

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA -1-**



**Institut d'Aéronautique et des Sciences Spatiales**



## **MEMOIRE**

**Pour l'obtention du diplôme**

**De Master en Aéronautique**

**Option : Construction Aéronautique**

**Spécialité : Structure Avions**

---

**ETUDE DE COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UNE PLAQUE  
EN ALUMINIUM AERONAUTIQUE (2017A) SOUDEE EN FSW**

---

➤ **Présenté par :** Mr. BEZAA Hamza  
Mr. YOUBI Boumediene

➤ **Dirigé par:** Pr. ALLALI Abderrazak  
Mr. MIMOUNI Oussama

**Promotion : 2015/2016**

---

## *Résumé*

---

Ce travail vise à étudier le comportement vibratoire d'une plaque en aluminium aéronautique en présence d'un cordon de soudure FSW. On commence tout d'abord avec un rappel théorique sur le système de résolution d'une plaque (Timoshenko). Puis, on effectue une modélisation avec ABAQUS. Et finalement, une analyse modale expérimentale est établie. Les résultats à obtenir seront comparés dans les deux cas: absence et présence de la soudure. Des conclusions seront à tirer concernant les changements des propriétés dynamiques sous l'influence de la soudure FSW.

---

## *ملخص*

---

ويهدف هذا العمل إلى دراسة السلوك الاهتزازي للوحة من الألومنيوم في حالة وجود لحام من نوعية FSW . أولاً وقبل كل شيء، نبدأ مع التذكير النظري على نظام معادلات حل مشكلة لوحة ( تيموشينكو ) . ثم ينفذ المحاكات والحل الرقمي مع برنامج ABAQUS. و أخيراً، يتم تأسيس التحليل النمطي التجريبي الاهتزازي . ثم يتم مقارنة النتائج التي يمكن الحصول عليها في الحالتين: غياب و وجود لحام . وسيتم اختيار استنتاجات بشأن تغييرات على الخصائص الديناميكية للوحة تحت تأثير لحام FSW.

---

## *Abstract*

---

The objective of this work is to study the vibration behavior of aluminum plate in the presence of an FSW weld. First, we start with a theoretical reminder on a plate resolution system ( Timoshenko ) . Then it performs modeling and simulation with ABAQUS. And finally, an experimental modal analysis is established. The results to be obtained will be compared in the two cases: absence and presence of the weld. Conclusions will be drawn on changes to the dynamic properties under the influence of the FSW welding.

## **Remerciements**

*Louange à **ALLAH** le miséricordieux qui nous a donné la volonté, la santé et la patience pour finir ce modeste travail.*

*On tient à remercier vivement nos promoteurs, le professeur **ALLALI Abderrazak**, directeur du laboratoire des aéronefs à Institut d'Aéronautique et des Sciences Spatiales, université de Blida -1- ainsi que Mr **MIMOUNI Oussama** Attaché de recherche à l'Unité Recherche Développement à Dar El Beida pour avoir dirigé ce travail et pour la confiance qu'ils nous ont témoignée en nous proposant ce sujet de fin d'études.*

*On tient à témoigner notre reconnaissance envers nos collègues de l'Unité de Recherche et de Développement –Mécanique Aéronautique « **URD/MA** » Dar El Beida, et en particulier, Mr **GASSAA Ramzi**, sans oublier tout le personnel de l'Entreprise de Maintenance de Matériels Aéronautiques « **ERMAéro** ».*

*On remercie les membres du jury pour avoir bien voulu accepter d'examiner et de juger mon travail.*

*Enfin, mes reconnaissances les plus sincères s'expriment aux personnes qui ont contribué de près ou du loin dans ce travail.*

# *Dédicace*

*C'est avec un très grand honneur que je dédie ce modeste travail, aux deux personnes qui se sont sacrifiées pour je grandisse avec un savoir-faire et qui m'ont appris à ne jamais baisser les bras, et qui ont fait de moi ce que je suis aujourd'hui, sans lesquels je n'y serais jamais parvenu et qui je ne remercierais jamais assez ;*

*Mes très chers parents*

*A mes frères et sœurs*

*Et à tous mes amis et mes collègues.*

*BEZAA Hamza*

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail à la personne qui m'est la plus  
chère,*

*Ma mère qui m'a toujours soutenu, pour son amour et son  
affection, pour tous les sacrifices qu'elle a faits pour moi.*

*A mon Père qui m'a épaulé, pour ses précieux conseils et son  
Soutien moral.*

*A toute ma famille*

*A tous mes amis*

*YOUBI Boumediene*



---

2.3	Principe et paramètres du procédé :.....	20
2.3.1	Principe :.....	20
2.3.2	Paramètres opératoires :.....	22
2.3.3	Paramètres de l’outil :.....	24
2.4	Machine du soudage :.....	25
2.5	Configuration des joints soudés par FSW :.....	27
2.6	Avantages et limitations du procédé FSW :.....	27
2.6.1	Avantages liés au procédé :.....	27
2.6.2	Avantages économiques et environnementaux :.....	28
2.6.3	Défauts rencontrés en FSW : .....	28
2.7	Principaux domaines d’application : .....	30
2.7.1	Dans le domaine spatial :.....	30
2.7.2	Dans le domaine automobile :.....	30
2.7.3	Dans l’industrie aéronautique :.....	30
2.7.4	Dans le domaine ferroviaire :.....	31
2.8	Contrôle non destructif utilisé pour le soudage FSW :.....	31
2.9	Caractéristiques des joints soudés par FSW :.....	31
2.9.1	Microstructure de la zone soudée par FSW :.....	31
2.9.1.1	Métal de base (MB) :.....	32
2.9.1.2	Zone affectée thermiquement (ZAT) :.....	32
2.9.1.3	Zone affectée thermo-mécaniquement (ZATM) :.....	32
2.9.1.4	Noyau soudé (NS) :.....	32
2.10	Techniques expérimentales :.....	33
2.10.1	Introduction :.....	33
2.10.2	Fabrication des joints soudés par FSW :.....	34
2.10.2.1	Préparation des plaques à souder :.....	34
2.10.2.2	Machine de soudage :.....	35

2.10.3	Réalisation de la technique de soudage :.....	35
2.10.4	Moyens de contrôle de la qualité des soudures :.....	38
2.10.4.1	Inspection visuelle :.....	38
2.10.4.2	Contrôle par Radiographie :.....	38
2.10.4.3	Contrôle par Ultrasons :.....	39
2.11	Résultats et interprétations :.....	41
2.11.1	Résultats des soudures et discussions :.....	41
2.11.1.1	Inspection visuelle :.....	41
2.11.1.2	Contrôle par radiographie :.....	42
2.11.1.3	Contrôle par Ultrasons :.....	43
2.12	Conclusion :.....	43
<b>CHAPITRE III : ETUDE ET SIMULATION NUMERIQUE.....</b>		<b>XIX</b>
3.1	Introduction :.....	44
3.2	Les plaques minces:.....	44
3.2.1	Définition d'une plaque mince :.....	44
3.2.2	Théorie générale de la flexion des plaques minces :.....	44
3.2.3	Conditions de déformation :.....	47
3.3	Présentation de l'environnement ABAQUS :.....	49
3.3.1	Les étapes de traitement par de logiciel ABAQUS :.....	50
3.3.1.1	Prétraitement (Abaqus / CAE) :.....	50
3.3.1.2	Simulation (Abaqus / Standard ou Abaqus / Explicit) :.....	50
3.3.1.3	Post processeur (Abaqus / CAE) :.....	50
3.4	Les étapes de modélisation :.....	51
3.4.1	La plateforme de simulation et d'exécution :.....	51
3.4.2	Plaque de référence :.....	51
3.4.2.1	Chargement de la pièce :.....	51
3.4.2.2	Maillage de la pièce :.....	52

3.4.2.3	Les conditions aux limites :.....	54
3.5	Les résultats :.....	55
3.5.1	Cas de la plaque de référence (non soudée) :.....	55
3.5.1.1	Le premier mode propre :.....	55
3.5.1.2	Le deuxième mode propre:.....	56
3.5.1.3	Le troisième mode propre:.....	56
3.5.1.4	Le quatrième mode propre :.....	57
3.5.2	Cas de la plaque soudée :.....	58
3.5.2.1	Le premier mode propre:.....	58
3.5.2.2	Le deuxième mode :.....	59
3.5.2.3	Le troisième mode :.....	59
3.5.2.4	Le quatrième mode :.....	60
3.6	Interprétation :.....	60
3.7	Conclusion :.....	61
<b>CHAPITRE IV : ETUDE EXPERIMENTALE.....</b>		<b>XX</b>
4.1	Principe :.....	62
4.2	Technique de mesure :.....	62
4.3	Matériels et logiciels utilisés :.....	62
4.3.1	Présentation du matériel utilisé :.....	62
4.3.1.1	Excitateurs, Capteurs de mesure :.....	62
4.3.2	Acquisition & traitement des signaux :.....	64
4.3.2.1	Carte d'acquisition :.....	65
4.3.2.2	Ordinateur principal :.....	65
4.3.2.3	Logiciels utilisés :.....	66
4.4	Partie expérimentale :.....	67
4.4.1	But de l'étude :.....	67
4.4.2	Étapes d'analyse modale expérimentale :.....	68

---

4.4.2.1 Mode de fixation & Discrétisation de la plaque :.....	68
4.4.2.2 Réglage des paramètres d'acquisition sur PUMA :.....	69
4.4.2.3 Excitation et mesure de la réponse :.....	70
4.4.2.4 Calcul des FRFs :.....	70
4.4.3 Détermination des paramètres modaux :.....	71
4.4.3.1 Cas de la plaque de référence :.....	72
4.4.3.2 La Plaque soudée en FSW :.....	75
4.5 Résultats expérimentaux et discussion :.....	79
4.6 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques :.....	79
4.7 Conclusion :.....	80
<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES :.....</b>	<b>XXI</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :.....</b>	<b>XXIII</b>

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure I- 1 Réduction d'une réponse dynamique d'une plaque à un ensemble de modes discrets.....</b>	<b>1</b>
<b>Figure I 2 Montage typique d'analyse modale.....</b>	<b>3</b>
<b>Figure I 3 Excitateur Électrodynamique.....</b>	<b>3</b>
<b>Figure I 4 Signal harmonique.....</b>	<b>4</b>
<b>Figure I 5 Balayage en fréquence.....</b>	<b>4</b>
<b>Figure I 6 Vibration aléatoire.....</b>	<b>4</b>
<b>Figure I 7 Marteau d'impact.....</b>	<b>5</b>
<b>Figure I 8 Effet du choix de l'embout du marteau.....</b>	<b>5</b>
<b>Figure I 9 Capteur de force (différente taille).....</b>	<b>6</b>
<b>Figure I 10 Un accéléromètre (piézoélectrique).....</b>	<b>7</b>
<b>Figure I 11 Les différents types des accéléromètres.....</b>	<b>8</b>
<b>Figure I 12 Modèle analytique d'un système un (1) degré de liberté.....</b>	<b>9</b>
<b>Figure I 13 Modèle analytique d'un système à plusieurs degrés de liberté.....</b>	<b>9</b>
<b>Figure I 14 Modèle expérimental d'un système 1 degré de liberté.....</b>	<b>9</b>
<b>Figure I 15 Modèle expérimental d'un système à plusieurs degrés de liberté.....</b>	<b>9</b>
<b>Figure I 16 Fonction de réponse en fréquence.....</b>	<b>10</b>
<b>Figure I 17 L'obtention de la fonction de réponse en fréquence.....</b>	<b>11</b>
<b>Figure I 18 Fonction de réponse en fréquence.....</b>	<b>11</b>
<b>Figure I 19 Modèle analytique.....</b>	<b>12</b>
<b>Figure I 20 Système à un seul degré de liberté (SDOF).....</b>	<b>13</b>
<b>Figure I 21 Modèle paramétrique spatial.....</b>	<b>13</b>
<b>Figure I 22 Modèle paramétrique modal.....</b>	<b>14</b>
<b>Figure I 23 Système à plusieurs degrés de liberté.....</b>	<b>15</b>
<b>Figure I 24 La déformée modale d'ordre 2.....</b>	<b>17</b>
<b>Figure I 25MAC (Modal Assurance Criterion).....</b>	<b>17</b>

<b>Figure II- 1 Présentation schématique du principe de procédé FSW.....</b>	<b>20</b>
<b>Figure II- 2 Phase d'approche.....</b>	<b>21</b>
<b>Figure II- 3 Phase de soudage.....</b>	<b>22</b>
<b>Figure II- 4 Phase de retrait de l'outil.....</b>	<b>22</b>
<b>Figure II- 5 . Forces générées durant le procédé de FSW.....</b>	<b>24</b>
<b>Figure II- 6 Schématisation de l'outil FSW et de quelques géométries de pions.....</b>	<b>24</b>
<b>Figure II- 7 Contraintes géométriques locales autour du joint soudé.....</b>	<b>25</b>
<b>Figure II- 8 Différents types de machines FSW.....</b>	<b>26</b>
<b>Figure II- 9 Configurations des joints de soudure FSW : (1) Soudage bout à bout, (2) Soudage bout à bout avec deux plaques à souder, (3) Soudage par recouvrement, (4) Soudage par recouvrement multicouches, (5 et 6) Soudure en T et (7 et 8) Soudure en angle.....</b>	<b>27</b>
<b>Figure II- 10 Défaut de surface « flash ».....</b>	<b>29</b>
<b>Figure II- 11 Défaut de surface « brûlure ».....</b>	<b>29</b>
<b>Figure II- 12 Défaut interne manque de pénétration en racine.....</b>	<b>29</b>
<b>Figure II- 13 Défaut interne de type tunnel.....</b>	<b>29</b>
<b>Figure II- 14 Défaut interne de type manque de liaison sur oxyde.....</b>	<b>29</b>
<b>Figure II- 15 Eclipse 500 : Avion commercial qu'utilise le FSW dans les pièces de voilure.....</b>	<b>31</b>
<b>Figure II- 16 Profil d'un joint soudé selon une coupe perpendiculaire à la direction.....</b>	<b>32</b>
<b>Figure II- 17 Alliage 2017A-T451 sous forme des tôles laminées.....</b>	<b>33</b>
<b>Figure II- 18 Spectromètre de fluorescence des rayons X (EDX-800HS).....</b>	<b>34</b>
<b>Figure II- 19 Plaques d'aluminium 2017A-T451 de 6 mm d'épaisseur préparées pour le soudage par FSW.....</b>	<b>35</b>
<b>Figure II- 20 Fraiseuse utilisée pour le soudage par friction-malaxage.....</b>	<b>35</b>
<b>Figure II- 21 Système de fixation des plaques à souder.....</b>	<b>36</b>
<b>Figure II- 22 Montage sur la fraiseuse avec un vue de l'outil au-dessus de la ligne du joint.....</b>	<b>36</b>
<b>Figure II- 23 Réglage de la vitesse de rotation de l'outil.....</b>	<b>37</b>

Figure II- 24 Phase de soudage.....	37
Figure II- 25 Directions de soudage et de laminage des tôles.....	37
Figure II- 26 Positionnement des pièces à inspecter sur le film.....	39
Figure II- 27 Scanner utilisé pour le traitement du film.....	39
Figure II- 28 Principe du contrôle par ultrasons.....	40
Figure II- 29 Palpeur : à incidence normale (a) et incidence oblique (b).....	40
Figure II- 30 Appareil à ultrasons Type Krautkramer Branson USD 15.....	41
Figure II- 31 Défaut de manque de pénétration du pion dans le joint soudé.....	42
Figure II- 32 Bavures excessives laissés par le passage de l’outil dans le joint soudé.....	42
Figure II- 33 Image radiographique d’un joint soudé saine de notre plaque.....	42
Figure II- 34 Sondage en « ZIG-ZAG» de la plaque soudée.....	43
Figure III- 1 Expression graphique de la déformation. [T.H.T.B].....	46
Figure III- 2 Diagramme de fonctionnement de l’ABAQUS.....	50
Figure III- 3 Transfert de la géométrie de la pièce.....	52
Figure III- 4 Configuration du matériau.....	52
Figure III- 5 Maillage de la plaque de référence (non soudée).....	53
Figure III- 6 Maillage de la plaque soudée.....	53
Figure III- 7 Fixation d’une extrémité de la plaque.....	54
Figure III- 8 Choix du type de simulation (fréquentielle).....	55
Figure III- 9 Le mode propre d’ordre 1.....	56
Figure III- 10 Le mode propre d’ordre 2.....	56
Figure III- 11 Le mode propre d’ordre 3.....	57
Figure III- 12 Le mode propre d’ordre 4.....	57
Figure III- 13 Plaque soudée.....	58
Figure III- 14 Le mode propre d’ordre 1 (plaque soudée).....	58
Figure III- 15 Le mode propre d’ordre 2 (plaque soudée).....	59
Figure III- 16 Le mode propre d’ordre 3 (plaque soudée).....	59
Figure III- 17 Le mode propre d’ordre 4 (plaque soudée).....	60

<b>Figure IV- 1 Le marteau d'impact.....</b>	<b>62</b>
<b>Figure IV- 2 Types d'embouts.....</b>	<b>62</b>
<b>Figure IV- 3 Accéléromètre (Wilcoxon 736T).....</b>	<b>63</b>
<b>Figure IV- 4 Système d'analyse modale expérimentale.....</b>	<b>64</b>
<b>Figure IV- 5 Carte d'acquisition &amp; block de connexion.....</b>	<b>64</b>
<b>Figure IV- 6 Logiciel PUMA.....</b>	<b>65</b>
<b>Figure IV- 7 Logiciel CATSMODAL.....</b>	<b>66</b>
<b>Figure IV- 8 les déformées modales d'une plaque.....</b>	<b>67</b>
<b>Figure IV- 9 Plaque en aluminium de référence (non soudée).....</b>	<b>67</b>
<b>Figure IV- 10 Plaque en aluminium soudée.....</b>	<b>67</b>
<b>Figure IV- 11 Position de l'accéléromètre.....</b>	<b>68</b>
<b>Figure IV- 12 réglages des sensibilités (capteur et marteaux) et leurs emplacements....</b>	<b>68</b>
<b>Figure IV- 13 Paramètres d'acquisition.....</b>	<b>69</b>
<b>Figure IV- 14 Excitation de la plaque.....</b>	<b>69</b>
<b>Figure IV- 15 Signal d'excitation &amp; FRF.....</b>	<b>70</b>
<b>Figure IV- 16 Modélisation de la plaque sous CATSMODAL.....</b>	<b>70</b>
<b>Figure IV- 17 Importation des fichiers des FRFs.....</b>	<b>71</b>
<b>Figure IV- 18 Le lissage des courbes.....</b>	<b>71</b>
<b>Figure IV- 19 Paramètres modaux.....</b>	<b>72</b>
<b>Figure IV- 20 Le MAC de la plaque référentielle.....</b>	<b>74</b>
<b>Figure IV- 21 Le lissage des courbes.....</b>	<b>75</b>
<b>Figure IV- 22 Paramètres modaux.....</b>	<b>75</b>
<b>Figure IV- 23 Le MAC de la plaque soudée.....</b>	<b>77</b>

---

## LISTE DES TABLEAUX

<b>Tableau I- 1 Comparaison des méthodes d'analyse modale.....</b>	<b>6</b>
<b>Tableau I- 2 Différentes réponses complexes en fréquence.....</b>	<b>10</b>
<b>Tableau II- 1 Année d'apparition des principaux procédés de soudage.....</b>	<b>19</b>
<b>Tableau II- 2 Composition chimique du métal de base (2017A-T451) déterminée par spectromètre de fluorescence des rayons X.....</b>	<b>34</b>
<b>Tableau III- 1 Les caractéristiques de l'ordinateur de simulation.....</b>	<b>51</b>
<b>Tableau III- 2 Les propriétés et statistiques de la plaque de référence.....</b>	<b>54</b>
<b>Tableau III- 3 Les propriétés et statistiques de la plaque soudée.....</b>	<b>54</b>
<b>Tableau III- 4 Comparaison entre les valeurs des fréquences propres.....</b>	<b>60</b>
<b>Tableau IV- 1 Caractéristiques techniques du marteau d'impact.....</b>	<b>62</b>
<b>Tableau IV- 2 Caractéristiques techniques, accéléromètre (Wilcoxon 736T).....</b>	<b>63</b>
<b>Tableau IV- 3 les déformées appropriés aux différents modes propres de plaque non soudée....</b>	<b>73</b>
<b>Tableau IV- 4 les déformées appropriés aux différents modes propres de plaque soudée.....</b>	<b>76</b>
<b>Tableau IV- 5 Les résultats expérimentaux.....</b>	<b>78</b>
<b>Tableau IV- 6 les résultats expérimentaux et numériques.....</b>	<b>79</b>

# LISTE DES ABREVIATIONS ET SYMBOLES

## Liste des abréviations :

URD-MA	Unité Recherche Développement –Mécanique Aéronautique.
ERM-Aéro	Entreprise de Rénovation de Matériels Aéronautique.
FSW	Friction Stir Welding
AS	Advancing Side
RS	Retreating Side
TIG	Tungsten Inert Gas
MIG/ MAG	Métal Inert/Active Gas
TWI	The Welding Institute
MB	Métal de Base
ZAT	Zone Affectée Thermiquement
ZATM	Zone Affectée Thermo-mécaniquement
NS	Noyau de Soudure
CND	Contrôle Non Destructif
DRX	Diffraction de rayons X
AME	analyse modale expérimentale
FRF	fonction de réponse en fréquence.
MAC	Modal Assurance Criteria.
MCF	Factor Modal Confidence
SDOF	Système à un Degré De Liberté.
MDOF	Système à Plusieurs Degrés De Libertés.

## Liste des symboles

Symbole	Signification
$N$	Vitesse de rotation de l'outil
$F_Z$	Force appliquée sur les plaques
$V_a$	Vitesse d'avance de l'outil
$E$	Module de Young
$x, y, z$	Coordonnées rectangulaires, $xy$ dans le plan équidistant.
$h$	Epaisseur de la plaque ou de la paroi.
$p$	Charge par unité de surface.
$\rho$	Masse par unité de volume.
$\sigma$	Contrainte normal.
$\tau$	Contrainte de cisaillement.
$\mu, v, w,$	Composantes suivant les trois axes des déplacements.
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$	Allongements unitaires.
$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$	Distorsions ou dilatations angulaires.
$E$	Module d'élasticité.
$\nu$	Nombre de Poisson.
$G$	Module de cisaillement.
$M_x, M_y, M_{xy}$	Moments de flexion et de torsion d'une plaque mince.
$Q_x, Q_y$	Efforts tranchants.
$m$	La masse
$C$	Le coefficient d'amortissement
$k$	la rigidité
$m\ddot{x}(t)$	la force d'inertie
$c\dot{x}(t)$	la force d'amortissement (viscosité)
$kx(t)$	la force de rigidité. la variable
$x(t)$	représente la position de la masse $m$
$H(\omega)$	la fonction de réponse en fréquence

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les méthodes d'analyse modale sont des méthodes d'investigation relativement récentes, qui ont été mises en œuvre pour établir et 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, amortissements 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 d'investigation dans le domaine de la dynamique des structures.

Les premiers investigateurs de cette technique ont été les avionneurs qui étaient confrontés au problème crucial de « flottement » des avions. Ce phénomène dû au couplage aéroélastique entre l'air et la structure de l'avion provoque à certaines vitesses un phénomène de vibrations auto-excités pouvant causer la destruction de l'appareil, ce phénomène peut être prévu si l'on connaît les caractéristiques dynamiques de la structure, à savoir : vecteurs propres, fréquences propres et amortissements généralisés, masses généralisées (masses modales). [AME PRD]

Les alliages d'aluminium de haute performance comme les séries 2000, 6000 et 7000 sont largement utilisés dans la fabrication des avions. Le soudage conventionnel par fusion de ces alliages d'aluminium représente un défi à cause de certaines caractéristiques inhérentes : une couche d'oxyde qui doit être éliminée pour éviter la contamination du joint, une conductivité thermique élevée qui requiert une énergie de soudage élevée et un coefficient d'expansion thermique élevé qui cause de la distorsion. [DEM.12]

Un des procédés de soudage les plus récents est le soudage par friction malaxage, qui permet de remplacer le rivetage pour l'assemblage du fuselage de la nouvelle génération des avions de transport. L'élimination des rivets permet de diminuer le temps de fabrication, la traînée et de réduire le poids des appareils, ce qui signifie une réduction des coûts et de la consommation de carburant. Des constructeurs aéronautiques comme « Eclipse » détiennent un grand nombre de brevets sur l'utilisation de ce procédé pour la fabrication de leur jet d'affaires. Cependant, cette technique n'est pas très répandue à cause du manque de données sur le contrôle du procédé et les propriétés mécaniques des joints soudés. [FAR.13]

Dans le but d'approfondir les connaissances sur les nombreux paramètres et mécanismes présents lors du soudage par friction malaxage, les objectifs spécifiques de ce projet sont les suivants :

- ✓ Fabrication des joints soudés par friction malaxage avec des tôles en matière d'un alliage de la série 2000 qui est le 2017A-T4 avec une épaisseur de 6 mm ;
- ✓ Utilisation des paramètres de soudage optimaux, dont le but d'avoir des soudures avec un minimum de défauts détectés par les méthodes de contrôle non destructif ;
- ✓ L'étude du comportement dynamique des deux plaques (non soudée et soudée) avec deux méthodes :
  - Simulation numérique sous le logiciel **ABAQUS**.
  - Une analyse modale expérimentale sous une plateforme d'essai vibratoire **Spectral Dynamics**.

En plus de l'introduction où on présente l'objectif de notre travail, d'une conclusion où on résume l'essentiel des résultats obtenus et d'une liste des références bibliographiques, le présent manuscrit se décompose en quatre (04) chapitres:

- Chapitre I : Théorie de l'analyse modale ;
- Chapitre II : Caractérisation, soudage et contrôle ;
- Chapitre III : Etude et simulation numérique ;
- Chapitre IV : Etude expérimentale.

*Chapitre 1 :*  
*Théorie de l'analyse*  
*modale*

## 1.1 Introduction :

La recherche constante de l'amélioration de la qualité dans tous les domaines où intervient la mécanique a conduit les concepteurs à utiliser l'analyse modale expérimentale comme un outil privilégié pour accéder à une meilleure connaissance du comportement dynamique des structures. C'est pourquoi ces techniques ont largement dépassé le cadre de l'aéronautique pour s'intéresser aux structures dans le domaine du transport (véhicules automobiles, ferroviaires, bateaux...), aux ouvrages de génie civil (ponts, tours aéro-réfrigérantes,...) et plus généralement à tous les matériels susceptibles d'être soumis à une vibration sévère. Toute une méthodologie s'est ainsi développée en aval de l'analyse modale concernant par exemple la sous-structuration dynamique ou le recalage des modèles de calcul par éléments finis par rapport à la structure réelle. [AME PRD]

## 1.2 Définition de l'analyse modale :

En un mot, nous pourrions dire que l'analyse modale est un processus par lequel nous pouvons décrire une structure en termes de ses caractéristiques naturelles qui sont les paramètres modaux : la fréquence modale, l'amortissement et la déformée modale.

Et d'autre part, l'analyse modale est le procédé qui permet de définir tous les paramètres modaux suffisants pour formuler un modèle mathématique dynamique. L'analyse modale peut être faite par des techniques expérimentales ou analytiques.

Une propriété importante des modes de vibration est que toute réponse dynamique forcée ou libre d'une structure peut être réduite à un ensemble de modes discrets. [AME QBC]

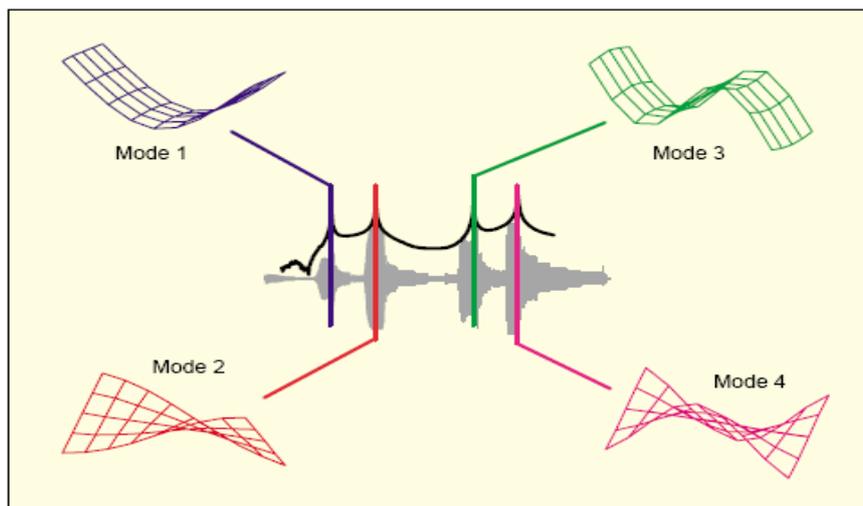


Figure I- 1 Réduction d'une réponse dynamique d'une plaque à un ensemble de modes discrets. [EMA UM]

L'Analyse Modale Expérimentale constitue aujourd'hui un outil de conception indispensable. Elle permet d'appréhender correctement le comportement dynamique d'une

structure (caractérisation dynamique d'une structure), d'en optimiser le prototype et d'aboutir ainsi à un produit final tout à fait performant. La connaissance des 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.

## **1.2.1 Intérêts de l'AME :**

L'Analyse Modale Expérimentale permet de réaliser plusieurs tâches essentielles en dynamique des structures. Dans le processus de conception de systèmes dynamiques 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 (conditions aux frontières, caractéristiques des matériaux, amortissement, etc.) alors que le prototype n'est même pas disponible. La plupart des calculs dynamiques débutent par la détermination analytique des paramètres modaux. Une fois le prototype fabriqué, il faudra par conséquent vérifier la validité de ces hypothèses, le 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'amortissement. 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 de modèle analytique réel pour prédire sa valeur.

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

Enfin, l'AME permet de vérifier l'intégrité structurale des structures dans un processus de surveillance (maintenance des rotors). [AME ACSTQ]

## **1.3 Dispositif expérimental général de l'analyse modale :**

La chaîne de mesure consiste en :

- Une source d'excitation (marteau d'impact ou vibreur) qui fournit une force mesurée et contrôlée à l'aide d'un capteur de force,
- Un capteur (accéléromètre, vibromètre) qui convertit un mouvement mécanique en signal électrique ;
- Des conditionneurs de signal (amplificateur de charge) et un analyseur FFT à 2 canaux minimum qui fournit l'information fréquentielle du signal. [AME QBC]

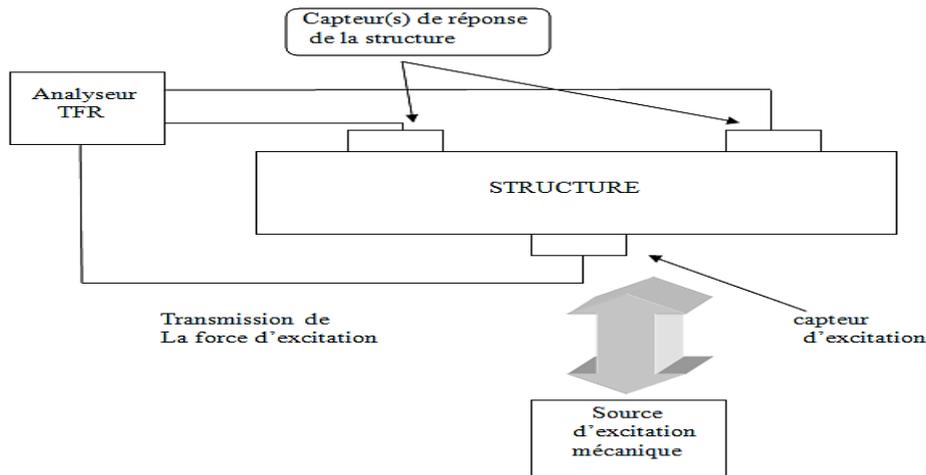


Figure I-1 Montage typique d'analyse modale.

### 1.3.1 Excitation :

L'excitation est assurée à l'aide de générateurs de vibrations. Un vibreur présente l'avantage de pouvoir entretenir l'énergie de perturbation, mais nécessite la conception d'une structure d'attache (fixation) qui peut fausser les résultats. En outre, un vibreur est souvent limité à des fréquences comprises entre 3 et 2000 Hz.

Les vibrateurs les plus couramment utilisés sont les suivants :

#### 1.3.1.1 Excitateur électrodynamique :

Un excitateur électrodynamique est montré à la figure 1.3. La circulation d'un courant d'intensité  $I$  dans une bobine placée dans un champ magnétique crée une force proportionnelle à l'induction. Un excitateur électrodynamique est capable de générer des forces de l'ordre de 10 000 N dans une gamme de fréquences de 3 à 2000 Hz.



Figure I-2 Excitateur Électrodynamique.

À l'aide de ces excitateurs, la vibration peut être générée de multiples façons.

#### a) Excitation harmonique :

Le vibreur permet soit de générer des vibrations harmoniques (figure .I.4), soit d'effectuer des balayages en fréquence à l'aide de vibrations harmoniques (figure I.5)

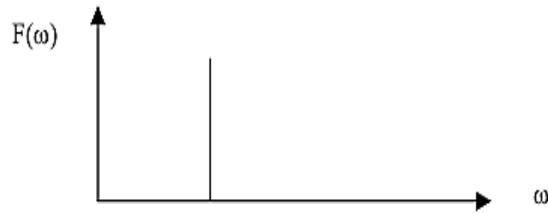


Figure I-3 Signal harmonique.

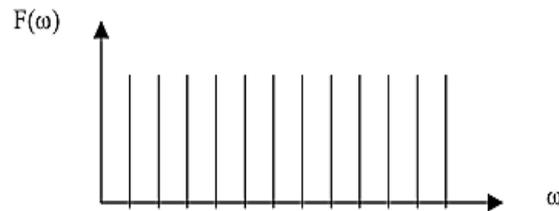


Figure I-4 Balayage en fréquence.

L'excitation sinusoïdale sera toujours celle qui donne le meilleur rapport signal/bruit dans le cas où le niveau de force requis est à la limite des possibilités du système d'excitation.

#### b) Excitation par une force aléatoire connue :

Le principe est le même que le précédent, à cette différence près qu'on ne fait pas varier progressivement la fréquence. La force appliquée est aléatoire. Son spectre contient une énergie dans une bande de fréquence, et la réponse obtenue dans cette bande sera la même que si on avait fait varier progressivement la fréquence.

L'avantage de cette méthode, c'est qu'on obtient rapidement une vision de tous les modes vibratoires de la structure. Toutefois, ce n'est pas la réponse de la structure qui est intéressante, mais la fonction de transfert. Il faut donc traiter les signaux de forces et de vibrations pour la calculer à chaque instant.

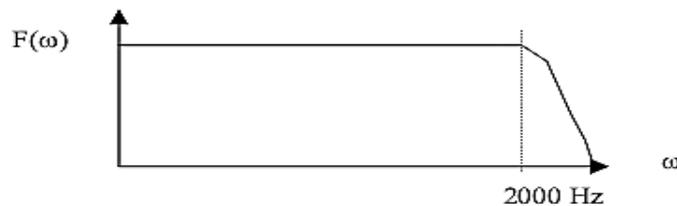


Figure I-5 Vibration aléatoire.

#### c) Excitation par choc :

L'excitation par choc peut être assimilée à une excitation aléatoire, car le spectre d'une impulsion est plat et couvre une large gamme de fréquences. Un impact théorique de Dirac est une impulsion de durée nulle, d'amplitude infinie et excite toutes les fréquences.

[AME ACSTQ]

##### 1.3.1.2 Marteau d'impact :

Un marteau d'impact est constitué d'une masse, d'un capteur de force, et d'un embout plus ou moins dur selon les fréquences que l'on veut exciter. Lorsqu'on utilise un marteau d'impact, la force (crête) d'impact est proportionnelle à la masse du marteau et à la vitesse d'impact. Un marteau d'impact (figure 1.7) a la particularité d'exciter une large

gamme de fréquences. C'est un outil plus rapide et plus facile à mettre en œuvre que le vibreur, mais il peut manquer d'énergie de perturbation, selon sa grosseur, pour exciter convenablement une structure. La limite de  $\omega_c$  est baissée en augmentant la masse du marteau et elle est augmentée en augmentant la rigidité de l'embout du marteau. On pourra donc agir sur la forme du spectre (par exemple, en interposant entre le marteau et la structure en matériau élastique) pour adapter le type de choc aux fréquences que l'on recherche. [AME ACSTQ]



Figure I-6 Marteau d'impact.

- **Effet de l'embout du marteau :**

La durée de l'impulsion est contrôlée par la masse et la rigidité du marteau et de son embout ainsi que de celle de la structure. Lorsqu'on frappe sur une structure rigide, la dureté de l'embout commande la forme du spectre et la gamme opérationnelle en fréquence (figure I.8). Plus l'embout du marteau sera dur, plus la gamme opérationnelle sera grande, mais moins la réponse sera sensible à la force. Plus l'embout du marteau sera mou, plus la gamme opérationnelle sera faible, mais plus la réponse sera sensible à la force. [AME ACSTQ]

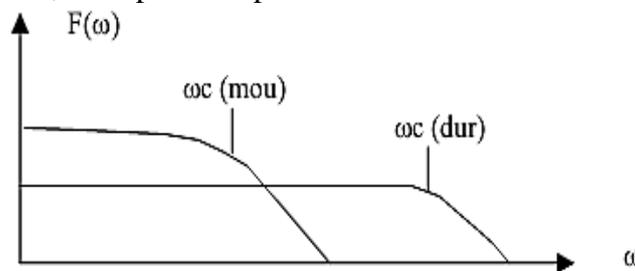


Figure I-7 Effet du choix de l'embout du marteau

### 1.3.1.3 Comparaison entre méthodes d'excitations dans l'analyse modale :

Ce tableau représente les différentes caractéristiques des deux types d'excitation et ce qu'il y a comme différences en eux.

**Tableau I- 1 Comparaison des méthodes d'analyse modale.**

Type d'excitation Caractéristiques	POT VIBRANT	MARTEAU
Préparation expérimentale de l'analyse	Longue	Courte
Lien mécanique avec la structure d'étude	Oui	Non
Ajustement de la gamme de fréquences	Facile (dépend du signal du générateur)	Difficile (dépend de la tête d'impact du marteau)
Décalage de fréquences	Oui	Dépend du poids du marteau
Changement du point d'excitation	Long	Court
Reproductibilité des mesures	<b>Bonne</b>	Assez bonne
Adaptation à tout type de structure	Oui	Oui

### 1.3.2 Mesure de la force d'excitation :

La force d'excitation est mesurée à l'aide d'un capteur de force piézoélectrique, dans lequel une fraction de la force est transmise au travers d'un élément piézoélectrique.

La force totale générée dans un exciteur doit agir sur les parties mobiles suivantes : l'ensemble exciteur bobine/piston, le mécanisme de connexion et la structure. la force exacte excitant la structure est mesurable si le capteur de force est monté à même la structure ou très près de celle-ci.



**Figure I-8 Capteur de force (différente taille). [STR TST]**

### 1.3.3 Mesure de la réponse vibratoire :

Un accéléromètre est un capteur qui est fixé directement sur la structure dont on veut mesurer les vibrations. Comme il vibre avec la structure, il ne mesure pas le mouvement absolu  $y(t)$  de la structure (tel que désiré), mais un mouvement relatif  $z(t)$  qu'il faudra interpréter pour en extraire l'information sur le mouvement absolu. **[FC AME]**

Pour mesurer la réponse vibratoire, on peut mesurer au choix le déplacement, la vitesse ou l'accélération. Le meilleur choix pour le capteur est l'accéléromètre piézoélectrique, pour les raisons suivantes.

Il offre :

- Une bonne linéarité ;
- Un poids réduit (qui peut être inférieur à 1 gramme) ;
- Une grande gamme dynamique (160 dB) ;
- Une gamme de fréquences étendue (de 0,2 Hz à plus de 10 KHz pour une linéarité meilleure que 5 %) ;
- Une construction solide et une conception simple (certains types de capteur supportent des chocs supérieurs à 20 000 g) ;
- Une grande résistance à l'environnement ;
- Une faible sensibilité transversale ;
- Une méthode de montage simple.

Les paramètres de vitesse et de déplacement peuvent être obtenus en intégrant des signaux d'accélération dans l'amplificateur de charge ou en traitant les signaux sur l'analyseur. [STR TST]

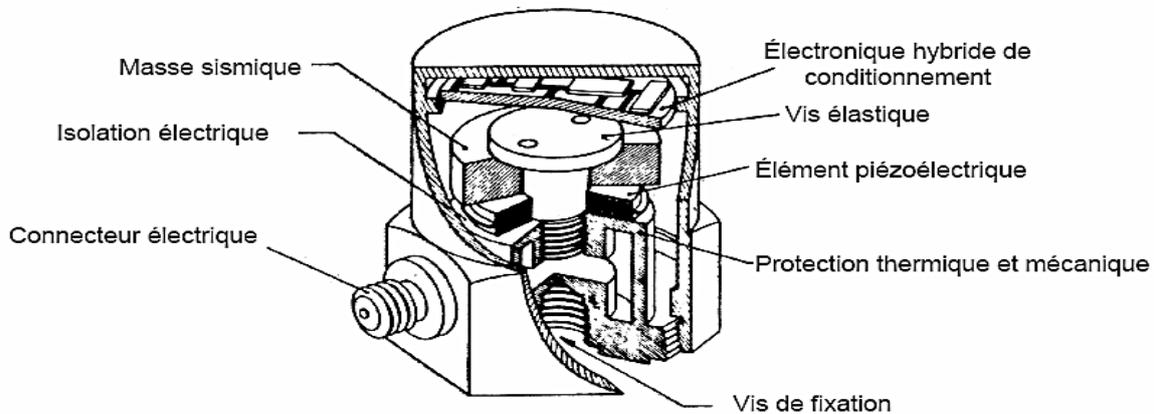


Figure I-9 Un accéléromètre (piézoélectrique). [FC AME]

- **Les types des accéléromètres :**

L'image ci-dessous montre quelques types de capteurs d'accélération

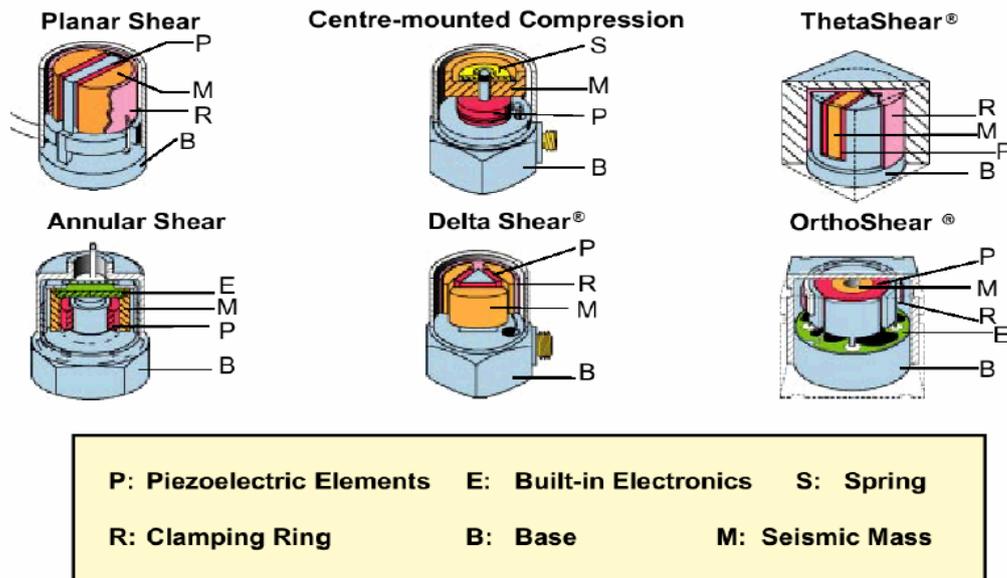


Figure I-10 Les différents types des accéléromètres. [FC AME]

## 1.4 Modèle mathématique dynamique :

Les modèles mathématiques sont nécessaires pour les raisons suivantes :

Comprendre et expliquer comment les structures se comportent sous l'influence des charges dynamiques ;

Utiliser la technique de réduction de données et les techniques de lissage des courbes (curve fitting) ;

Simuler ou prévoir la réponse produite par des forces extérieures ;

Simuler les changements de caractéristiques dynamiques, dus à des modifications de la structure. [STR TST]

### 1.4.1 Les modèles analytiques :

Généralement ces modèles mathématiques sont utilisés pour simplifier l'étude d'un système mécanique complexe. À travers le remplacement de leurs composants par des simples éléments mécaniques (masse, ressort ...) et de traduire sa dynamique sous forme des équations différentielles faciles à résoudre. [STR TST]

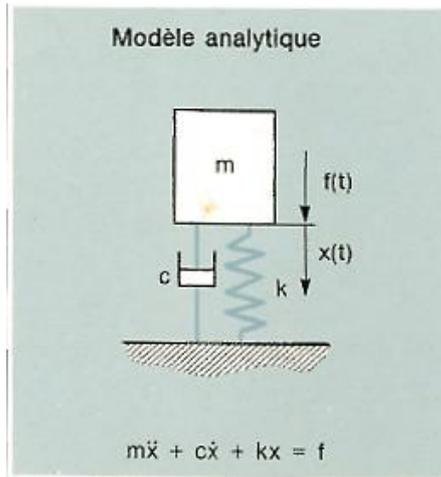


Figure I-11 Modèle analytique d'un système un (1) degré de liberté.

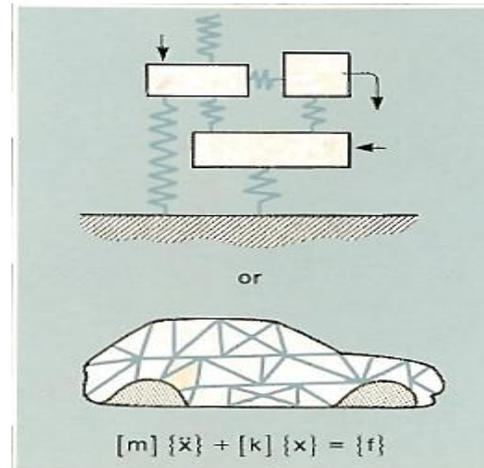


Figure I-12 . Modèle analytique d'un système à plusieurs degrés de liberté.

**1.4.2 Les modèles mathématiques expérimentaux :**

Les modèles mathématiques expérimentaux peuvent être construits à partir de données modales, représentant le système dans les conditions de mesure. Ce modèle est souvent appelé « méthode d'analyse modale ». [STR TST]

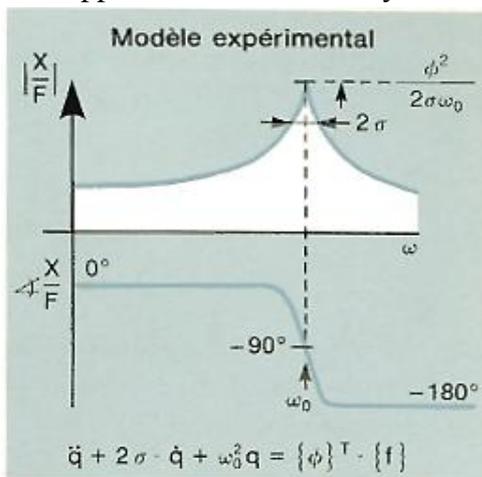


Figure I-13 Modèle expérimental d'un système 1 degré de liberté.

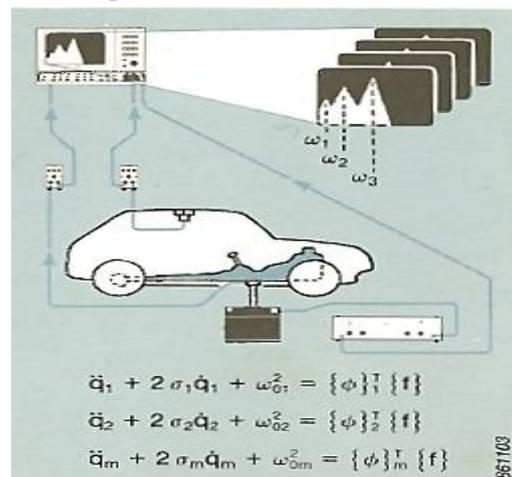


Figure I-14 Modèle expérimental d'un système à plusieurs degrés de liberté.

Les modes sont les propriétés inhérentes d'une structure, et sont déterminés par les propriétés matérielles (la masse, amortissement et rigidité) et les conditions de limites de la structure. Chaque mode est défini par une fréquence (modale ou résonnante) amortissement modal et une forme modale. Si les propriétés de matériau ou les conditions aux limites d'une structure changent, les modes changeront. Par exemple, si la masse est ajoutée à une structure, elle vibrera différemment. [STR TST]

### 1.5 Étude de quelques réponses complexes en fréquence :

Pour caractériser un système mécanique linéaire, il est commode d'utiliser les réponses complexes en fréquence. Les principales sont indiquées dans le tableau ci-dessous, bien que les divers auteurs n'utilisent pas les mêmes dénominations ; il règne même une certaine anarchie dans la littérature.

Les plus fréquemment rencontrées sont l'impédance et son inverse la mobilité, la réceptance et l'inertance, car elles permettent d'obtenir aisément les caractéristiques dynamiques du système, en particulier les fréquences de résonance et d'antirésonance, le coefficient d'amortissement, etc. [A410]

**Tableau I- 2 Différentes réponses complexes en fréquence.**

	Dénomination	$H(\omega)$	Dénomination
	Module dynamique Réfúsance Rigidité	$\frac{\text{Force}}{\text{Déplacement}}$	Acceptance Compliance Réceptance Admittance
	Impédance mécanique	$\frac{\text{Force}}{\text{Vitesse}}$	Mobilité
	Masse apparente	$\frac{\text{Force}}{\text{Accélération}}$	Inertance

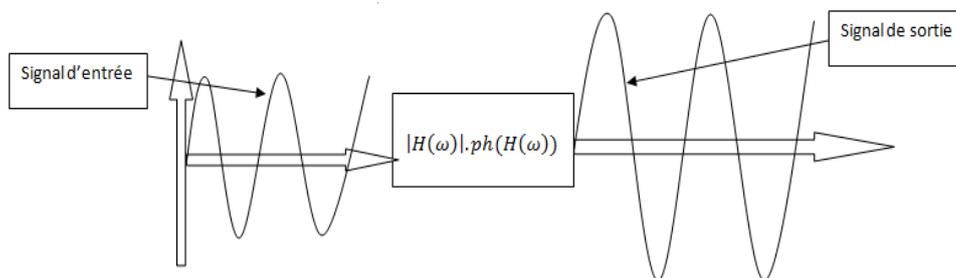
Dans notre étude expérimentale, nous allons nous intéresser à l'inertance.

### 1.6 Fonction de réponse en fréquence (FRF) :

Un modèle très efficace de système linéaire est un modèle du domaine fréquentiel qui exprime les spectres d'entrée, pondérés par une fonction de description du système.

$$X(\omega) = H(\omega) \cdot F(\omega) \quad (1.I)$$

Cette fonction  $H(\omega)$  est appelée Fonction de Réponse en Fréquence (FRF), et elle est définie comme :



**Figure I-15 Fonction de réponse en fréquence.**

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (1.I)$$

Elle représente le rapport complexe entre la sortie et l'entrée en fonction de la fréquence  $\omega$ .  $H(\omega)$  est un nombre complexe d'amplitude  $|H(\omega)|$  et de phase  $\varphi(\omega)$ . [FRF SGN]

$$H(\omega) = \frac{\text{sortie}}{\text{entrée}} = \frac{\text{mouvement}}{\text{force}} = \frac{\text{réponse}}{\text{excitation}}$$

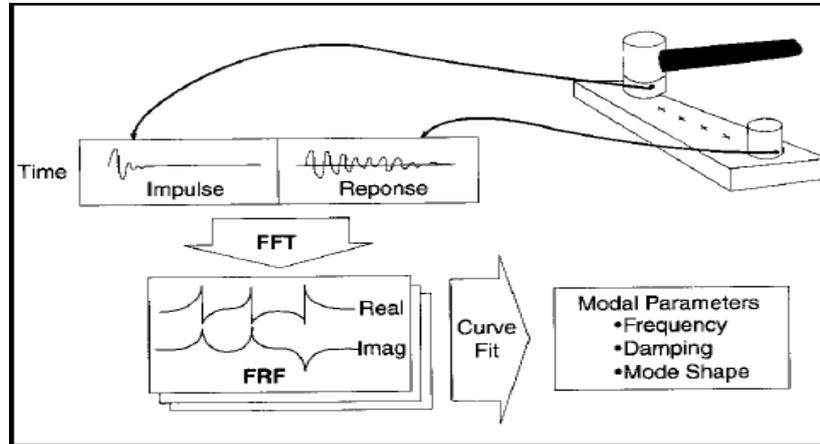


Figure I-16. L'obtention de la fonction de réponse en fréquence

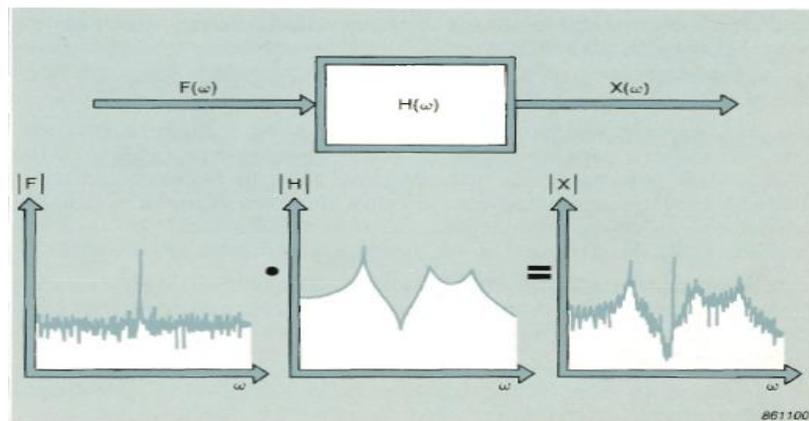


Figure I-17 Fonction de réponse en fréquence. [STR TST]

L'interprétation physique de la FRF est qu'une force d'entrée sinusoïdale, de même fréquence  $\omega$ , produit un mouvement de sortie sinusoïdal de même fréquence. L'amplitude de sortie sera multipliée par  $|H(\omega)|$ , et la phase, entre la sortie et l'entrée, sera décalée de  $\varphi(\omega)$ . [ENSTA]

### 1.6.1 Modèles à un seul degré de liberté (SDOF) :

Un modèle analytique : Le modèle mathématique peut être construit dans le domaine physique. Il s'agit d'un système abstrait consistant en une masse ponctuelle ( $m$ ), supportée par un ressort linéaire sans masse ( $k$ ) et reliée à un amortisseur visqueux linéaire ( $c$ ). La masse est contrainte à ne se déplacer que dans une seule direction ( $x$ ).

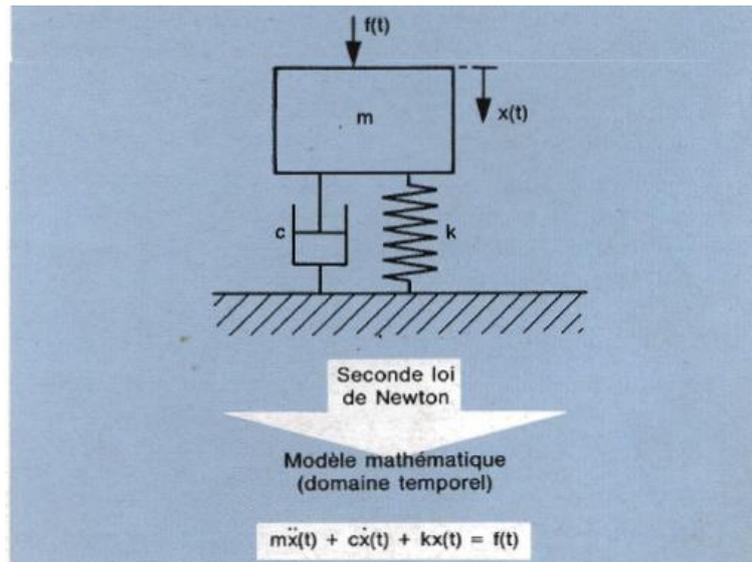


Figure I-18 Modèle analytique.

Un modèle mathématique : dans le domaine temporel peut-être obtenu en appliquant la seconde loi de Newton au modèle analytique. En égalisant les forces internes (inertie, amortissement et élasticité) aux forces externes (excitation), nous obtenons le modèle :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1.1)$$

Qui est une équation différentielle du second ordre. On peut obtenir dans le domaine fréquentiel un modèle qui est mathématiquement plus maniable.

Un système à un seul degré de liberté est décrit par l'équation suivante :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1.1)$$

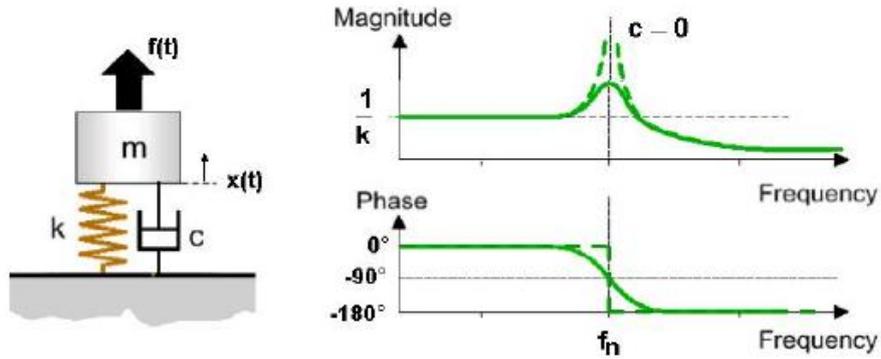
Avec  $m$  la masse,  $c$  le coefficient d'amortissement et  $k$  la rigidité. Cette équation signifie que la somme de toutes les forces agissant sur la masse  $m$  devrait être égale à zéro avec  $f(t)$  par force extérieurement appliquée.

Avec  $m\ddot{x}(t)$  la force d'inertie,  $c\dot{x}(t)$  la force d'amortissement (viscosité) et  $kx(t)$  la force de rigidité. la variable  $x(t)$  représente la position de la masse  $m$  en respectant la condition d'équilibre, c.-à-d. la position de la masse ou  $f(t)=0$ . la transformation au domaine de Laplace donne :

$$H(p)X(p) = F(p) \quad (2.1)$$

Avec  $H(p)$  la rigidité dynamique

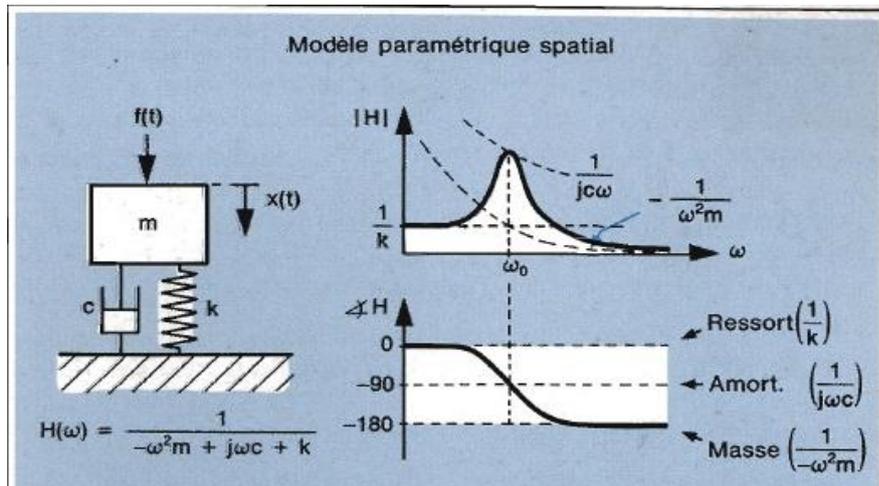
$$H(p) = mp^2 + cp + k \quad (3.1)$$



**Figure I-19** Système à un seul degré de liberté (SDOF). [AME PRD]

Un modèle paramétrique spatial : Peut-être construit dans le domaine fréquentiel pour décrire la fonction de réponse en fréquence  $H(\omega)$  en termes de masse, rigidité de ressort et coefficient d'amortissement. Voyons quel est le comportement de ce modèle sous excitation sinusoïdale, et examinons les variations d'amplitude  $|H(\omega)|$  et de phase  $\varphi(\omega)$  quand la fréquence augmente.

La déformée statique dépend uniquement de la raideur. Aux basses fréquences, la réponse est dominée par le ressort et est en phase avec l'excitation. Quand la fréquence augmente, la force d'inertie a une influence croissante. A la fréquence propre non amortie  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ , les termes de masse et de ressort se compensent mutuellement, la réponse ne dépend que de l'amortissement, et la compliance reste élevée. En fait, si l'amortissement était nul, la compliance serait infinie. à  $\omega_0$ , la réponse est retardée de 90 par rapport à l'excitation. Aux fréquences supérieures à  $\omega_0$ , le terme masse devient prépondérant, le système commence à agir comme une simple masse, la compliance diminue et la réponse suit l'excitation avec un retard de 180°. [AME PRD]



**Figure I-20** Modèle paramétrique spatial.

Le modèle paramétrique modal : Il est représenté sur le dessin ci-dessous. Il est construit à l'aide de deux paramètres issus des mesures de réponse en fréquence.

$H(\omega)$  est définie en termes d'emplacement du pôle (p) et du résidu(R) et de leur complexe conjugué ( $p^*$  et  $R^*$ ). L'emplacement du, pôle et du résidu sont eux-mêmes exprimés en fonction des paramètres spatiaux.

$$H(\omega) = \frac{R}{i\omega - p} + \frac{R^*}{i\omega - p^*} \quad (4.1)$$

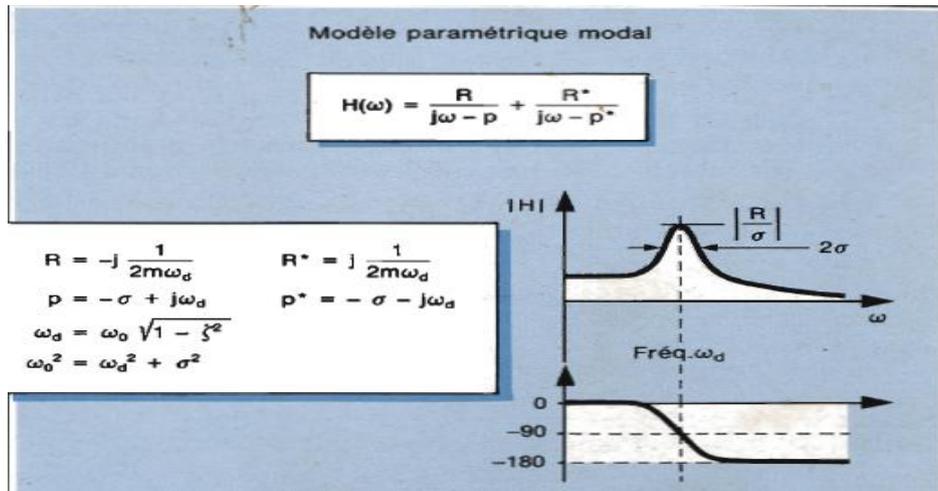


Figure I-21 Modèle paramétrique modal.

Les racines du dénominateur de la fonction de transfert, c.-à-d.

$$d(p) = mp^2 + cp + k \quad (5.1)$$

Sont les pôles du système. En dynamique des structures, le coefficient d'amortissement c'est pratiquement très petit ayant pour résultat deux paires pôles complexes conjugués.

$$p = -\sigma \pm i\omega_d \quad (6.1)$$

Avec  $f_d = \omega_d/2\pi$  la fréquence propre d'amortissement.

$$f_n = \omega_n/2\pi \text{ La fréquence propre du système avec } \omega_n = \sqrt{k/m} = |p|$$

$$\xi = c/2m\omega_n = \sigma/|p| \text{ le coefficient d'amortissement } (f_d = f_n\sqrt{1 - \xi^2}).$$

Si le système n'est pas amorti les pôles deviennent purement imaginaires :  $p = \pm i\omega_n$ .

La fonction de réponse en fréquence (FRF) notée par  $H(\omega)$ , est obtenu par le remplacement de la variable de Laplace par  $i\omega$ , on trouve :

$$H(\omega) = 1/(k - m\omega^2) + ic\omega \quad (7.1)$$

C'est clair que si  $c=0$ ,  $H(\omega)$  tend vers l'infini pour  $\xrightarrow{tend} \omega_n = \sqrt{k/m}$ .

- **Définition du pôle :** est un nombre complexe. La valeur numérique de sa partie réelle ( $\sigma$ ) est la pente de décroissance des oscillations amorties. Celle-ci est représentée sur la réponse impulsionnelle dans le domaine temporel. Dans le domaine fréquentiel,  $\sigma$  représente la moitié de la largeur de bande à -3 dB du pic de réponse en fréquence. La partie imaginaire de l'emplacement du pôle est la fréquence modale, la fréquence amortie propre ( $\omega_d$ ) pour une oscillation en décroissance libre. [A410]

- **Définition du résidu :** le résidu d'un système SDOF est un nombre imaginaire qui exprime l'importance du mode. On peut obtenir l'emplacement du pôle et le résidu à partir de mesures faites sur la réponse en fréquence affichée. Le modèle paramétrique modal nous donne alors la relation entre les modèles analytiques et les mesures expérimentales.

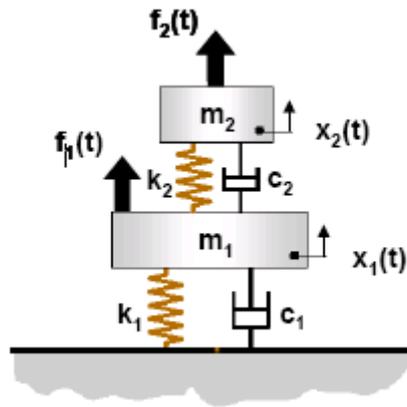
Bien que, très peu de structures pratiques pourraient normalement être modélisées par un système à un seul degré de liberté(SDOF), les propriétés d'un tel système sont importantes parce que sont moins complexe que le système à plusieurs degrés de liberté (MDOF) peut toujours être représenté comme superposition linéaire d'un certain nombre de caractéristiques de SDOF (quand le système est linéaire temps-invariable). [A410]

**1.6.2 Système à plusieurs degrés de liberté(MDOF) :**

Les systèmes à plusieurs degrés de liberté sont décrits par l'équation suivante :

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \tag{8.I}$$

Dans la figure suivante, toutes les matrices sont définies à partir à un système à 2 degrés de liberté selon l'axe x vertical.



**Figure I-22 Système à plusieurs degrés de liberté**

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \tag{9.I}$$

$$f(t) = \begin{pmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{pmatrix} \tag{11.I} \quad \text{et} \quad x(t) = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{pmatrix} \tag{10.I}$$

La transformation dans le domaine de Laplace donne :

$$Z(p)X(p) = F(p) \tag{11.I}$$

Avec  $Z(p)$  la matrice de la rigidité dynamique

$$Z(p) = Mp^2 + Cp + K \tag{12.I}$$

La matrice de fonction de transfert  $H(p)$  entre le déplacement et les vecteurs de force,  $X(p) = H(p)F(p)$  égale l'inverse de la matrice dynamique de rigidité.

$$H(p) = [Mp^2 + Cp + K]^{-1} = \frac{N(p)}{d(p)} \quad (13.I)$$

La fonction de transfert peut être écrite sous une forme de pôles et résidu. Ainsi appeler le modèle modal. [A410]

$$H(p) = \sum_{m=1}^{N_m} \frac{R_m}{p-p_m} + \frac{R_m^*}{p-p_m^*} \quad (14.I)$$

- **La localisation des pôles et résidu :**

- **L'emplacement des pôles :** La partie réelle de l'emplacement des pôles est la vitesse à laquelle les vibrations libres disparaissent (liée à l'amortissement modal), et la partie imaginaire est la fréquence à laquelle le système oscille en décroissance libre (fréquence modale). Cette information est gardée sous forme de la fréquence centrale et de la demi-largeur de bande (à -3 dB) de la résonance. L'emplacement du pôle décrit l'allure des courbes d'amplitude et de phase de la réponse en fréquence. Il donne une mesure qualitative des propriétés dynamiques. [A410]

- **Le résidu :** est un concept mathématique qui n'a pas d'interprétation directe en termes physiques. Il donne l'échelle absolue de la réponse en fréquence et par conséquent le niveau de la courbe d'amplitude.

Le résidu est parfois appelé le degré du pôle, mais l'amplitude du mode n'est pas donnée par le résidu seul. Elle est le rapport du résidu à la vitesse de décroissance: [A410]

$$H(\omega_d) \simeq \frac{R}{\sigma} \quad (15.I)$$

### 1.7 Définition de la déformée modale

Une déformée propre est (voir l'exemple ci-dessous) une allure de déformation associée à une fréquence modale particulière - ou emplacement des pôles. Elle n'est ni concrète ni facile à observer. C'est un paramètre mathématique abstrait qui définit une allure de déformation comme si ce mode existait isolément de tous les autres dans la structure.

Le déplacement physique réel en tout point est toujours une combinaison de toutes les déformées propres de la structure. Avec une excitation harmonique proche de la fréquence modale, 95% du déplacement peut être dû à cette déformée particulière, tandis que l'excitation aléatoire tend à produire un "mélange" arbitraire de toutes les déformées.

Toutefois, une déformée propre est une propriété dynamique inhérente d'une structure en vibrations "libres" (lorsqu'aucune force externe n'est active). Elle représente les déplacements relatifs de toutes les parties de la structure pour ce mode particulier. [A410]

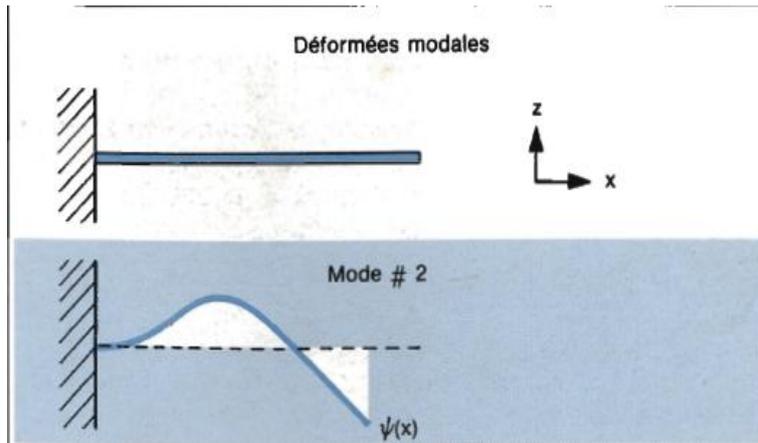


Figure I-23 La déformée modale d'ordre 2.

**1.8 Outils de validation :**

- MAC (Modal Assurance Criteria);
- MCF (Modal Confidence Factor);
- Dispersion de la phase (Phase Scatter) ;
- Diagramme de stabilité. [FC AME]

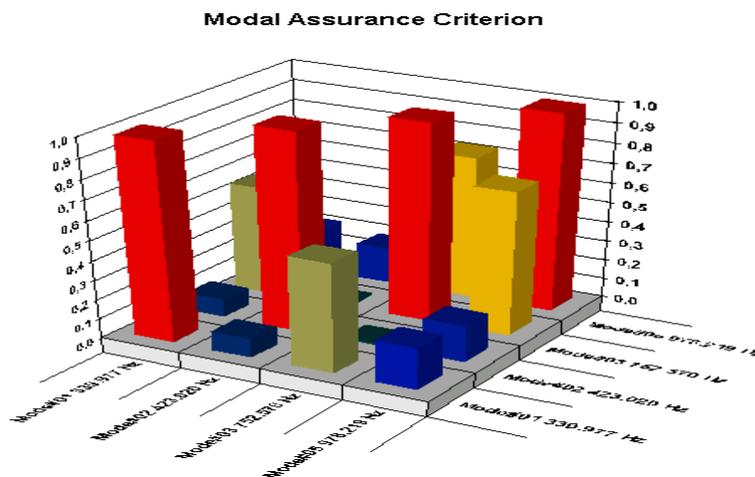


Figure I-24 MAC (Modal Assurance Criterion). [FC AME]

## **1.9 Conclusion**

L'analyse modale est une méthode très rapide et peu coûteuse d'essai non destructif de structures pour leur identification dynamique. En effet, à partir de l'enregistrement, sur le site même de son utilisation, de tous les mouvements de déformation de certains points d'une structure soumise à des efforts vibratoires, l'analyse modale permet de visualiser son comportement et de déterminer tous les paramètres de la vibration : fréquence, amplitude, amortissement, masses et ressorts d'équilibrage, situation et caractéristiques des renforts.

*Chapitre 3 :*  
*Etude et*  
*Simulation numérique*

*Chapitre 4 :*  
*Etude expérimentale*

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[A410] technique de l'ingénieur A410. Vibration.

[AME PRD] Technique de l'ingénieur R 6180 / Analyse modale expérimentale par Jean PIRANDA Professeur à l'Université de Franche-Comté, Laboratoire de Mécanique Appliquée R. Chaléat.

[AME QBC] Analyse modale expérimentale des structures par excitation acoustique à référence unique François Lafleur<sup>1</sup>, Marc Thomas<sup>2</sup>, Frédéric Laville<sup>2</sup> Icriq (centre de recherche industrielle du Québec).

[AME ACSTQ] SYS 855 Vibroacoustique Étude de l'A.M.E. Analyse Modale Expérimentale Marc Thomas, ing., Ph.D. Professeur Département de génie mécanique ETS.

[A.P] A. PEDRON, « Développement d'algorithmes d'imagerie et de reconstruction sur architectures à unités de traitements parallèles pour des applications en contrôle non destructif », Thèse de Doctorat, Université Paris-Sud, 2013.

[A.D.D] A. D. DIMAROGONAS. 'Vibration of cracked structures': A state of the art review. Engineering Fracture Mechanics, 55 (5):831–857, (1996).

[BNS H] Principals of vibration «BENSON H.TONGUE» .Oxford University press 1996.

[C.ZH.L] C. Z. ZHOU, X. Q. YANG, G. H. LUAN, « Investigation of microstructures and fatigue properties of friction stir welded Al-Mg alloy », Materials Chemistry and Physics, 98(2-3), pages 285-290, 2006.

[D.URD] Documentation de l'Unité de Recherche et Développement en Mécanique Aéronautique au niveau du laboratoire des essais mécaniques.

[DMTR] DEMETER G.FERTIS "Dynamics and Vibration of structures"; "ROBERT E.KRIEGER PUBLISHING COMPANY" Malabar, Florida 1984.

[DEM.12] Y. DEMMOUCHE, « Étude du comportement en fatigue d'assemblages soudés par FSW pour applications aéronautiques », Thèse de Doctorat, l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Décembre 2012.

[EMA UM] Experimental Modal Analysis A Simple Non-Mathematical Presentation Peter Avitabile-University of Massachusetts Lowell, Lowell, Massachusetts.

[ENSTA] Ensta – cours MS 204dynamique des systèmes mécaniques: ondes et vibrations.

[FAR.13] A. FARAH, « Comportement en fatigue de joints d'aluminium 7075-T6 soudés par friction-malaxage et parachevés », Thèse de Doctorat, École Polytechnique de Montréal, octobre 2013.

- [GIV.14]** M. K. B. GIVI, P. ASADI, « Advances in Friction Stir Welding and Processing », Livre, 2014
- [H.B.Y.T]** H. B. CHEN, K. YAN, T. LIN, S. B. CHEN, C. Y. JIANG, Y. ZHAO, « The investigation of typical welding defects for 5456 aluminum alloy friction stir welds. Materials Science and Engineering A », 433(1-2), pages 64-69, 2006.
- [H.J.Y.C]** H. J. LIU, Y. C. CHEN, J. C. FENG, « Effect of heat treatment on tensile properties of friction stir welded joints of 2219-T6 aluminum alloy », Materials Science and Technology, 22, pages 237-241, 2006.
- [JOL.11]** T. LE JOLU, « Étude de l'influence des défauts de soudage sur le comportement plastique et la durée de vie en fatigue de soudures par friction-malaxage d'un alliage Al-Cu-Li », Thèse de Doctorat, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2011.
- [J.C.D]** JEAN-CLAUDE DOUBRERE. Résistance des matériaux, éd. Eyrolles, Paris, 2010.
- [J.P]** J. PLUSQUELLEC, Technique de l'ingénieur : vibrations, réf p2645, 2014
- [L.M]** LESZEK MAJKUT, 'Free and forced vibrations of Timoshenko beams described by single difference equation'. Theoretical and applied mechanics: a journal, vol. 47, Issue 01, pp. 193-210, Warsaw (2009)
- [LAN.12]** L. LANGLOIS, J. B. CROUE, A. DELAMEZIERE, P. MARTIN, S. ZIMMER « Contraintes et potentialités du procédé innovant FSW pour la reconception du produit », 13<sup>e</sup> Colloque National AIP PRIMECA, Le Mont Dore, du 27 au 30 Mars 2012.
- [LOR.10]** O. LORRAIN, « Analyses expérimentale et numérique du procédé de soudage par friction malaxage FSW », Thèse de doctorat, l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Juin 2010.
- [L.C]** L. CHAMPANEY. Vibration de systèmes continus
- [P.B.S.R]** P. PRASANNA, B. S. RAO, G. K. RAO, « Finite Element Modeling for Maximum Temperature in Friction Stir Welding and its Validation », Journal of Advanced Manufacturing Technology, 51, p: 925-933, 2010
- [P.G.K]** P. G. KIRMSHER. The effects of discontinuities on the natural frequency of beams. Proc. american Society of Testing and Materials, 44:897-904, (1944).
- [MIS.05]** R. S. MISHRA, Z. Y. MA, « Friction stir welding and processing », A Review journal, Materials Science and Engineering, Aout 2005.
- [MIS.14]** R. S. MISHRA, P. SARATHI, N. KUMAR « Friction Stir Welding and processing », Livre, Science and engineering, Avril 2014.
- [NAN.08]** R. NANDAN, T. DEBROY et al, « Recent advances in friction-stir welding - Process, weldment structure and properties », Progress in Materials Science, 2008.

**[S.E.L]** SABER EL AREM, ‘Vibrations non-linéaires des structures fissurées: Application aux rotors de turbines’. Thèse de doctorat (2006)

**[STR TST]** Structural testing; Modal analysis and simulation “**Brüel & Kjær**”.

**[TEC R 5160]** Technique de l’ingénieur Essais de vibrations Mesures et exploitation des résultats par Paul-Eric DUPUIS.

**[THI.12]** F. THIBEAULT, « Étude numérique et expérimentale du soudage par friction malaxage », Thèse de Doctorat, Université du Québec à Chicoutimi, 2012.

**[TIM.13]** A. TIMESLI, « Simulation du soudage par friction et malaxage à l’aide de méthodes sans maillage », Thèse de Doctorat, Université de Lorraine, 2013.

**[T.H.T.B]** TERJE HAUKAAS, ‘TIMOSHENKO BEAMS’

**[T.A]** Tutoriel ABAQUS

**[VB STR]** Vibration of structures and machines. Practical aspects third edition. GIANCARLO GENTA; springer 1998.

**[WDL G]** Dynamics and control of structures; a modal approach. WODEL K.GAWRONSKI; springer 1998.

**[W.K.S]** W. K. STEPHAN, « Friction stir welders provide prefabricated components and panels », TWI Ltd, Aluminium International Today, 2004.

**[W.J.T]** W. J. Thomson. Vibration of slender bars with discontinuities in stiffness. J. APP. Mech., 17 :203–207, (1943).

**[ZIM.06]** S. ZIMMER, B. DA COSTA, X. STASSART, L. LANGLOIS, « Friction Stir Welding-Le soudage par Friction Malaxage », Manuel Pédagogique, ENSAM Metz, 2006.

**[ZIM.09]** S. ZIMMER, « Contribution à l’industrialisation du soudage par friction malaxage », Thèse de Doctorat, l’École Nationale Supérieure d’Arts et Métiers, Décembre 2009.