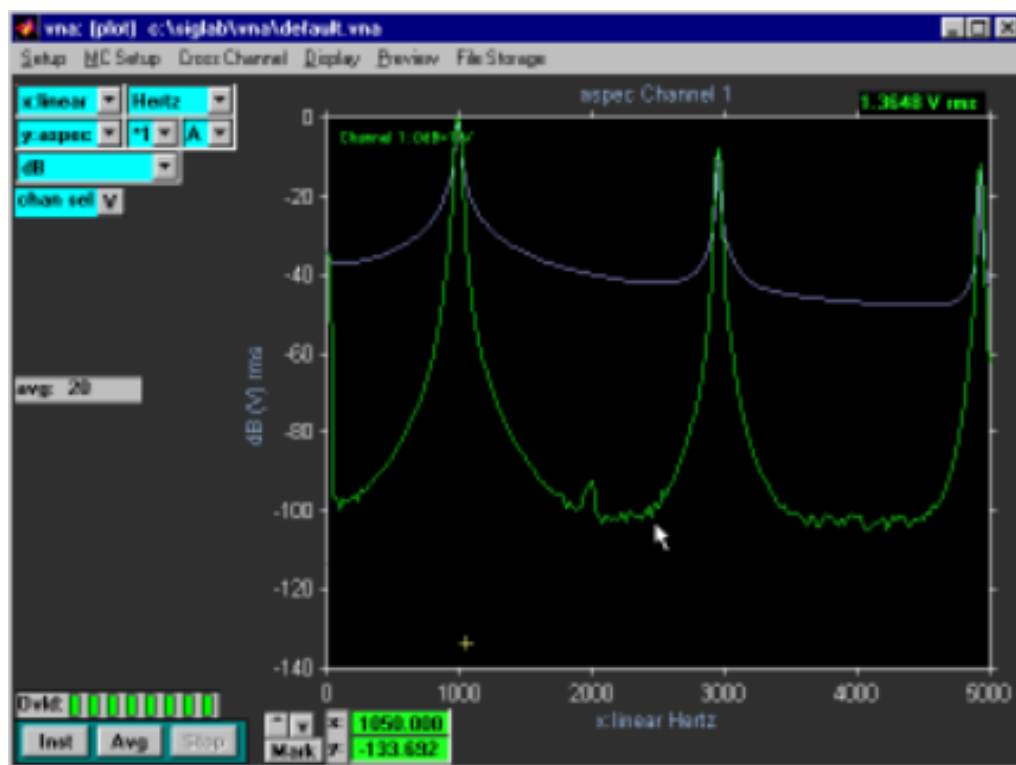


- 3- Appuyer sur le bouton avg (average) dans la fenêtre du tracé vna (vna plot window), vous allez voir le compteur average qui compte de 1 à 20. Vous devrez voir les 3 premiers harmoniques d'un signal carré, voir la figure ci-dessous.



- 4- Dans la vna setup window, on change le type de fenêtrage de boxcar à **Hanning** (c'est un filtre). Puis dans le menu de la vna plot window cocher **Display/Overlay Upper**. Appuyez ensuite sur **Avg** et observez le résultat de l'opération du filtrage (voir figure page suivante).

- 5- Dans le menu de la **vna** plot window, décocher **Display/Overlay Upper**.

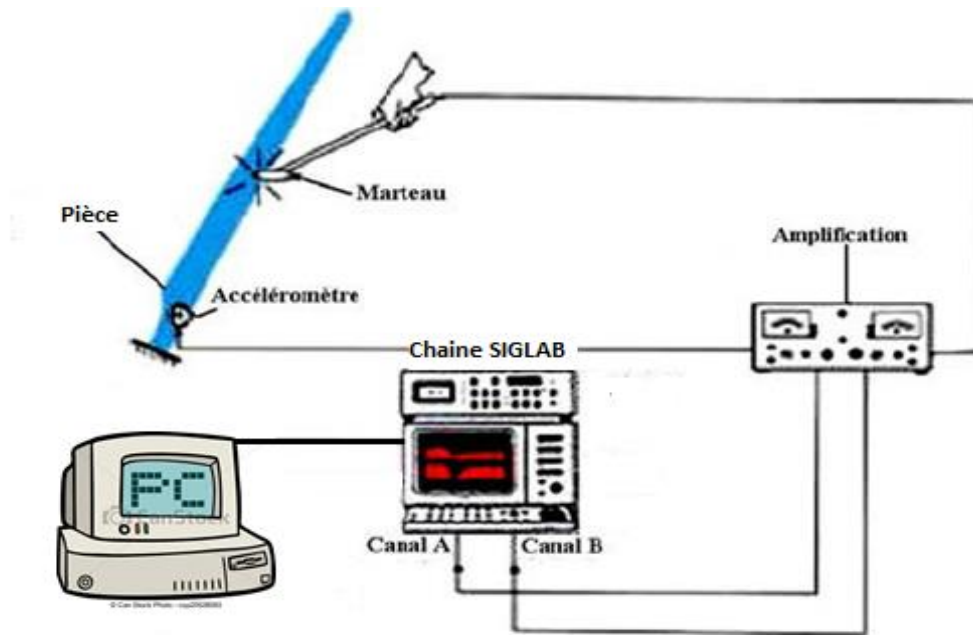


- 6- Si on veut savoir la différence entre le fondamental et le troisième harmonique dans le spectre. On peut visuellement dire que le troisième harmonique est approximativement à 3000 Hz et qu'il est à 10dB en dessous du fondamental. Mais voilà la méthode pour trouver les réponses exactes.
- Faire un click gauche dans la fenêtre du tracé (plot window).
 - Cliquer sur le bouton recherche de pointe (peakfinder). Vous devrez voir une croix jaune qui indique la pointe.
 - Appuyer sur le bouton Mark, la croix jaune deviendra une grande croix rouge "Marker". Maintenant nous avons établi un point de référence.
 - Cliquer sur le pickfinder encore une fois.** Vous allez voir la croix jaune passer au troisième harmonique et les x : y : donnent les nouvelles coordonnées.
 - Pour enregistrer le travail on choisit **File/Save As** et on l'enregistre sous le nom **axcercise1.vna**. il n'est pas nécessaire d'entrer l'extension vna elle apparaîtra automatiquement.

b) Application :

Dans cette manipulation, on utilise la chaîne de mesure SIGLAB. Afin de retrouver les fréquences propres.

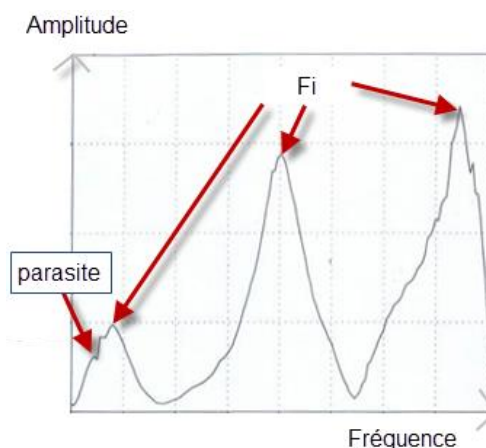
Cette manipulation consiste à exciter la plaque à l'aide d'un marteau de choc, qui permettra d'obtenir diverses fréquences contenues dans une plage liée aux caractéristiques de l'embout. Dans notre application, le marteau est équipé d'un embout en plastique destiné à faire vibrer l'élément à basse fréquence.



On positionne le capteur en face de la source de la force excitatrice afin d'obtenir l'amplitude maximale. Pour le "marteau de choc", on le place en face de l'endroit de l'impact du marteau.

Ainsi, on obtient les fréquences propres des différents modes en regardant les courbes de la forme ci-dessous :

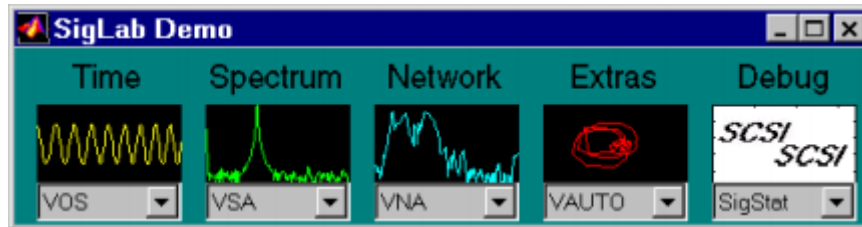
Marteau de choc : 500 – 1375 – 2650 – 4250 (Hz)



c) Prélèvement des mesures

Ouvrir Matlab puis tapez **sigdemo** sur la barre de commande.

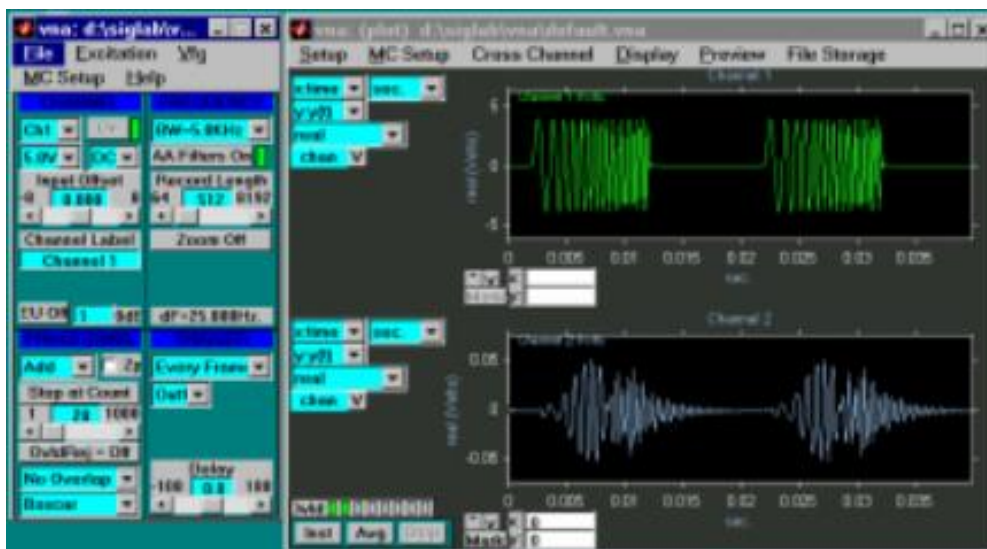
Une fenêtre comme ci-dessous apparaîtra.



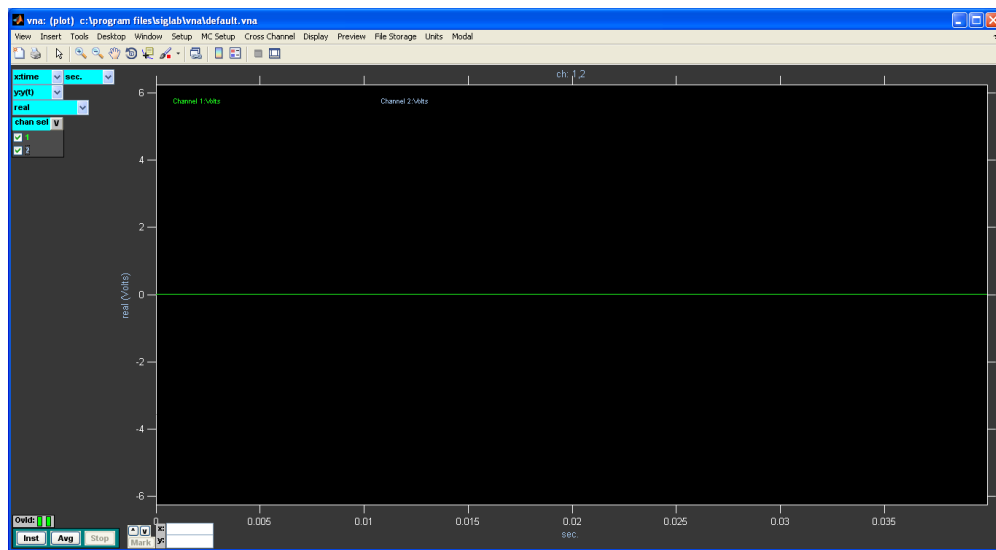
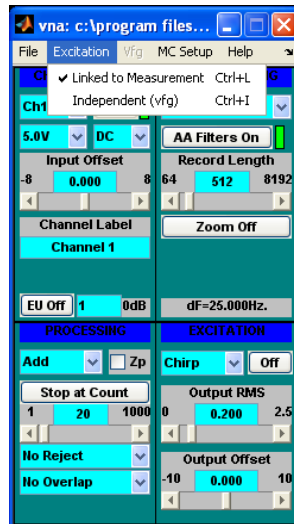
Tapez **testrec**, pour tester si Siglab est bien installé, si c'est le cas vous obtiendrez la fenêtre ci-dessous :

```
Command Window
>> sigdemo
>> testrec
Tagged Queuing Enabled!
Testing Box 0, SCSI ID 5 SN 5236, PROM v1.51, Siglab.out v3.26
Failed TSTREC, lun 6, rval = 0
Receive test failed for Lun 6 with no Disconnect, error=0
This test should be run only upon a fresh reboot,
Not after running sigstat or any vi!!!
***** Multiple LUN support MAY not be enabled! *****
>> |
```

Tapez Vna sur la commande matlab, après quelque seconde la fenêtre vna apparaîtra :

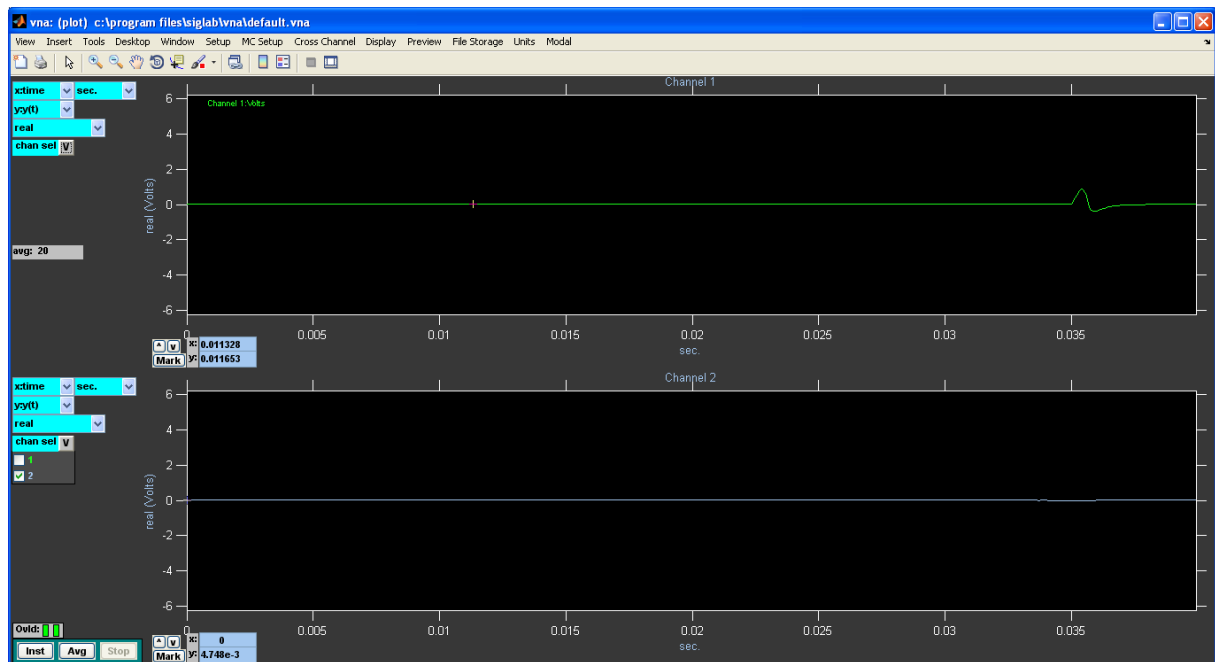


Allez dans le menu vna cliquer sur excitation (à côté de file) cocher **linked to measurement** (figure ci-contre). Maintenant vous obtenez directement les mesures données par le matériel (figure page suivante).

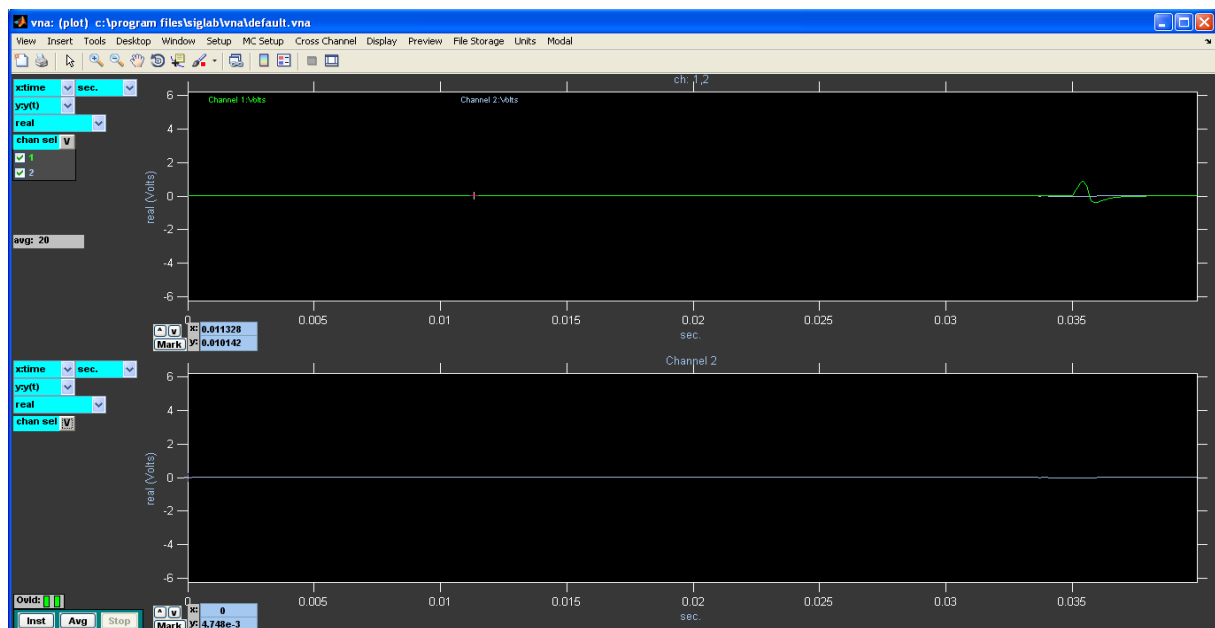


Cliquer **inst** (en bas à gauche du menu VNA) maintenant vous pouvez visualiser en temps réel les réponses de la structure (marteau de choc : ch1, accéléromètre : ch2).

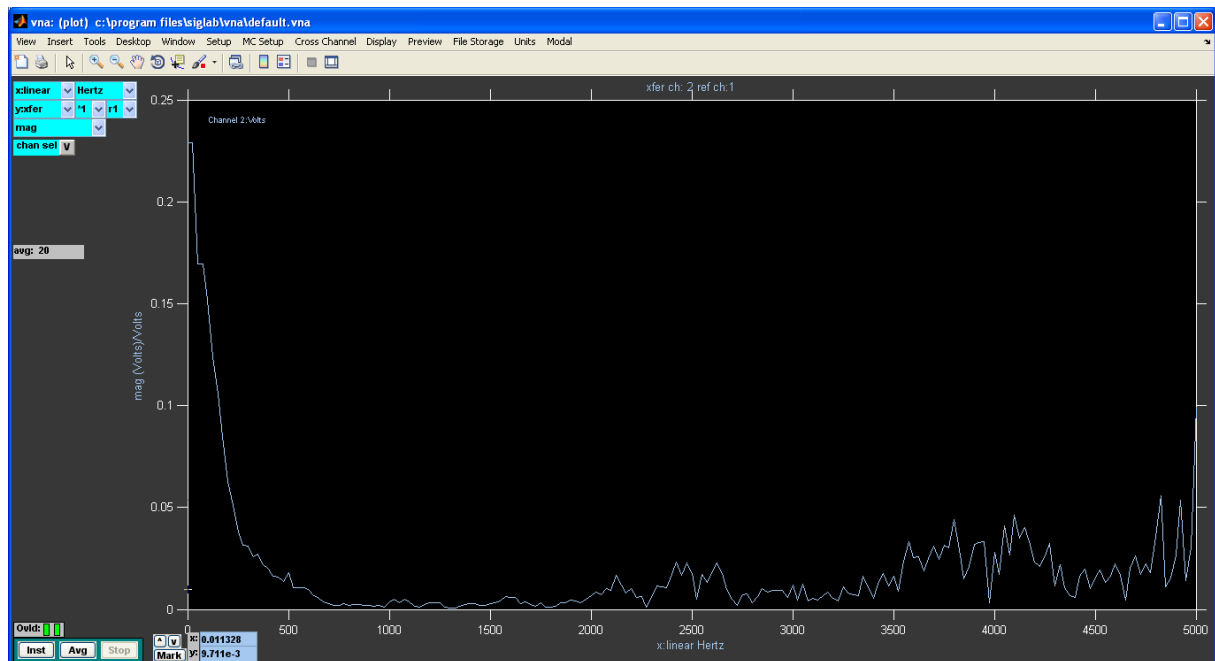
Vous pouvez aussi appuyer **avg** pour visualiser le signal pendant une période et conserver la dernière valeur. Pour cela appuyer **stop** puis **avg** (figure ci-dessous).



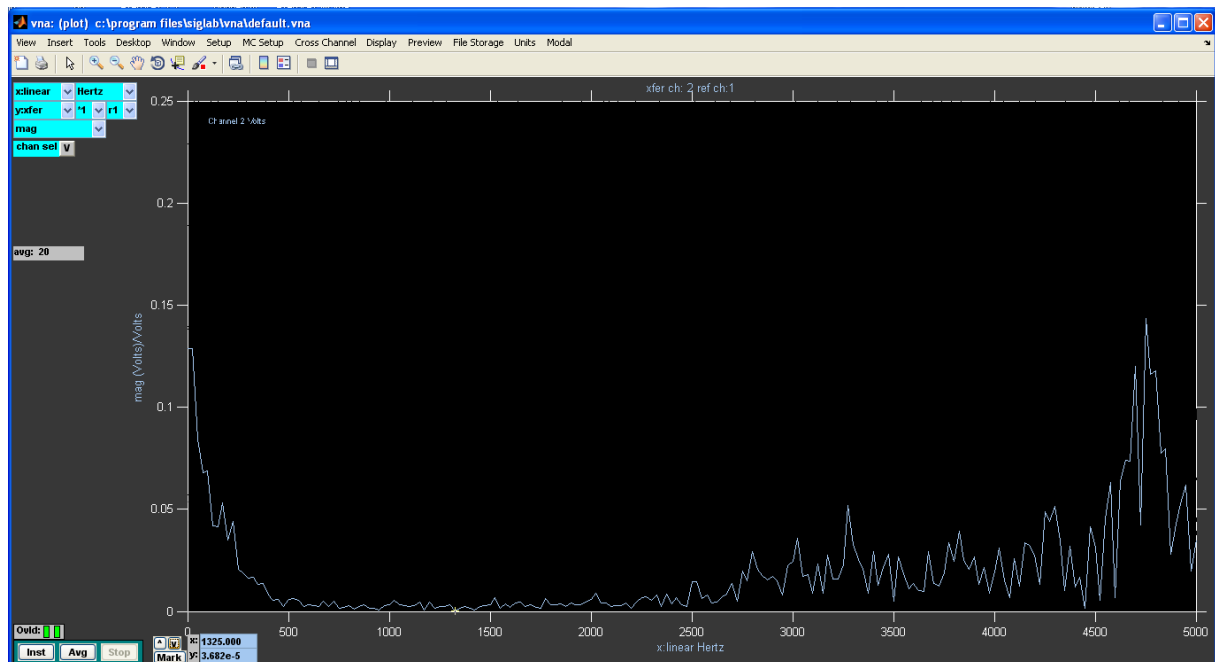
Pour visualiser l'entré (ch1) et la sortie (ch2) sur le même graphe cliquer sur **chan sel** puis cocher ch2 pour visualiser les deux signaux dans le même graphe (voir figure page suivante). (Appuyer comme indiqué précédemment sur single dans le menu **display** pour visualiser qu'une seule fenêtre).



Pour visualiser la fonction de transfert cliquer sur le bouton **y :y(t)** et choisir **y :xfer**. Aller dans **dB** est remplacé par **Mag**.

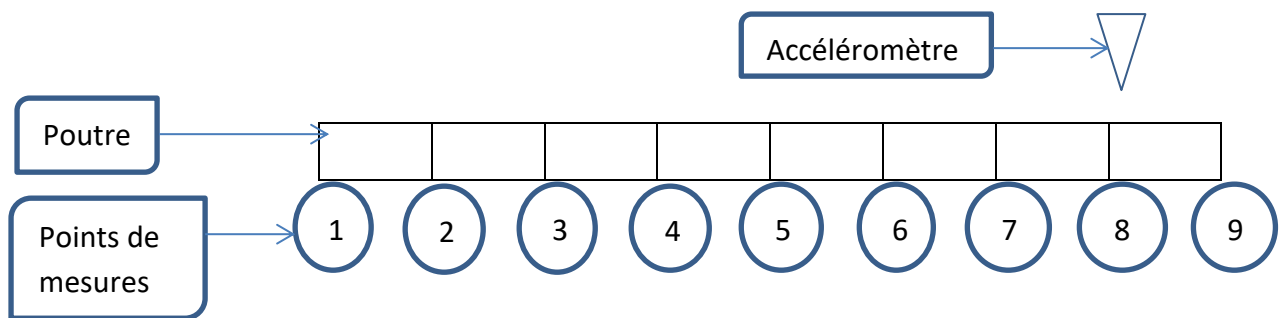


Appuyer sur **avg** et toute de suite après prendre les mesures avec le marteau, ensuite trouver le pic qui correspond à la fréquence ω_k (voir figure page suivante).



d) Résultat expérimental :

Notre pièce de test sera une structure mécanique quelconque, soit librement suspendu ou rigidement supportée. Sur cette structure sera monté un ou plusieurs accéléromètres d'une façon judicieuse. La structure sera typiquement excitée par une charge impulsive ou sinusoïdale. La sollicitation sinusoïdale est réalisée par la connexion de la structure à un pendule mécanique mu à la fréquence voulue. L'excitation impulsive, quant à elle, est réalisée par un choc appliqué par un marteau équipé par un capteur de charge pour déterminer l'énergie entrant au système. Dans les deux cas l'excitation et la réponse sont mesurés et donc la fonction de réponse fréquentielle FRF (fonction de transfert dans la terminologie modale) est calculée. De la géométrie de la structure, la FRF et de la relation géométrique entre les deux déterminée par l'emplacement des accéléromètres, on déduit les modes de vibration empiriquement.

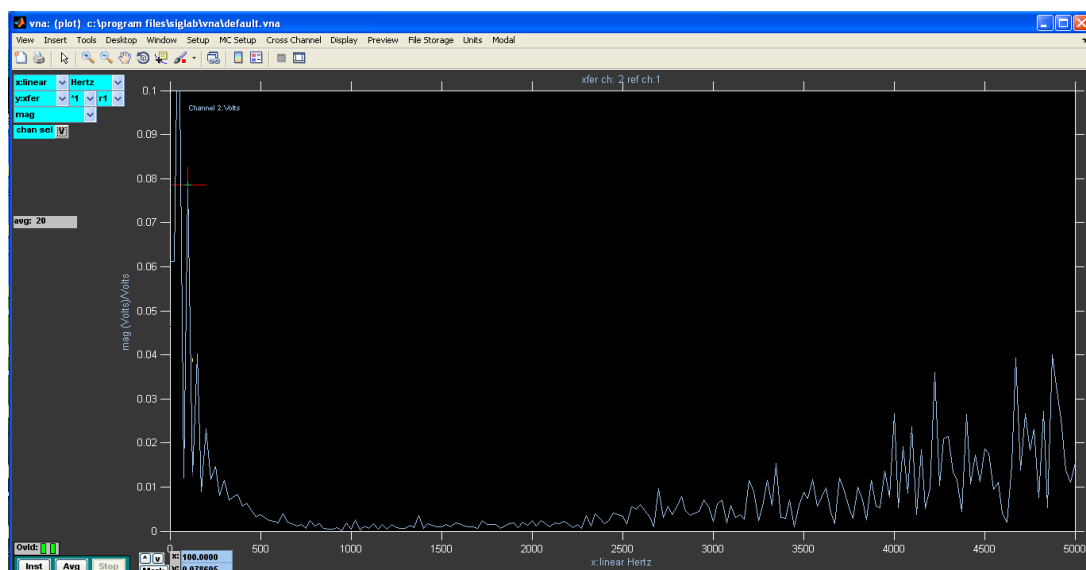


On effectuant les mesures sur ces différents points on obtient les résultats suivant :

| Point | ω | Mag |
|-------|----------|-----|
|-------|----------|-----|

Tableau 1: mesure des fréquences propres.

Remarque : quelque soit le point de mesure on obtient les mêmes fréquences propres avec différente amplitude pour chaque point. Les fréquences propres sont représentées dans la figure suivante :



Structure du compte rendu de TP

1. Introduction

2. Partie théorique

- a) Equation de mouvement
- b) Condition aux limites (L-L)
- c) Détermination des fréquences propres et modes propres pour les BC : L-L
- d) Condition aux limites (E-L)
- e) Détermination des fréquences propres et modes propres pour les BC : E-L

3. Partie simulation

- a. Démarche de la méthode
- b. Résultats (L-L)
- c. Résultats (E-L)

4. Partie expérimentale

- a) Expérience 1 :
 - Explication (montage L –L)
 - Résultats (L-L)
- b) Expérience 2
 - Explication (montage E –L)
 - Résultats (E-L)

5. Conclusion et recommandations